

Maschinenelemente

von

Hugo Krause

Z. Auflage

Zweite Auflage

Maschinenelemente

Leitfaden zur Berechnung und Konstruktion
für technische Mittelschulen, Gewerbe- und
Werkmeisterschulen sowie zum
Gebrauche in der Praxis

Von

Hugo Krause
Ingenieur

Zweite, vermehrte Auflage

Mit 357 Textfiguren



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH

1913

ISBN 978-3-662-35626-5

ISBN 978-3-662-36456-7 (eBook)

DOI 10.1007/978-3-662-36456-7

Softcover reprint of the hardcover 2nd edition 1913

Vorwort zur zweiten Auflage.

Das vorliegende Buch ist als Lehrbuch für technische Lehranstalten und als Nachschlagebuch für den in der Praxis stehenden Techniker bestimmt. Da es nur die elementarsten Kenntnisse der Mathematik, Mechanik und Festigkeitslehre voraussetzt, eignet es sich auch für niedere technische Lehranstalten und zum Selbststudium. Die erste Auflage ist aus dem Bedürfnis entstanden, für die Schüler einer Werkmeisterschule ein kurzgefaßtes, wohlfeiles Buch zu schaffen, das die allgemeinen Gesichtspunkte, von denen man beim Entwerfen und der Herstellung der Maschinenelemente auszugehen hat, sowie die Hauptformeln zu ihrer Berechnung zusammenfaßt. Da das Buch auch in anderen Kreisen vielfach Eingang gefunden hat, ist die zweite Auflage durch Aufnahme mehrerer Formeln und Berechnungen, die etwas weitergehende Vorkenntnisse (z. B. Trigonometrie) voraussetzen, erweitert worden; doch können diese ohne Schwierigkeit überschlagen werden.

Die Abbildungen sollen in erster Linie zur Erläuterung des Textes dienen, schon des geringen Raumes wegen können sie nicht alle Einzelheiten der betreffenden Elemente wiedergeben und größere Konstruktionszeichnungen nicht ersetzen. Es ist deshalb wünschenswert, im Konstruktionsaal ein größeres Vorlagenwerk für die Schüler aufzulegen. Jedem Schüler die Anschaffung einer solchen Vorlagensammlung ohne begleitenden Text vorzuschreiben, wie es an manchen Techniken geschieht, halte ich, von dem meist hohen Preis dieser Bücher ganz abgesehen, für bedenklich, da der Schüler hierdurch nur zu leicht zum gedankenlosen Abzeichnen verleitet wird.

Das Buch stützt sich in den meisten zur Berechnung der einzelnen Maschinenelemente dienenden Formeln und Konstruktionsregeln, wie auch in einigen Abbildungen auf das im Verlage von Alfred Kröner in Leipzig erschienene klassische Werk: Die Maschinenelemente, von C. v. Bach. Auch die Bezeichnungen sind meist im Einklang mit diesem Werke, bzw. den meistgebräuchlichen sich gleichfalls an Bach anlehrenden Nachschlagebüchern Hütte und Freytag, Hilfsbuch für den Maschinenbau, gewählt. Dagegen habe ich die von einigen Kritikern bemängelten Abweichungen in der Anordnung des Stoffes

beibehalten, da ich es bei einem Lehrbuch, das von teilweise noch sehr wenig vorgebildeten Schülern in die Hand genommen wird, für logisch halte das Leichtere vor dem Schwereren zu behandeln, auch wenn dabei z. B. die indirekte Übertragung (Riementrieb) vor der direkten (Zahnräder) zur Besprechung kommt. Sonst bin ich bemüht gewesen, allen mir zur Kenntnis gelangten Wünschen nachzukommen, soweit es der Zweck des Buches und die Rücksicht auf Umfang und Preis zuließen. Da der Wunsch, dem Buch seinen wohlfeilen Preis auch in der zweiten Auflage nach Möglichkeit zu erhalten, den Ergänzungen gewisse Grenzen setzte, habe ich bei diesen namentlich die allgemeinen Kapitel (Befestigungsmittel und Transmissionen) berücksichtigt, die Elemente der Dampfmaschinen usw. werden doch meist erst bei Besprechung dieser Maschinen eingehender behandelt, und diese Behandlung ist oft erst im Zusammenhang mit der der Wirkungsweise der Maschinen recht verständlich.

Allen, die mich durch Ratschläge für die Neuauflage, wie auch den Firmen, die mich durch Überlassung ihrer Druckschriften und Zeichnungen unterstützt haben, spreche ich hiermit meinen verbindlichsten Dank aus.

Iserlohn, im April 1913.

Der Verfasser.

Inhaltsverzeichnis.

I. Verbindende Maschinenelemente.

A. Unlösbare Verbindungen.		Seite
1. Nietverbindungen		1
Allgemeine Gesichtspunkte 1. Festigkeit der Nietverbindungen 3.		
Dimensionierung derselben:		
a) feste und dichte Vernietungen.		5
Festigkeitsverhältnis der Nietnähte		8
b) dichte Nietverbindungen, die nur kleine Kräfte zu übertragen haben		9
c) feste Nietverbindungen (Eisenkonstruktionen)		9
Bildung körperlicher Ecken durch Vernietung		10
Dampfkesselvernietungen.		10
2. Verbindungen durch Schrumpfen oder Schwinden und andere unlösbare Verbindungen		18
Schrumpfringe 18. Schrumpfanke 18. Warmaufziehen 18. Kaltaufziehen 18. Schweißen 19.		
B. Lösbare Verbindungen.		
1. Schraubenverbindungen		19
Allgemeines 19. Gewindearten 20.		
1. Befestigungsschrauben		20
2. Bewegungs- und Preßschrauben		20
Die Herstellung des Schraubengewindes		22
Wirkungsweise der Schrauben		25
Berechnung der Schrauben		26
Verschiedene Schraubenarten.		29
Schraubensicherungen		32
2. Keilverbindungen		33
a) Querkeile oder Hochkeile		35
b) Flachkeile oder Längskeile		38
c) Höhenkeile		40
Keilsicherungen		40

II. Maschinenelemente der drehenden Bewegung.

A. Zapfen.

Allgemeine Gesichtspunkte 41.		
1. Tragzapfen		41
Voller und hohler Stirnzapfen 41. Halszapfen 47. Kugelförmiger Tragzapfen 48.		
2. Spurzapfen		49
Ebener Spurzapfen 49. Ringförmiger Spurzapfen 50. Kammzapfen 51. Kugelförmiger Spurzapfen 52.		
Das Schmiermaterial		52

B. Achsen und Wellen.		Seite
1. Achsen		53
Voller und hohler kreisförmiger Querschnitt 53. Kreuzförmiger Querschnitt 53.		
2. Wellen		55
Reine Wellen 55. Lagerentfernung 57. Ausdehnung der Wellen 57. Gemischte Wellen 58.		
Hölzerne Wellen 62		
Die Stellringe		63
C. Kupplungen.		
Allgemeine Gesichtspunkte 63.		
1. Feste Kupplungen		64
Muffenkupplung 64. Scheibenkupplung 65. Schalenkupplung 66. Sellerskupplung 67. Kupplung der Mannesmann-Röhrenwerke 68.		
2. Bewegliche Kupplungen		68
Längsbewegliche oder Ausdehnungskupplungen 68. Oldhamsche Kupplung 69. Schleppkurbel 69. Elastische Kupplungen und Isolationskupplungen 69. Lederlaschenkupplung 69. Elast. Kupplung von Jaeger 69. Brown, Boverie & Cie. 69. Zodel-Voith 69. Cachin-Kupplung 70. Elast. Kupplung der Bamag 70. Bürstenkupplung 70. Elast. Kupplung von Polysius 70. El-Is-Kupplung 70. Walzwerkskupplungen 71. Kreuzgelenkkupplungen 72. Kupplung von Piat 72. Kugelgelenk 72.		
3. Ausrückkupplungen		72
Klauenkupplung 72. Hildebrandtsche Kupplung 73. Klinkenkupplung 74. Kegelreibungskupplung 74. Doppelkegelreibungskupplung 76. Dohmen-Leblancsche Kupplung 76. Reibungskupplung von Polysius 77. Hill-Kupplung 77. Gnom-Kupplung 77. Penig-Kupplung für Vorgelege 77. Kupplung für Wendegetriebe von Stuckenholz 77. Benn-Kupplung 77. Reibungskupplung von Lohmann & Stolterfoth 78. Schraubenfederreibungskupplung 79. Flüssigkeitskupplungen 79. Elektrische Kupplungen 79. Motorenkupplungen n. Uhlhorn 80. Ohnesorge 80. Dreikakupplung 81. Arndtsche Kupplung 81.		
Ausrücker für Kupplungen 82		
D. Lager.		
Allgemeine Gesichtspunkte 83. Lagermetalle 89. Abmessungen der Lagerschalen 91. Stehlager 92. Sellerssches Lager 92. Lager mit Preßölschmierung und Wasserkühlung 92. Hängelager, Wandlager, Lagerböcke 93. Kurbellager 93. Schmierung 93.		
Ringschmierlager		94
Autopneumatlager 96. Kalypsollager 96. Lager mit Ölfilzschmierung 96.		
Spurlager		96
Kammlager		97
Rollenlager		97
Kugellager		99
Schneidenlager		101

III. Maschinenelemente zur Fortpflanzung der drehenden Bewegung von einer Welle auf die andere.

A. Der Riementrieb.

Allgemeine Gesichtspunkte 102. Berechnung der Riementriebe 102.	
Allgemeine Konstruktionsgrundsätze	108

Gummiriemen 108. Baumwollriemen 109. Hanftreibriemen 109. Haartreibriemen 109. Gliederriemen 109. Gelochte oder perforierte Riemen 109. Kordelschnüre 109. Keilriemen 109. Spannrollen 109. Offener, geschränkter und halbgeschränkter Riemetrieb 111. Konische Riemenscheiben 112. Stufenscheiben 112.

Die Riemenscheiben 112

Abmessungen der Riemenscheiben 112. Geteilte Scheiben 114. Schmiedeeiserne Riemenscheiben 115. Holzriemenscheiben 115. Hartpapierriemenscheiben 115. Los- und Leerscheibe 116. Riemenausrücker 116. Stahlbandtriebe 117.

B. Der Seiltrieb.

Allgemeine Gesichtspunkte 117.

1. Der Hanfseiltrieb. 118

Anwendung desselben 118. Material der Hanfseile 118. Verspleißen der Seile 118. Schmierung der Seile 118.

2. Der Baumwollseiltrieb 119

Anwendung desselben 119.

Berechnung der Hanfseiltriebe und Baumwollseiltriebe 119

Seiltrieb mit Dehnungsspannung 119. Seiltrieb mit Belastungsspannung 120.

3. Der Drahtseiltrieb 125

Material und Herstellung der Drahtseile 125. Anordnung der Drahtseiltriebe 125.

Berechnung der Drahtseiltriebe 125

Schiefer Seiltrieb 127.

Konstruktion der Hanf- und Drahtseilscheiben 128

Hanfseilscheiben 128. Drahtseilscheiben 129.

C. Reibungsräder.

Allgemeine Gesichtspunkte 131. Berechnung der Reibungsräder 131. Keilräder 132. Kegelförmige Reibungsräder 134. Hyperboloiden- oder Hyperbelräder 135.

D. Zahnräder.

Allgemeine Gesichtspunkte 135.

1. Berechnung der Zahnräder 135

Übersetzungsverhältnis 135. Teilung und Modul 135. Holzzähne 137. Material und Umfangsgeschwindigkeit 138. Arme der Zahnräder 140.

 Kegelräder 147

 Schraubenräder 148

2. Schnecke und Schneckenrad 148

Grisongetriebe 153.

3. Die Konstruktion der Zahnprofile 153

Allgemeine Verzahnung 153.

 a) Zykloidenverzahnung 156

 Zykloide, Epizykloide, Hypozykloide 156. Zahnstangenverzahnung 157. Außenverzahnung 157. Innenverzahnung 157. Geradflankenverzahnung 158. Triebstockverzahnung 158. Doppelte Punktverzahnung 158. Satzräderverzahnung 160.

 b) Evolventenverzahnung 162

 Evolvente 162. Außenverzahnung 162. Innenverzahnung 162. Zahnstangenverzahnung 162.

 Kettentriebe 162

IV. Maschinenelemente der geradlinigen Bewegung.

A. Seile und Ketten, deren Rollen und Trommeln. Seite

1. **Hanfseile** 163
Material und Herstellung 163. Bruchbelastung 163. Berechnung der Hanfseile 164. Wirkungsgrad der Seilrollen 164. Konstruktion der Rollen und Trommeln 165.
2. **Drahtseile**. 167
Material und Herstellung 167. Berechnung der Drahtseile 168. Rollen und Trommeln 169.
3. **Ketten** 170
Material 170.
 1. Die gewöhnliche Gliederkette 170
 2. Die Hakenkette 171
 3. Die Gallsche Gelenkkette 171
 4. Die Gelenkkette von Zobel-Neubert & Co., Schmalkalden 172
 5. Die Stotzsche Kette 172
 Kettenrollen 173. Haken 174.

B. Kolben und Kolbenstangen.

Allgemeine Gesichtspunkte 174.

1. **Taucherkolben** 175
Kolbenliderungen 175. Hohle Kolben 176.
2. **Scheibenkolben** 176
Kolbenkörper und Kolbendeckel 176. Deckelschrauben 176.
 1. Hanfliderung 177
 2. Lederliderung 178
 3. Holzliderung 178
 4. Metalliderung 178
3. **Kolbenstangen** 181
4. **Die Stopfbüchsen** 182
Teile der Stopfbüchsen 182. Dichtungsmaterial 182. Abmessungen 182. Labyrinthdichtung 184. Schmierung der Stopfbüchsen 185.

V. Maschinenelemente zur Umänderung der geradlinigen Bewegung in eine drehende.

Der Kurbelmechanismus 185. Kraft- und Geschwindigkeitsverhältnisse 186.

Die Teile des Kurbelmechanismus.

1. **Schubstangen** 188
 1. Schubstangenköpfe 188
 2. Schubstangenschaft 191
2. **Kurbeln** 193
Stirnkurbel 193. Gekröpfte Welle 195. Kurbel mit Gegengewicht 197. Kurbelscheibe 197. Handkurbel 197.
Kurbel mit Gegenkurbel und Exzenter 197
Exzenter 197. Gegenkurbel 198. Exzenterstangen 199.
3. **Geradfürungen** 199
Kreuzkopf oder Querhaupt 199
Gleitschuhe 200. Gleitbahn 201. Kurbelschleife 202.
Geradfürungen durch Gelenkstangen 202
Wattsches Parallelogramm 202. Ellipsenlenker 202.

VI. Maschinenelemente zur Aufnahme und zur Fortleitung von Flüssigkeiten, Dämpfen und Gasen.

A. Zylinder.

Seite

Allgemeine Gesichtspunkte 203.

1. Zylinder für Pumpen und Pressen	203
2. Dampfzylinder	205
Schieberkasten und Schieberkastendeckel	207

B. Röhre und Rohrverbindungen.

1. Gußeisenrohre	208
Flanschenrohre	208
Muffenrohre	211
2. Schmiedeeisen- und Stahlrohre	212
Genietete Rohre	212
Geschweißte Rohre	213
Gasrohre 215. Gelötete Rohre 215. Nahtlose Rohre 215.	
5. Rohre von Kupfer und Messing	215
4. Rohre von Blei oder Zinn	217
5. Andere biegsame Rohre	217
6. Rohrleitungen für Dampf von hoher Spannung	217
7. Ausgleichs- oder Dehnungsrohre	217
8. Rohre, welche durch äußeren Überdruck beansprucht werden (Dampf- kesselflammrohre)	218

C. Absperrvorrichtungen.

Allgemeine Gesichtspunkte 219.

1. Ventile	220
a) Absperrventile	220
Tellerventil 220. Kegelveilil 220. Kugelveilil 220. Entlastete Ventile 221.	
b) Die selbsttätigen Ventile	224
Mehrsitzige Ventile 226.	
c) Gesteuerte Ventile	226
Berechnung der Ventile.	227
Klappenventile.	231
2. Schieber	232
a) Normalschieber	232
b) Axialschieber	233
Drehschieber 234. Hähne 234.	

Anhang.

Berechnung der Federn.

Biegefedern	235
Drehungsfedern	238

Tabellen.

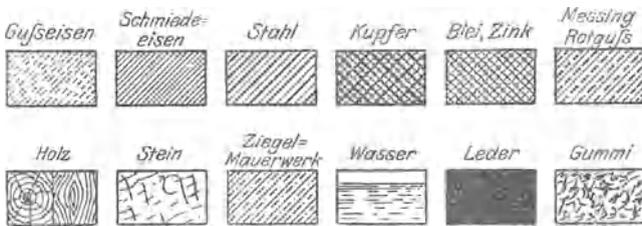
Tab. 1. Whitworthsches Gewinde	240
,, 2. S.-I.-Gewinde (System International)	241
,, 3. Gasgewinde	242
,, 4. Keil-Tafel	243
,, 5. Abmessungen schmiedeeiserner Zapfen	243

	Seite
Tab. 6. Stellinge	244
„ 7. Hanf- und Baumwollseile	245
„ 8. Drahtseile	246
„ 9. Bergwerks-, Schiffs- und Kranenkettten	253
„ 10. Kalibrierte Gliederketten und verzahnte Kettenräder	254
„ 11. Gallsche Gelenkketten	256
„ 12. Gelenkketten von Zobel-Neubert & Co., Schmalkalden	256
„ 13. Normal-Tabelle für gußeiserne Flanschenrohre	257
„ 14. Normal-Tabelle für gußeiserne Muffenrohre.	258
„ 15. Gezogene Messingrohre	259
Tafel der zweiten und dritten Potenzzahlen, der zweiten und dritten Wurzeln, der Briggs'schen Logarithmen, des Tausendfachen der reziproken Werte, der Kreisumfänge und Kreisflächen	260
Alphabetisches Sachregister	280

Quellenwerke.

- v. Bach, C., Die Maschinenelemente. 10. Aufl. Leipzig 1908, A. Kröner.
Freytag, Fr., Hilfsbuch für den Maschinenbau. 4. Aufl. Berlin 1912, Julius Springer.
v. Grove, O., Konstruktionslehre der einfachen Maschinenteile. Leipzig 1906, S. Hirzel.
„Hütte“. Des Ingenieurs Taschenbuch. 21. Aufl. Berlin 1911, W. Ernst & Sohn.
Keller, K., Berechnung und Konstruktion der Triebwerke. 4. Aufl. München 1904, Bassermann.
Laudien, K., Maschinenelemente. Leipzig 1907, Dr. M. Jänecke.
Lindner, G., Maschinenelemente, Stuttgart 1910, Deutsche Verlagsanstalt.
Rebber, W., u. A. Pohlhausen, Berechnung und Konstruktion der Maschinenelemente. 7. Aufl. Mittweida 1913, Polytechnische Buchh. R. Schulze.
Reuleaux, F., Der Konstrukteur. 4. Aufl. Braunschweig 1899, F. Vieweg & Sohn.
Schneider, M., Die Maschinenelemente. Braunschweig 1905, F. Vieweg & Sohn.
Volk, Einzelkonstruktionen aus dem Maschinenbau. Berlin, Julius Springer.
Güldner, Kalender für Betriebsleitung und praktischen Maschinenbau. Leipzig, Degener.
Uhlands Ingenieur-Kalender. Leipzig, A. Kröner.
Lueger, O., Lexikon der gesamten Technik. Stuttgart, Deutsche Verlags-Anstalt.
Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure.
Mitteilungen über Forschungsarbeiten.
Werkstattstechnik.
Druckschriften der im Text angeführten Firmen.

Materialtafel für die Textfiguren.



Lagermetalle aller Art außer Rotguß sind kreuzweise schraffiert, Nickel (bei Ventilen) schwarz dargestellt.

Unter Maschinenelementen versteht man solche Maschinenteile, welche in derselben oder ähnlicher Form bei einer größeren Anzahl verschiedenartiger Maschinen vorkommen.

I. Verbindende Maschinenelemente.

Je nachdem die Verbindung eine Trennung ohne Zerstörung der verbundenen oder der verbindenden Teile gestatten soll oder nicht, unterscheidet man lösbare und unlösbare Verbindungen.

A. Unlösbare Verbindungen.

Unlösbare Verbindungen werden hergestellt durch Nieten, Schrumpfen oder Schwinden (Zusammenziehen beim Erkalten eines vorher erwärmten Teiles der Verbindung), ferner durch Schweißen, Löten, Leimen und Kitten.

1. Nietverbindungen.

Das Niet besteht aus dem Nietenstift und zwei Nietköpfen. Der eine Kopf wird schon bei der Fabrikation der Nierte hergestellt und heißt Setzkopf, der andere erst bei der Vernietung erzeugte heißt Schließkopf (Fig. 1).

Der Schließkopf kann entweder durch Handarbeit gebildet werden: Handnietung, oder durch Nietmaschinen (Pressen): Maschinennietung.

Die Nietmaschinen werden meist durch Druckwasser (hydraulisch) oder auch Druckluft (pneumatisch) betrieben. Sie pressen zunächst die zu vernietenden Platten fest aufeinander und bilden dann den Schließkopf in einem Druck.

Zieht man die Nierte im glühenden Zustande ein, wobei sich der Schließkopf leichter bilden läßt und die Platten durch die Zusammenziehung beim Erkalten fest aufeinandergepreßt werden, so spricht man von warmer Vernietung, werden die Nierte kalt eingezogen, von kalter Vernietung.

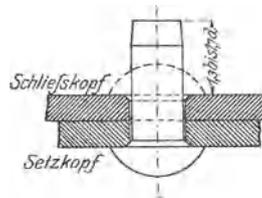


Fig. 1.

Je nachdem die Niete in einer, zwei oder mehreren Reihen angeordnet sind, unterscheidet man einreihige, zweireihige und mehrreihige Nietverbindungen.

Sind bei zwei- oder mehrreihigen Verbindungen die Reihen gegeneinander versetzt, so spricht man von versetzten oder Zickzacknietungen (Fig. 8 u. 10), sind die Niete hintereinander angeordnet, von Parallel- oder Kettennietungen (Fig. 9).

Sind die Ränder der zu vernietenden Bleche direkt übereinander gelegt (überlappt), so nennt man die Nietnaht Überlappungsnietnaht (Fig. 7, 8, 9, 10), sind dagegen die Bleche stumpf gegeneinander gestoßen und durch eine oder zwei Blechplatten verbunden: einseitige (Fig. 11), bzw. zweiseitige (Fig. 12 u. 13) Laschennietnaht.

Wenn die Zerstörung einer Nietnaht dadurch herbeigeführt würde, daß die eine Blechplatte über die andere bzw. über die Lasche hinweggeschoben wird, so müßte der Nietschaft zerschnitten (abgeschert) werden. Je nachdem dies in ein, zwei oder mehreren Querschnitten jedes Nietes geschehen würde, nennt man die Verbindung einschnittig (Fig. 7, 8, 9, 10, 11), zweisechnittig (Fig. 12 u. 13) oder mehrschnittig.

Man fertigt die Niete in der Regel aus demselben Material wie die zu vernietenden Bleche, also aus Schmiedeeisen (zähes Schweiß- oder Flußeisen), Kupfer oder Messing. Eisenniete unter 10 mm Durchmesser sowie Kupfer- und Messingniete werden kalt eingezogen. Der ungünstigen Beanspruchung wegen ist immer vorzügliches Material zu verwenden.

Vernietungen, welche dichthalten sollen, müssen verstemmt werden, d. h. die Kante des einen Bleches wird mit Hilfe des Stemmeisens fest auf das andere gepreßt. Um dies zu erleichtern, werden die Blechkanten unter einem Winkel von 18° behauen oder behobelt (Fig. 2). Auch die Nietköpfe werden häufig verstemmt. Bei Laschennietnähten nimmt man oft eine wellenförmig begrenzte Lasche (Fig. 13), um dieselbe wirkungsvoller verstemmen zu können.

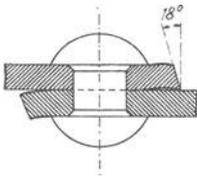


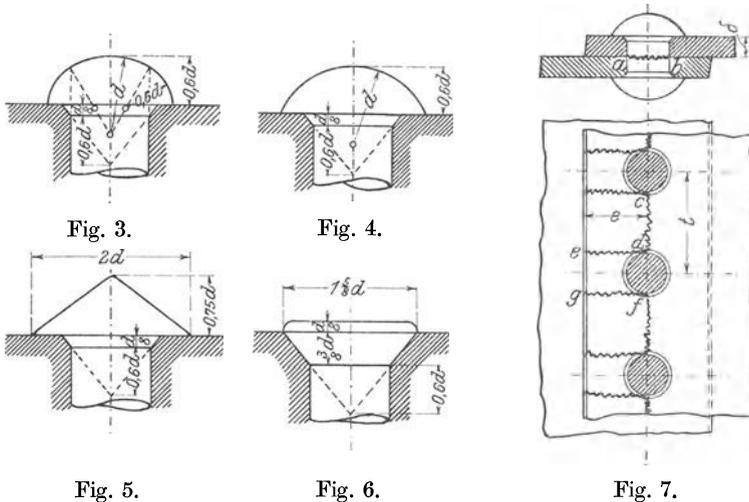
Fig. 2.

Nach den Anforderungen, welche an eine Nietverbindung gestellt werden, unterscheidet man:

1. Vernietungen, welche ausschließlich Kräfte zu übertragen haben: feste Vernietungen;
2. solche, welche nur kleine Kräfte auszuhalten haben, aber einen dichten Abschluß herstellen müssen: dichte Vernietungen;
3. solche, welche sowohl bedeutenden Kräften widerstehen, als auch abdichten müssen: feste und dichte Vernietungen.

Zu den ersteren gehören die an Eisenkonstruktionen (Dach- und Brückenträgern), zu den zweiten die an Wasser- und Gasbehältern, zu den dritten die an Dampfkesseln vorkommenden Vernietungen.

Für die festen Vernietungen wählt man für den Kopf gewöhnlich die durch einen Korbbogen begrenzte Form Fig. 3 (genauer macht man die Kopfhöhe in der Verlängerung des Lochrandes $\frac{3}{8}d$, wobei die Kopfhöhe in der Mitte $0,51d$ wird), für die dichten und die festen und dichten den breiteren Kopf Fig. 4, in beiden Fällen vorausgesetzt, daß man den Schließkopf mit dem Schellhammer (einem der Form des Nietkopfes entsprechend ausgehöhlten Eisenklotz) oder mit Nietmaschinen bildet.



Bildet man den Nietkopf mit dem Handhammer, so gibt man ihm oft die Kegelform Fig. 5, darf er nicht über das Blech herausstehen, die versenkte Form Fig. 6. Setzköpfe mit trapezförmigem Profil verwendet man im Innern von Feuerbüchsen, da sie besseren Schutz gegen Abbrennen bieten.

Man berechnete früher die Nietverbindungen auf Grund der Anschauung, daß die Zerstörung stattfinden könne: 1. durch Abscheren der Niete in der Schnittfläche a—b (Fig. 7), 2. durch Zerreißen des Bleches an seiner schwächsten Stelle, zwischen den Nieten c—d, oder 3. dadurch, daß mit den Nieten das vor denselben liegende Blech d e g f herausgeschert wird.

Eine richtig dimensionierte Nietnaht müßte natürlich gegen alle drei Arten der Zerstörung gleiche Sicherheit bieten, es müßte also z. B. für die einreihige Überlappungsnetnaht, wenn k'_s die zulässige Schubspannung des Nietmaterials, k_s die zulässige Schubspannung des Bleches, k_z die zulässige Zugspannung des Bleches, d der Nietdurch-

messer, δ die Blechstärke, t der Abstand zweier Niete (die Nietteilung) und e die Entfernung des Blechrandes von der Nietmitte ist, sein:

$$\frac{d^2 \pi}{4} \cdot k_s' = (t - d) \delta k_z = 2 \left(e - \frac{d}{2} \right) \delta k_s.$$

Bei der Beanspruchung 3 setzte man als widerstehende Fläche nur $\left(e - \frac{d}{2} \right) \delta$ statt $e \delta$ ein, da die unmittelbar am Nietloch liegenden Blechteile nur geringe Widerstandsfähigkeit haben.

Oder man dachte sich nach Schwedler um jedes Niet ein Band gelegt, dessen Zugfestigkeit gleich der Schubfestigkeit des Niets ist und ermittelte daraus die Nietteilung.

In Wirklichkeit ist die Beanspruchung der Niete nicht so, wie diese Art der Berechnung von Nietverbindungen voraussetzt.

Da die Niete in der Regel in glühendem Zustande eingebracht werden, muß ihr Durchmesser kleiner sein als der Lochdurchmesser. Nach dem Erkalten wird also der Nietschaft das Nietloch nicht mehr ausfüllen, zumal er sich infolge der nach Bildung des Schließkopfes gehinderten Längszusammenziehung noch weiter in der Querrichtung zusammenzieht. Ehe aber eine Beanspruchung des Nietschaftes auf Schub stattfinden kann, müssen die Bleche, die hier wie die Backen einer Schere wirken, den Nietschaft berühren, müßten sich also gegeneinander verschieben, was, auch wenn der Nietschaft noch nicht zerstört werden würde, als unzulässig zu betrachten ist. Soll eine derartige Verschiebung der Platten nicht eintreten, so muß der durch die Aufeinanderpressung der Platten durch die Niete hervorgerufene Gleitungswiderstand genügend groß sein.

C. v. Bach (Die Maschinenelemente, 10. Aufl., Verlag von Alfred Kröner in Leipzig) hat über die Größe dieses Gleitungswiderstandes umfangreiche Versuche angestellt, aus denen hervorgeht:

1. daß eine höhere Stauchtemperatur (hellrot) vorteilhafter ist als eine niedrige, vorausgesetzt, daß der Druck auf den Nietkopf so lange dauert, bis das Niet so weit erkaltet ist, daß es dem Bestreben der Platten, die Entfernung zwischen den Nietköpfen zu vergrößern, nicht mehr nachgibt;

2. daß der Gleitungswiderstand um so größer ausfällt, je größer die Stärke der zu vernietenden Teile ist, da ja dann die Zusammenziehung des Nietschaftes beim Erkalten und damit die Pressung zwischen den Platten entsprechend größer wird;

3. daß der Gleitungswiderstand, bezogen auf den Quadratcentimeter Nietquerschnitt, bei mehrreihigen Vernietungen nicht dieselbe Größe erreicht wie bei einreihigen, weil sich infolge der Elastizität des Bleches die Kraft nicht gleichmäßig über alle Niete verteilt;

4. daß der Gleitungswiderstand bei zweiseitiger Laschennietung kleiner als bei einseitiger Laschennietung und bei Überlappungsnietung ist, weil die Kräfte nicht wie bei den letztgenannten Nietverbindungen klemmend wirken und auch die gegeneinanderstoßenden Bleche meist nicht gleich stark sind, so daß die Laschen nur auf einer Seite fest auf das Blech gedrückt werden, während das andere Blech zwischen den Laschen nur lockerer sitzt;

5. daß der Gleitungswiderstand bei Maschinennietung gewöhnlich kleiner als bei Handnietung ist, weil der Stempel den Schließkopf zu früh verläßt (siehe auch 1), bleibt der Stempel dagegen genügend lange auf dem Schließkopf, so ist der Gleitungswiderstand bei Maschinennietung größer als bei Handnietung;

6. daß das Verstemmen den Gleitungswiderstand bedeutend erhöht und deshalb nicht nur bei dichten, sondern auch bei nur festen Verbindungen zu empfehlen ist.

Die Nietnähte sind nach C. v. Bach (a. a. O.) wie folgt zu dimensionieren:

a) **Feste und dichte Vernietungen.** Ist δ die Blechstärke in Zentimetern, so macht man erfahrungsgemäß den Nietdurchmesser für:

	einschnittige Vernietungen	$d = \sqrt{5 \delta} - 0,4 \text{ cm}$
zweischn.	einreihige	„ $d = \sqrt{5 \delta} - 0,5 \text{ cm}$
„	zweireihige	„ $d = \sqrt{5 \delta} - 0,6 \text{ cm}$
„	dreireihige	„ $d = \sqrt{5 \delta} - 0,7 \text{ cm}$.

Der Durchmesser des Nietloches muß, damit man die Niete im glühenden Zustande einbringen kann, 0,5 bis 1 mm größer als der Nietdurchmesser sein.

1. Einschnittige, einreihige Vernietung. (Fig. 7.) Die Belastung der Nieten kann man nehmen 600 bis 700 kg pro Quadratcentimeter Nietquerschnitt, die Entfernung von Mitte zu Mitte Niet, die Nietteilung

$$t = 2 d + 0,8,$$

die Entfernung des Lochmittels vom Blechrand

$$e = 1,5 d.$$

2. Einschnittige, zweireihige Vernietung. Belastung 550 bis 650 kg pro Quadratcentimeter Nietquerschnitt.

a) Zickzacknietung (Fig. 8),

$$t = 2,6 d + 1,5; \quad e = 1,5 d; \quad e_2 = 0,6 t,$$

b) Parallelnietung (Fig. 9),

$$t = 2,6 d + 1; \quad e = 1,5 d; \quad e_2 = 0,8 t.$$

3. Einschnittige, dreireihige Vernietung (Fig. 10). Belastung 500 bis 600 kg pro Quadratcentimeter Nietquerschnitt.

$$t = 3d + 2,2; \quad e = 1,5d; \quad e_2 = 0,5t.$$

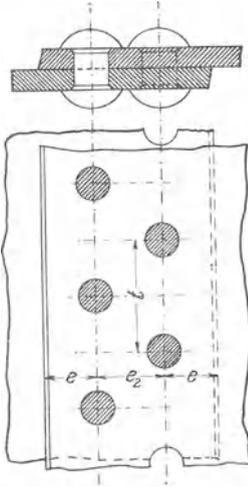


Fig. 8.

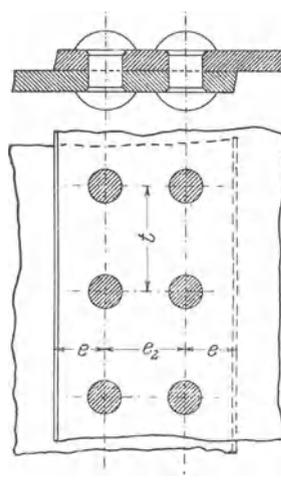


Fig. 9.

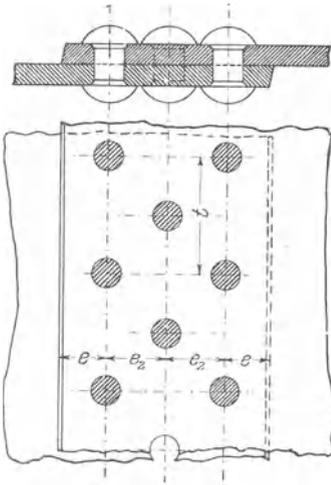


Fig. 10.

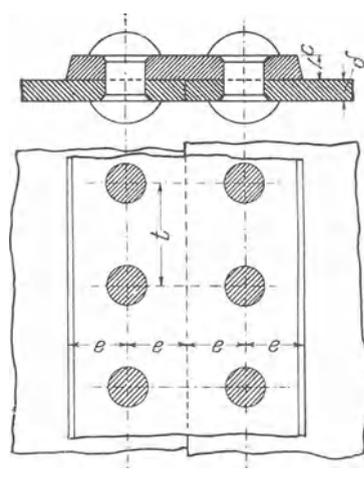


Fig. 11.

4. Einseitige Laschennietnähte (Fig. 11). Die Lasche hat die gleiche Beanspruchung auszuhalten wie das Blech; da sie aber durch Stöße, Abrosten und dgl. leichter angegriffen wird als das volle Blech, so macht man die Laschenstärke

$$c = \frac{9}{8} \delta.$$

Die einseitige Laschennietnaht kann ein-, zwei- und mehrreihig ausgeführt werden und wird dann wie die entsprechenden Überlappungs-nietnähte dimensioniert.

5. Zweischnittige, einreihige Vernietung. (Doppelte Laschennietnaht, Fig. 12.) Da der Widerstand gegen Gleiten hier in zwei Berührungsfächen wirkt, kann man die Verbindung mit 1000 bis 1200 kg pro Quadratcentimeter Nietquerschnitt belasten, wobei natürlich für jede Niete nur ein Querschnitt (nicht wie bei der Schubfestigkeitsrechnung zwei) einzusetzen ist.

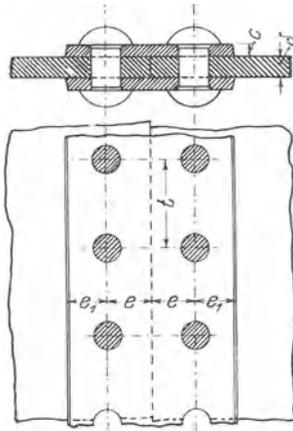


Fig. 12.

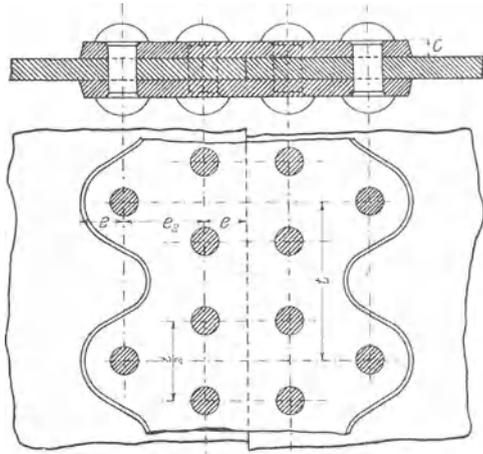


Fig. 13.

Die Laschenstärke müßte hier gleich der halben Blechstärke sein, wird aber aus schon oben genanntem Grunde etwas stärker genommen, und zwar

$$c = \frac{5}{8} \delta \text{ bis } \frac{2}{3} \delta; \quad t = 2,6 d + 1; \quad e = 1,5 d; \quad e_1 = 0,9 e.$$

6. Zweischnittige, zweireihige Vernietung. Belastung 950 bis 1150 kg pro Quadratcentimeter Nietquerschnitt.

$$t = 3,5 d + 1,5; \quad e = 1,5 d; \quad e_1 = 0,9 e; \quad c = \frac{5}{8} \delta \text{ bis } \frac{2}{3} \delta;$$

$$\text{Reihenabstand } e_2 = 0,5 t.$$

Ist die Nietteilung der äußeren Nietreihe doppelt so groß als die der inneren (Fig. 13), so macht man die erstere

$$t = 5 d + 1,5 \text{ cm,}$$

ferner

$$c = 0,8 \delta; \quad e = e_1 = 1,5 d; \quad e_2 = 0,4 t.$$

7. Zweischnittige, dreireihige Vernietung. Belastung 900 bis 1100 kg pro Quadratcentimeter Nietquerschnitt.

$$t = 6 d + 2 \text{ (äußere Nietreihe);}$$

$$t_1 = \frac{t}{2} \text{ (innere Nietreihe);}$$

$$c = 0,8 \delta; \quad e = 1,5 d; \quad e_2 = \frac{3}{8} t; \quad e_1 = e.$$

Bei mehrreihigen Doppelaschennietnähten nimmt man häufig, um trotz großer Teilung gut verstemmen zu können, in der äußeren Lasche eine Nietreihe weniger. Es werden dann nur die äußere Lasche und die äußeren Nietköpfe verstemmt.

Bei der Berechnung der Blechstärke eines durch Vernietung herzustellenden Gefäßes darf nicht die volle Blechstärke in Rechnung gezogen werden, dieselbe muß vielmehr mit dem Festigkeitsverhältnis φ der Nietnaht multipliziert werden. Das Festigkeitsverhältnis ist

$$\varphi = \frac{\text{Festigkeit der Nietnaht}}{\text{Festigkeit des vollen Bleches}},$$

also z. B. bei einreihiger Vernietung:

$$\varphi = \frac{(t - d) \delta}{t \cdot \delta} = \frac{t - d}{t}.$$

Nehmen wir eine Blechstärke von 12 mm an, so ist bei einschnittiger, einreihiger Vernietung:

$$d = \sqrt{5} \delta - 0,4 \text{ cm} = \sqrt{5} \cdot 1,2 - 0,4 = 2 \text{ cm}$$

und

$$t = 2 d + 0,8 = 2 \cdot 2 + 0,8 = 4,8 \text{ cm}$$

folglich

$$\varphi = \frac{t - d}{t} = \frac{4,8 - 2}{4,8} = \frac{2,8}{4,8} = 0,58.$$

		Nietdurchmesser	10	20	30	40	50 mm
einschnittig Überlappungs- nähte und einseitige Laschennietnähte	einreihig		0,64	0,58	0,56	0,55	0,54
	zwei- reihig {	parallel	0,72	0,68	0,66	0,65	0,64
		zickzack	0,76	0,70	0,68	0,66	0,65
		dreireihig		0,80	0,76	0,73	0,72
zweischnittig zweiseitige Laschen- nietnähte	einreihig		0,72	0,68	0,66	0,65	0,64
	zwei- reihig {	gleiche Nietteilung	0,80	0,77	0,75	0,74	0,74
		außen doppelt so große Teilung	0,69	0,65	0,64	0,63	0,62
	dreireihig {	Teilung außen doppelt so groß als innen	0,62	0,57	0,55	0,54	0,53

Das Festigkeitsverhältnis φ kann vorstehender Tabelle entnommen werden, wobei man bei nicht in der Tabelle enthaltenen Nietdurchmessern seinen Wert zwischen den nächstgelegenen einschätzen kann.

b) Dichte Nietverbindungen, die nur kleine Kräfte zu übertragen haben. Man nimmt den Nietdurchmesser

$$d = \sqrt[5]{\delta} - 0,4 \text{ cm,}$$

die Nietteilung

$$t \text{ bis zu } 3d + 0,5 \text{ cm,}$$

den Abstand des Nietmittels vom Blechrand

$$e = 1,5 d.$$

c) Feste Nietverbindungen. Hier kann man den Nietdurchmesser wählen:

$$d = \sqrt[5]{\delta} - 0,2 \text{ cm.}$$

Die Summe der Stärken der zu vernietenden Teile soll höchstens $= 4d$ sein. Müssen längere Niete verwendet werden, so darf man nicht das ganze Niet erwärmen, da sonst die Gefahr vorliegt, daß der Nietkopf infolge der starken Zusammenziehung beim Erkalten abgerissen wird.

Für auf Zug oder Druck beanspruchte Stäbe von Eisenkonstruktionen setzt man nach den preußischen Vorschriften vom 1. Mai 1903 die Schubspannung der Nieten gleich der Zugspannung im vollen, nicht durch die Nieten geschwächten Blech, also bei einschnittiger Vernietung die Summe der Nietquerschnitte gleich dem Stabquerschnitt. Diese Regel kann man mit Rücksicht darauf, daß der Leibungsdruck (der Druck auf die Fläche Schaftdurchmesser mal Länge) nicht zu groß werden darf, auch für zweischnittige Vernietung befolgen. Die preußischen Bestimmungen über Hochbauten vom 31. Januar 1910 setzen den Höchstwert der Scherspannung auf 1000 kg/qcm, den des Leibungsdrucks auf 2000 kg/qcm fest.

Die Teilung wählt man nach Lindner (Maschinenelemente, Stuttgart, Deutsche Verlagsanstalt) bei einer Reihe $t = 3d$, bei zwei Reihen $t = 3,5$ bis $4d$, bei drei Reihen $t = 4,5d$ bis $5d$, den Abstand vom Stirnende des Stabes $2d$, von den Seitenkanten $1,5d$, der Reihen voneinander mindestens $2,5d$.

Hat die Verbindung Kräfte zu übertragen, deren Richtung wechselt, so verwendet man vorteilhaft gedrehte Niete, deren Durchmesser 2% größer ist als der Durchmesser des aufgeriebenen Loches, treibt diese ein und vernietet sie kalt. Die Niete müssen aus bestem weichen Schmiedeeisen hergestellt sein. Den Nietquerschnitt kann man in diesem Falle nach Bach mit 320 kg/qcm, die Lochwand bis 400 kg/qcm belasten, woraus sich ergibt

$$\frac{\pi d^2}{4} \cdot 320 = d \cdot \delta \cdot 400$$

oder

$$d = 1,6 \delta.$$

Um die nötige Flächenpressung zu erzeugen, zieht man dann noch einige Niete warm ein.

Wenn man an Stelle dieser kostspieligen Vernietung die gewöhnliche Vernietung anwendet, so darf man mit der Belastung nicht über

200 kg pro Quadratcentimeter Nietquerschnitt bei einschnittiger,
350 „ „ „ „ „ „ zweischnittiger

Vernietung gehen. Bei Stößen ausgesetzten Verbindungen ist die zulässige Belastung noch niedriger zu wählen.

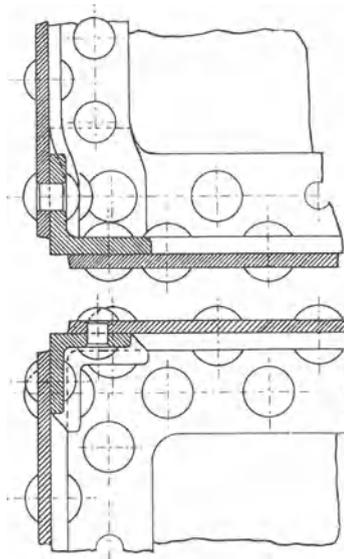


Fig. 14.

Bildung körperlicher Ecken durch Vernietung.

Man verbindet die zu vernietenden Platten durch Winkelleisen, die man in den Ecken übereinanderkröpfen muß; das untenliegende Winkelleisen ist dabei so auszuschmieden, daß keine Lücke entsteht.

Die Schenkeldicke δ_1 des Winkelleisens nimmt man 1 bis 2 mm stärker als die Blechdicke, die Entfernung des Nietloches vom Winkelleisenrand wie von der inneren Schenkelkante gleich $1,5 d$, also die Breite des Winkelleisens

$$b = 3 d + \delta_1.$$

Fig. 14 zeigt ein Beispiel einer solchen Verbindung.

Bei schwachen Blechen, die sich nicht verstemmen lassen, legt man zwecks Dichtung der Nietnaht mit Mennige getränkte Leinwand- oder Papierstreifen bzw. Schnuren zwischen die zu vernietenden Bleche.

Dampfkesselvernietungen.

Die mit dem 9. Januar 1910 in Kraft getretenen allgemeinen polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln geben folgende Materialvorschriften bzw. Bauvorschriften für Landdampfkessel:

Schweißisen: Feuerblech muß mindestens 36 kg/qmm Zugfestigkeit längs und 34 kg/qmm quer der Faser haben bei einer Dehnung

von mindestens 20 bzw. 15 %. Bei Bördelblech sind die entsprechenden Werte auf 35 kg/qmm, 33 kg/qmm, 15 % bzw. 12 % festgesetzt. In Rechnung zu setzen ist 33 kg/qmm für Schweißbleche. Nieteisen soll 35 bis 40 kg/qmm Zugfestigkeit bei mindestens 20 % Dehnung haben. Bei der kalten Biegeprobe muß das Nieteisen, ohne rissig zu werden, so gebogen und platt aufeinander geschlagen werden können, daß die beiden Enden der Länge nach parallel liegen. Warm muß sich ein Nieteisen oder der Schaft fertiger Niete von einer Länge gleich dem doppelten Durchmesser auf $\frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{4}$ der Länge zusammenstauchen und dann lochen lassen, ohne aufzureißen.

Flußbleisen: Die Zugfestigkeit soll mindestens 34 kg/qmm und höchstens 51 kg/qmm sein, die Dehnung

	bei einer Festigkeit von	34	kg/qmm	mindestens	28 %
„	„	35	„	„	27 „
„	„	36	„	„	26 „
„	„	37 bis 41	„	„	25 „
„	„	42	„	„	24 „
„	„	43	„	„	23 „
„	„	44	„	„	22 „
„	„	45	„	„	21 „
„	„	46 bis 51	„	„	20 „

In Rechnung setzt man

Blechsorte	I	mit	34 bis 41 kg/qmm	Festigkeit	mit	36 kg/qmm
„	II	„	40 „ 47 „	„	„	40 „
„	III	„	44 „ 51 „	„	„	44 „

Für Bleche welche im ersten Zuge liegen oder gebördelt werden, darf nur die Blechsorte I benutzt werden.

Nieteisen soll eine Zugfestigkeit von 34 bis 41 kg/qmm bei mindestens 25 % Dehnung und einer Gütezahl (Festigkeit in Kilogramm pro Quadratmillimeter plus Dehnung in Prozent) von 62 haben. Bei Blechen von mehr als 41 kg/qmm Zugfestigkeit darf das Nietmaterial bis 47 kg/qmm Zugfestigkeit haben, wenn die Dehnung den für Bleche gegebenen Werten entspricht. Bei der kalten Biegeprobe soll sich das Nieteisen bis auf $\frac{1}{5}$ des Nietdurchmessers parallel zusammenbiegen lassen. Warm muß es sich, wie bei Schweißbleisen angegeben, zusammenstauchen und lochen lassen. Nach dem Härten muß sich das Nieteisen um einen Dorn, dessen Durchmesser gleich der doppelten Dicke des Nieteisens ist, bis auf 180° biegen lassen. Der Schaft fertiger Niete muß sich nach dem Härten um $\frac{2}{5}$ der Länge zusammenstauchen lassen.

Für Kupfer kann bei Temperaturen bis 120°C die Festigkeit von 22 kg/qmm, für je 20°C höhere Temperatur eine um 1 kg/qmm niedrigere

Festigkeit gesetzt werden. Die Scherfestigkeit des Schweißeisens, Flußeisens und Kupfers kann zu 0,8 der Zugfestigkeit angenommen werden.

Die Nietnähte sollen stets so ausgeführt werden, daß der erforderliche Widerstand gegen Gleiten vorhanden und die Widerstandsfähigkeit der Nieten gegen Abscheren nicht geringer ist als die in Rechnung zu ziehende Festigkeit des Bleches in der Nietnaht. Hierbei darf die Belastung einer Niete durch die Scherkraft auf den Quadratmillimeter Nietquerschnitt höchstens 7 kg betragen, sofern keine höhere Zugfestigkeit des Materials als 38 kg/qmm nachgewiesen wird. Trifft diese Voraussetzung zu, so kann der für eine Belastung mit 7 kg/qmm berechnete Nietdurchmesser mit der Wurzel aus dem Quotienten, der sich aus der Zahl 38 und der nachgewiesenen Festigkeit ergibt, multipliziert werden (bei 46 kg/qmm Festigkeit also mit $\sqrt{\frac{38}{46}} = \sqrt{0,83} = 0,91$).

Bei Laschennietung sollen die Laschen aus Blechen von mindestens gleicher Güte wie die Mantelbleche geschnitten werden.

Bei der Berechnung der Wandstärken setzt man die zulässige Spannung $k_z = \frac{K}{x}$, wobei x der weiter unten gegebenen Tabelle zu entnehmen ist.

Ist δ die Blechstärke in Millimeter,

D der größte innere Durchmesser des Kessels in Millimeter,

p der größte Betriebsüberdruck in Kilogramm pro Quadratcentimeter,

φ das Mindestfestigkeitsverhältnis der Nietnaht zu der Festigkeit des vollen Bleches (da es sich nach dem Nietdurchmesser richtet, ist es zunächst schätzungsweise anzunehmen),

K die in Rechnung zu ziehende Zugfestigkeit in Kilogramm pro Quadratmillimeter nach vorstehenden Angaben

und x der nachstehend gegebene Zahlenwert,

so erhält man die Wandstärke aus der Formel:

$$\delta = D \cdot \frac{p \cdot x}{200 K \cdot \varphi} + 1.$$

(Diese Formel erhält man, wenn man einen Ring von 1 cm Länge betrachtet; die Kraft, die die Kesselwand zu zerreißen sucht, ist dann $\frac{D}{10} \cdot p$, die Festigkeit der Wand, da sich die Kraft auf zwei Flächen

$10 \cdot \delta \varphi$ verteilt, $20 \delta \varphi \cdot \frac{K}{x}$, folglich ist

$$20 \delta \varphi \frac{K}{x} = \frac{D}{10} \cdot p$$

oder

$$\delta = D \cdot \frac{p \cdot x}{200 K \cdot \varphi}.$$

Der Zuschlag, von 1 mm wird mit Rücksicht auf das Abrosten gegeben.)

Den Sicherheitskoeffizienten x wählt man:

- $x = 4,75$ bei überlappten oder einseitig gelaschten, handgenieteten Nähten,
- $x = 4,5$ bei überlappten oder einseitig gelaschten, maschinengenieteten und bei geschweißten Nähten,
- $x = 4,35$ bei zweireihigen, doppeltgelaschten, handgenieteten Nähten, deren eine Lasche nur einreihig genietet ist,
- $x = 4,25$ bei doppeltgelaschten handgenieteten Nähten,
- $x = 4,1$ bei zweireihigen, doppeltgelaschten, maschinengenieteten Nähten, deren eine Lasche nur einreihig genietet ist,
- $x = 4$ bei doppeltgelaschten, maschinengenieteten Nähten;
- $x = 4,25$ und $x = 4$ können auch dann in die Rechnung eingeführt werden, wenn bei drei- oder mehrreihigen Doppellaschen-nietungen die eine Lasche eine Nietreihe weniger besitzt als die andere.

Es wird empfohlen, die Nietlöcher zu bohren, in Blechen von mehr als 41 kg/qmm Zugfestigkeit und in solchen von über 27 mm Dicke müssen sie gebohrt werden. Bei gelochten Nietlöchern schwächerer Bleche ist x um 0,25, bei gelochten und mindestens um $\frac{1}{4}$ des Lochdurchmessers aufgebohrten Löchern um 0,1 zu erhöhen.

Aufgabe: Für den in Figur 15 skizzierten Dampfkessel von $D = 1600$ mm innerem Durchmesser sind die Längsnähte und Rundnähte zu berechnen, wenn die ersteren als zweireihig versetzt genietete Doppellaschen-nietnähte, die letzteren als einreihige Überlappungs-nietnähte ausgeführt werden sollen. Die Löcher sollen gebohrt, die Nietung von Hand ausgeführt werden. Der Betriebsüberdruck soll $p = 7$ kg/qcm sein, das verwendete Blech Flußeisenblech Sorte I (in Rechnung zu setzende Festigkeit 36 kg/qmm).

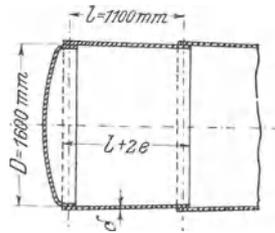


Fig. 15.

Lösung: Wir finden in den vorstehenden Tabellen $x = 4,25$ und $\varphi = 0,77$ (schätzungsweise 20 mm Nietdurchmesser angenommen). Dann wird die Blechstärke

$$\delta = D \cdot \frac{p \cdot x}{200 \cdot K \cdot \varphi} + 1 = 1600 \frac{7 \cdot 4,25}{200 \cdot 36 \cdot 0,77} + 1 = 10 \text{ mm.}$$

Der Nietdurchmesser für die Längsnaht wird

$$d = \sqrt[5]{\delta} - 0,6 = \sqrt[5]{1} - 0,6 = 1,64 \text{ cm.}$$

Man rundet gegenwärtig den Nietdurchmesser gewöhnlich auf die nächste höhere gerade Zahl ab, also

$$d = 18 \text{ mm.}$$

Für die Rundnähte würde sich ergeben:

$$d = \sqrt[5]{\delta} - 0,4 \text{ cm} = 1,84 \text{ cm};$$

es können hier noch dieselben Nieten verwendet werden, da die Rundnähte, wie später gezeigt werden soll, nur halb so stark beansprucht sind als die Längsnähte.

Mit diesem Nietdurchmesser ergibt sich weiter für die Längsnähte

$$t = 3,5 d + 1,5 = 3,5 \cdot 1,8 + 1,5 = 7,8 \text{ cm.}$$

$$e = 1,5 d = 1,5 \cdot 1,8 = 2,7 \text{ cm.}$$

$$e_1 = 0,9 e = 0,9 \cdot 2,7 = \sim 2,5 \text{ cm.}$$

$$e_2 = 0,5 t = 0,5 \cdot 7,8 = 3,9 \text{ cm.}$$

$$c = \frac{2}{3} \delta = \frac{2}{3} \cdot 1 = \sim 0,7 \text{ cm.}$$

Das Festigkeitsverhältnis der Längsnaht wird

$$\varphi = \frac{t - d}{t} = \frac{7,8 - 1,8}{7,8} = 0,77,$$

entspricht also dem schätzungsweise angenommenen.

Der Gleitwiderstand wird, da ein Streifen von der Breite $t = 7,8 \text{ cm}$ einen Dampfdruck von

$$D \cdot t \cdot p = 160 \cdot 7,8 \cdot 7 = 8736 \text{ kg}$$

erfährt und auf einen Streifen von dieser Breite auf jeder Seite zwei, also zusammen vier Niete kommen,

$$\frac{8736}{4 \cdot \frac{\pi 1,8^2}{4}} = \frac{8736}{4 \cdot 2,54} = \sim 860 \text{ kg pro qcm Nietquerschnitt.}$$

Die Beanspruchung der Niete auf Abscheren ist, da die Niete zweischnittig sind, halb so groß, beide Werte sind also zulässig.

Für die Rundnaht erhalten wir

$$t = 2 d + 0,8 = 2 \cdot 1,8 + 0,8 = 4,4 \text{ cm,}$$

$$e = 1,5 d = 1,5 \cdot 1,8 = 2,7 \text{ cm.}$$

Das Festigkeitsverhältnis der Nietnaht wird

$$\varphi = \frac{t - d}{t} = \frac{4,4 - 1,8}{4,4} = 0,59.$$

(Dieser Wert ist ausreichend, weil die Rundnähte nur halb so stark beansprucht sind wie die Längsnähte. Der Dampfdruck in Richtung

der Längsachse ist nämlich $\frac{D^2 \pi}{4} \cdot p$ (D in Zentimeter), ihm widersteht ein Ringquerschnitt $D \pi \cdot \delta \cdot \varphi$. D in dem ersten Wert in Millimetern gesetzt, also $\frac{D^2 \pi}{100 \cdot 4} \cdot p$, erhält man

$$D \pi \delta \cdot \varphi \frac{K}{x} = \frac{D^2 \pi}{400} \cdot p$$

oder

$$\delta = D \frac{p x}{400 K \varphi},$$

die Hälfte des Wertes, den die Berechnung der Längsnähte ergab.)

Da auf den Umfang

$$\frac{D \pi}{t} = \frac{1600 \cdot \pi}{44} = \frac{5026,5}{44} = 114 \text{ Nieten}$$

kommen, so wird der Gleitwiderstand pro Quadratcentimeter Nietquerschnitt

$$\frac{\frac{D^2 \pi}{4} \cdot p}{114 \frac{d^2 \pi}{4}} = \frac{\frac{160^2 \pi}{4} \cdot 7}{114 \cdot \frac{1,8^2 \pi}{4}} = 485 \text{ kg.}$$

Die Scherbeanspruchung ist in diesem Falle ebenso groß, beide Werte sind also zulässig.

Die berechneten Nietteilungen können natürlich nicht genau eingehalten werden, sie müssen vielmehr so abgeändert werden, daß sie in der ganzen Länge der Naht aufgehen. In der Zeichnung gibt man deshalb die Endmaße der Nietnaht und die Anzahl der Nietzwischenräume an.

Es bleibt noch zu erörtern, wie man die Abwicklung eines konischen Kesselschusses, also die Form der Blechtafel, aus der er hergestellt werden soll, findet.

Die Abwicklung, ist die eines Kegelmantelstumpfes (Fig. 16), die Radien r_1 und r_2 ergeben sich wie folgt:

Ist D der mittlere Durchmesser eines Schusses, so ist der Bogen $a \sim b = (D + \delta) \pi$, der Bogen $c \sim d = (D - \delta) \pi$, die Länge $b d$ sei gleich l , also $r_2 = r_1 + l$. Wir erhalten dann

$$\frac{(D + \delta) \pi}{(D - \delta) \pi} = \frac{r_1 + l}{r_1}$$

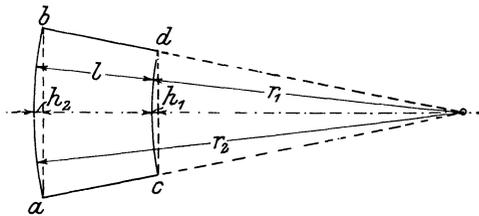


Fig. 16.

und hieraus

$$\begin{aligned}\pi D r_1 + \pi \delta r_1 &= \pi D r_1 - \pi \delta r_1 + \pi D l - \pi \delta l \\ 2 \pi \delta r_1 &= \pi D l - \pi \delta l \\ r_1 &= \frac{D - \delta}{2 \delta} \cdot l,\end{aligned}$$

folglich

$$r_2 = \frac{D - \delta}{2 \delta} \cdot l + l = \frac{D + \delta}{2 \delta} \cdot l.$$

Diese Radien sind jedoch so groß, daß man die Bogen mit Hilfe derselben nicht verzeichnen kann, man zeichnet sie vielmehr mit Hilfe der Sehnen und Pfeilhöhen auf. Die Sehnen kann man bei so flachen Bogen mit hinreichender Genauigkeit den Bogen gleichsetzen, also Sehne $a \sim b = (D + \delta)\pi$ bei Überlappungsnietnaht zwischen den Mitten $c \sim d = (D - \delta)\pi$ der aufeinander fallenden Nietlöcher gemessen.

Die Pfeilhöhen berechnet man mit Hilfe des Satzes: Die Produkte aus den Abschnitten zweier sich schneidender Sehnen sind einander gleich.

Bezeichnet s_1 die Sehne $c \sim d$, s_2 die Sehne $a \sim b$, so ist:

$$\frac{s_1^2}{4} = (2 r_1 - h_1) \cdot h_1 = \sim 2 r_1 h_1,$$

da h_1^2 sehr klein ist und deshalb vernachlässigt werden kann.

Da nun

$$r_1 = \frac{D - \delta}{2 \delta} \cdot l$$

ist, so ergibt sich

$$\frac{s_1^2}{4} = \frac{D - \delta}{\delta} \cdot l \cdot h_1 = \sim \frac{D}{\delta} l \cdot h_1$$

und hieraus

$$h_1 = \frac{s_1^2 \delta}{4 D l} = \frac{\pi^2 (D - \delta)^2 \delta}{4 D l},$$

ebenso

$$h_2 = \frac{s_2^2 \delta}{4 D l} = \frac{\pi^2 (D + \delta)^2 \delta}{4 D l}.$$

Der mittlere Umfang unseres Kesselschusses ist $1600 \pi = 5026,5 \text{ mm}$; da dieses Maß für eine Platte sehr groß wird, setzen wir den Schuß aus zwei Platten zusammen und erhalten:

$$s_1 = \frac{(D - \delta) \pi}{2} = \frac{159 \pi}{2} = 249,7 \text{ cm} = 2497 \text{ mm},$$

$$s_2 = \frac{(D + \delta) \pi}{2} = \frac{161 \pi}{2} = 252,9 \text{ cm} = 2529 \text{ mm},$$

$$h_1 = \frac{s_1^2 \delta}{4DI} = \frac{62400}{4 \cdot 160 \cdot 110} = \sim 0,9 \text{ cm} = 9 \text{ mm},$$

$$h_2 = \frac{s_2^2 \delta}{4DI} = \frac{64009}{4 \cdot 160 \cdot 110} = \sim 0,9 \text{ cm} = 9 \text{ mm}.$$

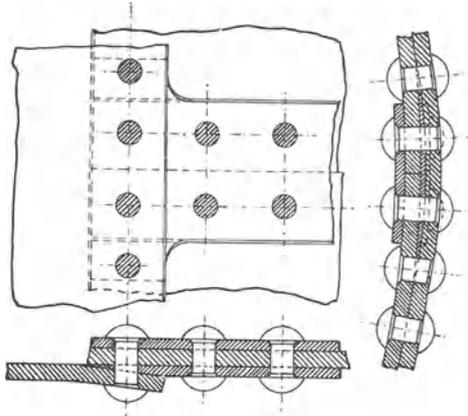


Fig. 17.

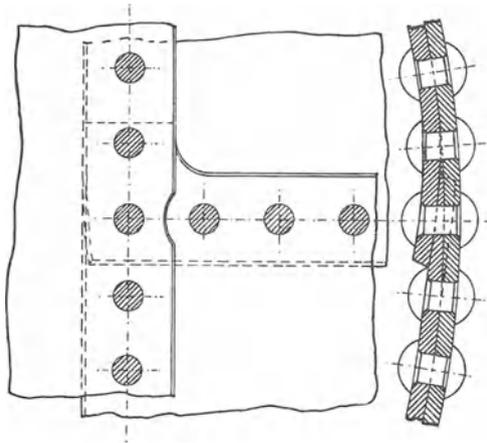


Fig. 18.

Bei Überlappungsnietnaht ist natürlich an jeder Seite die halbe Breite der Nietnaht zuzugeben, bei Laschennietnaht stoßen die Blechkanten stumpf zusammen, die Nietnaht liegt deshalb hier innerhalb der Maße s_1 und s_2 .

Dort, wo die Blechplatten zusammenstoßen, ist die eine Blechplatte, bzw. die Lasche derart auszuschmieden, daß keine Lücke entsteht. Ein solcher Plattenstoß ist in Fig. 17 dargestellt, während Fig. 18 einen

Plattenstoß zeigt, bei dem sowohl Längsnaht als Rundnaht überlappt vernietet sind.

Berechnung der Flammrohre siehe unter Rohre und Rohrverbindungen.

2. Verbindungen durch Schrumpfen oder Schwinden und andere unlösbare Verbindungen.

Hierher gehören das Warmaufziehen sowie die Verbindung durch Schrumpfringe (Fig. 19) und Schrumpfanker (Fig. 20).

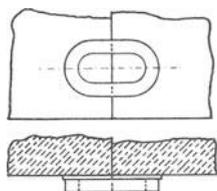


Fig. 19.

Die Dimensionen sollen so gewählt werden, daß die Ausdehnung der warm auf- bzw. eingezogenen Ringe oder Anker nach dem Erkalten etwa 0,2 %, höchstens aber 1 % beträgt.

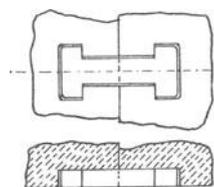


Fig. 20.

Das Material der Schrumpfringe oder Schrumpfanker ist

in der Regel weiches Schmiedeeisen.

Der Querschnitt der Schrumpfringe und -anker ist so zu bemessen, daß dieselben die gleiche Festigkeit wie die zu verbindenden Gußeisenteile haben.

Lindner (Maschinenelemente, Stuttgart, Deutsche Verlagsanstalt) gibt für die Form Fig. 19 die Breite des Hornes, um welches das Band gelegt wird, in der Richtung der Fuge zu

$$b = \sqrt{\frac{P}{100}}$$

an, die Höhe von der Fuge bis zum Scheitel der Rundung (also in Richtung der strichpunktierten Mittellinie Fig. 19 gemessen) gleich der Breite, den Querschnitt des Bandes quadratisch mit der Breite $0,3 b$.

Das Schwindmaß (im Durchmesser) für warm aufgezoogene Naben aus Stahl oder Schmiedeeisen gibt Lindner zu $\frac{1}{200}$, für Gußeisennaben $\frac{1}{800}$, Zylinder für Laubbüchsen $\frac{1}{1000}$ bis $\frac{1}{1500}$, Radreifen für Eisenbahnräder $\frac{1}{1000}$, Schwindringe auf Naben $\frac{1}{750}$, bei quadratischem Querschnitt von der Stärke $0,2 d + 1$ cm, wenn d der Wellendurchmesser ist.

Das Kaltaufziehen.

An Stelle des Warmaufziehens ist für Naben von nicht zu großem Durchmesser auch das Kaltaufziehen im Gebrauch. Ring und Kern werden zylindrisch mit sehr geringem Unterschied im Durchmesser ausgedreht, an den Eintrittskanten abgerundet und unter starkem Druck aufeinander geschoben. Der Druck beträgt für Naben von 130 bis 190 mm Durchmesser 50 000 bis 100 000 kg.

Das Schweißen.

Das Schweißen kommt mehr und mehr in Aufnahme, ist aber mit Vorsicht anzuwenden, da das Material meist erheblich an Zähigkeit verliert, auch durch die örtliche Erhitzung Spannungen auftreten. Die deutschen Bauvorschriften für Dampfkessel bestimmen, daß die Festigkeit gut mittels Überlappung geschweißter Nähte gleich 0,7 der Festigkeit des vollen Bleches gesetzt werden darf. Nähte, welche auf Biegung oder Zug beansprucht werden, sollte man nicht schweißen, auch ist keine Schweißnaht herzustellen, wenn das geschweißte Stück nicht nachträglich ausgeglüht werden kann. In besonderen Fällen kann bei geschweißten Längsnähten in Kesselmänteln verlangt werden, daß Sicherheitslaschen angebracht werden. Jedes geschweißte Stück ist gut auszuglühen.

Die Verbindungen durch Kitten, Leimen und Löten können hier nicht besprochen werden, die meisten Fachkalender bringen Rezepte hierfür.

B. Lösbare Verbindungen.

1. Schraubenverbindungen.

Wickelt man einen Winkel $b a c$ (Fig. 21) so auf einen Zylinder, daß sich der eine Schenkel $a b$ mit dem Umfange der Grundfläche

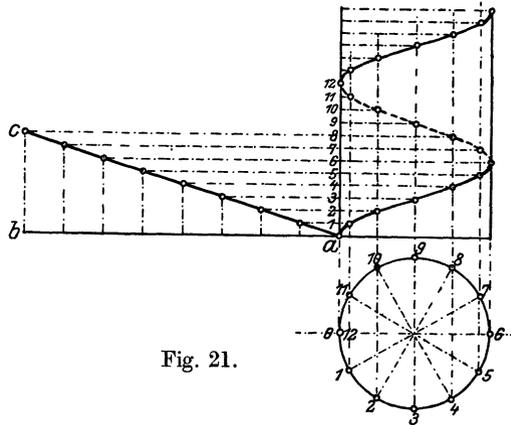


Fig. 21.

deckt, so beschreibt der andere Schenkel $a c$ eine Schraubenlinie. Die Konstruktion derselben zeigt Fig. 21.

Steigt die Schraubenlinie von links nach rechts, so heißt sie rechtsgängig, im anderen Falls linksgängig.

Der Abstand zweier Windungen der Schraubenlinie, parallel zur Achse des Zylinders gemessen, heißt die Ganghöhe, der Winkel $b a c$ der Steigungswinkel.

Wickelt man an Stelle der Linie $a c$ einen Körper um den zylindrischen Kern, so erhält man ein Gewinde.

Je nach der Querschnittsform dieses Gewindekörpers unterscheidet man rechteckiges oder flaches (Fig. 22), dreieckiges oder scharfes (Fig. 25, 26 und 27), abgerundetes (Fig. 23), und trapezförmiges Gewinde (Fig. 24). Etwas von letzterem abweichende Formen



Fig. 22.

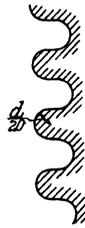


Fig. 23.

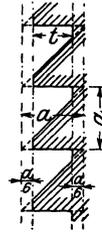


Fig. 24.

erhält man durch Verrunden der Kanten oder Ersetzen der schrägen Seite des Trapezes durch eine aus zwei Kreisbogen zusammengesetzte Kurve.

Nach der Anzahl der um den Kern gewundenen Körper unterscheidet man eingängiges, zwei- oder doppelgängiges und mehrgängiges Gewinde.

Zu jeder Schraube gehört eine Mutter, ein Körper, welcher dasselbe Gewinde hohl enthält. Die Bewegung der Mutter gegen die Schraube setzt sich zusammen aus einer drehenden und einer fortschreitenden Bewegung.

Man unterscheidet zwei Hauptarten von Schrauben:

1. Befestigungsschrauben, die dazu dienen, zwei oder mehrere Körper miteinander zu verbinden und in der Regel scharfes Gewinde haben, da bei diesem der Reibungswiderstand und somit die Sicherheit gegen selbsttätiges Lösen der Schrauben, infolge von Erschütterungen größer ist.

2. Bewegungsschrauben, die dazu dienen, eine geradlinige Bewegung in eine drehende (Drillbohrer) oder eine drehende Bewegung in eine geradlinige (Leitspindel, Winden, Pressen) umzuwandeln und in der Regel flaches oder trapezförmiges Gewinde haben (trapezförmiges dann, wenn der Druck nur von einer Seite wirkt).

Die Ganghöhe der Schrauben ist abhängig von der Leitspindel der Drehbank. Wenn diese in englischem Maß hergestellt ist, muß man auch die Abmessungen der Schrauben in englischen Zollen angeben, deshalb bürgert sich das metrische Gewinde nur langsam ein.

Das verbreitetste Gewindesystem ist das von Whitworth (Fig. 25)

und Tabelle 1, S. 240). Der Gewindequerschnitt ist ein gleichschenkliges Dreieck mit 55° Kantenwinkel, bei welchem Spitze und Grund um ein Sechstel der Dreieckshöhe abgerundet sind.

In Amerika wird vorzugsweise das Sellerssche Gewinde (Fig. 26) ausgeführt, bei welchem der Kantenwinkel 60° beträgt und Spitze und Grund um ein Achtel der Dreieckshöhe abgeflacht sind.



Fig. 25.

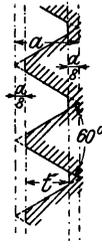


Fig. 26.

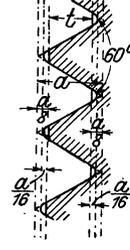


Fig. 27.

Vom Verein deutscher Ingenieure ist 1888 das in der Hauptsache von Delisle herrührende deutsche Gewinde angenommen worden, welches auf Metermaß fußt. Demselben liegt ein in ein Quadrat eingeschriebenes gleichschenkliges Dreieck zugrunde, welches an der Spitze und am Grunde um ein Achtel der Höhe abgeflacht ist. Dieses Gewindesystem ist mit dem 1893 von den Feinmechanikern und Elektrotechnikern aufgestellten Normalgewinde für Bolzen von 1 bis 10 mm Stärke in Einklang gebracht worden. Das deutsche Gewinde führte sich aber sehr schwer ein und ist durch das im Oktober 1898 durch einen internationalen Kongreß aufgestellte S. I.-Gewinde (System International, Fig. 27 und Tabelle 2, Seite 241) ersetzt worden. Bei diesem ist der Gewindegewinkel 60° , die Spitzen des Gewindes sind mit $\frac{a}{8}$ abgeflacht wie bei Sellers, der Grund dagegen ausgerundet. Der durch die Ausrundung geschaffene Spielraum soll nicht mehr als $\frac{a}{16}$ betragen.

Beim flachen Gewinde (Fig. 22) nimmt man gewöhnlich die Gangtiefe $t = 0,1 d$ (d = äußerer Gewindedurchmesser), desgleichen beim Trapezgewinde (Fig. 24).

Das runde Gewinde wird hauptsächlich bei den Kupplungen der Eisenbahnwagen angewandt und zeichnet sich durch Unempfindlichkeit gegenüber Stößen und Schmutz aus. Der Radius der Abrundung und Ausrundung kann $\frac{d}{20}$ genommen werden (Fig. 23).

Die Herstellung des Schraubengewindes.

Das Schraubengewinde kleinerer Schrauben wird mit dem Schneid-eisen geschnitten, einer gehärteten Stahlplatte, die mit entsprechendem Muttergewinde versehen ist, in welchem durch seitliche Aussparungen Schneidkanten gebildet werden oder mit der Kluppe, in welcher ebenso gestaltete Schneidbacken durch Stellschrauben gegeneinander verschoben werden können. In besonderen Fällen stellt man Gewinde auch durch Pressen oder Rollen zwischen entsprechend gezahnten Platten her, z. B. bei Fahrradspeichen). Das Muttergewinde wird mit einem Gewindebohrer geschnitten, einem Bolzen mit dem Gewinde, den man nach dem unteren Ende zu konisch und außerdem so anfeilt bzw. Nuten ein-

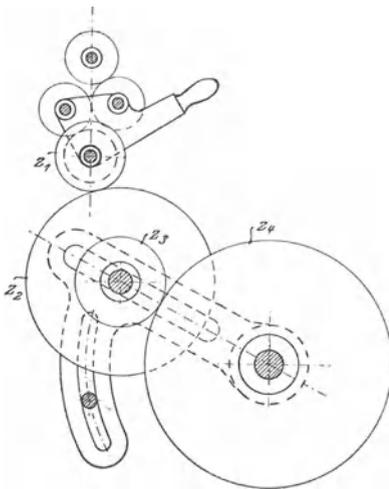


Fig. 28.

fräst, daß nur an drei oder vier Stellen des Umfangs kurze Gewindestücke stehen bleiben, die als Schneiden dienen. Meist hat man einen weniger scharf ausgebildeten Bohrer zum Vorschneiden und einen scharf ausgeschnittenen zum Nachschneiden. Mit Schneidbecken und Gewindebohrern arbeiten auch die Schraubenschneidmaschinen.

Das Gewindeschneiden auf der Drehbank kann mit einem, mehrere dem Gewindequerschnitt entsprechend geformte und der Steigung entsprechend schräg gestellte Zähne enthaltenden „Strähler“ geschehen, der zuweilen von Hand auf der Vorlage fortbewegt, häufiger aber festgehalten wird, während die Drehbankspindel mit einer „Patrone“ einem Gewindestück von derselben Steigung versehen ist, welches sich auf dem Stern oder Register führt, so daß die Spindel die fortschreitende Bewegung ausführt. Alle größeren Gewinde schneidet man auf der Leitspindeldrehbank, bei der der Support, der den Schneidstahl trägt, durch eine Schraubenspindel, die Leitspindel, der Ganghöhe des zu schneidenden Gewindes entsprechend fortbewegt wird. Zwischen Drehbankspindel und Leitspindel (Fig. 28) müssen „Wechselräder“ eingeschaltet werden, deren Zähnezahlen so zu wählen sind, daß sich die Umdrehungszahlen von Drehbankspindel und Leitspindel umgekehrt verhalten wie die Ganghöhen, bzw. ebenso wie die Gangzahlen auf 1'' engl. oder auf eine Länge gleich dem Durchmesser. Nach der später unter „Zahnräder“ gegebenen Regel müssen dann die Zähnezahlen

im umgekehrten Verhältnis der Umdrehungszahlen stehen, also in demselben Verhältnis wie die Ganghöhen (oder im umgekehrten Verhältnis der Gangzahlen). Da die so gewählten Räder nicht ineinander greifen, schaltet man ein auf einer mit Schlitz versehenen Platte der Kulisse oder Schere befestigtes Zwischenrad von beliebiger Zähnezahl ein. Dieses überträgt nur die Umfangsgeschwindigkeit des einen Rades auf das andere, ändert also das Übersetzungsverhältnis nicht.

Kann man mit einem Radpaar das den Ganghöhen bzw. Gangzahlen entsprechende Übersetzungsverhältnis nicht herstellen, so schaltet man zwei auf der Kulisse befestigte Räder ein, von denen das eine in das Rad auf der Drehbankspindel, das andere in das auf der Leitspindel eingreift und die beide dieselbe Umdrehungszahl haben. Das Gesamtübersetzungsverhältnis ist dann

$$\frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4}.$$

Die Ganghöhe der Leitspindel ist sehr verschieden, meist $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$, $\frac{2}{3}$ oder $\frac{3}{4}$ Zoll. Die Wechselräder haben bei älteren Bänken 18, 20, 22, 24, 28, 32, 36, 40, 44, 48, 52, 58, 64, 72, 80, 90, 105, 120 und 132 Zähne, bei neueren 20, 25, 30, 35, 40 usw. bis 120 oder 150 Zähne. Sollen nur bestimmte Gewinde geschnitten werden, so können einige dieser Räder wegfallen.

1. Beispiel: Auf einer Drehbank mit $\frac{1}{2}$ " Leitspindel soll Gewinde mit a) $\frac{1}{8}$ ", b) $\frac{1}{16}$ " Ganghöhe geschnitten werden.

Die Zähnezahlen der Wechselräder müssen sich verhalten wie die Ganghöhen:

$$\text{a) } \frac{z_1}{z_2} = \frac{h}{H} = \frac{\frac{1}{6}}{\frac{1}{2}} = \frac{1}{3}.$$

Man kann also wählen die Räder mit 20 und 60 oder 25 und 75, 30 und 90, 40 und 120 Zähnen usw., die man durch ein beliebiges, auf der Schere befestigtes Zwischenrad zum Eingriff bringt.

$$\text{b) } \frac{h}{H} = \frac{\frac{1}{16}}{\frac{1}{2}} = \frac{1}{8},$$

Da man mit einem Radpaar dieses Übersetzungsverhältnis nicht herstellen kann, muß man es zerlegen, so daß

$$\frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} = \frac{1}{8}$$

ist.

$\frac{1}{8}$ zerlegt man in $\frac{1}{2} \cdot \frac{1}{4}$ und kann dann wählen z. B. $z_1 = 30$, $z_2 = 60$, $z_3 = 20$, $z_4 = 80$ Zähne.

2. Beispiel: Die Ganghöhe der Leitspindel sei $\frac{2}{3}''$, die des zu schneidenden Gewindes $\frac{1}{14}''$.

$$\frac{h}{H} = \frac{\frac{1}{14}}{\frac{2}{3}} = \frac{3}{28}.$$

Es muß also

$$\frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} = \frac{3}{28}$$

sein. Man schreibt

$$\frac{3}{\cdot} \cdot \frac{\cdot}{28}$$

und ersetzt die freien Stellen durch zwei einander gleiche beliebige Zahlen (der Wert des Produktes der beiden Brüche bleibt dann derselbe), also z. B.

$$\frac{3}{7} \cdot \frac{7}{28} = \frac{3}{7} \cdot \frac{1}{4}$$

und wählt $z_1 = 30$, $z_2 = 70$, $z_3 = 20$, $z_4 = 80$.

Will man mit Zoll-Leitspindel Millimetergewinde schneiden oder umgekehrt, so muß man ein Rad mit 127 Zähnen haben.

Beispiel: Die Ganghöhe der Leitspindel ist $\frac{1}{2}''$ ($\frac{1}{2} \cdot 25,4$ mm), die Ganghöhe des zu schneidenden Gewindes 1,75 mm.

$$\frac{h}{H} = \frac{1,75}{\frac{1}{2} \cdot 25,4} = \frac{3,5}{24,4},$$

also muß sein

$$\frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} = \frac{3,5}{25,4}.$$

Man setzt wieder

$$\frac{3,5}{\cdot} \cdot \frac{\cdot}{25,4}$$

und an die freien Stellen eine beliebige Zahl. Da man den letzten Bruch mit 5 erweitern muß, um im Nenner auf 127 Zähne zu kommen, darf diese Zahl nicht kleiner als 4 sein, weil das kleinste Rad 20 Zähne hat, also etwa 8

$$\frac{3,5}{8} \cdot \frac{8}{25,4} = \frac{35}{80} \cdot \frac{40}{127},$$

Man erhält also $z_1 = 35$, $z_2 = 80$, $z_3 = 40$, $z_4 = 127$ Zähne.

Ebenso muß man, um Schnecken für Modulteilung (Vielfaches von π) zu schneiden, ein Rad von 97 Zähnen haben, denn $\frac{3,14}{25,4}$ gibt, mit 3,82 erweitert, fast genau $\frac{12}{97}$.

Wirkungsweise der Schrauben.

Hinsichtlich der Wirkungsweise der Schrauben sind folgende Fälle zu unterscheiden:

1. Die Mutter steht fest, die Schraube wird gedreht und schreitet gleichzeitig fort.

2. Die Schraube steht fest, die Mutter wird gedreht und schreitet gleichzeitig fort.

3. Die Mutter wird gedreht, am Fortschreiten aber gehindert; die Schraube schreitet fort, sofern sie verhindert wird, sich mit der Mutter zu drehen.

4. Die Schraube wird gedreht, am Fortschreiten aber gehindert; die Mutter schreitet fort, sobald sie verhindert wird, sich mit zu drehen.

In allen vier Fällen haben wir zwei Kräfte, welche an der Schraube wirken, eine umdrehende Kraft und eine Kraft in Richtung der Schraubenachse. Der Weg der umdrehenden Kraft P ist, wenn p der Hebelarm ist, bei einer Umdrehung $2 p \pi$, der Weg der fortschreitenden Kraft Q ist die Ganghöhe h . Die Arbeiten beider Kräfte müssen einander gleich sein; folglich muß, wenn η der Wirkungsgrad ist,

$$\eta P 2 p \pi = Q h$$

oder

$$P = \frac{Q h}{\eta 2 p \pi} \text{ bzw. } Q = \frac{\eta P 2 p \pi}{h}$$

sein.

Der Wirkungsgrad der Schraube ist nicht nur von der Reibung im Gewinde, sondern auch von der Reibung der Mutter auf der Unterlage, falls diese, oder des Spindelkopfes in der Druckfläche, falls die Spindel gedreht wird, abhängig, und in beiden Fällen wieder vom Hebelarm dieser Reibung, also den Abmessungen der sich reibenden Flächen. Da nun schon der Reibungskoeffizient in hohem Grade mit der Beschaffenheit der Flächen, der Art der Schmierung usw. veränderlich ist (etwa in den Grenzen 0,03 bis 0,3), so genügt eine annähernde Berechnung g , für die man den Wirkungsgrad η nachfolgender Tabelle entnehmen kann:

Steigungsverhältnis $\frac{h}{2 r \pi} =$	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,10	0,125
Spindel wird gedreht $\eta =$	0,22	0,26	0,3	0,33	0,36	0,41	0,46
Mutter wird gedreht $\eta =$	0,15	0,18	0,21	0,24	0,26	0,30	0,35

Aus der Tabelle geht hervor, daß der Wirkungsgrad um so größer wird, je größer die Steigung ist, deshalb verwendet man für Bewegungsschrauben meist mehrgängige Gewinde von großer Steigung.

Das zum Umdrehen einer Schraube erforderliche Moment $M_d = P \cdot p$ (umdrehende Kraft mal Hebelarm) kann man setzen bei scharfgängigen Schrauben

$$M_d = 0,11 Q d_1$$

(d_1 = innerer Gewindedurchmesser),

bei flachgängigen Schrauben

$$M_d = Q r \frac{h + 2 \pi r \mu}{2 \pi r - \mu h},$$

wobei

r = mittlerer Gewinderadius

h = Ganghöhe

μ = Reibungskoeffizient (im Mittel 0,1 bis 0,15).

[Nennt man den Steigungswinkel α , so ist $\frac{h}{2 \pi r} = \operatorname{tg} \alpha$; ist ferner ρ der Reibungswinkel, $\operatorname{tg} \rho = \mu$, so ist $M_d = Q r \operatorname{tg} (\alpha + \rho)$].

Hierbei hat man zu berücksichtigen,

1. daß die durch die äußeren Kräfte hervorgerufenen Zug-, Druck- und Drehbeanspruchungen die zulässige Spannung nicht übersteigen.
2. daß die Flächenpressung zwischen den sich berührenden Gewindeflächen der Schraube und Mutter den zulässigen Wert nicht übersteigt.

Man unterscheidet dabei drei Arten von Schrauben:

1. solche, die nur durch Zug- oder Druckkräfte beansprucht werden. Hierher gehören die Schrauben aller Verbindungen, auf welche die äußeren Kräfte erst einwirken, wenn die Schrauben bereits festgezogen sind.

2. solche, die auf Zug oder Druck und auf Verdrehung beansprucht werden. Hierzu gehören die Schrauben, welche angezogen werden, während sie unter Einwirkung der Zug- oder Druckkräfte stehen.

3. solche, die durch Kräfte beansprucht werden, die auf ihrer Achse senkrecht stehen, die Schrauben also ähnlich beanspruchen, wie die Niete einer der früher betrachteten Nietnähte.

1. Schrauben der ersten Art sind nach der Formel

$$Q = \frac{\pi d_1^2}{4} k$$

zu berechnen, wenn d_1 der Kerndurchmesser ist. Will man an Stelle von d_1 den äußeren Gewindedurchmesser d setzen, so erhält man, da

$\frac{d_1^2}{d^2}$ im Mittel gleich 0,64 ist,

$$Q = 0,64 \frac{\pi}{4} d^2 k = \sim 0,5 d^2 k.$$

Hierbei kann man k (nach Bach, Die Maschinenelemente, Verlag von A. Kröner, Leipzig) wählen für Schrauben aus Schmiedeeisen:

Bei ruhender Belastung: für Schrauben, die mit besonderer Sorgfalt hergestellt wurden, $k = 900 \text{ kg/qcm}$; für Schrauben von durchschnittlicher Güte $k = 720 \text{ kg/qcm}$. Bei einer zwischen Null und einem Höchstwert schwankenden Belastung $\frac{2}{3}$ dieser Werte.

Stahlschrauben kann man $\frac{1}{3}$ höher belasten, also mit $k = 1200 \text{ kg/qcm}$ bzw. $k = 960 \text{ kg/qcm}$ für ruhende Belastung.

Bei besonders ungünstiger Beanspruchung oder geringerer Güte der Schrauben sind diese Werte entsprechend kleiner zu nehmen.

Die Mutterhöhe h_1 ist so zu wählen, daß die Festigkeit der von der Mutter umschlossenen Gewindegänge gegen Abbrechen gleich der Zugfestigkeit des Kernes ist. Dies ergibt für Muttern, die aus demselben Material gefertigt sind wie die Schraube, $h_1 = d$, bei gutem Material eventuell etwas kleiner, für Schmiedeeisenschraube mit Bronzemutter $h_1 = 1,5 d$, für Schmiedeeisenschraube mit Gußeisenmutter $h_1 = 1,5 d$ bis $2 d$.

Kann man eine Mutter von der angegebenen Höhe nicht verwenden, so muß man eine Schraube von entsprechend größerem Durchmesser nehmen. Die Festigkeit des Schraubenkernes wird hierbei natürlich nicht ausgenutzt.

Für die Schrauben, welche wie die Flanschschrauben von Dampfzylindern und dgl. von vornherein fest angezogen und während des Betriebes häufig nachgezogen werden, kann man für k die Hälfte der oben angegebenen Werte nehmen.

Auf Druck beanspruchte Schrauben von größerer Länge sind auf Knickung zu berechnen.

2. Bei Schrauben der zweiten Art berücksichtigt man die auftretenden Drehungsbeanspruchungen, indem man die zulässige Belastung gleich $\frac{3}{4}$ der zulässigen Zug- oder Druckbeanspruchung setzt, also

$$Q = 0,5 d^2 \frac{3}{4} k = \sim 0,38 d^2 k.$$

Ferner ist bei diesen Schrauben zu beachten, daß die Pressung zwischen den aufeinander gleitenden Flächen der Schraube und Mutter den zulässigen Flächendruck p nicht übersteigt. Werden z Gänge der Schrauben von der Mutter umschlossen, so muß sein:

$$Q \leq p \frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2) z.$$

Man hat zwei Arten von Schrauben, die auf diese Weise beansprucht werden:

a) Befestigungs- und Stellschrauben, die mit der Last angezogen werden. Bei diesen nimmt man:

wenn Schweiß- oder Flußeisen auf dem gleichen Material oder auf Bronze gleitet,

$$p \text{ höchstens} = 150 \text{ kg/qcm};$$

wenn Flußstahl auf Flußstahl oder auf Bronze gleitet,

$$p \text{ höchstens} = 300 \text{ kg/qcm}.$$

Die Pressung zwischen Mutter und Unterlage soll, wenn beide aus Schweiß- oder Flußeisen bestehen, 200 kg/qcm nicht überschreiten.

b) bei Bewegungsschrauben (Pressen, Schraubenwinden und dgl.) darf man für p höchstens die Hälfte der obigen Werte nehmen.



Fig. 29.

Die Mutterhöhe der nach 2. berechneten Schrauben nimmt man bei scharfgängigen Schrauben, wenn Schraube und Mutter aus demselben Material bestehen, $h_1 = d$,

für Schweißeisenschrauben mit Bronzemuttern $h_1 = 1,2 d$,

für gußeiserne Muttern $h_1 = 1,5 d$.

Bei flachgängigen Schrauben muß man die Mutter doppelt so hoch machen, da bei gleicher Mutterhöhe die Gesamtgrundfläche der tragenden Gewindegänge nur halb so groß ist als bei scharfgängigen Schrauben (siehe Fig. 29).

3. Bei Schraubenverbindungen, welche Querkräfte zu übertragen haben, muß man soviel Schrauben anwenden, daß die durch das Auf-

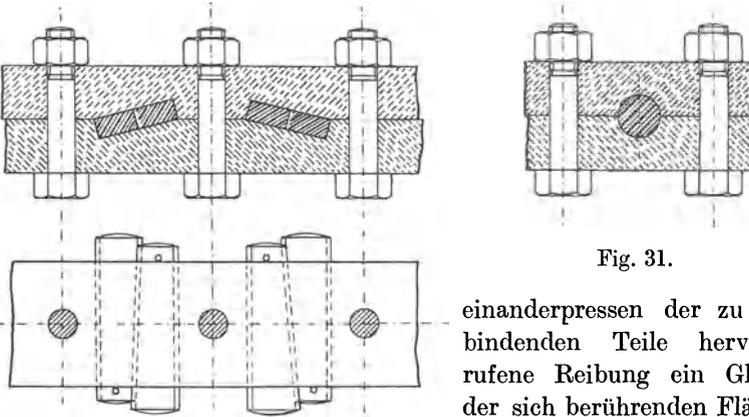


Fig. 30.

Fig. 31.

einanderpressen der zu verbindenden Teile hervorgerufene Reibung ein Gleiten der sich berührenden Flächen hindert. Besser stellt man solche Verbindungen her, wenn

man den Schraubenbolzen genau in das Loch einpaßt, bzw. neben den Schrauben eine Anzahl konischer Bolzen eintreibt, oder noch vorteil-

hafter, wenn man die Verbindung durch Bolzen oder Keile entlastet (Fig. 30 und 31 nach Bach, Maschinen-Elemente).

Schrauben dieser dritten Art kann man wie Nietverbindungen berechnen und die Belastung pro Quadratcentimeter Schraubenquerschnitt etwa 0,8 der zulässigen Zugspannung setzen.

Wechseln die Kräfte ihre Richtung oder treten Stöße auf, so verwendet man mit Vorteil Schrauben mit konischen Bolzen, die man in die entsprechend aufgeriebenen Löcher eintreibt oder noch besser einschleift (Fig. 32). Im letzteren Falle kann man die Neigung der Seite zur Mittellinie $\frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{20}$ nehmen, im ersteren Falle verwendet man nur schwach konische Bolzen.

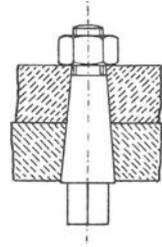


Fig. 32.

Verschiedene Schraubenarten.

Fig. 33 gewöhnliche Verbindungsschraube.

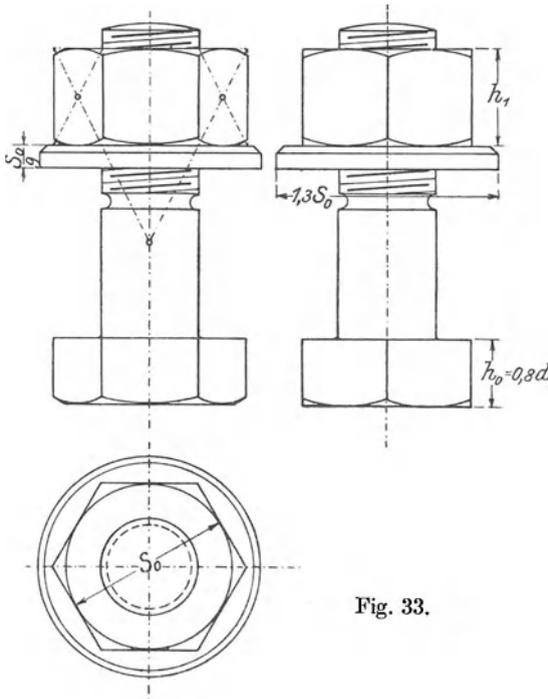


Fig. 33.

Fig. 34 Zwischenkopfschraube zur Verbindung von drei Teilen, von denen einer gelöst werden kann, ohne daß die Verbindung der beiden anderen unterbrochen wird.

Fig. 35 Schraube mit rechteckigem Kopfe wird dort verwandt, wo für den Sechskant- oder Vierkantkopf kein Platz ist.

Fig. 36 Schraube mit Vierkantkopf.

Fig. 37 und 38 Stiftschrauben.

Fig. 39 und 40 Stehbolzen, die dazu dienen, ebene Platten in einem gewissen Abstände voneinander zu halten.

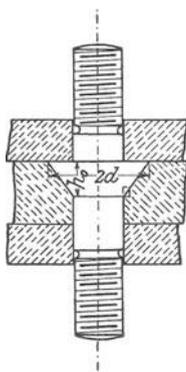


Fig. 34.

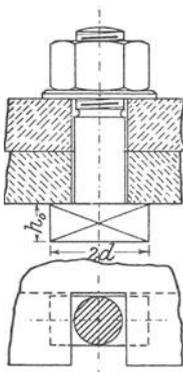


Fig. 35.

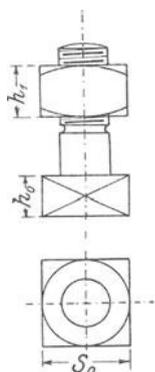


Fig. 36.

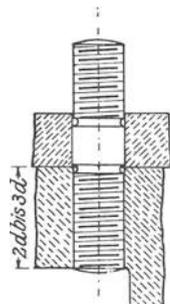


Fig. 37.

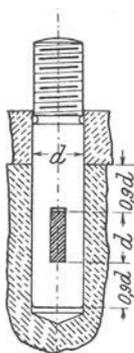


Fig. 38.

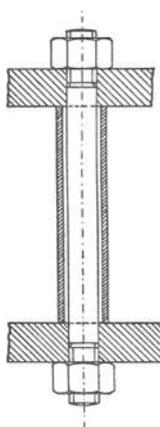


Fig. 39.

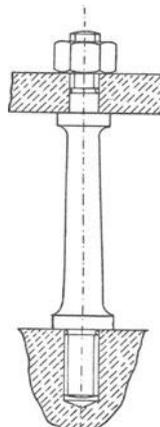


Fig. 40.

Fig. 41 und 42 Steinschrauben; bei der ersten wird der Zwischenraum zwischen dem mit Zacken versehenen vierkantigen Schaft und dem nach unten sich erweiternden Loch im Mauerwerk mit Zement oder Blei ausgegossen, bei der zweiten Art werden eiserne Keile eingetrieben.

Einfacher ist die Steinschraube der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Akt.-Ges. in Dessau, bei der der Schraubenbolzen sich in ein korkzieherartig gewundenes Flacheisen fortsetzt. Man spaltet auch ein nicht

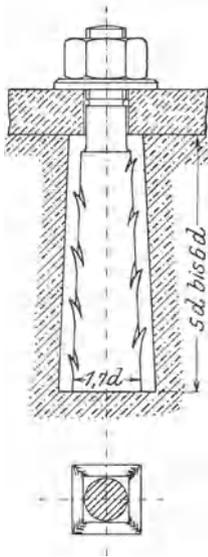


Fig. 41.

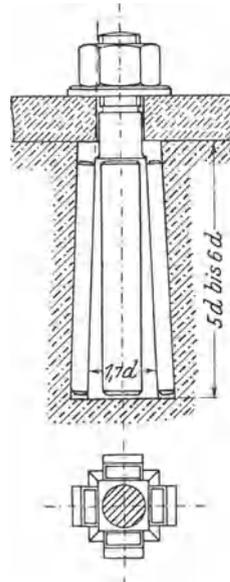


Fig. 42.

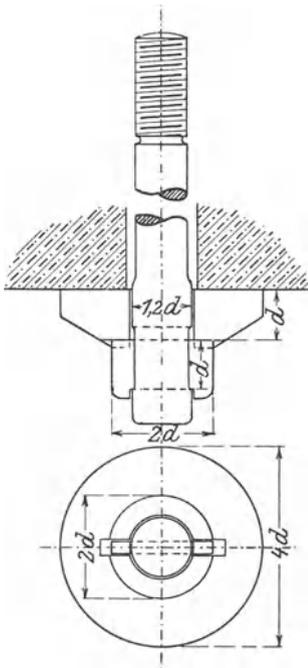


Fig. 43.

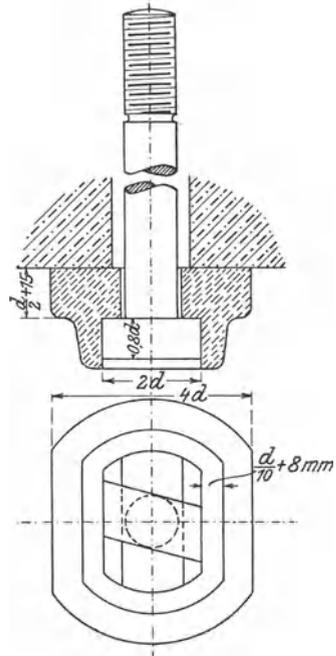


Fig. 44.

gewundenes Flacheisen am unteren Ende auf und biegt die Lappen nach verschiedenen Seiten um.

Die vorstehenden Abbildungen zeigen zugleich die zwei üblichen Darstellungen des Gewindes. Am einfachsten und deshalb am gebräuchlichsten ist die Darstellung durch Doppellinie, Fig. 39, 40, 41 und 42. Wo man eine mehr in die Augen fallende, auch dem Laien verständliche Darstellung für notwendig hält, stellt man das Gewinde durch abwechselnd dünne und etwas kürzere dicke Linien dar, wie in Fig. 33 bis 38.

Fig. 43 und 44 Fundamentanker. Die Eisenplatte wird in das Fundament eingemauert, bei dem ersten Anker, Fig. 43, dann unter derselben ein Vorstecker durch den Anker gesteckt, weshalb hier entsprechende Kanäle im Fundament ausgespart werden müssen. Ist dies nicht möglich, so verwendet man Anker mit flachem Kopfe, Fig. 44, der entweder rhomboidisch ist, wie Fig. 44 zeigt, oder rechteckig mit einer Nase am unteren Teile des Schaftes, so daß er sich beim Drehen in der Fundamentplatte festsetzt.

Fig. 45 Flügelmutter.

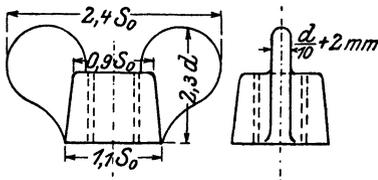


Fig. 45.

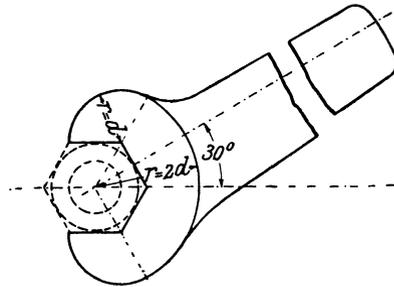


Fig. 46.

Fig. 46 Schraubenschlüssel, meist als Doppelschlüssel für zwei verschiedene Schlüsselweiten ausgeführt. Ist für das Anziehen der Schrauben mit Schlüsseln dieser Art kein Raum vorhanden, so verwendet man Steckschlüssel, die das Sechskant voll umschließen und deshalb nur eine geringe Wandstärke zu haben brauchen, oder man verwendet runde Muttern mit Löchern oder Einschnitten am Umfang. Erstere werden mit einem Stift, letztere mit einem Haken angezogen.

Zweckentsprechende Maße sind den Figuren eingeschrieben, die Dimensionen des Gewindes sowie die Schlüsselweite sind den Gewinde-tabellen zu entnehmen.

Schraubensicherungen.

Diese werden dort verwendet, wo durch Stöße und Erschütterungen ein Lösen der Schraubenmutter zu befürchten ist. Von den zahlreichen Schraubensicherungen sind die bekanntesten in Fig. 47 bis Fig. 52 dargestellt. Zum Zwecke der größeren Sicherheit der Verbin-

dung verwendet man auch Gegen- oder Kontermuttern, d. h. man schraubt eine zweite Mutter über die erste, wodurch die Gewindegänge der Schraube auch bei entlasteter Schraube fest gegen die obere Mutter angepreßt werden. Früher machte man die Kontermutter gewöhnlich niedriger als die Hauptmutter, gegenwärtig gibt man ihr meist dieselbe Höhe als dieser oder macht die untere Mutter niedriger, da die obere die tragende ist. Vollständige Sicherheit gewähren die Kontermuttern natürlich auch nicht.

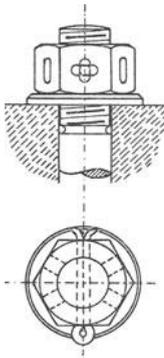


Fig. 47.

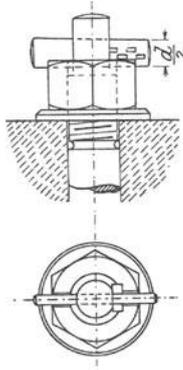


Fig. 48.

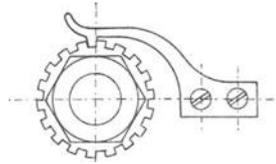


Fig. 49.

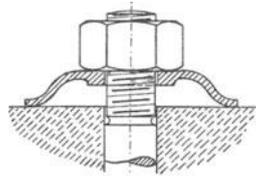


Fig. 50.

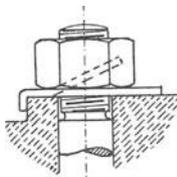


Fig. 51.

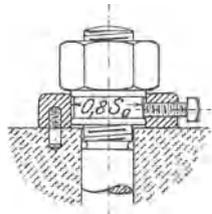


Fig. 52.

2. Keilverbindungen.

Die Wirkungsweise des Keiles ergibt sich aus den in Fig. 53, 54a und 54b gezeichneten Kräftezerlegungen. Es verhält sich

$$\frac{P}{W} = \frac{h}{l}.$$

Das Verhältnis $\frac{h}{l}$ nennt man den Anzug des Keiles. Handelt es sich, wie in den meisten Fällen, um einen Keilstumpf (Fig. 55 und 56), so hat man für $\frac{h}{l}$ zu setzen $\frac{h_1 - h_2}{l}$. Man erhält also die auf den

Rücken des Keiles auszuübende (eintreibende) Kraft P , wenn man den Druck, welcher senkrecht zur Keilmittellinie ausgeübt werden soll, mit dem Anzug multipliziert $P = W \frac{h}{l}$ bzw. $P = W \frac{h_1 - h_2}{l}$.

Nennt man den Keilwinkel α , so ist der Anzug

$$\frac{h}{l} \text{ bzw. } \frac{h_1 - h_2}{l} = \operatorname{tg} \alpha,$$

folglich $P = W \cdot \operatorname{tg} \alpha$.

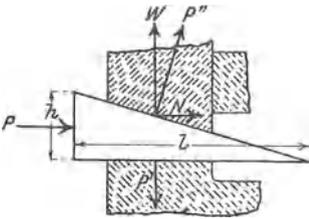


Fig. 53.

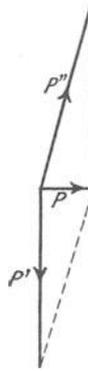


Fig. 54 a.

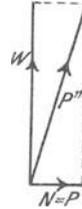


Fig. 54 b.

Hierbei ist die beim Keil sehr beträchtliche Reibung nicht berücksichtigt, die, wie Fig. 53 zeigt, in drei Flächen auftritt. Unter der Annahme, daß der Reibungskoeffizient in allen drei Flächen gleich groß ist, wird dann

$$P = W \operatorname{tg} (\alpha + 2 \rho)$$

(ρ ist der Reibungswinkel, dessen Funktion tg gleich dem Reibungskoeffizienten ist).

Zum Lösen des Keiles unter Belastung ist dann eine Kraft

$$P' = W \operatorname{tg} (2 \rho - \alpha)$$

erforderlich.

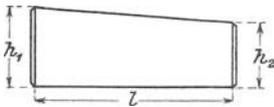


Fig. 55.

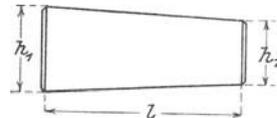


Fig. 56.

Ist wie in Fig. 55 nur eine Keilseite geneigt, so spricht man von einseitigem Anzuge, sind beide Seitenflächen geneigt (Fig. 56), von doppeltem Anzuge. Für die Berechnung ist es gleichgültig, ob der Keil einseitigen oder doppelten Anzug hat,

Man unterscheidet:

a) **Querkeile oder Hochkeile**, die durch senkrecht zu ihrer Längsachse wirkende Kräfte in senkrecht zur Längsachse stehenden Flächen beansprucht werden. (Fig. 57, 58 und 59.)

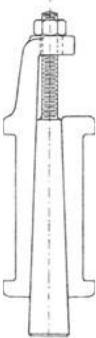


Fig. 59.

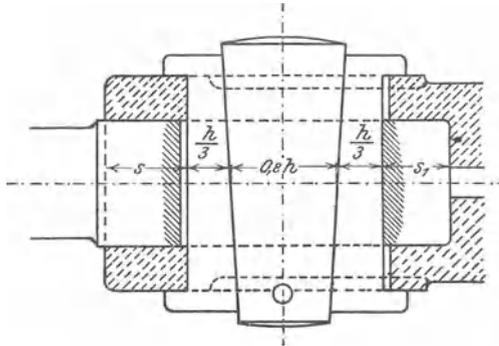


Fig. 57.

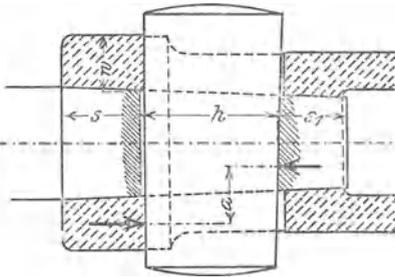
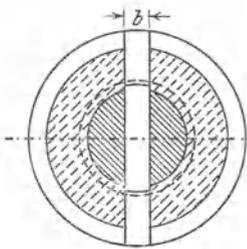


Fig. 58.

b) **Flachkeile oder Längskeile**, die durch senkrecht zur Längsachse stehende Kräfte in einer Fläche beansprucht werden, welche parallel zur Längsachse liegt. (Fig. 60 bis 65.)

c) **Höhenkeile**, bei denen die Kräfte selbst der Längsachse parallel sind. (Fig. 66.)

a) Querkeile oder Hochkeile.

Sie dienen entweder zur Verbindung von Maschinenteilen, welche in der Richtung ihrer Längsachse wirkenden Kräften ausgesetzt sind, Fig. 57 und 58: Befestigungskeile, oder zum Nachstellen irgendeines Teiles, z. B. einer Lagerschale, einer Zugstange oder dgl., Fig. 59: Stellkeile.

Den Anzug der Befestigungskeile macht man $\frac{1}{20}$ bis $\frac{1}{100}$ den der Stellkeile, vorausgesetzt, daß sie gesichert sind gegen selbsttätiges Lösen. $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{10}$.

Um die Löcher in die zu verbindenden Teile prismatisch machen zu können, verwendet man Beilagen. (Fig. 57 und 59.)

Da die zu verbindenden Teile durch Löcher mit runden Schmalseiten weniger geschwächt werden als durch eckige Löcher, so rundet man die Schmalseiten der Querkeile bzw. der Beilagen meist ab.

Die Ermittlung der Abmessungen einer Querkeilverbindung soll an einem Beispiel gezeigt werden.

Beispiel. Das konische Ende einer Kolbenstange (Fig. 58), die eine Kraft $P = 10\,000$ kg zu übertragen hat, soll durch einen Querkeil im Kreuzkopf befestigt werden. Der Durchmesser der Kolbenstange sei 75 mm.

Schätzen wir die Länge des Konus gleich dem doppelten Stangendurchmesser $l = 150$ mm und nehmen den Spitzenwinkel des Konus zu 6° an, so wird der vordere Durchmesser des Konus

$$d_1 = d - 2 \cdot l \cdot \operatorname{tg} 3^\circ = 75 - 2 \cdot 150 \cdot 0,05 = 60 \text{ mm.}$$

Die Flächenpressung auf die ringförmige Projektion der Mantelfläche des Konus wird dann:

$$p = \frac{P}{\frac{\pi d^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{10\,000}{\frac{\pi 7,5^2}{4} - \frac{\pi 6^2}{4}} = \frac{10\,000}{44,2 - 28,3} = \sim 630 \text{ kg/qcm,}$$

ein Wert der zulässig ist.

Die Keilbreite kann so gewählt werden, daß der Flächendruck zwischen Keil und Lochleibung in der Stange 1000 kg/qcm nicht übersteigt, also, wenn man den Durchmesser hier $\sim 6,5$ cm setzt, nach der Formel

$$\frac{P}{b \cdot 6,5} \leq 1000.$$

Man erhält:

$$b = \frac{P}{1000 \cdot 6,5} = \frac{10\,000}{6500} = \sim 1,6 \text{ cm.}$$

Es ist nun zu prüfen, ob in der durch das Keilloch geschwächten Stange die zulässige Beanspruchung nicht überschritten wird. Die Spannung ist hier

$$\frac{P}{\frac{\pi 6,5^2}{4} - b \cdot 6,5} = \frac{10\,000}{33,2 - 1,6 \cdot 6,5} = 440 \text{ kg/qcm.}$$

also zulässig.

Die Wandstärke der Hülse w ist so zu wählen, daß die Flächenpressung zwischen Keil und Lochleibung der Hülse höchstens 900 kg (Hülse aus Gußeisen) wird, also muß

$$\frac{P}{2 \cdot b \cdot w} \leq 900$$

sein, woraus sich ergibt

$$w = \frac{P}{2 \cdot b \cdot 900} = \frac{10\,000}{2 \cdot 1,6 \cdot 900} = \sim 3,5 \text{ cm.}$$

Der Keil ist auf Biegung beansprucht, wobei man die Kraft P auf die freie Länge gleichmäßig verteilt annehmen kann; man kann dann den Abstand a setzen gleich $\frac{w}{2} + \frac{6,5}{4} + \text{etwa } 0,5 \text{ cm} = \frac{3,5}{2} + \frac{6,5}{4} + 0,5 = \sim 4 \text{ cm.}$

Die Berechnung auf Biegung ergibt dann mit $k_b = 1000 \text{ kg/qcm}$ (man kann bei gutem Gußstahl bis 1500 kg/qcm gehen)

$$\frac{P}{2} \cdot a = \frac{b \cdot h^2}{6} \cdot k_b$$

$$h^2 = \frac{6 \cdot P \cdot a}{2 \cdot b \cdot k_b} = \frac{6 \cdot 10\,000 \cdot 4}{2 \cdot 1,6 \cdot 1000} = 75$$

$$h = \sqrt[3]{75} = 8,66 \sim 9 \text{ cm.}$$

Die Stärken s und s_1 müssen mindestens der Berechnung auf Schub genügen, mit $k_s = 320 \text{ kg/qcm}$ für die Stange, $k_s = 200 \text{ kg/qcm}$ für die Hülse:

$$2 \cdot s_1 \cdot d_1 = \frac{P}{k_s}$$

$$s_1 = \frac{P}{2 \cdot d_1 \cdot k_s} = \frac{10\,000}{2 \cdot 6 \cdot 320} = \sim 3 \text{ cm}$$

$$4 s w = \frac{P}{k_s}$$

$$s = \frac{P}{4 \cdot w \cdot k_s} = \frac{10\,000}{4 \cdot 3,5 \cdot 200} = \sim 3,6 \text{ cm.}$$

Es ist dabei aber die durch das Anziehen des Keiles auftretende Spannung nicht berücksichtigt, die man natürlich nur schätzen kann; man wird also diese Abmessungen reichlich nehmen, etwa

$$s_1 = 0,5 h = 0,5 \cdot 9 = 4,5 \text{ cm}$$

$$s = 0,6 h = 0,6 \cdot 9 = \sim 5,5 \text{ cm.}$$

Die Länge des konischen Ansatzes der Stange wird dann

$$s_1 + h + s = 4,5 + 9 + 5,5 = 19 \text{ cm,}$$

wobei, wenn die Durchmesser $d = 7,5$ cm und $d_1 = 6$ cm beibehalten werden, der Spitzenwinkel des Konus etwa 5° wird.

Der Konus wird am besten in die Hülse eingeschliffen. Man kann aber auch das Stangenende zylindrisch einpassen und mit dem Stirnende oder einem Bund anliegen lassen. Im ersten Falle kann man das Ende der Stange auch so weit verstärken, daß dadurch die Schwächung durch das Keilloch ausgeglichen wird (Fig. 57).

Ungefähr der obigen Rechnung entsprechende Verhältnisse bekommt man, wenn man den Durchmesser des verstärkten Endes

$$D = 1,33 d$$

die Keilbreite $b = 0,25 d$

die mittlere Keilhöhe

$$h = 1,33 \text{ bis } 1,75 d$$

die Stärke $s_1 = 0,75 h$ für rechteckige Keile

$$s_1 = 0,5 h \text{ für Keile mit runden Schmalseiten}$$

die Wandstärke der Hülse $0,5 d$ bis $0,5 D$

die Stärke $s = 0,6$ bis $0,7 h$ bei rechteckigem Keil

$$s = 0,4 h \text{ bei Keilen mit runden Schmalseiten}$$

nimmt, wenn die Hülse aus demselben Material ist wie die Stange; ist sie aus Gußeisen, kann man die Stärke s um die Hälfte größer annehmen.

Bei einem Keil mit einer Beilage kann man die Keilhöhe gleich $0,9 h$, bei zwei Beilagen $0,8 h$ nehmen, die Stärke der Beilagen im Mittel $\frac{h}{3}$ wenn h die berechnete Keilhöhe ist.

Wird der Keil unter Belastung angezogen, so muß man besonders darauf achten, daß die Pressung in den Gleitflächen nicht zu groß wird, da sonst ein Anfressen eintritt.

b) Flachkeile oder Längskeile.

Sie dienen hauptsächlich zur Verbindung sich drehender oder schwingender Teile (z. B. Räder, Riemenscheiben, Kurbeln, Hebel) mit der Welle.

Man unterscheidet (Fig. 60):

a) Versenkte Keile oder Nutenkeile, die zur Hälfte in einer Nut der Welle liegen. Sie haben rechteckigen oder quadratischen Querschnitt. Der Quadratkeil schwächt die Welle und die Nabe stärker als der rechteckige Keil, bietet aber größere seitliche Anlageflächen. Wird er so eingetrieben, daß die Diagonale radial zu liegen kommt, verspannt er auch in tangentialer Richtung.

b) Flachkeile (im engeren Sinne) oder Flächenkeile, die nur auf einer abgeflachten Stelle der Welle aufsitzen.

c) Hohlkeile, die in einer der Wellenoberfläche entsprechend ausgehöhlten Fläche anliegen und dementsprechend nur kleine Kräfte übertragen können.

d) Rundkeile, die kreisförmigen Querschnitt haben und zur Hälfte in der Welle, zur Hälfte in der Nabe sitzen.

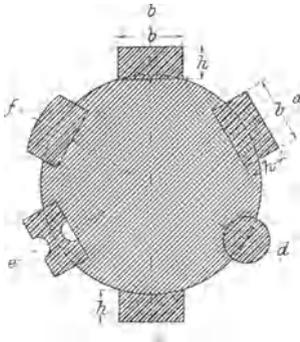


Fig. 60.



Fig. 61.

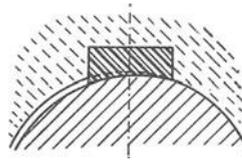


Fig. 62.

Besondere Formen sind die von Römmele, Freiburg i. B., mit Rinnen an der Sohle und der Scheitelfläche (e Fig. 60), wodurch die Flächenpressung erhöht wird und beim Lösen des Keiles Petroleum eingeflößt werden kann und die Keile mit abgerundeter Scheitelfläche (f Fig. 60), welche die Nabe weniger schwächen als Keile mit scharfen Ecken.

Eine neuere Form ist der Alfakeil von von Bechtolsheim, München (Fig. 61), der die Welle weniger schwächt und auch tangential verspannt.

Erfolgt die Drehung der Welle nur in einem Sinne, so kann man einen in einer exzentrischen Nut liegenden prismatischen Stab (D.R.P. 92 322 Friedr. Krupp, Grusonwerk, Fig. 62) verwenden, der bei der Drehung die Verbindung durch Klemmen herstellt.

Bei Stufenräderngetrieben verwendet man Ziehkeile, die sich innerhalb einer hohlen Welle so verschieben lassen, daß man ein beliebiges von mehreren Zahnrädern mit der Welle kuppeln kann.

Ist die Verschiebung auf der Welle notwendig, so verwendet man Federn (prismatische Stäbe, die keinen Anzug haben).

Der Anzug der Längskeile ist stets einseitig, meist 1 : 100.

Um die Keile leichter wieder her austreiben zu können, versieht man sie mit einer Nase. Fig. 63 zeigt einen Nasenkeil, Fig. 64 einen Keil ohne Nase. Statt der Nasenkeile verwendet man auch zwei mit den schrägen Flächen aufeinander liegende Keile. Schlägt man

auf den einen, wird die Verbindung festgezogen, schlägt man auf den anderen, gelöst.

Muß man zwei Keile zur Befestigung einer Nabe verwenden, so versetzt man sie meist um 120° .

Um die Nabe möglichst wenig zu schwächen, setzt man den Keil gewöhnlich unter einen Arm des Rades.

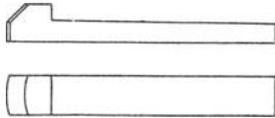


Fig. 63.

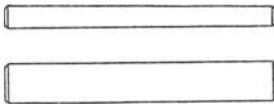


Fig. 64.

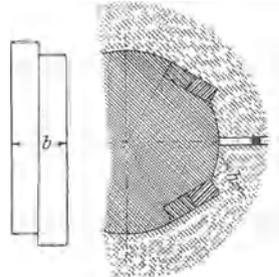


Fig. 65.

Die Breite b des Keiles nimmt man, wenn d der Wellendurchmesser ist,

$b = 0,2 d + 0,5$ cm bis $0,25 d + 0,5$ cm oder auch $0,8 \sqrt{d}$ bis \sqrt{d} cm, die Höhe bei versenkten Keilen $h = 0,6 b$, bei Flächenkeilen und Hohlkeilen $h = 0,5 b$, den Durchmesser von Rundkeilen und die Seite von Quadratkeilen $\delta = 0,1 d + 10$ mm oder $0,6 \sqrt{d}$ bis $0,7 \sqrt{d}$ cm.

Eine besondere Art von Keilen sind die Tangentialkeile, welche vorzugsweise zur Befestigung einseitig offener Naben verwendet werden und aus zwei Paaren derartig gegeneinander getriebener Keile bestehen, daß die Anzugskraft tangential zum Wellenumfang wirkt. (Fig. 65.) Übliche Verhältnisse der Tangentialkeile sind

$$b = 0,25 d \quad h = 0,25 b = \frac{d}{16}.$$

(Keiltafel und Abmessungen der Keilschablone siehe im Anhang.)

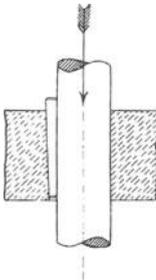


Fig. 66.

c) Höhenkeile.

Bei diesen wirkt die Kraft parallel zur Längsachse des Keiles, sie gewähren deshalb nur Kräften gegenüber, die ihrem Anzuge entgegenwirken, größere Sicherheit (Fig. 66).

Keilsicherungen.

Diese werden hauptsächlich bei Stellkeilen, aber auch bei Befestigungskeilen verwendet. Sie bestehen meist in einer Schraube, mit der man den Keil festzieht (Fig. 254), oder in einem vorgesteckten Splint.

II.

Maschinenelemente der drehenden Bewegung.

A. Zapfen.

Die Zapfen haben die Aufgabe, Maschinenelemente der drehenden Bewegung zu stützen. Sie sind gepaart mit einem entsprechenden Hohlkörper, dem Lager. Der zu stützende Maschinenteil ist entweder mit dem Zapfen oder mit dem Lager fest verbunden.

Man unterscheidet Spur- oder Stützzapfen, bei denen der Zapfendruck (der Druck zwischen Zapfen und Lager) vorwiegend mit der Drehungsachse zusammenfällt (Fig. 67), und Tragzapfen, bei denen der Zapfendruck vorwiegend auf der Drehungsachse senkrecht steht (Fig. 68). Befindet sich der Tragzapfen am Ende der Welle (Fig. 68), so nennt man ihn Stirnzapfen, liegt er innerhalb der Wellenlänge, Halszapfen (Fig. 69). Bei Transmissionswellen hat man den vom Lager umschlossenen Teil als Zapfen anzusehen.

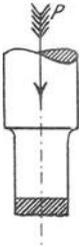


Fig. 67.

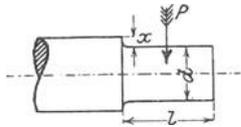


Fig. 68.

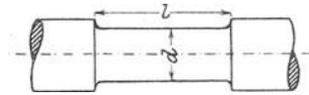


Fig. 69.

Bei Berechnung der Zapfen ist zu berücksichtigen:

1. daß genügende Sicherheit gegen Abbrechen und für gleichmäßiges Aufliegen auf der ganzen Länge der Lagerschale vorhanden ist;
2. daß die Pressung zwischen Zapfen und Lager nicht zu groß wird, da sich sonst das Schmiermaterial nicht zwischen den gleitenden Flächen halten kann und infolgedessen Reibung und Abnutzung sehr groß werden, auch die Gefahr des Auffressens eintritt;
3. daß der sich in Wärme umsetzende Teil der Reibungsarbeit nicht größer wird als die Wärmemenge, die durch Abkühlung dem Zapfen in der gleichen Zeit entzogen wird. (Wenn nötig, ist künstliche Kühlung anzuwenden.)

1. Tragzapfen.

Der erste der oben angegebenen Gesichtspunkte erfordert, wenn P der größte Zapfendruck ist,

$$P \frac{1}{2} = \frac{d^3}{10} \cdot k_b, \dots \dots \dots 1)$$

der zweite

$$P = p l d, \dots \dots \dots 2)$$

wobei k_b = zulässige Biegungsspannung,

p = zulässige Flächenpressung zwischen Zapfen und Lager-
schale ist.

Aus der ersten Gleichung ergibt sich

$$P = \frac{d^3 k_b}{5 l};$$

setzt man dies dem zweiten Werte von P gleich, so erhält man

$$\frac{d^3 k_b}{5 l} = p l d$$

und hieraus

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{k_b}{5 p}}.$$

Für den hohlen Zapfen gilt nach Forderung (1)

$$P \frac{l}{2} = \frac{D^4 - d^4}{10 D} \cdot k_b.$$

Weil die obige Formel für $\frac{l}{d}$ durch Kombination der beiden Forde-
rungen (1) und (2) entstanden ist, so genügt ein Zapfen, der diesem Ver-
hältnis und einer der Gleichungen (1) oder (2) entspricht, zugleich auch
der anderen, man kann aber nur selten dieses Verhältnis einhalten.

Da die Kraftrichtung in der Regel wechselt, kann man nehmen für

Flußstahl	400 bis 500 kg/qcm
Fluß- und Schweißstahl	300 „ 400 „
Gußeisen	150 „ 250 „
Stahlguß	250 „ 350 „

Für Spezialstahl und bei nicht vollständig wechselnder Belastung
sind entsprechend höhere Werte zulässig.

Die Flächenpressung ist in der Mitte am größten, und zwar um un-
gefähr 90 % größer, als der gleichmäßigen Verteilung, die man der
Rechnung zugrunde legt, entspricht. Der zulässige Wert der Flächen-
pressung p , den man in obige Formel (2) (also gleichmäßige Verteilung
angenommen) einsetzen kann, ist von sehr verschiedenen Einflüssen
abhängig; für normale Verhältnisse kann man (nach Bach, Maschinene-
lemente) setzen

Tiegelgußstahl, gehärtet, auf Gußstahl, gehärtet,

laufend p bis zu 150 kg/qcm

Tiegelgußstahl, gehärtet, auf Bronze oder Weiß-

metall p „ „ 90 „

Tiegelgußstahl, ungehärtet, auf Bronze	p bis zu	60 kg/qcm	
Fluß- oder Schweiß Eisen mit glatter, dichter Oberfläche auf Bronze oder Weißmetall . . .	p „ „	40	„
Schweiß Eisen mit nicht ganz reiner Oberfläche oder Gußeisen auf Bronze	p „ „	30	„
Schweiß Eisen auf Gußeisen	p „ „	25	„
Fluß- oder Schweiß Eisen auf Pockholz bei Wasser- schmierung	p „ „	25	„

Je vollkommener die Gleitflächen gearbeitet sind, je größer die Sicherheit für dauernd richtige Lage des Zapfens und der Lagerschale ist, je kürzer die Betriebsdauer, je niedriger der mittlere Zapfendruck gegenüber dem größten, und je vollkommener die Schmierung ist, um so höher wird man p wählen dürfen. Ebenso kann man p höher wählen, wenn die Richtung des Zapfendruckes wechselt, da dann die Ölzufuhr leichter ist und die Abnutzung sich über die ganze Oberfläche verteilt; läuft jedoch der Zapfen in einem Raume mit höherer Temperatur, so ist p niedriger zu nehmen. Je größer man p annimmt, um so größer wird die Abnutzung.

Unter Berücksichtigung dieser Gesichtspunkte ergeben sich folgende Sonderwerte für p :

Für die Zapfen von Seil- und Kettenrollen, welche sich nur unterbrochen drehen und bei denen es auf größere Reibung und Abnutzung nicht ankommt, kann man das Doppelte bis Dreifache obiger Werte nehmen.

Für die Kurbel- und Kreuzkopfzapfen normaler Dampfmaschinen (Gußstahl auf Bronze) kann man bei sorgfältiger Ausführung und Schmierung $p = 60$ bis 70 bzw. 80 bis 90 kg/qcm setzen, für schnelllaufende Maschinen etwa $\frac{2}{3}$ dieser Werte, für die Zapfen der Schwungradwelle $p = 15$ bis 16 kg/qcm.

Bei Lokomotiven geht man, größere Abnutzung in Kauf nehmend, bis $p = 100$ bis 150 kg/qcm und höher (Gußstahl in Weißmetallagern), da hier die Zapfen durch den starken Luftzug gekühlt werden. Bei Maschinen zum Lochen und Abscheren, bei welchen die Geschwindigkeit gering ist und der größte Zapfendruck nur kurze Zeit wirkt, geht man bis über 200 kg/qcm.

Die Zapfenreibung ist, wenn P der mittlere Zapfendruck und μ der Zapfenreibungskoeffizient ist,

$$R = \mu P.$$

Der Reibungskoeffizient ist zunächst vom Material und der Bearbeitung der sich reibenden Flächen, sowie von der Schmierung abhängig, weiter wird er aber noch in hohem Grade beeinflusst von der Größe des

Flächendrucks in den sich reibenden Flächen, der Temperatur und der Geschwindigkeit.

Man kann etwa nehmen (nach Lindner, Maschinen-Elemente):

für gewöhnliche Ringschmierlager . . .	$\mu = 0,02$ bis $0,04$
„ Lager mit Docht- und Tropfötern	$\mu = 0,04$ „ $0,07$
„ „ „ Schmierloch	$\mu = 0,07$ „ $0,10$
„ Eisenbahnlager mit Weißmetall	$\mu = 0,01$
„ „ „ Bronze . . .	$\mu = 0,014$

Für im Ölbad laufende Zapfen und Kugellager sinkt der Reibungskoeffizient auf 0,001 bis 0,002, bei den letzten Werten tadellose Beschaffenheit von Zapfen und Lager vorausgesetzt. Beim Anlaufen ist der Reibungskoeffizient größer, er sinkt dann auf einen Mindestwert und nimmt bei weiter steigender Geschwindigkeit wieder zu. Mit steigender Temperatur nimmt der Reibungskoeffizient ab, weil das Öl dabei dünnflüssiger wird. Mit steigendem Flächendruck wird der Reibungskoeffizient bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten gleichfalls kleiner, bei geringeren Umfangsgeschwindigkeiten steigt er aber mit zunehmendem Flächendruck wieder an, weil hierbei weniger Öl zwischen die sich reibenden Flächen kommt.

Die Reibungsarbeit (die in Wärme umgesetzt wird) ist bei der Umfangsgeschwindigkeit

$$v = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{60}$$

(d in m).

$$A = \mu P \cdot v \text{ mkg/sec.}$$

Der auf 1 qcm der Projektion der Lagerfläche bezogene Wert dieser Reibungsarbeit,

$$a = \frac{\mu \cdot P \cdot v}{l d},$$

kann nach Lindner (Maschinenelemente, Deutsche Verlagsanstalt, Stuttgart) für gewöhnliche Lagerzapfen 0,5 bis 1 mkg/sec, für Zapfen mit Druckwechsel und Luftkühlung wie z. B. Kurbelzapfen 1 bis höchstens 3 mkg/sec gesetzt werden. Nach Versuchen von Großmann kann man für Kurbelzapfen a vom Durchmesser abhängig wählen zu

$$a = \sqrt{\frac{d}{20}}.$$

Bach (Die Maschinenelemente) fordert mit Rücksicht darauf, daß die durch die Reibungsarbeit erzeugte Wärme, durch die Abkühlung dem Zapfen entzogen werden kann, ohne daß Heißlaufen eintritt:

$$l \geq \frac{P \cdot n}{w} \quad 3)$$

wobei n die Tourenzahl, P der mittlere Zapfendruck, w ein Erfahrungswert ist, welcher umso kleiner, je größer der Reibungskoeffizient und um so größer, je besser die Wärmeabführung ist, im übrigen umso größer genommen werden kann, je kleiner die Flächenpressung p ist.

Man findet bei bewährten Ausführungen (nach Bach, Maschinenelemente):

bei normalen Betriebsdampfmaschinen

beim Kurbelzapfen $w = 40\ 000$ bis $90\ 000$

bei den Zapfen der Schwungrad- und Kurbel-

welle $w = 15\ 000$ „ $40\ 000$

bei Eisenbahnwagenachsen

Personenwagen. w bis $80\ 000$

Laufachsen dreiachsiger Lokomotiven bei Schnellzugs-

geschwindigkeit w „ $150\ 000$

bei den äußeren Kurbelzapfen der Lokomotiven . . . w „ $250\ 000$

Die angegebenen Höchstwerte sind jedoch nur unter außergewöhnlich günstigen Umständen (geringe Zapfenlänge, wirksame Wärmeableitung, geringe Flächenpressung, besonders sorgfältige Schmierung) zulässig und bringen dabei immer noch die Gefahr mit sich, daß bei geringen Unregelmäßigkeiten im Betriebe Heißlaufen des Zapfens eintritt.

Bei der Berechnung eines Zapfens hat man zunächst das Verhältnis $\frac{l}{d}$ zu bestimmen, dann aus der Gleichung $P = p l d$ den Durchmesser d , indem man l nach dem vorher berechneten Verhältnis einsetzt. Hierauf hat man zu prüfen, ob $l \geq \frac{P \cdot n}{w}$ ist. Ist dies nicht der Fall, so berechnet man l aus der letzten Gleichung und dann d aus der Festigkeitsgleichung.

In den meisten Fällen ist das Verhältnis $\frac{l}{d}$ durch andere Rücksichten bestimmt, man berechnet dann Durchmesser und Länge nach der Formel 1 bzw. 2 und prüft, ob die gefundenen Werte der Formel 3 genügen. Bei geringer Zapfenlänge gibt die Formel 2, bei größerer Länge die Formel 1 größere Werte für den Durchmesser. Ist, wie meist bei Halszapfen, der Durchmesser schon gegeben, so berechnet man die Länge l aus den Gleichungen 2 und 3, der größere Wert ist anzunehmen.

Die Schulterhöhe des Zapfens nimmt man

$$x = \frac{d}{16} + 5 \text{ mm} \text{ bis } \frac{d}{10} + 5 \text{ mm} ,$$

die Bundbreite $b = x$ bis $1,5 x$ (Fig. 68 und 70). Siehe auch Anhang Tabelle 5.

Die Berechnung soll an folgenden Beispielen gezeigt werden:

1. Beispiel. Es soll der Kurbelzapfen einer Dampfmaschine, welche 80 Umdrehungen in der Minute macht, berechnet werden. Der größte Zapfendruck sei 9000, der mittlere 7000 kg.

Nach den vorhergehenden Angaben kann man $k_b = 500 \text{ kg/qcm}$, $p = 60 \text{ kg/qcm}$, $w = 40\,000$ nehmen, dann ergibt sich

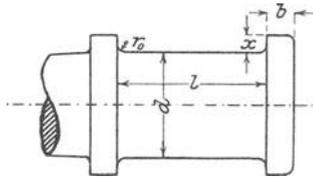


Fig. 70.

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{k_b}{5p}} = \sqrt{\frac{500}{5 \cdot 60}} \sim 1,3$$

$$P = p l d = p 1,3 d^2$$

$$9000 = 60 \cdot 1,3 d^2$$

$$d = \sqrt{\frac{9000}{1,3 \cdot 60}} = 10,7 \text{ cm} \sim 11 \text{ cm}$$

$$l = 1,3 d = 1,3 \cdot 11 = \sim 14,5 \text{ cm}$$

Die Gleichung (3) ergibt

$$l \geq \frac{7000 \cdot 80}{40\,000} = 14,$$

ist also mit $l = 14,5$ erfüllt.

Berechnen wir statt uns nach der Bachschen Gleichung 3 zu richten, die Reibungsarbeit, so finden wir mit $\mu = 0,05$

$$v = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{0,11 \cdot \pi \cdot 80}{60} = 0,47 \text{ m/sec}$$

und

$$a = \frac{\mu \cdot P \cdot v}{l \cdot d} = \frac{0,05 \cdot 7000 \cdot 0,47}{14,5 \cdot 11} = 1,03 \text{ mkg/sec}.$$

2. Beispiel. Ein Zapfen aus Flußeisen hat eine zwischen Null und dem Höchstwert von 3800 kg schwankende Belastung auszuhalten. Der Zapfen soll doppelt so lang als der Durchmesser werden, die Umdrehungszahl ist 150 pro Minute, das Material der Lagerschalen Bronze.

Wir dürfen wählen $k_b = 400 \text{ kg/qcm}$, $p = 40 \text{ kg/qcm}$, w (da Luftwechsel wie beim Kurbelzapfen nicht, wohl aber Druckwechsel vorhanden ist) ein Mittel zwischen 15 000 und 40 000, also etwa 25 000.

Die Festigkeitsrechnung ergibt

$$\frac{P \cdot l}{2} = \frac{d^3}{10} \cdot k_b$$

$$\frac{P \cdot 2d}{2} = \frac{d^3}{10} \cdot k_b$$

$$d^2 = \frac{10 \cdot P}{k_b} = \frac{10 \cdot 3800}{400} = 95$$

$$d = 9,75 \sim 10 \text{ cm}$$

$$l = 2 d = 20 \text{ cm};$$

dabei wird die Flächenpressung:

$$p = \frac{P}{l \cdot d} = \frac{3800}{20 \cdot 10} = 19 \text{ kg/qcm},$$

sie liegt also weit unter dem zulässigen Wert.

Die Bachsche Formel

$$l \geq \frac{P \cdot n}{w}$$

ergibt, da hier der mittlere Zapfendruck $\frac{3800}{2} = 1900 \text{ kg}$ ist,

$$\frac{1900 \cdot 150}{25000} = 11,4,$$

also gleichfalls ein Wert, der von der Länge 20 cm sehr reichlich überschritten wird.

Würde man statt dessen die Reibungsarbeit berechnen, so wäre

$$v = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{0,1 \cdot 3,14 \cdot 150}{60} = \sim 0,8 \text{ m/sec}$$

und

$$a = \frac{\mu \cdot P \cdot v}{l \cdot d} = \frac{0,05 \cdot 1900 \cdot 0,8}{20 \cdot 10} = 0,38 \text{ mkg/sec},$$

also auch reichlich zulässig.

3. Beispiel. Eine Welle von 60 mm Durchmesser soll mit einem Halszapfen in Gußeisenlagerschalen gelagert werden, der Zapfendruck ist nahezu gleichbleibend 1800 kg, die Umdrehungszahl 200 in der Minute.

In diesem Falle gehen wir von der Bachschen Gleichung

$$l \geq \frac{P \cdot n}{w}$$

aus, wobei wir w des nahezu gleichbleibenden Druckes wegen nur gleich 15 000 setzen dürfen

$$l \geq \frac{1800 \cdot 200}{15000} = 24 \text{ cm}.$$

Oder wir lösen die Gleichung für die Reibungsarbeit nach l auf und erhalten, wenn wir den Reibungskoeffizienten etwas höher $\mu = 0,06$

und die zulässige Reibungsarbeit pro Quadratcentimeter Projektion der Lauffläche $a = 0,5$ mkg/sec annehmen, mit

$$v = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{0,06 \cdot 3,14 \cdot 200}{60} = 0,63 \text{ m/sec}$$

$$l = \frac{\mu \cdot P \cdot v}{a \cdot d} = \frac{0,06 \cdot 1800 \cdot 0,63}{0,5 \cdot 6} = 22,7 \text{ cm,}$$

also annähernd ebenso groß.

Die Flächenpressung wird mit $l = 24$ cm

$$p = \frac{P}{l \cdot d} = \frac{1800}{24 \cdot 6} = 12,5 \text{ kg/qcm,}$$

liegt also sehr reichlich unter dem noch zulässigen Werte.

Der kugelförmige Tragzapfen (Fig. 71). Wo zu befürchten ist, daß die gegenseitige Lage von Zapfen und Lager nicht genau aufrecht erhalten werden kann, verwendet man kugelförmige Tragzapfen. Diese sind jedoch nur dann vorteilhafter als zylindrische, wenn die Kugelform äußerst genau gearbeitet ist, sie finden deshalb nur selten Anwendung.

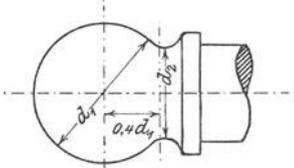


Fig. 71.

Man nimmt (nach Bach, Maschinenelemente) mit Rücksicht auf Forderung (2)

$$d_1 = \sqrt{\frac{P}{40}},$$

mit Rücksicht auf Forderung (3)

$$d_1 \geq \frac{P n}{30\,000}.$$

Mit k_b kann man (Gußstahl gehärtet), um den Durchmesser d_2 niedrig zu halten, bis 650 kg/qcm gehen und erhält dann

$$P \cdot 0,4 d_1 = \frac{d_2^3}{10} \cdot 650,$$

wobei $0,4 d_1$ der Hebelarm des Zapfendruckes ist.

Kombiniert man diese Gleichung mit der ersten, so erhält man

$$0,4 d_1 \cdot d_1^2 40 = \frac{d_2^3}{10} 650$$

$$d_2 = d_1 \sqrt[3]{0,25} = \sim \frac{5}{8} d_1.$$

Auch bei den Tragzapfen wirkt neben dem Druck senkrecht zur Drehungsachse meist noch ein Druck in der Richtung derselben.

Man nimmt ihn, wenn er nicht groß ist, auf durch die Schultern der Zapfen oder besondere Bunde oder Stellringe. Wird er größer, so muß man einen Kammzapfen (siehe Kammlager) oder ein besonderes Spurlager anwenden. Halszapfen durch Eindrehen der Welle herzustellen, soll man möglichst vermeiden.

2. Spurzapfen.

Die Pressung zwischen Zapfen und Lager wird hier um so größer, je kleiner die Geschwindigkeit ist, mit der die sich berührenden Teile aufeinandergleiten, wächst also nach der Mitte zu. Das Schmiermittel würde aus diesem Grunde schwer nach der Mitte zu vordringen, weshalb man diese Zapfen von der Mitte aus schmiert, eventuell das Schmiermittel durch Druck mittels Pumpe zwischen den Berührungsflächen hindurchpreßt. Die Wahl der Werte von p und w ist daher in erster Linie von der Vollkommenheit der Schmierung abhängig.

Der ebene Spurzapfen (Fig. 72). Nach Forderung (2) muß sein:

$$P = p \frac{\pi d^2}{4}.$$

Bei genauen Rechnungen ist die Verminderung der Auflagerflächen durch die Schmiernuten (10 bis 20 %) zu berücksichtigen.

Forderung (3) wird erfüllt, wenn (nach Bach, Maschinenelemente)

$$d \geq \frac{P \cdot n}{w}$$

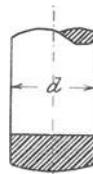


Fig. 72.

ist, wobei man w bei Spurlagern für Triebwerke = 40 000 nimmt. Bei Turbinen darf man, wenn an der Mantelfläche keine Reibung auftritt, höher gehen, jedoch möglichst nicht über 125 000.

Die Flächenpressung kann man annehmen:

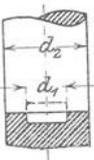
Stahl gehärtet auf Stahl gehärtet laufend	$p = 100$ bis 150 kg/qcm
„ auf Bronze oder dichtem harten Gußeisen	$p = 50$ „ 75 „
Schmiedeeisen auf Rotguß	$p = 30$ „ 40 „
„ „ Gußeisen oder Pockholz	$p = 20$ „ 25 „

Auch Spurzapfen von Eichen- und Pockholz gelangen zur Verwendung. Man läßt entweder das Eichenholz mehrere Monate in Öl liegen, oder verwendet grünes Eichenholz und kocht es 20 Stunden lang in Öl. Bei 8 bis 20 kg/qcm Belastung sollen die Zapfen ohne besondere Schmierung im Wasser laufen und bis 15 Jahre Betriebsdauer aufweisen.

Die Reibungsarbeit pro Quadratcentimeter Lauffläche ist

$$a = \frac{\mu \cdot P \cdot v}{\frac{\pi d^2}{4}} = \mu \cdot p \cdot v,$$

wobei man für die Umfangsgeschwindigkeit v einen Wert zu setzen hat, der berücksichtigt, daß die Flächenpressung in der Mitte größer ist als am Umfang. Man kann etwa den halben Durchmesser einsetzen und erhält



$$v = \frac{0,5 d \cdot \pi \cdot n}{60}$$

Fig. 73. (d in m).

Gleichmäßig ist die Verteilung des Zapfendrucks auf die Lauffläche beim ringförmigen Spurzapfen (Fig. 73). Hier muß sein:

$$P = p \left(\frac{\pi d_2^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4} \right)$$

und

$$d_2 - d_1 \geq \frac{P \cdot n}{w};$$

die Reibungsarbeit pro Quadratcentimeter Lauffläche ist

$$a = \mu \cdot p \cdot v$$

mit

$$v = \frac{0,5 (d_2 + d_1) \pi \cdot n}{60}$$

(d in m).

Man wählt die Abmessungen so, daß a möglichst kleiner als 0,7, auch bei bester Ausführung und Unterhaltung aber jedenfalls kleiner als 2 bleibt. Je größer die Geschwindigkeit ist, um so kleiner soll man a wählen.

Beispiel. Ein ringförmiger Spurzapfen aus Gußstahl soll auf Bronze laufen. Der Zapfendruck ist nahezu gleichbleibend 3000 kg, die Umdrehungszahl 90 in der Minute, der innere Durchmesser soll gleich dem dritten Teil des äußeren angenommen werden.

Nach Bach soll sein

$$d_2 - d_1 \geq \frac{P \cdot n}{w}$$

$$d_2 - \frac{d_2}{3} \geq \frac{3000 \cdot 90}{40000} = 6,75 \sim 7 \text{ cm}$$

$$d_1 = \frac{d_2}{3} = \frac{7}{3} = 2,33 \sim 2,4 \text{ cm}$$

$$p = \frac{P}{\frac{\pi d_2^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{3000}{38,5 - 4,5} = 88,3 \text{ kg/qcm.}$$

Da die Flächenpressung für Stahl auf Bronze nur 50 bis 75 kg/qcm betragen soll, berechnen wir mit etwa $p = 70$ den Durchmesser aus der Flächendruckformel

$$\begin{aligned} \frac{\pi d_2^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4} &= \frac{P}{p} \\ \frac{\pi d_2^2}{4} \left[1 - \left(\frac{1}{3} \right)^2 \right] &= \frac{8}{9} \pi \frac{d_2^2}{4} = \frac{P}{p} \\ \frac{\pi d_2^2}{4} &= \frac{9}{8} \cdot \frac{P}{p} = \frac{9}{8} \cdot \frac{3000}{70} = \sim 48 \\ d_2 &= \sim 7,8 \text{ cm} \\ d_1 &= \frac{7,8}{3} = 2,6 \text{ cm;} \end{aligned}$$

Die Reibungsarbeit pro Quadratcentimeter Lauffläche wird mit $\mu = 0,05$ und

$$v = \frac{0,5 (d_2 + d_1) \pi \cdot n}{60} = \frac{0,5 (0,078 + 0,026) 3,14 \cdot 90}{60} = \sim 0,25 \text{ m/sec}$$

$$a = \mu \cdot p \cdot v = 0,05 \cdot 70 \cdot 0,25 = 0,875 \text{ mkg/sec,}$$

ein Wert, der bei guter Ausführung zulässig ist.

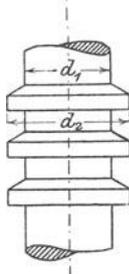


Fig. 74.

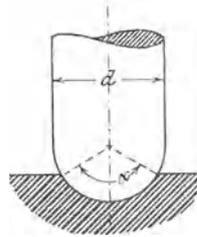


Fig. 75.

Bedingt der Zapfendruck eine sehr große Ringfläche, so verwendet man einen Kammzapfen (Fig. 74), d. h. man läßt den Zapfen in mehreren übereinander liegenden Ringen laufen. Die Ringbreite der Kammzapfen macht man 0,1 bis 0,15 d_1 , die Lücken 1- bis 3 mal so groß als die Ringbreite. Da es schwierig ist, alle Ringe gleichmäßig zur

Auflage zu bringen, so darf man p höchstens halb so groß wählen als für gewöhnliche Spurzapfen. Auch die Wärmeableitung ist schwieriger als beim gewöhnlichen Spurzapfen, man nimmt deshalb $w \leq 20000$.

Der kugelförmige Spurzapfen (Fig. 75). Man berechnet ihn nach der Formel

$$P = p_1 d^2,$$

wobei man einsetzt

$$\begin{array}{ll} \text{für } \alpha = 90^\circ & p_1 = 0,5 p \\ \text{,, } \alpha = 180^\circ & p_1 = 0,7 p. \end{array}$$

Das Schmiermaterial. Es dient zur Verringerung der Reibung, indem es sich zwischen Zapfen und Lagerschale drängt und so, eine direkte Berührung derselben verhindernd, die Reibung fester Körper durch die viel geringere einer Flüssigkeitsschicht auf der anderen ersetzt (Zapfen und Lagerschale bedecken sich mit einer Schmiermittelschicht). Damit das Schmiermaterial diese Aufgabe erfüllen kann, muß es so fest an den gleitenden Flächen haften, daß es weder durch die gegenseitige Pressung noch durch die Bewegung noch durch Verdunsten entfernt wird. Das Schmiermittel muß deshalb an den festen Körpern stärker haften als die Flüssigkeitsteilchen aneinander, es muß schlüpfrig sein. Die Reibung ist um so geringer, je dünnflüssiger das Schmiermittel ist, doch wird es dann auch leichter durch die gegenseitige Pressung der sich reibenden Teile verdrängt werden; übrigens ist auch zu berücksichtigen, daß das Schmiermittel bei steigender Temperatur dünnflüssiger wird. Endlich muß es rein von fremden mechanischen und chemischen Beimengungen, insbesondere Säuren sein und genügende Beständigkeit gegenüber Dickwerden, Verharzen, Eintrocknen, Sauerwerden usw. haben.

Diesen Anforderungen genügen am besten die Mineralöle, von pflanzlichen Ölen finden Olivenöl (Baumöl) Rüböl und vereinzelt Senföl, von tierischen Fetten Talg (Rinderfett) und Knochenöl Verwendung.

B. Achsen und Wellen.

Achsen und Wellen sind sich drehende Träger anderer Maschinenteile, die mit Zapfen sich in zwei oder mehreren Lagern stützen. Während die Achsen nur die Aufgabe des Tragens oder Stützens haben, somit nur auf Biegung beansprucht sind, haben die Wellen zugleich die Aufgabe, eine Drehbewegung fortzuleiten, sie werden also auf Biegung und Verdrehung in Anspruch genommen.

1. Achsen.

Die Teile, in denen die Achse gelagert ist, nennt man Zapfen, die Belastungsstellen Achsenköpfe, das Stück zwischen Zapfen und Achsenkopf Schenkel, das zwischen zwei Achsenköpfen Schaft.

Zur Herstellung der Achsen verwendet man Schmiedeeisen, Stahl, Gußeisen, Eichen-, Buchen- oder Kiefernholz.

Die Achsen sind auf Biegung beansprucht; ist M_b das Biegemoment (das Produkt aus der biegenden Kraft und ihrem Hebelarm bzw. die Summe dieser Produkte), so muß sein:

$$M_b = \frac{d^3}{10} \cdot k_b \text{ für kreisförmigen Querschnitt,}$$

$$M_b = \frac{D^4 - d^4}{10 D} \cdot k_b \text{ für ringförmigen Querschnitt,}$$

$$M_b = \frac{1}{6 h} [h b^3 + b (h^3 - b^3)] k_b \text{ für kreuzförmigen}$$

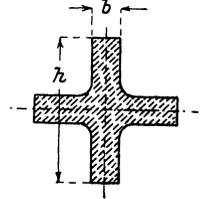


Fig. 76.

Querschnitt (Fig. 76).

Ringförmiger und kreuzförmiger Querschnitt kommen hauptsächlich für gußeiserne Achsen in Verwendung, der letztere nur noch selten. Bei ringförmigem Querschnitt nimmt man gewöhnlich $d = 0,6 D$ und erhält dann

$$M_b = \frac{D^4 - (0,6 D)^4}{10 D} \cdot k_b = 0,087 D^3 k_b.$$

Für k_b kann man, da die Kraftrichtung meist vollständig wechselt, setzen:

für Flußstahl	$k_b = 400$ bis 500 kg/qcm
„ Fluß- und Schweißeisen . .	$k_b = 300$ „ 400 „
„ Stahlguß	$k_b = 250$ „ 350 „
„ Gußeisen	$k_b = 130$ „ 250 „
„ Eichenholz	$k_b = 60$ „

Wechselt die Kraftrichtung nicht vollständig, so kann man k höher wählen.

Das Biegemoment M_b ist, wie schon oben gesagt, das Produkt aus der biegenden Kraft und ihrem Hebelarm. Sind mehrere biegende Kräfte vorhanden, so hat man dafür die Summe dieser Produkte zu nehmen, wobei die in entgegengesetzter Richtung biegenden Momente mit entgegengesetztem Vorzeichen zu setzen, also abzuziehen sind.

Als Beispiel soll die Berechnung der in Fig. 77 skizzierten gleichschenkligen Achse dienen. Betreffs Bestimmung der Biegemomente für andere Belastungsfälle muß auf die Festigkeitslehre verwiesen werden.

Als Material soll Tiegelgußstahl Verwendung finden, die Zapfen sollen ungehärtet sein. Man kann dann nach den unter Zapfen gegebenen Tabellen $p = 60 \text{ kg/qcm}$, $k_b = 500 \text{ kg/qcm}$ nehmen und erhält dann

$$\frac{l}{d_1} = \sqrt{\frac{k_b}{5p}} = \sqrt{\frac{500}{5 \cdot 60}} = 1,3.$$

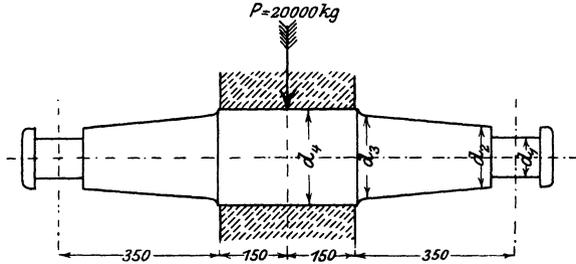


Fig. 77.

Da die Belastung in der Mitte der Achse wirkt, bekommt jeder Zapfen den Zapfendruck $\frac{P}{2}$, folglich ist

$$\frac{P}{2} = p l d_1 = p 1,3 d_1^2$$

$$10000 = 60 \cdot 1,3 d_1^2;$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{10000}{1,3 \cdot 60}} = 11,3 \text{ cm} \sim 11,5 \text{ cm},$$

womit sich ergibt

$$l = 1,3 d_1 = 1,3 \cdot 11,5 = 15 \text{ cm}.$$

Die Schulterhöhe des Zapfens ist

$$x = \frac{d}{16} + 5 \text{ mm} = 1,25 \text{ mm},$$

also

$$d_2 = d_1 + 2x = 11,5 + 2 \cdot 1,25 = 14 \text{ cm}.$$

Der Durchmesser d_3 ergibt sich aus

$$10000 \cdot 35 = \frac{d_3^3}{10} \cdot 500$$

zu

$$d_3 = \sqrt[3]{70000} = 19,2 \text{ cm},$$

und ebenso d_4 aus

$$10000 \cdot 50 = \frac{d_4^3}{10} \cdot 500$$

zu

$$d_4 = \sqrt[3]{10\,000} = 21,5 \text{ cm.}$$

Diesen Durchmesser muß man der Schwächung durch die Keilnut wegen um 5 bis 10 mm größer nehmen, also etwa

$$d_4 = 22,5 \text{ cm.}$$

2. Wellen.

Die Wellen haben die Aufgabe, mechanische Arbeit von einem Orte zum anderen zu übertragen, und werden dabei auf Verdrehung beansprucht. Außerdem wirken aber sowohl das Eigengewicht als auch das Gewicht der Riemenscheiben, Zahnräder, Kupplungen, der Riemenzug usw. biegend an der Welle.

Bei gewöhnlichen Transmissionswellen kann man die biegenden Kräfte vernachlässigen oder durch 10 bis 20 % Aufschlag berücksichtigen. Solche Wellen, die dann nur auf Verdrehung zu berechnen sind, nennt man reine Wellen.

Für diese gilt:

$$M_d = \frac{d^3}{5} \cdot k_d \text{ bei vollem kreisförmigen Querschnitt,}$$

$$M_d = \frac{D^4 - d^4}{5 D} \cdot k_d \text{ bei ringförmigem Querschnitt.}$$

Das Drehmoment M_d ist das Produkt aus der verdrehenden Kraft und ihrem Hebelarme (Abstand der Kraft von der Wellenmitte).

Das Material der Wellen ist Schmiedeeisen oder Stahl, nur ausnahmsweise Gußeisen oder Holz.

Für k_d kann man, wenn das Drehmoment zwischen Null und einem Höchstwert schwankt, nehmen:

für Flußstahl	600 bis 800	kg/qcm
„ Flußeisen	400 „ 560	„
„ Schweißeisen	240 „ 320	„
„ Gußeisen	160 „ 200	„
„ Stahlguß	320 „ 560	„

Bei gleichbleibendem Drehmoment kann man das 1,5 fache, bei einem zwischen zwei gleich großen, aber entgegengesetzt gerichteten Höchstwerten schwankenden Moment das 0,5 fache dieser Werte setzen. Bei auftretenden Stößen ist k_d noch niedriger zu wählen, bei anderen als den angegebenen Schwankungen zwischen den gegebenen Grenzwerten einzuschätzen.

Für Wasserradwellen aus Eichenholz setzt man

$$k_d = 50 \text{ bis } 60 \text{ kg/qcm.}$$

Ist statt des Drehmomentes die Anzahl der zu übertragenden Pferdestärken N und die Tourenzahl n der Welle gegeben, so ergibt sich:

$$75 \text{ N} = \frac{P \cdot r \cdot 2 \pi n}{100 \cdot 60} = \frac{M_d 2 \pi n}{6000} = \frac{M_d \pi n}{3000}$$

(für r ist $\frac{r}{100}$ zu setzen, da im Drehmoment M_d der Radius r in Zentimeter zu messen ist, 75 N aber die Arbeit in Meterkilogramm bedeutet).

Hieraus ergibt sich

$$M_d = \frac{3000 \cdot 75 \cdot N}{\pi \cdot n} \sim 72000 \frac{N}{n}.$$

Setzt man diesen Wert in die frühere Gleichung ein, so erhält man

$$72000 \frac{N}{n} = \frac{d^3}{5} \cdot k_d$$

und hieraus

$$d = \sqrt[3]{\frac{360000}{k_d} \cdot \frac{N}{n}}.$$

Bei normalen Transmissionswellen von gewöhnlichem Walzeisen berücksichtigt man die auftretenden Biegemomente, wenn man $k_d = 120 \text{ kg/qcm}$ setzt; man erhält dann

$$d = \sqrt[3]{3000 \frac{N}{n}}.$$

Der Durchmesser wird also um so kleiner, je größer die Tourenzahl ist. Man nimmt diese bei langsam gehenden Arbeitsmaschinen 100 bis 150 Touren/Min., bei schnellgehenden Arbeitsmaschinen 250 bis 400 Touren/Min.

Lange Wellen sind so zu berechnen, daß die Verdrehung einen gewissen Wert nicht übersteigt. Gewöhnlich fordert man, daß sie pro laufenden Meter $\frac{1}{4}^\circ$ nicht überschreiten soll, und macht dann bei schmiedeeisernen Wellen

$$d = 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} \quad \text{oder} \quad d = 0,73 \sqrt[4]{M_d}.$$

Besonders bei langen Wellen hat man hierauf Rücksicht zu nehmen, da sonst starke Federungen auftreten. Bei kleinen Wellendurchmessern gibt diese, bei größeren die Festigkeitsrechnung größere Werte.

Ist die Formänderung für die Ermittlung des Wellendurchmessers maßgebend, so bietet die Verwendung von Stahl keinen nennenswerten Vorteil gegenüber Schmiedeeisen.

In manchen Fällen hat auch die Welle größere lebendige Kräfte in sich aufzunehmen; ihre Fähigkeit hierzu wächst mit dem Volumen

und dem Quadrate der zulässigen Spannung und wird durch Eindrehungen bedeutend herabgesetzt; diese sind also möglichst zu vermeiden.

Die Durchbiegung der Welle durch das Eigengewicht, das Gewicht der Kupplungen und Riemenscheiben, den Riemenzug usw. soll möglichst unter 0,3 mm pro Meter Wellenlänge bleiben. Um sie gering zu halten, setzt man schwere Kupplungen, Riemenscheiben und dgl. möglichst nahe an die Lager, sind die biegenden Kräfte besonders groß, unmittelbar zwischen zwei Lager, und nimmt den Lagerabstand nicht zu groß. Da die Welle bei stärkeren Durchbiegungen in den Lagern klemmend wirkt, müssen die Lagerschalen sich entsprechend einstellen können (siehe Lager).

Der Lagerabstand, der meist durch die Lage von Trägern, Säulen und dgl. bestimmt ist, soll die nachfolgend gegebenen Werte möglichst nicht übersteigen, andernfalls wäre der Durchmesser zu vergrößern.

Bei einer an den Enden frei gelagerten Welle macht man die Lagerentfernung

$$l = 100 \sqrt{d},$$

will man starker Belastung der Welle Rechnung tragen

$$l = 110 \sqrt[3]{d},$$

bei einem sich nach beiden Seiten über die Lager hinaus fortplantenden Wellenstrange

$$l = 125 \sqrt{d} \text{ bei normaler Belastung}$$

$$\text{und } l = 135 \sqrt[3]{d} \text{ bei starker Belastung.}$$

Bei Anlage eines langen Wellenstranges muß die Ausdehnung bei Temperaturerhöhung berücksichtigt werden, die man für etwa 40° C Temperaturschwankung berechnen muß. Sie beträgt für eine Erwärmung um 1° C

für Schweiß- und Flußeisen . . .	$\frac{1}{70\ 000}$	bis	$\frac{1}{80\ 000}$
„ Stahl	$\frac{1}{80\ 000}$	„	$\frac{1}{90\ 000}$
„ Gußeisen	$\frac{1}{90\ 000}$		

der ursprünglichen Länge.

Bezeichnet man diesen Koeffizienten mit α , so muß eine Längänderung von

$$40 \alpha \cdot l$$

ohne Verbiegungen der Welle oder der Lager möglich sein. weshalb man u. U. Ausdehnungskupplungen einschalten muß.

1. Beispiel. Eine Transmissionswelle soll bei 200 Umdrehungen in der Minute 30 PS übertragen.

Die Festigkeitsformel ergibt

$$d = \sqrt[3]{3000 \frac{N}{n}} = \sqrt[3]{3000 \frac{30}{200}} = 7,7 \text{ cm,}$$

die Rücksicht auf Formänderung durch Verdrehen erfordert

$$d = 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} = 12 \sqrt[4]{\frac{30}{200}} = 7,44 \text{ cm.}$$

Man rundet diesen Wert auf 80 mm ab und erhält den möglichst nicht zu überschreitenden Lagerabstand

$$l = 125 \sqrt{d} = 125 \sqrt{8} = 354 \text{ cm} \sim 3,5 \text{ m.}$$

2. Beispiel: Eine Welle, die nur an beiden Enden gelagert ist, soll bei 250 Umdr./Min. 12 PS übertragen.

$$d = \sqrt[3]{3000 \frac{N}{n}} = \sqrt[3]{3000 \frac{12}{250}} = 5,24 \text{ cm}$$

$$d = 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} = 12 \sqrt[4]{\frac{12}{250}} = 5,64 \text{ cm}$$

Hier gibt die zweite Formel den größeren Wert, der natürlich anzunehmen ist, abzurunden auf 60 mm

$$l = 100 \sqrt{d} = 100 \sqrt{6} = 245 \text{ cm} \sim 2,5 \text{ m.}$$

Wellen, bei denen bedeutende Biegemomente auftreten (Kurbelwelle der Dampfmaschine und dgl.) nennt man gemischte Wellen. Diese berechnet man nach der Formel

$$\frac{d^3}{10} \cdot k_b = 0,35 M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + (\alpha_0 M_d)^2},$$

wobei M_b das Biegemoment, M_d das Drehmoment und $\alpha_0 = \frac{k_b}{1,3 k_d}$ ist. Der letztere Wert wird gewöhnlich nahezu gleich 1.

Die die Welle beanspruchenden Kräfte wechseln in der Regel ihre Richtung vollständig, man kann deshalb für k_b die für Zapfen gegebenen Werte nehmen.

Beispiel. Es soll die Kurbelwelle für eine liegende Dampfmaschine berechnet werden. Der Kurbelzapfendruck beträgt 9000 kg, das Schwungradgewicht 7000 kg, der unter geringer Neigung schräg nach oben gerichtete Seilzug 1500 kg. Der Kurbelhalbmesser ist 450 mm, die Umdrehungszahl 90 in der Minute. Alle anderen Maße ergeben sich aus der Zeichnung Fig. 78.

Für den Kurbelzapfen erhält man wie auf Seite 46.

$$\frac{l}{d} = 1,3,$$

folglich

$$d = \sqrt{\frac{P}{1,3 p}} = \sqrt{\frac{9000}{1,3,60}} = 10,7 \sim 11 \text{ cm}$$

$$l = 1,3 d = 1,3 \cdot 11 = 14,3 \sim 14,5 \text{ cm.}$$

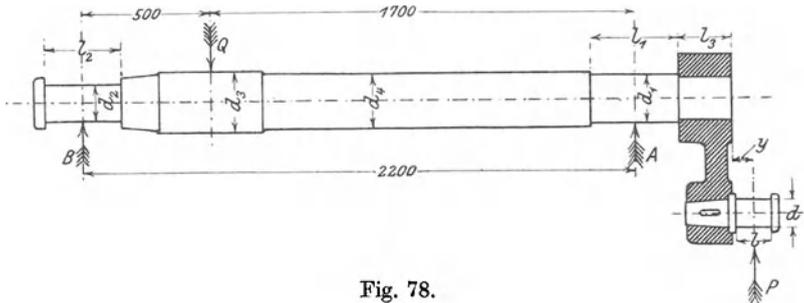


Fig. 78.

Zur Berechnung von d_1 muß man den Hebelarm des liegend wirkenden Kurbelzapfendruckes kennen; dieser setzt sich zusammen aus $y = \frac{l}{2} + 0,5$ bis 1 cm , $l_3 = 0,8 d_1$ bis $1,25 d_1$ und $\frac{l_1}{2}$ ($l_1 = 1,6 d_1$ bis $1,8 d_1$). Man kann ihn probeweise gleich dem Kurbelradius setzen und erhält dann das Biegemoment

$$M_b = P \cdot r = 9000 \cdot 45 = 405\,000 \text{ cmkg.}$$

Das Drehmoment wird in diesem Falle ebenso groß

$$M_d = P \cdot r = 9000 \cdot 45 = 405\,000 \text{ cmkg.}$$

Da die Belastungen nicht ganz zwischen entgegengesetzt gerichteten Höchstwerten schwanken, kann man für Flußstahl wählen

$$k_b = 600 \text{ kg/qcm und } k_d = 450 \text{ kg/qcm,}$$

womit man erhält

$$\alpha_0 = \frac{600}{1,3,450} = \sim 1.$$

Die Formel

$$\frac{d_1^3}{10} \cdot k_b = 0,35 M_b + 0,65 \sqrt{M^2 + (\alpha_0 M_d)^2}$$

ergibt also

$$\frac{d_1^3}{10} \cdot 600 = 0,35 \cdot 405\,000 + 0,65 \sqrt{405\,000^2 + (1 \cdot 405\,000)^2}$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{514\,200}{60}} = 20,5 \text{ cm}$$

$$l_1 = 1,6 \cdot 20,5 \text{ bis } 1,8 \cdot 20,5 = \sim 35 \text{ cm.}$$

$$l_3 = 0,9 \cdot 20,5 = 18,5 \text{ cm}$$

$$y = \frac{14,5}{2} + 0,5 \text{ bis } 1 \text{ cm} = \sim 8 \text{ cm,}$$

Der wirkliche Hebelarm der Biegung wird dann

$$\frac{l_1}{2} + l_3 + y = 17,5 + 18,5 + 8 = 44 \text{ cm}$$

also etwas kleiner als angenommen. (Weicht sein Wert beträchtlich von dem angenommenen ab, so ist die Rechnung mit einem neu eingeschätzten Hebelarm zu wiederholen.)

Die Auflagerreaktionen A und B werden:

1. vom Kurbelzapfendruck herrührend:

$$A \cdot 220 = 9000 \cdot (44 + 220)$$

$$A = \frac{9000 \cdot 264}{220} = 10\,800 \text{ kg}$$

$$B \cdot 220 = 9000 \cdot 44$$

$$B = \frac{9000 \cdot 44}{220} = 1800 \text{ kg}$$

oder einfacher

$$B = A - 9000 = 10\,800 - 9000 = 1800 \text{ kg;}$$

2. vom Schwungradgewicht herrührend:

$$A \cdot 220 = 7000 \cdot 50$$

$$A = \frac{7000 \cdot 50}{220} = \sim 1590 \text{ kg}$$

$$B = 7000 - 1590 = 5410 \text{ kg;}$$

3. vom Seilzug herrührend:

$$A \cdot 220 = 1500 \cdot 50$$

$$A = \frac{1500 \cdot 50}{220} = \sim 340 \text{ kg}$$

$$B = 1500 - 340 = 1160 \text{ kg}$$

Da der Seilzug nur wenig nach oben gerichtet sein soll, kann man die von ihm herrührenden Auflagerreaktionen horizontal annehmen und zu den vom Kurbelzapfendruck hervorgerufenen addieren. Man erhält dann in horizontaler Richtung

$$A_h = 10\,800 + 340 = 11\,140 \text{ kg}$$

$$B_h = 1800 + 1160 = 2960 \text{ kg}$$

in vertikaler Richtung, die vom Schwungradgewicht herrührenden

$$A_v = 1590 \text{ kg}$$

$$B_v = 5410 \text{ kg.}$$

Die Resultierenden werden nach dem Satz vom Parallelogramm der Kräfte:

$$A = \sqrt{11\,140^2 + 1590^2} = \sim 11\,250 \text{ kg}$$

$$B = \sqrt{2960^2 + 5410^2} = \sim 6200 \text{ kg.}$$

Aus der Rechnung geht hervor, daß der Zapfendruck im Lager A vom Seilzug nur wenig beeinflusst wird, in B ist der Einfluß des Seilzugs schon größer; ist dieser aber unter einem größeren Winkel schräg nach oben gerichtet, so wird die Resultierende kleiner, nähert sich also dem Wert B_v , so daß in vielen Fällen der Seilzug gang unberücksichtigt bleiben kann.

Die Flächenpressung im Lager A wird

$$p = \frac{A}{l_1 d_1} = \frac{11\,250}{35 \cdot 20,5} = \sim 15,7 \text{ kg/qcm,}$$

sie ist nach dem, was unter Zapfen angeführt wurde, zulässig.

Die Prüfung nach der Formel

$$l \geq \frac{P \cdot n}{w}$$

ergibt, wenn man den mittleren Zapfendruck = 9000 kg schätzt und w (nach S. 45 $15\,000 \div 40\,000$) nahe dem Höchstwert mit etwa 30 000 annimmt, was zulässig ist, da der Zapfendruck hier vorwiegend vom Kurbelzapfendruck herrührt, also Richtung und Größe wechselt,

$$l_1 \geq \frac{9000 \cdot 90}{30\,000} = 27 \text{ cm.}$$

Diese Forderung ist mit $l_1 = 35 \text{ cm}$ erfüllt.

Der Zapfendruck B rührt vorwiegend vom Schwungradgewicht und Seilzug her, Richtung und Größe sind also fast gleichbleibend, weshalb man hier den mittleren Zapfendruck nahezu gleich dem Höchstwert etwa rund 6000 kg und w nahe der unteren Grenze etwa 20 000 wählen wird. Man erhält dann

$$l_2 \geq \frac{6000 \cdot 90}{20\,000} = 27 \text{ cm.}$$

Wir runden nach oben auf $l_2 = 30 \text{ cm}$ ab und finden nun, da die Flächenpressung $p = 16 \text{ kg/qcm}$ nicht überschritten werden soll,

$$d_2 = \frac{P}{p \cdot l} = \frac{6200}{16 \cdot 30} = 13 \text{ cm.}$$

Die Festigkeitsgleichung würde ergeben

$$\frac{d_2^3}{10} \cdot 600 = 6200 \cdot \frac{l_2}{2}$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 6200 \cdot 15}{600}} = 11,6 \text{ cm.}$$

Der erste Wert ist demnach maßgebend, doch soll auch dieser noch nach oben abgerundet werden, auf

$$d_1 = 15 \text{ cm,}$$

wobei die Flächenpressung etwa 14 kg/qcm wird.

In der Mittelebene des Schwungrads hat man ein Biegemoment

$$M_b = B \cdot 50 = 6200 \cdot 50 = 310\,000 \text{ cmkg}$$

und ein Drehmoment

$$M_d = P \cdot r = 9000 \cdot 45 = 405\,000 \text{ cmkg.}$$

Die Festigkeitsrechnung würde also für d_3 und ebenso für d_4 Werte ergeben, die kleiner als d_1 sind. Aus Rücksicht darauf, daß die Durch-

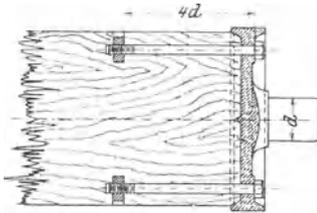


Fig. 79.

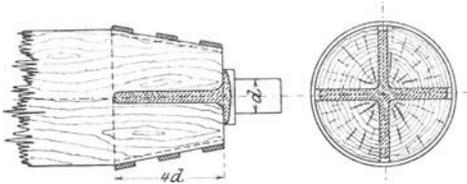


Fig. 80.

biegung der Welle möglichst gering wird, daß der Kurbellagerzapfen einen kleinen Anlauf bekommt, und schließlich der Schwächung durch die Keilnuten für die Befestigung des Schwungrades wegen nehmen wir

$$d_4 = 22 \text{ cm}$$

und

$$d_3 = 25 \text{ cm.}$$

(Will man die Untersuchung genauer durchführen, so kann man für die einzelnen Kräfte die Biegemomentenfläche aufzeichnen und für die zu berechnenden Querschnitte die Biegemomente graphisch summieren.)

Berechnung gekröpfter Wellen siehe Kurbeln.

Hölzerne Wellen kommen nur noch selten bei Wasserrädern zur Verwendung, die Befestigung der eisernen Zapfen ist in Fig. 79 und 80 (nach Bach, Maschinenelemente) gezeigt.

Die Stellringe.

Um eine Verschiebung der Wellen in axialer Richtung zu vermeiden, setzt man Stellringe zu Seiten der Lager, das sind schmiedeeiserne oder gußeiserne Ringe, die durch Schrauben angezogen werden. Die Schraube darf nicht über den Ring vorstehen, da sonst leicht Unfälle herbeigeführt werden können.

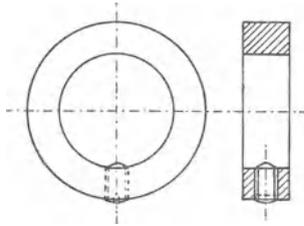


Fig. 81.

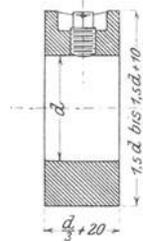


Fig. 82.

In den Figuren 81, 82 und 83 sind Stellringe in zweckentsprechender Ausführung dargestellt. Fig. 83 zeigt einen Stellring für Ringschmierlager.

Bei kleineren Stellringen verwendet man Schlitzschrauben, bei größeren Schrauben mit Vierkantkopf oder auch Schrauben mit vierkantiger Höhlung, die durch einen eingesteckten vierkantigen Schlüssel angezogen werden. Die Schrauben greifen entweder mit einer Spitze in eine Anbohrung der Welle oder drücken mit einer stumpfen Fläche, seltener einer ringförmigen Schneide gegen diese.

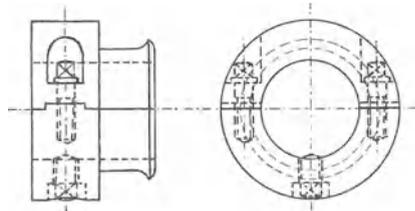


Fig. 83.

Gebräuchliche Abmessungen von Stellringen gibt die Tabelle 6 im Anhang.

Ist ein bedeutender axialer Druck zu übertragen, so muß man aufgeschweißte Bunde, eingedrehte Lagerstellen, Kammzapfen oder, wenn dies möglich, ein Spurlager anbringen.

C. Kupplungen.

Unter Kupplungen versteht man Maschinenteile, welche zwei Wellen zu einem Wellenstrang verbinden.

Ist die Verbindung zwischen den auf den beiden Wellenenden sitzenden Teilen der Kupplung eine feste, starre, so nennt man die

Kupplung feste Kupplung, sind diese Teile gegeneinander beweglich: bewegliche Kupplung, kann die Verbindung während des Betriebes gelöst werden: ausrückbare oder kurz Ausrückkupplung.

Die Hauptgesichtspunkte, welche bei der Konstruktion einer Kupplung zu beachten sind, sind folgende:

1. die Mittellinien der zu verbindenden Wellen müssen, falls es sich nicht um eine bewegliche Kupplung handelt, genau in eine Richtung fallen;

2. der Schwerpunkt der Kupplung soll möglichst genau in der Mitte der Welle liegen, d. h. die Massen sollen gleichmäßig zur Drehungsachse verteilt sein.

3. die Kupplung soll möglichst leicht sein, da ihr Gewicht die Welle auf Biegung beansprucht; sie soll deshalb möglichst unmittelbar neben einem Lager, schwerere Kupplungen zwischen zwei Lagern angebracht werden;

4. die Kupplung soll sich leicht anbringen und entfernen lassen.

5. vorspringende Teile sollen vermieden oder wenigstens verdeckt werden, da sie leicht Ursache von Unfällen werden können;

6. bei Ausrückkupplungen ist der verschiebbare Teil auf die zeitweise stillstehende Welle zu setzen, damit unnötiges Schleifen des Ausrückringes und bei Reibungskupplungen selbsttätiges Einrücken durch die Zentrifugalkraft vermieden wird.

Im folgenden sollen die gebräuchlichsten Kupplungen kurz besprochen werden, Formeln zur Berechnung der Hauptdimensionen sind den Figuren beige geschrieben. Diese gelten natürlich nur für normale Verhältnisse, in besonderen Fällen ist die Festigkeitsberechnung durchzuführen.

1. Feste Kupplungen.

Die Muffenkupplung (Fig. 84) ist sehr einfach, hat aber den Nachteil, daß beim Aufkeilen leicht eine Krümmung der Wellen, bei

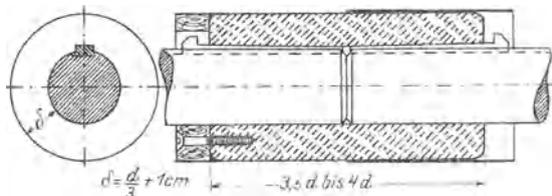


Fig. 84.

nicht genau gleichem Durchmesser der Wellenenden auch eine Verschiebung der Wellenmitten stattfindet, und daß die Wellen bei einer Lösung der Kupplung um die halbe Länge der Muffe verschoben werden müssen.

Die vorstehenden Keilnasen sind möglichst zu verdecken, damit niemand daran hängen bleibt. Die linke Seite unserer Figur zeigt eine Holzhülse, die rechte eine Blechhülse zur Verdeckung der Keilnasen.

Die Scheibenkupplung (Fig. 85) ist sehr gebräuchlich, hauptsächlich bei verschiedenem Durchmesser der zu verbindenden Wellen.

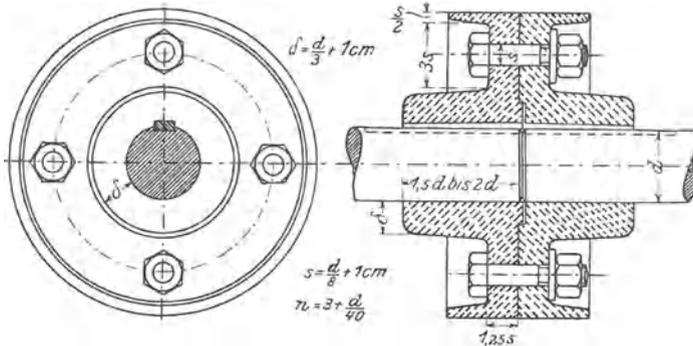


Fig. 85.

Damit die Wellenachsen zusammenfallen, greift die eine Scheibe mit einem Ansatz in die andere ein. Die Stirnebenen der Scheiben sollen nur *rauh* abgedreht werden, um die Reibung zwischen denselben zu erhöhen, sie sind nach dem Aufkeilen nachzudrehen. Bewegungsübertragend soll die Reibung zwischen den Scheiben wirken; wird diese durch Erschütterungen zeitweise aufgehoben, so werden die Schraubenbolzen auf Biegung beansprucht. Sie sollen deshalb das Schraubenloch möglichst genau ausfüllen. Bei Kupplungen, welche starke Stöße auszuhalten haben, empfiehlt es sich, Schrauben mit konischem Bolzen (Fig. 32) zu verwenden. Um die Anpressung zwischen den Scheiben zu erhöhen, läßt man diese auch oft nur in einer Ringfläche anliegen

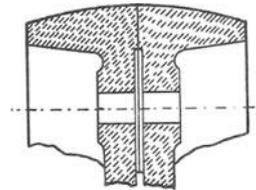


Fig. 86.

(Fig. 86). Da die Scheiben nach dem Aufkeilen von neuem abgedreht werden müssen, sind bei Anwendung von Scheibenkupplungen geteilte Räder und Riemenscheiben und offene Lager zu verwenden.

Statt die Scheiben aufzukeilen, werden sie auch warm oder kalt aufgezogen, man dreht dann gewöhnlich einen kleinen Ansatz an die Welle. Da sich die Wellen nur nach einer Verschiebung um die Höhe des zentrierenden Ansatzes der einen Scheibe herausheben lassen, verwendet man neuerdings vielfach Scheibenkupplungen mit einem

zweiteiligen Zwischenring (Fig. 87). Die Anzahl n der Schrauben wird meist auf eine gerade Zahl abgerundet.

Statt der aufgekeilten bzw. aufgezogenen Scheiben werden häufig entsprechende Flanschen an die zu kuppelnden Wellen oder anderen Maschinenteile angeschmiedet bzw. angegossen.

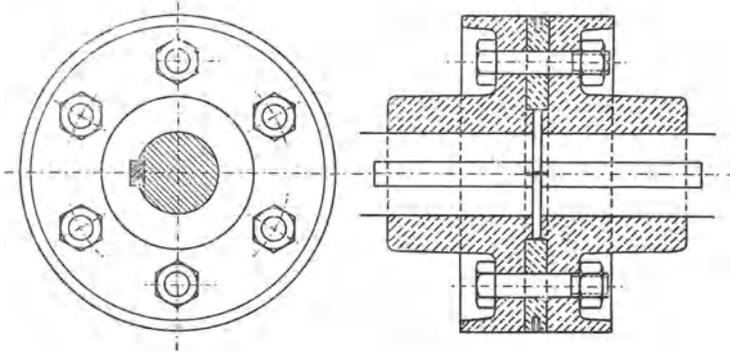


Fig. 87.

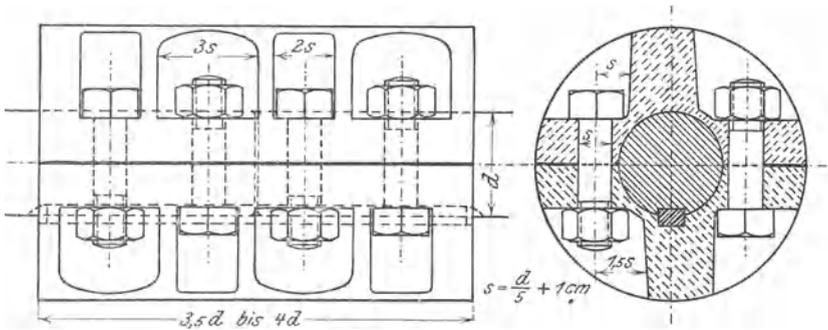


Fig. 88.

Die Schalenkupplung (Fig. 88) besteht aus zwei Schalen, welche mit einer Zwischenlage von starkem Papier oder dünnem Blech ausgebohrt und durch Schrauben fest auf die Welle gepreßt werden. Von Vorteil ist eine mit zylindrischen Warzen versehene Schlußfeder (Fig. 89). Bis zu 50 mm Wellendurchmesser nimmt man meist 6, über 50 mm Wellendurchmesser 8 Schrauben. Eine Abart ist die Kupplung mit einer einseitig aufgeschlitzten Schale, die durch 3 bis 4 Schrauben federnd zusammengezogen und so auf dem Wellenmantel festgeklemmt wird. Der

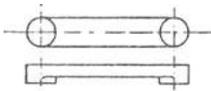


Fig. 89.

Unfallgefahr wegen sollte man die Schalenkupplung stets mit einem Blechmantel umhüllen.

Die Hülsenkupplung (Fig. 90) besteht aus einer zweiteiligen, mit einer dünnen Zwischenlage von Papier oder Blech ausgebohrten und außen doppelkegelförmig abgedrehten Hülse, die durch aufgetriebene Ringe festgezogen wird. Die Stirnenden der Wellen werden zuweilen durch eine — förmige Klammer zusammengehalten. Auch diese Kupplung wird manchmal nur einseitig aufgeschlitzt ausgeführt. Die Neigung des Konus nimmt man 1 : 20 bis 1 : 25.

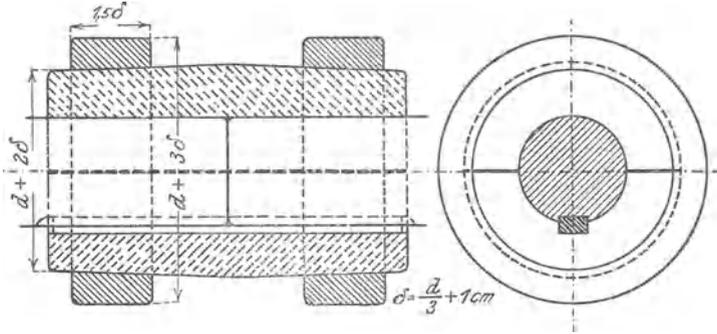


Fig. 90.

Eine Kupplung von J. Schmitt, Baden-Baden, preßt die zweiteilige kegelförmige Hülse mit Hilfe eines hohlkegelförmigen Mantels zusammen, der durch zwei auf die Hülse geschraubte Ringe angezogen und gesichert wird.

Die Schalenkupplungen und Hülsenkupplungen sind leicht anzubringen und zu entfernen, können aber nur für Wellen mit gleichem Durchmesser Verwendung finden.

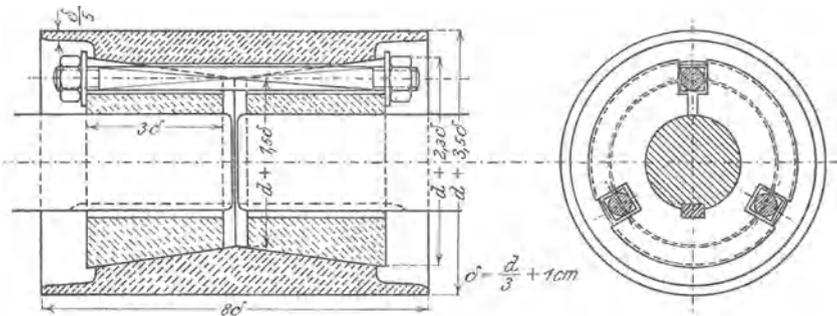


Fig. 91.

Die Sellerskupplung (Fig. 91) besteht aus zwei aufgeschlitzten kegelförmigen Körpern (Neigung ungefähr 1 : 8), welche durch zur Wellenachse parallele Schrauben in eine doppelt konisch ausgedrehte

Hülse gepreßt werden. Zur Sicherung der Mitnahme legt man noch eine Feder ein.

Die Sellerskupplung kann leicht aufgebracht und (mit besonderen in die Schraubenlöcher einzuführenden Haken) gelöst, für Wellen mit verschiedenen Durchmessern verwendet und zugleich als Riemenscheibe benutzt werden.

Eine der Sellerskupplung verwandte Kupplung ist den Mannesmannröhrenwerken zur Verbindung von Hohlwellen mit zwischengelegten Halszapfen patentiert worden. Auf die Hohlwelle wird ein konischer Ring aufgezogen, der durch Schrauben in einen hohlkegelförmigen Mantel gepreßt wird. Dieser ist durch eine Scheibe mit Nabe auf dem Zapfen befestigt.

2. Bewegliche Kupplungen.

Ist auf dauernd richtige Lage der beiden Wellenenden nicht zu rechnen, so muß man diese so verbinden, daß eine gewisse Beweglichkeit der Kupplungsteile möglich ist.

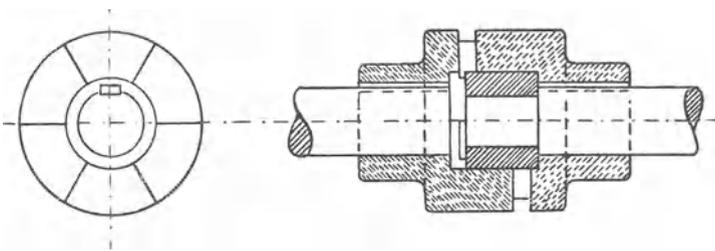


Fig. 92.

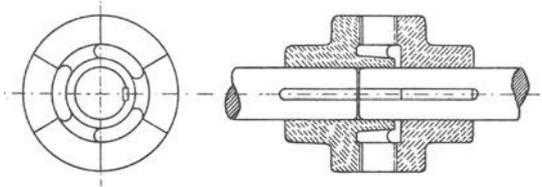


Fig. 93.

Die Figuren 92 und 93 zeigen längsbewegliche Kupplungen, welche bei langen Wellensträngen angewendet werden müssen, um die Ausdehnung bei Temperaturverschiedenheiten (etwa 5 mm auf je 10 m Wellenlänge) auszugleichen. Die Bewegungsübertragung erfolgt bei beiden dadurch, daß die Scheiben mit Vorsprüngen ineinandergreifen. Um die Reibung in den radialen Berührungsflächen dieser Vorsprünge zu vermindern, legen die Ver. Maschinenfabriken Augsburg-Nürnberg A.-G. Kugeln ein (D.R.P. 172 944). Zur Zentrierung der Wellen dient bei

der Ausführung (Fig. 92) ein schmiedeeiserner Ring, bei der Ausführung Fig. 93 eine Verlängerung der Nabe der einen Scheibe, in der sich die andere Welle führt.

Fallen die Wellenenden nicht genau zusammen, so verwendet man die Oldhamsche Kupplung (Fig. 94), bei der die Bewegungsübertragung durch eine mit kreuzförmig versetzten Federn versehene Zwischenscheibe erfolgt. Die durch die fortgesetzte Verschiebung der Scheiben hervorgerufenen Reibungsverluste sind jedoch sehr groß. Die Kupplung wird deshalb nur selten und nur bei geringem Abstand der Wellenmitten angewandt.

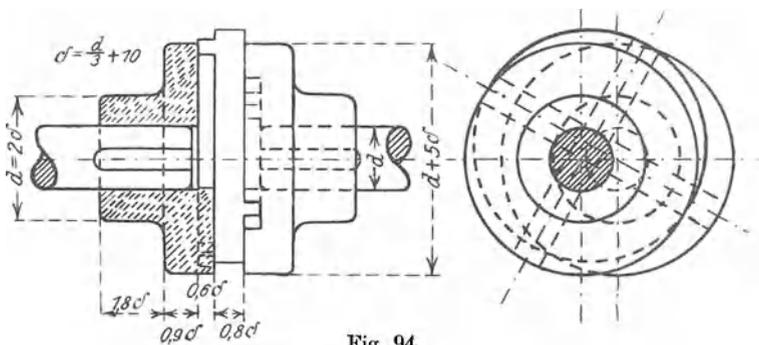


Fig. 94.

Schwere Wellen kuppelt man auch durch die Schleppekurbel, zwei gegeneinander versetzte Kurbeln, die durch eine Koppel miteinander verbunden sind. Soll die Verbindung zeitweise gelöst werden, führt man die Kurbeln mit verschiedenem Radius aus, so daß der eine Kurbelzapfen sich am anderen vorbeibewegen kann.

Eine geringe Beweglichkeit in jeder Richtung gestatten die elastischen Kupplungen, die bei Verwendung eines den elektrischen Strom nicht leitenden Materials für die elastischen Zwischenglieder zugleich Isolationskupplungen sind.

Bei der Lederlaschenkupplung werden abwechselnd auf den Stirnflächen beider Kupplungsscheiben angebrachte Bolzen durch Lederlaschen verbunden. Die Duisburger Maschinenfabrik J. Jaeger benutzt statt einzelner Laschen durchgehende Lederringe, die entsprechend durchlocht und auf die Bolzen aufgesteckt sind.

Brown-Boverie & Cie verbinden die auf den Wellenenden festgekeilten Kupplungsscheiben durch einen Wellblechzylinder, der bei kleinen Kräften auch durch einen Lederzylinder ersetzt werden kann.

Bei der Bandkupplung von Zedel-Voith, D.R.P. 81 852 (Fig. 95), überträgt sich die Bewegung durch einen um Vorsprünge der Kupplungs-

scheiben geschlungenen endlosen Leder- oder Baumwollriemen. Diese Kupplung ist auch als Ausrückkupplung konstruiert worden. Ähnlich ist die Konstruktion der Cachin-Kupplung vom Eisenwerk Wülfel vor Hannover.

Die elastische Kupplung der Berlin-Anhalt. Maschinenbau-A.-G. (D.R.P.) besteht aus zwei Scheiben, welche so auf die Wellenenden ge-

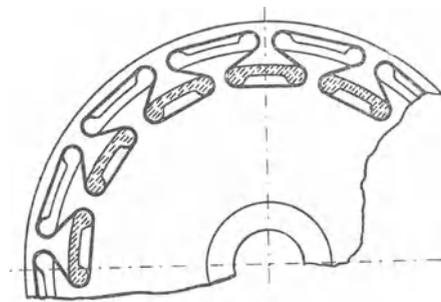


Fig. 95.

keilt sind, daß zwischen den Stirnflächen ein kleiner Zwischenraum bleibt. Die Kraftübertragung geschieht durch elastische und elektrisch isolierende Bolzen (Leder oder Gummi), die durch entsprechende Löcher beider Scheiben gesteckt sind, und die sich zwecks Lösung der Kupplung leicht herausziehen lassen.

Bei der Bürstenkupplung von G. Luther A.-G., Braunschweig, (D.R.P.) trägt die eine Scheibe Segmente mit radialen Zähnen, die andere Segmente mit radialen Stahldrahtbürsten, die in die Zwischenräume der Zähne eingreifen. Die Kupplung wird auch als Ausrückkupplung konstruiert.

Die elastische Kupplung von G. Polysius, Dessau, (D.R.P.) besteht aus zwei mit Zähnen (ähnlich den Ausdehnungskupplungen) ineinandergreifenden Scheiben. Zwischen den Zähnen sind größere Zwischenräume, die durch Gummipuffer mit Holzzwischenlagen ausgefüllt sind. Ein seitlich angeschraubter Ring hindert die elastischen Zwischenlagen am Herausfallen. Die Zähne sind bei einer Ausführung an beiden Scheiben angegossen, bei der andern an der einen Scheibe angeschraubt, so daß man nach Lösen der Schrauben jede Welle ohne axiale Verschiebung aus den Lagern heben kann. Die elastischen Zwischenlagen sind weder auf Zug noch auf Biegung beansprucht, die Kupplung ist deshalb zur Aufnahme von Stößen besonders geeignet.

Bei der El-Is-Kupplung der Peniger Maschinenfabrik und Eisen gießerei A.-G. hat die eine Kupplungsscheibe trapezförmige Ausschnitte am äußeren Mantel, die mit ebensolchen am inneren Umfange des Kranzes der anderen Kupplungsscheibe zusammen sechskantige Hohlräume bilden. Dient die Kupplung nur als elastische Kupplung, so wird die Übertragung der Bewegung durch in diese Hohlräume eingelegte Gußstahlfedern, deren Form sich nach den verschiedenen Verwendungszwecken richtet (meist haben sie die Form eines aufgeschlitzten Zylinders), bewirkt. Soll die Kupplung zugleich isolieren, so treten an Stelle der

Federn durchwebte Gummi- oder Lederbolzen. Durch Herausnehmen der Federn oder Bolzen kann die Kupplung ausgerückt werden.

Zu den beweglichen Kupplungen gehören auch die Walzwerkskupplungen, bei denen die Kuppelzapfen drei oder vier Hohlkehlen

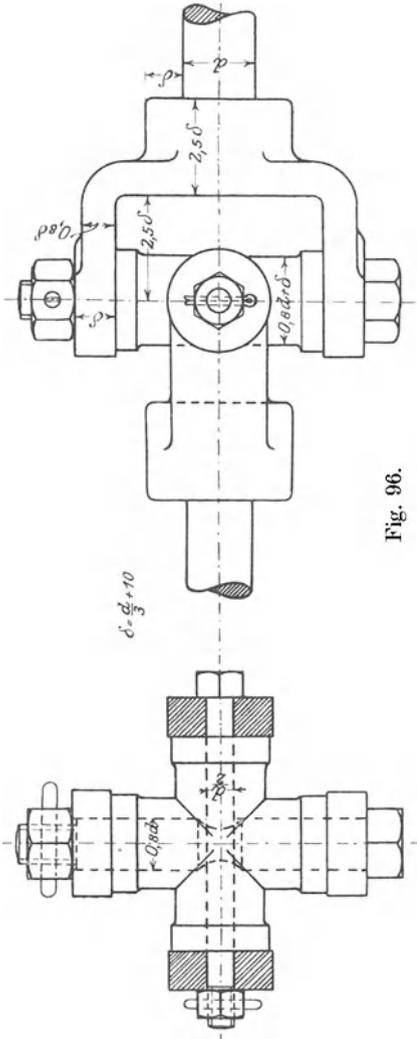


Fig. 96.

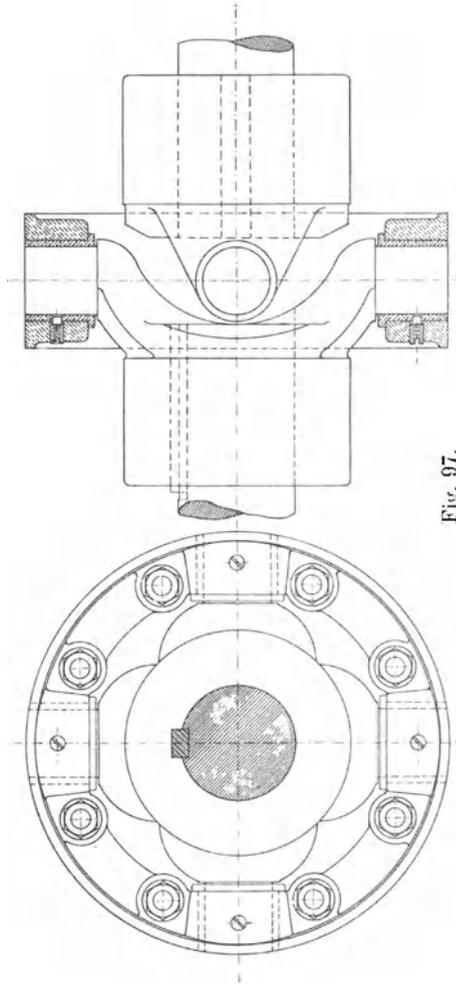


Fig. 97.

haben, in die die inneren Wulste der darübergesteckten Muffen mit entsprechendem Spielraum eingreifen.

Alle die letztgenannten Kupplungen ermöglichen sowohl eine gewisse Längs- und Querbeweglichkeit als auch die Verbindung von Wellen,

die einen allerdings nicht viel von 180° abweichenden Winkel miteinander bilden. Ist diese Abweichung sehr klein, so kann man auch eine den Ausdehnungskupplungen ähnliche Konstruktion verwenden, muß nur dann den zur Zentrierung dienenden Ring bzw. Nabenvorsprung weglassen und den Vorsprüngen genügend Spielraum geben.

Ist die Abweichung des Winkels, welchen die Wellen miteinander bilden, von 180° eine bedeutendere, so verwendet man die Kreuzgelenkkupplung oder den Hookschen Schlüssel (Fig. 96). Die Bewegungsübertragung ist hier ungleichförmig, weshalb der Winkel, den die eine Welle mit der Verlängerung der anderen bildet, 10° möglichst nicht überschreiten soll. Um diese Ungleichförmigkeit zu vermeiden, verwendet man vielfach eine kurze Zwischenwelle, welche mit beiden Wellen denselben Winkel einschließt, und deren Klauen in einer Ebene liegen.

Fig. 97 zeigt die Kreuzgelenkkupplung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft, welche auch so ausgeführt werden kann, daß man den Zapfen in ihren Lagern eine gewisse Längsverschieblichkeit ermöglicht, wodurch die Kupplung zur Verbindung von Wellen geeignet wird, deren Achsen nicht genau in derselben Ebene liegen.

Piat, Paris, führt zwei Kreuzgelenkkupplungen in der Weise vereinigt aus, daß die die Zapfen tragenden Ringe zu einer in einem Lager gestützten Muffe ausgebildet sind.

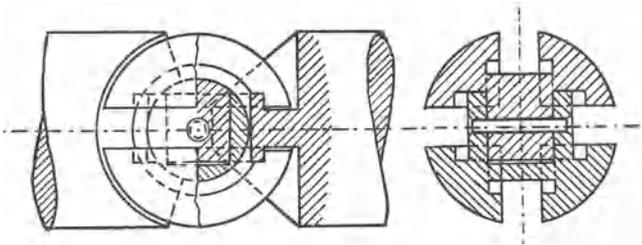


Fig. 98.

Eine gedrungene Form der Kreuzgelenkkupplung ist das in Fig. 98 abgebildete Kugelgelenk. Als Zwischenglied dient eine aus zwei Teilen zusammengenietete oder geschraubte Kugel mit sich kreuzenden T förmigen Nuten, in die die entsprechend ausgeführten Wellenanschlußstücke eingreifen.

3. Ausrückkupplungen.

Die einfachste Ausrückkupplung ist die Klauenkupplung (Fig. 99), welche aus zwei mit Zähnen oder Klauen versehenen Muffen besteht, von denen die eine auf dem einen Wellenende festgekeilt ist,

während sich die andere auf dem anderen Wellenende um die Zahnhöhe verschieben läßt, bei der Drehung aber die Welle durch eine oder besser zwei Federn mitnimmt.

Zwecks Zentrierung kann man das Ende der einen Welle in die Muffe der anderen eingreifen lassen.

Soll die Kupplung während des Betriebs eingerückt werden, was aber nur bei ganz kleinen Kräften bzw. Schwungmassen und geringen Umdrehungszahlen statthaft ist, so sind Klauen mit schraubenförmigen Rückenflächen vorzuziehen (Fig. 100).

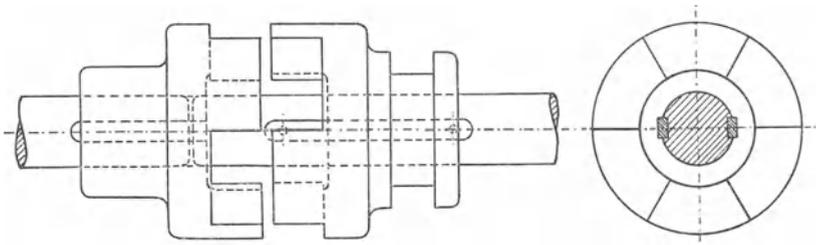


Fig. 99.

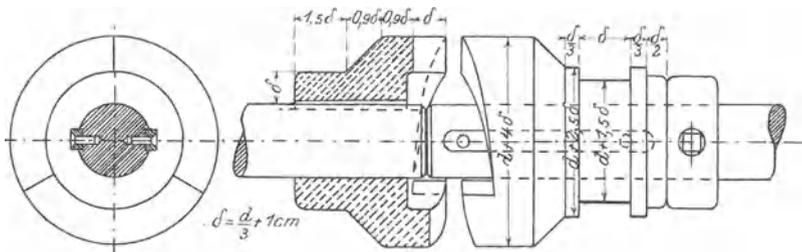


Fig. 100.

Bei beiden Arten erfolgt bei der einen Muffe die Übertragung der Drehbewegung nur durch die Feder, die sich dabei schnell abnutzt und lockert. Dies wird vermieden bei der Hildebrandtschen Kupplung, die Fig. 101 nach der Ausführung der Berl.-Anhalt. Maschinenbau-A.-G. zeigt. Beide Kupplungsscheiben sind auf den Wellenenden festgekeilt, auf der Nabe der einen verschiebt sich eine Muffe, die mit Klauen schließend in die Zahnücken der Kupplungsscheiben eingreift. Denselben Zweck erreichen J. M. Voith, Heidenheim a. Brenz durch an der verschiebbaren Muffe sitzende Bolzen, die in entsprechend übereinstimmende Löcher der beiden Kupplungsscheiben eingreifen.

Erfolgt das Ein- und Ausrücken während des Betriebs, so muß, um die Reibung an den Klauenflächen bzw. den Federn zu überwinden, bei allen diesen Kupplungen eine bedeutende Kraft in Richtung der Wellenachse ausgeübt werden. Vorteilhafter sind in dieser Beziehung

die Kupplungen, bei denen die den Eingriff vermittelnden Teile radial ausgerückt werden, z. B. die Klinkenkupplungen. Fig. 102 zeigt die Reibungskupplung der Firma Lohmann u. Stolterfoth in Witten a. d. Ruhr. Denkt man sich die Stirnscheibe d fort und den losen Kegel b mit dem Hohlkegel a aus einem Stück bestehend, so hat man eine Klinkenkupplung. Im eingerückten Zustande nehmen die Zähne des Sperrades c die Klinken g mit, die auf denselben Achsen mit den Ausrückarmen i sitzen. Durch Heranschieben der mit Hubdaumen l versehenen Ausrückhülse werden die Ausrückarme i und damit die Klinken g ausgeklinkt.

Alle diese Kupplungen rücken plötzlich ein und können der dabei auftretenden Stöße wegen nur im Ruhezustande oder höchstens bei ganz kleinen Geschwindigkeiten eingerückt werden.

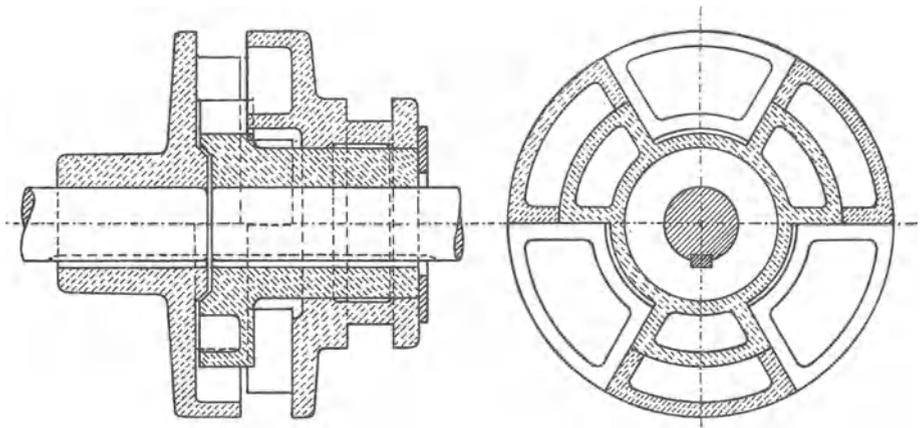


Fig. 101.

Soll die Kupplung während der Bewegung eingerückt werden, so muß sie so konstruiert sein, daß allmähliche Mitnahme erfolgt. In diesem Falle verwendet man die Reibungskupplungen, von denen zahlreiche teils patentierte Konstruktionen im Gebrauch sind.

Diese Kupplungen sollen nicht mit einem Ruck, sondern mäßig schnell eingerückt werden, wobei die sich reibenden Teile anfangs gegeneinander gleiten. Die Dauer dieses Gleitens vor Erreichung der vollen Umdrehungszahl kann auf 1 bis 2 % derselben angenommen werden.

Die bekanntesten hiervon sind:

Die Kegelreibungskupplung (Fig. 103). Die verschiebbare hohlkegelförmige Scheibe auf der getriebenen Welle wird gegen die auf der treibenden Welle festgekeilte kegelförmige Scheibe gepreßt, wobei sie durch die Reibung zwischen den Kegelflächen mitgenommen wird und nun ihrerseits durch die Feder die Welle mitnimmt.

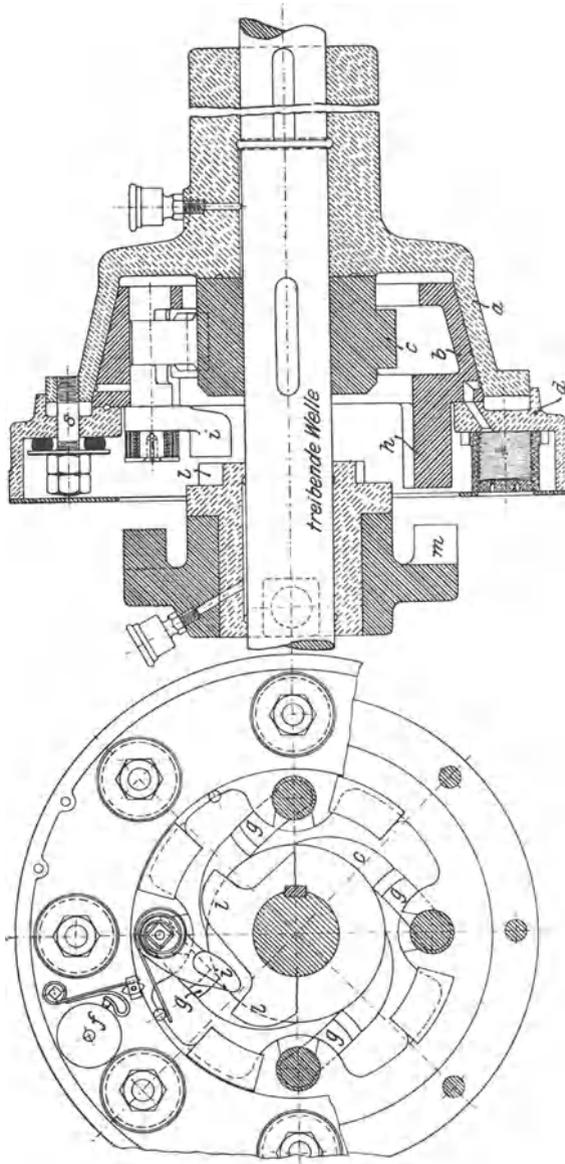


Fig. 102.

Der Neigungswinkel der Kegelflächen schwankt zwischen 10° und 15° , beträgt er weniger als 10° , so lassen sich die Kegelflächen schwer voneinander trennen. Die axiale Verschiebung des losen Kegels soll etwa 5 mm sein. Die Kegelreibungskupplung hat den Nachteil, daß

die Anpressung in Richtung der Wellenachse so lange aufrecht erhalten werden muß, als die Mitnahme erfolgen soll.

Dies vermeidet die Doppelkegelreibungskupplung der Sächs. Maschinenfabrik vorm. Rich. Hartmann in Chemnitz, bei der zwei Kegelringe in einem axial nachstellbaren doppelhohlkegelförmigen Gehäuse durch federnde Kniehebel auseinandergespannt werden. Die Kniehebel werden von der verschiebbaren Muffe über die Stellung der stärksten Zusammenpressung der Feder hinausbewegt, so daß sie sich nicht von selbst lösen können.

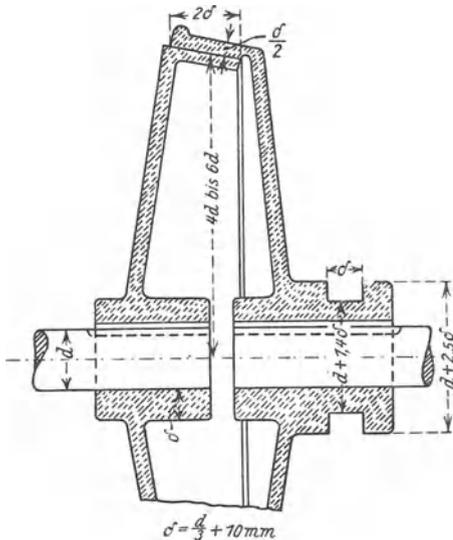


Fig. 103.

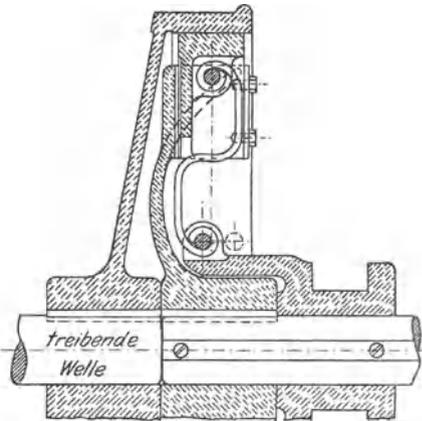


Fig. 104.

Verbreiteter sind die Reibungskupplungen, bei denen die Reibungsflächen nicht durch axiale, sondern durch radiale Verschiebung gegen einander gepreßt werden. Hierher gehören die Dohmen - Leblanc'sche Kupplung, ausgeführt von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. in Dessau (Fig. 104). Durch Verschieben einer Muffe auf der getriebenen Welle werden mit hakenförmigen Federn vier oder sechs Gleitbacken, die in einem auf die getriebene Welle festgekeilten Stern radial verschiebbar sind, nach außen gepreßt, gegen die innere Ringfläche der auf der treibenden Welle sitzenden Scheibe. Die hakenförmigen Federn werden beim Einrücken der Kupplung über die Mittelebene hinausgeschoben, wodurch Selbstaustrückung verhindert ist. Bei Kupplungen für größere Kräfte verwendet man Reibungsring und Reibungsbacken, mit keilförmigen Rillen versehen. Wenn die den Stern mit den Gleitbacken tragende Welle auch im ausgerückten Zustande umläuft

und bei hohen Umdrehungszahlen ist durch entsprechende Gegengewichte die Zentrifugalkraft der Gleitbacken auszugleichen.

Bei der Reibungskupplung von G. Polysius, Dessau, werden mittels Rechts- und Linksgewinde in ihrer Länge der Abnutzung entsprechend verstellbare Kniehebel zum Anpressen der Gleitbacken benutzt. Diese stützen sich auf eine die Ausrückmuffe umgebende Ringfeder aus Flachstahl, die eine gleichmäßige Anpressung aller Gleitbacken gewährleistet und ein Durchschlagen der Kniehebel über die Mittelstellung gestattet, so daß Selbstausrückung verhindert ist.

Bei der vom Eisenwerk Wülfel vor Hannover ausgeführten Hill-Kupplung (Fig. 105) pressen sich zwei Reibungsbacken, einer von innen, einer von außen, gegen den Reibungsring, wodurch der einseitige radiale Druck, welchen wir bei der Dohmen-Leblanc-Kupplung und der Kupplung von Polysius haben, aufgehoben wird und Biegungsspannungen im Reibungsring vermieden werden.

Auch bei der Gnomkupplung der Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei werden die Backen von beiden Seiten gegen den Reibungsring angepreßt. Die Anpressung geschieht durch Drehung radial gelagerter Spindeln mit Rechts- und Linksgewinde. Durch Verdrehung der Muttern in den Schuhen lassen sich die Backen nachstellen. Die Penig-Kupplung für Vorgelege drückt durch Muffen mit 2 Keilen

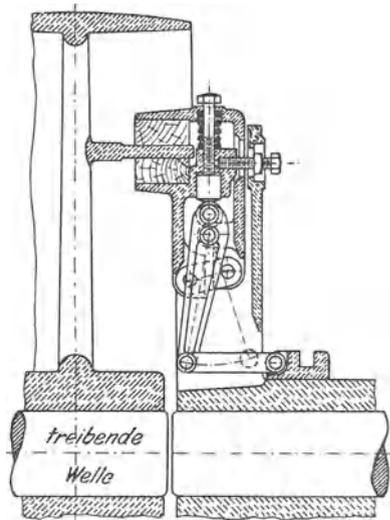


Fig. 105.

zwei die Reibungsbacken tragende bogenförmige Hebel, die nahe dem Reibungsring um Zapfen drehbar sind nach außen, eine am anderen Ende der Hebel wirkende Feder rückt beim Zurückziehen der Muffe aus.

Für Wendegetriebe baut Ludwig Stuckenholz in Wetter (Deutsche Maschinenfabrik A.-G., Duisburg) eine Reibungskupplung, bei der ein federnder, an einer Seite aufgeschlitzter, gußeiserner Ring durch einen in den Schlitz eingeschobenen Keil, der an einer verschiebbaren Muffe befestigt ist, auseinandergespannt und gegen den Reibungsring angedrückt wird.

Eine Kupplung, die statt der zylindrischen, ebene ringförmige Reibungsflächen verwendet, ist die von Vogel & Schlegel, Dresden ausgeführte Benn-Kupplung (Fig. 106). Sie besteht aus dem auf der

einen Welle festgekeilten Gehäuse mit einem durch Gewinde nachstellbaren Deckel, dem auf der anderen Welle festgekeilten Mitnehmer und zwei Reibungsscheiben, die durch Kniehebel beim axialen Verschieben der Muffe axial auseinandergespannt und gegen die Reibungsflächen des Gehäuses und des Deckels angepreßt werden. Ein selbsttätiges Einrücken durch die Zentrifugalkraft kann bei dieser Kupplung nicht stattfinden. Die geschlossene Bauart des Gehäuses ermöglicht es, die inneren Teile ständig in Öl laufen zu lassen. Ähnlich ist die Reibscheibenkupplung, Konstruktion N, der Firma Lohmann & Stolterfoth in Witten, die auf Wunsch mit zwischengelegten Vulkanfibreplatten ausgeführt wird, um den Verschleiß von Gehäuse und Reibscheiben zu vermindern.

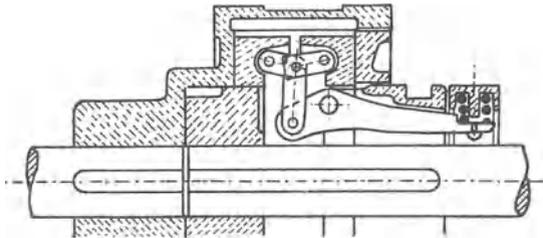


Fig. 106.

Die Reibungskupplung A von Lohmann & Stolterfoth (Fig. 102) ist eine Verbindung von Klinkenkupplung und Reibungskupplung. Mit Hilfe der schon beschriebenen Klinkenkupplung wird der Kegel b mit dem Sperrad gekuppelt, derselbe wird durch die Stirnscheibe d in den Hohlkegel a gepreßt und nimmt diesen durch Reibung mit. Da sich die Anpressung des Kegels b durch Anziehen der Schrauben s beliebig ändern läßt, kann man die Kupplung mit Vorteil dort verwenden, wo nur ein bestimmtes Maß mechanischer Arbeit übertragen werden soll. Man nennt solche Kupplungen, von denen es mehrere Konstruktionen gibt, Überlastungs- oder Sicherheitskupplungen. Sobald keine Mitnahme erfolgt, tönt die Glocke f.

Beim Ausrücken werden zunächst, wie bei der Klinkenkupplung, durch die Hubdaumen l die Ausrückarme i und damit die Klinken g ausgehoben und somit der Hohlkegel b außer Eingriff mit dem Sperrade gebracht. Beim weiteren Heranschieben der Ausrückhülse greifen dann die Vorsprünge m und h ineinander, wodurch der Kegel b festgehalten wird und nunmehr bremsend auf die getriebene Welle wirkt.

Ein besonderer Vorteil dieser Kupplung ist der, daß die Reibungsflächen auch im ausgerückten Zustande unverändert angepreßt bleiben, so daß zum Einrücken fast gar keine Kraft erforderlich ist und das Ausrücken aus großer Entfernung mittels leichten Drahtzugs oder elektrischen

Stromes geschehen kann. Bei der Konstruktion P derselben Firma werden zwei halbringförmige Reibungsbacken durch Drehen von zwei Schrauben mit Rechts- und Linksgewinde von außen auf einen Reibungsring festgezogen.

Die Schraubenfederreibungskupplung Triumph, D.R.P. der Firma Louis Schwarz u. Co., A.-G. in Dortmund (Fig. 107), bewirkt die Mitnahme durch eine Schraubenfeder, die wie bei einem Schiffsspill sich um die auf dem anderen Wellenende befestigte Hartgußmuffe wickelt. Die Einrückzscheibe drückt bei axialer Verschiebung auf einen Hebel, der das freie Ende der Feder mit der vorhergehenden Windung

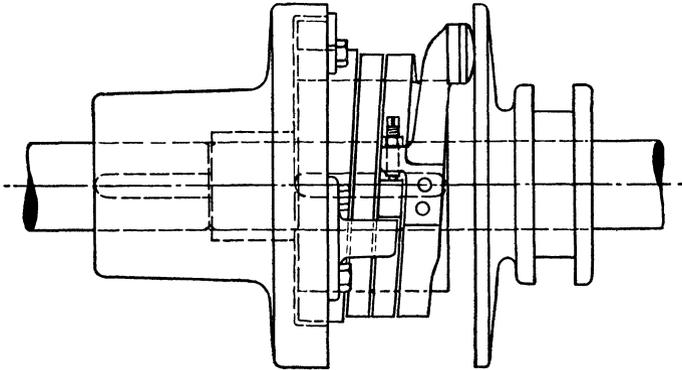


Fig. 107.

verbindet. Durch diesen Hebel wird die erste Windung der Schraubenfeder fest um die Muffe gespannt, die hierdurch hervorgerufene Reibung zieht die anderen Windungen der Schraube allmählich an. Beim Ausrücken federt die Schraubenfeder zurück, so daß das Ausrücken augenblicklich erfolgt. Der Hebel ist durch einen Regulierstift einstellbar, um Ungenauigkeiten in der Montage auszugleichen. Durch Verbindungen zweier solcher Kupplungen mit rechts- bzw. linksgängiger Schraubenfeder ist Umkehr der Bewegungsrichtung leicht zu erreichen. Die Kupplung ist u. a. für Walzwerke bis 5000 PS ausgeführt worden.

Bei den Flüssigkeitskupplungen wird eine allmähliche Mitnahme ähnlich der der Reibungskupplungen durch Vermittlung einer Flüssigkeit erzielt, die je nach der Öffnung eines von außen zu betätigenden Abschlußorgans dem umlaufenden Teil der Kupplung ganz oder teilweise ausweichen kann, beim Schluß des ersteren aber die Mitnahme bewirkt. Sie sind bisher zu keiner praktischen Bedeutung gelangt.

Mehr in Anwendung kommen die elektrischen Kupplungen, Reibungskupplungen, bei denen die Reibungsflächen durch elektromagnetische Anziehung angepreßt und bei Ausschaltung des Stromes meist durch Federdruck gelöst werden. Die Vulkankupplung hat eine

umlaufende Magnetscheibe, der der Strom durch Schleifringe zugeführt werden muß und eine axial verschiebbare Ankerscheibe. Kammerer befestigt den Ankerring auf einer federnden Stahlplatte, deren Nabe nicht axial verschiebbar ist. Fig. 108 zeigt die Watzke-Kupplung D.R.P. der Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei, bei der der

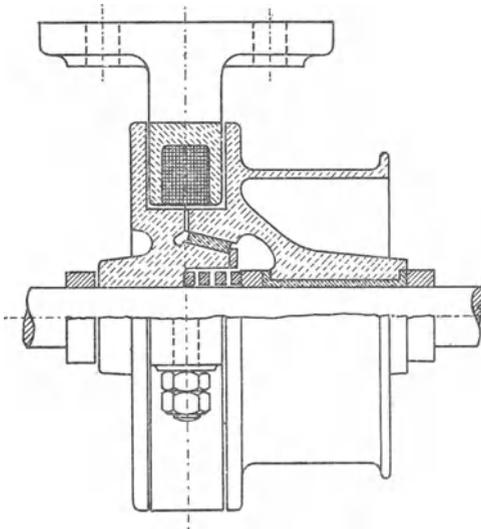


Fig. 108.

Magnetkörper stillsteht, wodurch Schleifring und Bürsten vermieden werden. Beim Einschalten des Stromes wird die auf der getriebenen Welle axial verschiebbare Ankerscheibe gegen die auf der treibenden Welle gezogen, wobei die konischen Reibflächen beider Scheiben zum Eingriff kommen. Gelöst wird die Kupplung durch Federdruck. Die elektromagnetischen Kupplungen haben den

Vorteil, daß sie von jeder Stelle der Fabrik ein- und ausgerückt werden können, aber den Nachteil, daß sie Strom verbrauchen, so lange sie eingerückt bleiben.

Eine besondere Art von Kupplungen sind noch die Motorenkupplungen, welche da angewendet werden, wo eine Transmission von zwei Kraftmaschinen angetrieben wird. Sie müssen so konstruiert sein, daß sie sich selbsttätig ausrücken, sobald der Motor hinter der Tourenzahl der Transmission zurückbleibt. Die bekannteste Motorenkupplung ist die von Uhlhorn (Fig. 109), bei welcher die Bewegung durch Klinken von einer Scheibe auf die andere übertragen wird. Eilt die äußere Scheibe der inneren voran, so werden die Klinken durch Federn niedergelegt, stoßen jedoch auf diese Federn und werden nach außen gedrückt, sobald die normale Tourenzahl wieder erreicht ist.

Ein Hauptnachteil dieser Kupplung ist, daß die Klinken im ausgerückten Zustande unangenehm klappern, man hat deshalb verschiedene Einrichtungen getroffen, dies zu verhindern. Bei der Kraftausgleichkupplung Patent Ohnesorge der Berl.-Anh. Maschinenbau-A.-G. in Dessau sitzt auf der Welle der ständig laufenden Hauptmaschine eine Bremscheibe, um die sich ein mit Bronzebelag gefütterter Sperr-

zaum legt, der durch Differentialhebel selbsttätig angezogen wird, sobald die Zusatzmaschine die Geschwindigkeit der Hauptmaschine erreicht hat. Bleibt die Zusatzmaschine zurück, so wird der Bremszaum entspannt. Die Differentialhebel sind in dem Kupplungsgehäuse befestigt, das auf der nach Bedarf einzuschaltenden Welle festgekeilt ist. Das Anlegen des Bremszaums beim Anlassen der Zusatzmaschine geschieht von Hand oder maschinell mit einer besonderen Schaltvorrichtung vor Erreichung der Tourenzahl der Hauptmaschinenwelle.

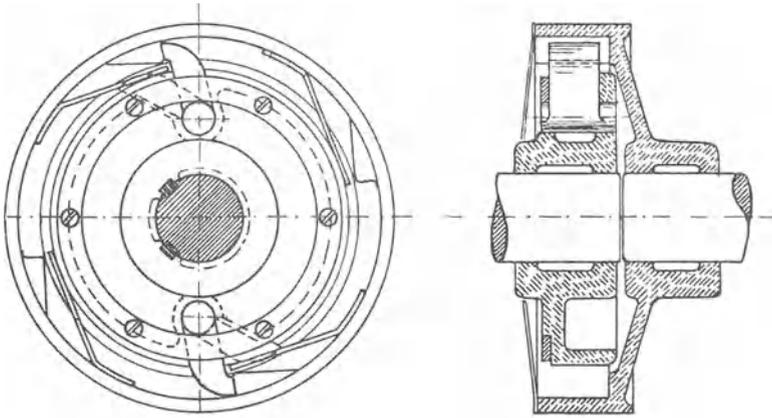


Fig. 109.

Mit Bremszaum arbeitet auch der Friktionskraftregler der Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei. Bei der in Fig. 110 abgebildeten Dreikakupplung dieser Firma sitzt auf der Welle des Hauptmotors die Kupplungshülse, an deren Kranz eine Reibscheibe in Form eines ebenen Ringes befestigt ist. Auf der Welle des Nebenmotors sitzt eine Muffe mit Rechts- und Linksgewinde, auf der sich zwei Reibscheiben gegen den Reibungsring anschrauben, sobald der Nebenmotor treibt, dagegen auseinanderschrauben, wenn er zurückbleibt. Mit Hilfe einer Schraubennut, in die federnde Stifte greifen, wird auch die Arndtsche

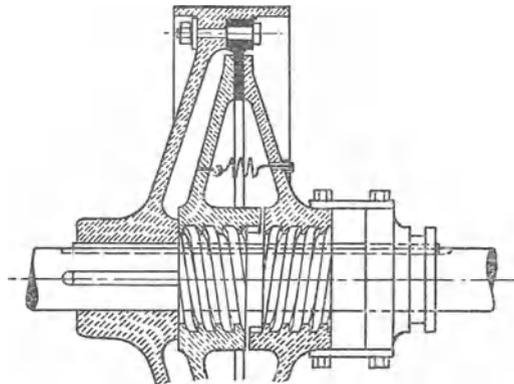


Fig. 110.

Motorenkupplung der Firma G. Luther. A.-G., Braunschweig eingerichtet, es ist dies jedoch keine Reibungskupplung, sondern eine Zahnkupplung nach Art der Fig. 100.

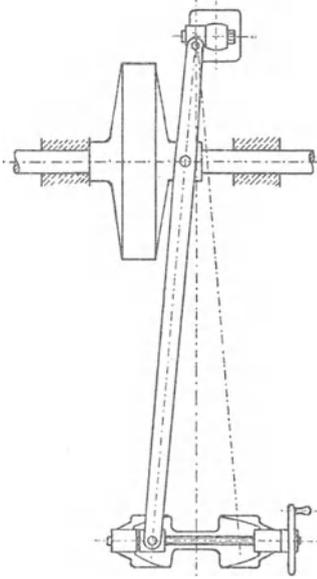


Fig. 111.

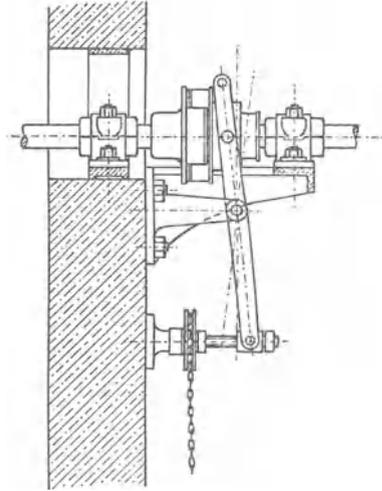


Fig. 112.

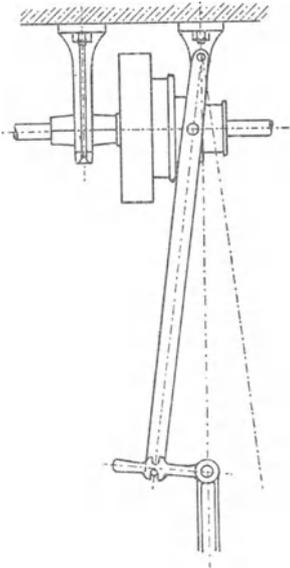


Fig. 113.

Zum Kuppeln von Motoren, die unbelastet anlaufen müssen, wie Elektromotoren, verwendet man Fliehkraftkupplungen, bei denen die Anpressung der Reibungsbacken bei Erreichung einer gewissen Tourenzahl durch die Zentrifugalkraft erfolgt.

Ausrücker für Kupplungen.

Die die Ausrückmuffe umschließenden Hebel bestehen aus Flacheisen. Sie greifen in die Nut der Muffe mit einem zweiteiligen zusammengeschaubten Ring oder einem hufeisenförmigen Gleitstück, bei kleinen Kräften auch nur mit zwei Zapfen oder kurzen Gleitstücken ein. Bei kleinen Kräften genügt Bewegung von Hand, bei größeren werden sie durch Schraubenspindeln, die durch Kurbel oder Kettenrad mit Zugkette gedreht werden, bewegt. Um eine

Kupplung aus größerer Entfernung ausrücken zu können, verwendet man Drahtzüge oder elektromagnetische Vorrichtungen, bei denen durch einen Elektromagnet eine Feder ausgelöst wird, die den Ausrückhebel mittels Zahnradtrieb bewegt. Das Einrücken geschieht dann durch eine Kurbel, die die Feder gleichzeitig wieder spannt.

Der Ausrückhebel ist möglichst so anzuordnen, daß die Ausschlagwinkel für die eingerückte und für die ausgerückte Stellung gleichgroß sind. Vor Ingangsetzung der Kupplung hat man sich zu überzeugen, daß die Mitnehmerzapfen des Hebels in den Langlöchern weder unten noch oben anstoßen und daß das Lager des Zapfens, um den der Hebel schwingt, unverrückbar befestigt ist. Handhebel müssen in den Endstellungen gesichert werden.

Die Figuren 111 bis 113 zeigen verschiedene Ausrücker nach Ausführungen der Berl.-Anhalt. Masch. A.-G. in Dessau.

D. Lager.

Die Lager dienen zur Unterstützung der Zapfen. Je nach der Art dieser Zapfen unterscheidet man Traglager und Spur- oder Stützlager (siehe Zapfen).

Nach der äußeren Form unterscheidet man

1. Stehlager (Fig. 114, 115, 116, 129, 130, 131, 132, 134).
2. Hängelager (Fig. 118, besonders ausgebildet auch zur Befestigung an Trägern, 119, 120).
3. Wandlager (Fig. 121, besonders ausgebildet auch zur Befestigung an Säulen).
4. Die mit anderen Maschinenteilen bzw. dem Maschinengestell direkt verbundenen Lager spezieller Bauart. z. B. das Kurbellager der Dampfmaschine (Fig. 128).

Ist der Lagerkörper so konstruiert, daß man die Welle mit der Lagerschale herausheben kann, so nennt man das Lager ein offenes Lager (Fig. 119, 120), ist dies nicht der Fall, ein geschlossenes Lager (Fig. 118).

Für die Konstruktion eines Lagers sind nach Bach folgende Gesichtspunkte maßgebend:

1. Die Berührung zwischen Welle und Lagerschale muß auf der ganzen Länge der Lagerschale stattfinden.
2. Die Abnutzung der Lagerschale muß, wenn möglich, durch Nachstellen so ausgleichbar sein, daß die Wellenmitte ihre Lage beibehält.
3. Der Lagerdruck darf nicht gegen den Spalt zwischen Ober- und Unterschale gerichtet sein.

4. Die abgenutzten Schalen müssen sich leicht durch neue ersetzen lassen. Diese müssen natürlich sofort genau passen, was am besten bei solchen Lagerschalen erwartet werden kann, die ganz durch Drehen

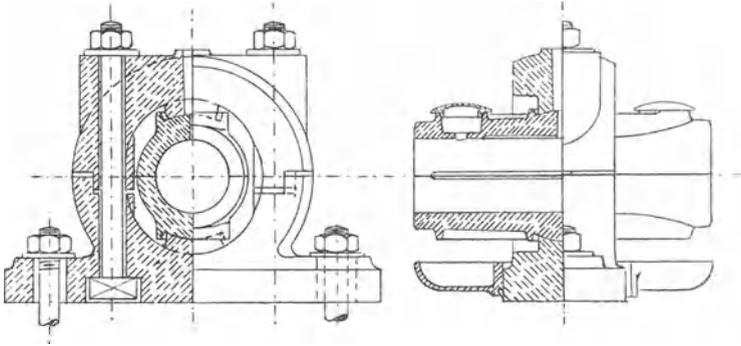


Fig. 115.

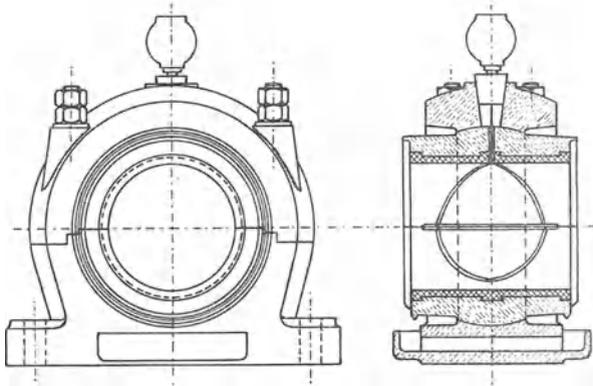


Fig. 116.

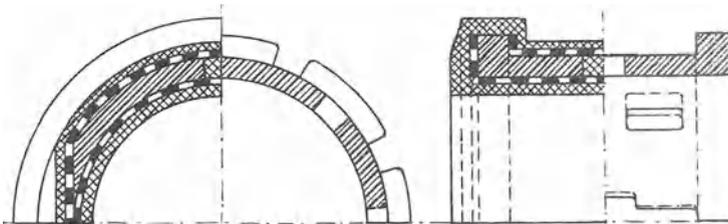


Fig. 117.

hergestellt worden sind. Es ist jedoch dafür Sorge zu tragen, daß sich die Lagerschalen weder mitdrehen, noch in Richtung der Welle verschieben können.

5. Das Material der Lagerschalen soll möglichst weicher sein als das der Zapfen, damit diese weniger abgenutzt werden.

6. Wirken Kräfte in Richtung der Wellenachse, so muß der Deckel so in den Lagerkörper eingepaßt sein, daß eine Verschiebung in der Richtung dieser Kräfte ausgeschlossen ist.

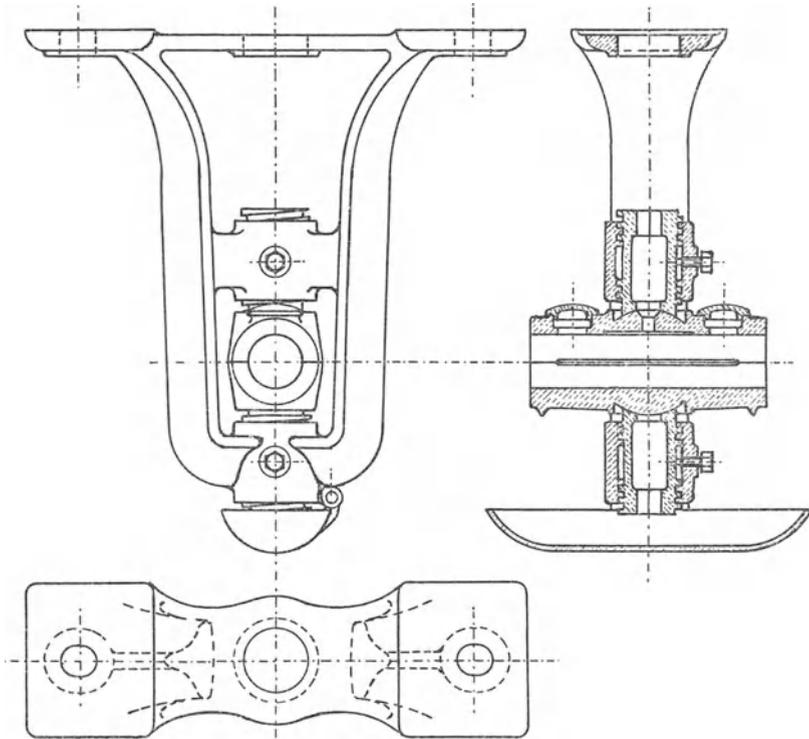


Fig. 118.

7. Das Schmiermittel muß in genügender Menge zugeführt und möglichst gleichmäßig über dem Zapfen verteilt werden, ohne daß es verschwendet wird. Für das ablaufende Öl sind Behälter anzuordnen besonders der Eintritt des Öles in das Fundament zu verhüten, da sonst der Zement zerstört wird. Eine Ausbreitung des Öles entlang der Welle verhindert man durch Abspritzringe, scharfkantige, auf die Welle aufgezogene, oder angedrehte Ringe.

8. Die Ableitung der durch die Zapfenreibung erzeugten Wärme soll gesichert sein.

Die einfachsten Lager sind die Lageraugen, die an Maschinenteile bzw. Gestelle angegossen oder angeschraubt sind. Wenn erforderlich,

werden sie ausgebuchtet. Bei Verwendung von zwei etwas exzentrisch ausgebohrten, ineinandersteckenden Buchsen läßt sich die Zapfenmittellage entsprechend verstellen.

Jedes als selbständiger Maschinenteil konstruierte Lager besteht aus dem Lagerkörper, der entweder in sich geschlossen oder mit einem abnehmbaren Lagerdeckel versehen ist, und den Lagerschalen. Der Lagerdeckel ist durch 2 oder mehrere Deckelschrauben auf dem Lagerkörper, das ganze Lager durch zwei oder mehrere Fußschrauben auf einer Sohlplatte (Fig. 114 und 122), einem Lagerbock (Fig. 123 und 124), Lagerbalken (Fig. 125) in einem Wandkasten (Fig. 126) oder auf einer Wandkonsole (Fig. 127) befestigt. Für Lagerböcke und dgl. wird neuerdings an Stelle des Rippengusses mehr der Hohlguß (Fig. 124) verwendet.

Bei der Berechnung der Hauptabmessungen nimmt man den Zapfendruck nach oben gerichtet an, dann sind zunächst die Deckel- wie die Fußschrauben durch den Zapfendruck P auf Zug beansprucht, bei zwei Schrauben ist also

$$2 \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{P}{k_z}$$

mit $k_z = 360$ bis 480 kg/qcm.

Der Lagerdeckel ist auf Biegung zu berechnen, wobei man den halben Zapfendruck im Abstand $\frac{d}{4}$ ($d =$ Wälldurchmesser) von der Lagermitte wirkend denkt, während die Deckelschrauben, deren Abstand von der Mitte e sei, das Widerlager bilden, es ist dann

$$\frac{P}{2} \left(e - \frac{d}{4} \right) = \frac{b h_1^2}{6} \cdot k_b$$

zu setzen ($h_1 =$ Höhe der Querschnittsfläche des Lagerdeckels über der Zapfenmitte).

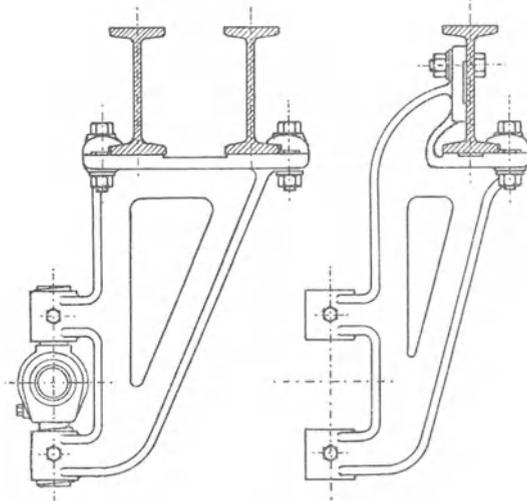


Fig. 119.

Fig. 120.

Die Höhe h_2 des kleinsten Querschnittes des Lagerkörpers unter der Zapfenmitte erhält man, wenn man als Hebelarm der biegender Kraft den Abstand zwischen Fuß- und Deckelschrauben a setzt

$$\frac{P}{2} a = \frac{b h_2^2}{6} \cdot k_b$$

in beiden Fällen kann die zulässige Biegebungsbeanspruchung etwa $k_b = 200 \text{ kg/qcm}$ genommen werden.

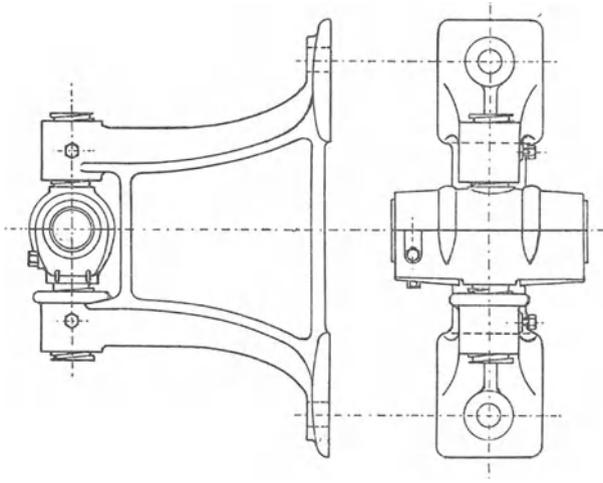


Fig. 121.

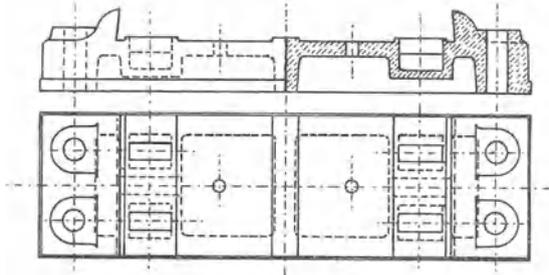


Fig. 122.

Der Lagerkörper ist möglichst so zu konstruieren, daß das Öl nicht durch die Schraubenlöcher zum Fundament gelangen kann und daß die durch Zapfenreibung erzeugte Wärme durch eine möglichst große Oberfläche ausgestrahlt wird.

Die Auflagefläche ist danach zu berechnen, daß die Pressung zwischen Sohlplatte und Zementunterguß 6 bis höchstens 10 kg/qcm nicht überschreitet.

Als Material der Lagerschalen verwendet man Kupferlegierungen (Rotguß, Bronze, Deltametall usw.), Zinnlegierungen (Weißmetall), Gußeisen oder Holz. Für die Lagermetallegerungen gibt die „Hütte“ folgende Zusammensetzungen an:

Rotguß (Bronze): 83 Teile Kupfer und 17 Teile Zinn, oder 82 Teile Kupfer, 16 Teile Zinn und 2 Teile Zink, vielfach auch Zusätze von Blei.

Phosphorbronze: 90 Teile Kupfer, 10 Teile Zinn bis 1 Teil Phosphor.

Aluminiumbronze: 90 Teile Kupfer, 10 Teile Aluminium.

Deltametall (A. Dick & Co., Düsseldorf): Kupfer, Zink und Eisen.

Weißmetall (Komposition): 85 Teile Zinn, 10 Teile Antimon und 5 Teile Kupfer oder 90 Teile Zinn, 7 Teile Antimon und 3 Teile Kupfer; für Lokomotiv- und Tenderachslager 78,4 Teile Zinn, 12,6 Teile Antimon und 9 Teile Kupfer; für Exzenter 83 Teile Zinn, 11 Teile Antimon und 6 Teile Kupfer.

Antimonblei (Bleikomposition): 75 bis 85 Teile Blei und 25 bis 15 Teile Antimon.

Bleilegierungen sind auch das Magnolia-, das Glyco-, das Myrtlemetall; für Stopfbüchsen nimmt man 45 Teile Zinn, 45 Teile Blei und 10 Teile Antimon.

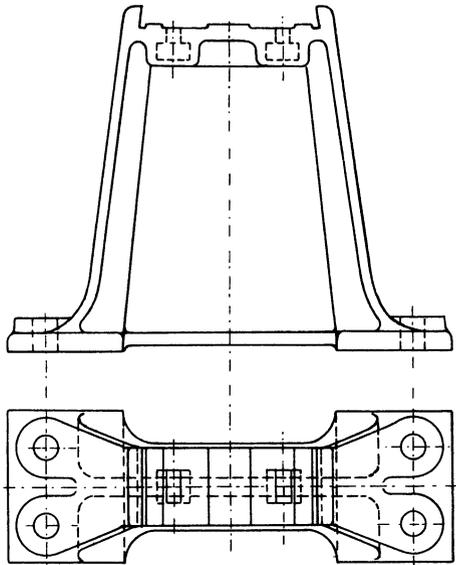


Fig. 123.

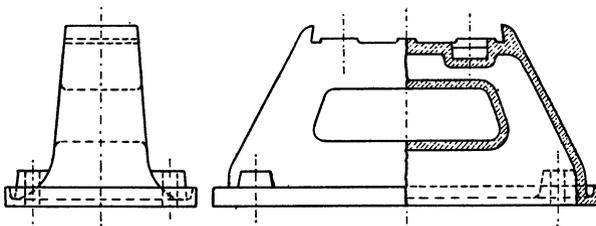


Fig. 124.

Rotguß verwendet man für Lager aller Art, Phosphor- und Aluminiumbronze namentlich für schnelllaufende Stahlzapfen, Weißmetall läuft weniger leicht warm als Rotguß und greift beim Warmlaufen den

Zapfen nicht an. Weiches Gußeisen wird der Billigkeit wegen für gewöhnliche Triebwerkslager angewendet, gehärteter Stahl für Spurpfannen, Buchsen für Gelenkbolzen usw., Pockholz für Turbinenwellen, Schiffsschraubenwellen usw.

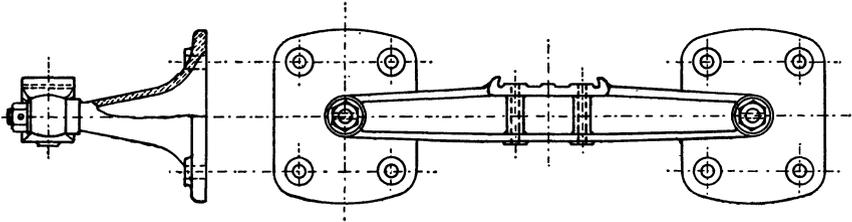


Fig. 125.

Für Lager, welche einen hohen Druck auszuhalten haben, sind die weicheren Legierungen nicht mehr anwendbar, weshalb die Glyco-

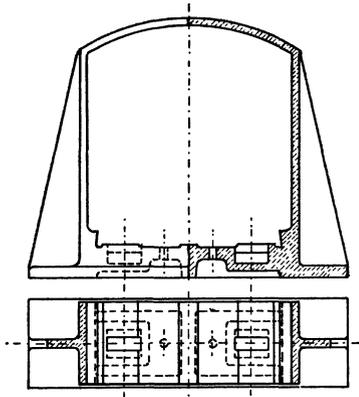


Fig. 126.

Metallgesellschaft in Wiesbaden sogenannte Skelettlager konstruiert hat. Dieselben bestehen aus einem Stahlgußkörper, der mit einem Bronzeaufguß versehen, oder mit gut verzinnem, perforiertem Eisenblech oder Bronzeblech umkleidet ist (Fig. 117). Das so hergestellte Skelett ist mit Glycometall (einer Bleilegierung) umgossen. Diese Lager vereinigen die Vorzüge der weichen Lagermetalle, geringe Reibung und Abnutzung, Unempfindlichkeit gegenüber Erhitzen und leichte Bearbeitung mit der Festigkeit des Stahlgußkörpers.

Man macht die Lagerschalen häufig der eintretenden Abnutzung wegen in der Richtung des Zapfendruckes stärker. Damit sie sich nicht mit dem Zapfen drehen, versieht man eine derselben mit einem stiftartigen Ansatz, der in eine Bohrung des Lagerdeckels eingreift. Soll die Lage der Wellenmitte auch bei eintretender Abnutzung der Schalen dieselbe bleiben, so muß man die Schalen in der dem Zapfendruck entgegengesetzten Richtung nachstellbar machen, was bei wechselndem Zapfendruck, z. B. bei den Kurbellagern der Dampfmaschinen, eine Drei- oder Vierteilung der Lagerschale bedingt.

Soweit nicht Durchmesser und Länge der Lagerschalen schon nach den unter „Zapfen“ gegebenen Formeln bestimmt wurden, kann man Länge und Stärke der Lagerschalen wie folgt wählen:

Material	Länge	Stärke
Rotguß, Bronze, Delta- metall usw.	1,5 d bis 2 d	0,07 d + 4 mm
Weißmetall	2 d + 50 mm	Stärke des Weißmetallfutters $\frac{d}{20}$ bis $\frac{d}{20} + 3$ mm
Gußeisen	4 d	$\frac{d}{8} + 2,5$ mm
Holz	—	$\frac{d}{10} + 6$ mm

Ist die Schale in der Mitte stärker als an den Enden, so gilt obiges Maß für die kleinste Stärke. Damit die Schalen besser anliegen, werden sie mit Arbeitsleisten versehen, deren Breite man gleich $\frac{3}{10}$ der Lagerschalenslänge macht. An den zu bearbeitenden Stellen sind zu den oben gegebenen Stärken 2 mm zuzugeben.

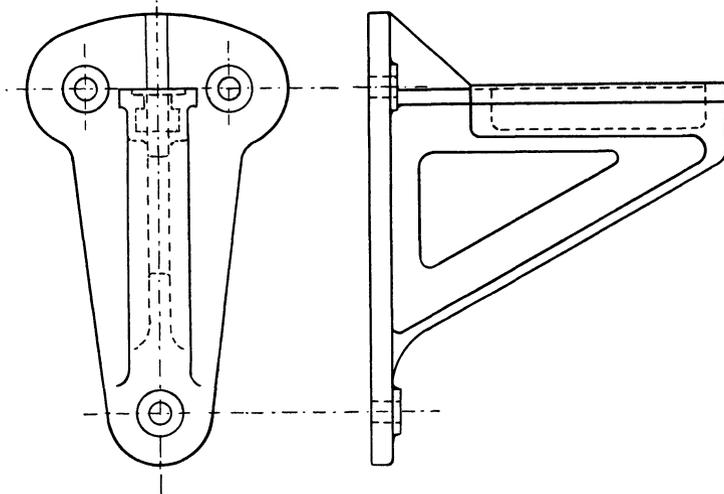


Fig. 127.

Bei Bemessung der Länge der Lagerschalen hat man auch die Tourenzahl zu berücksichtigen, da mit dieser die Abnutzung wächst. Damit diese nicht zu groß wird, muß die Lagerschale um so länger gemacht werden, je höher die Tourenzahl ist. Dagegen kann bei besonders guter Schmierung, z. B. bei Ringschmierlagern, die Schalenslänge entsprechend kleiner als bei gewöhnlichen Lagern genommen werden.

Unter Berücksichtigung vorstehender Gesichtspunkte ergeben sich für normale Stehlager ungefähr folgende Hauptabmessungen:

Länge des Lagerfußes	~ 4,5 d + 50 mm
Breite „ „	1,15 d + 10 „
Stärke „ „	0,3 d + 5 „
Länge der Sohlplatte	~ 6 bis 7 d + 50 mm
Breite „ „	1,25 d + 10 mm
Stärke „ „	0,5 d + 10 bis 30 mm
Entfernung der Fußschrauben	3,5 d + 30 mm
„ „ Deckelschrauben	1,6 d + 15 „
„ „ Schrauben der Sohlplatte	5,8 d + 50 „

Fußschrauben.

Lagerbohrung mm	30—35	40—55	60—65	70—85	90—95	100—125	130—145	150 u. mehr
Stärke .	Zoll	1/2	5/8	3/4	7/8	1	7/8	1 1/8
	mm	13	16	20	23	26	23	29
Anzahl . . .	2	2	2	2	2	4	4	4

Die Anzahl der Deckelschrauben ist die gleiche wie die Anzahl der Fußschrauben, die Stärke der Deckelschrauben ebenfalls die gleiche oder um $\frac{1}{8}$ '' kleiner als die Stärke der Fußschrauben.

Die Figuren 114 und folgende zeigen die gebräuchlicheren Konstruktionen der Lager, und

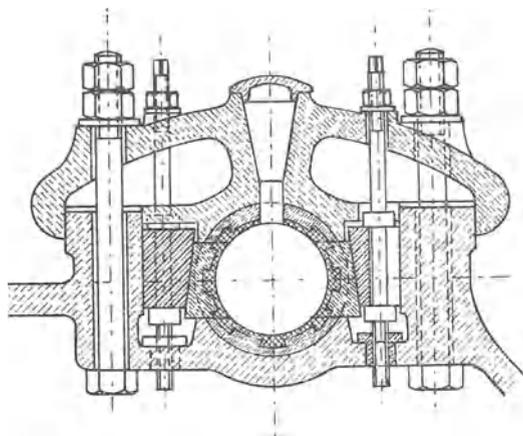


Fig. 128.

zwar Fig. 114 ein gewöhnliches Stehlager älterer Konstruktion mit Rotgußschalen, Fig. 115 das Sellersche Lager, dessen Lagerschalen oben und unten in Kugelflächen beweglich sind, von der Berl.-Anh. Masch.-A.-G. dahin abgeändert, daß die Lagerschalen auch seitlich in Kugelflächen geführt sind, wodurch das Lager auch zur

Aufnahme von Querkräften geeignet wird. (Bei den letztgenannten Lagern ist zu berücksichtigen, daß alle Führungsflächen Teile einer Kugelfläche bzw. konzentrischer Kugelflächen sein müssen.). Fig. 116 zeigt ein Stehlager mit herausnehmbaren Weißmetallschalen

mit Kugelbewegung der Berl.-Anh. Masch.-A.-G., in den Figuren 118 bis 127 sind mehrere Hängelager, Wandlager, Wandkonsolen, Lagerböcke usw. dargestellt, in Fig. 128 das Kurbellager einer Dampfmaschine und in Fig. 129 ein Lager mit Preßölschmierung und Wasserkühlung der Firma Fr. Krupp, Grusonwerk in Magdeburg-Buckau.

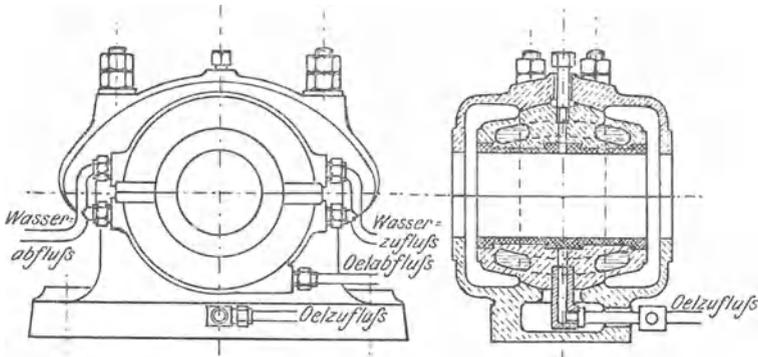


Fig. 129.

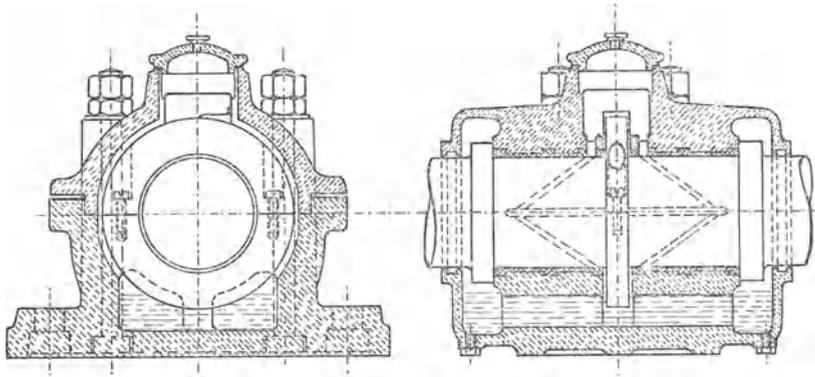


Fig. 130.

Die Schmierung der gewöhnlichen Lager geschieht bei Verwendung von Öl mit Hilfe von Nadelschmierbüchsen, in deren Bohrung mit geringem Spielraum eine Nadel sitzt, die bei Umdrehung der Welle in Erschütterung versetzt wird, oder Tropföfern verschiedener Konstruktion, teilweise mit sichtbarem Tropfenfall, bei Verwendung von Starrschmiere mit Hilfe von Staufferbüchsen. Die früher viel verbreiteten Dochtöler, bei denen ein in das Ölgefäß tauchender Docht das Öl ansaugt und tropfenweise auf den Zapfen fallen läßt, bringen die

Gefahr mit sich, daß die Lager heiß laufen, wenn der Docht herausgezogen wird oder verharzt.

Die guten Erfahrungen, die man mit der Ringschmierung zunächst bei Speziallagern gemacht hat, haben dazu geführt, auch die gewöhnlichen Transmissionslager mit dieser Schmierung auszurüsten.

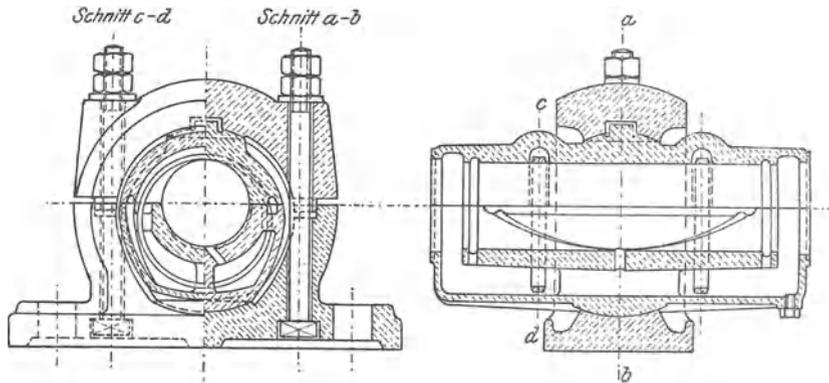


Fig. 131.

Bei den Lagern mit festem Schmierring (Fig. 130, Ausführung des Eisenwerkes Wülfel vor Hannover) taucht ein auf dem Zapfen sitzender Ring in den unterhalb der Lagerschale befindlichen Ölbehälter;

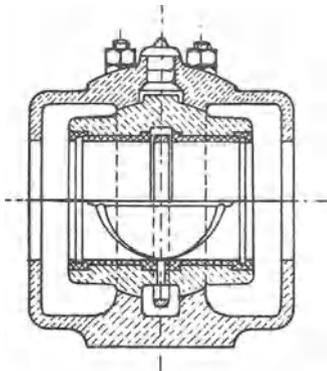


Fig. 132.

durch diesen Ring wird das Öl gehoben, oben wird es durch einen Abstreifer den Schmiernuten zugeführt. Bei größeren Lagern verwendet man mehrere Ringe. Bei den Ringschmierlagern mit losen Schmierringen wie dem Bomag-Sparlager (Fig. 131) tauchen ein oder mehrere in Ausschnitten der Lagerschale lose auf der Welle liegende Ringe in die Ölkammer, heben bei der durch die Reibung erfolgenden Mitnahme das Öl auf die Oberseite des Zapfens, von wo es durch Schmiernuten verteilt wird. Bei den Ringschmierlagern sind die Lager-

schalen so zu konstruieren, daß durch den Spalt kein Öl ausdringen kann; auch bei Anordnung der Deckelschrauben ist darauf Rücksicht zu nehmen, daß kein Öl durch die Schraubenlöcher zum Fundament gelangen kann. Die Ausbreitung des Öles auf der Welle ist durch Abspritzringe bzw. Abstreifbleche zu verhüten. Bei Ringschmierlagern mit Kugelbewegung ist es vorteilhaft, die Kugelflächen in die Ölkammer zu ver-

legen (Fig. 132). Ein Nachfüllen von Öl ist bei den Ringschmierlagern unter normalen Verhältnissen erst nach mehreren Monaten notwendig. Es soll bei ruhender Welle vorgenommen werden; denn während des

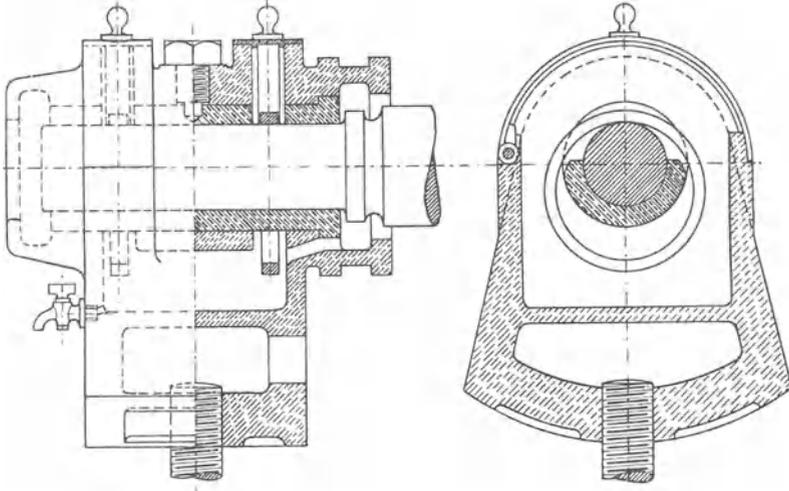


Fig. 133.

Betriebes ist ein großer Teil des Öles über den Zapfen verteilt, so daß man leicht so viel Öl eingießt, daß dieses im Ruhezustand überläuft. Die Länge der Lagerschalen kann bei Ringschmierlagern geringer sein als bei Lagern ohne Ringschmierung. Für sehr langsam laufende Zapfen ist die Ringschmierung nicht anwendbar.

Gebr. Wetzel, Leipzig-Plagwitz, versehen den Schmierring mit zahnartigen Vorsprüngen am inneren Umfang und setzen einen Ring mit ebensolchen äußeren Vorsprüngen auf die Welle. Hierdurch wird der Schmierring zwangsläufig mitgenommen.

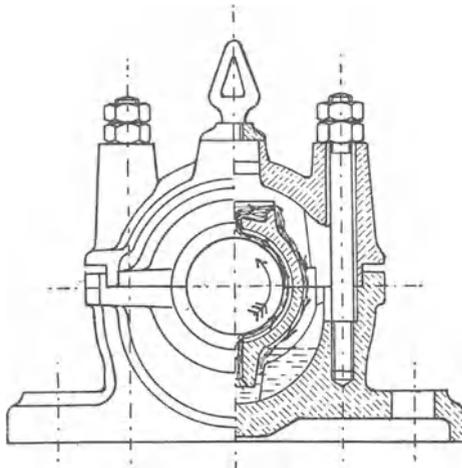


Fig. 134.

Fig. 133 zeigt das Ringschmierlager einer Dynamomaschine.

An Stelle der Schmierringe der Ringschmierlager verwendet man auch Schmierketten. Man kann hierbei die Lagerbreite kleiner halten;

doch wird auch der als Ölfang dienende Teil der Unterschalen schmaler und dadurch die gleichmäßige Ausbreitung des Öles über den Zapfen schwieriger; außerdem kann es vorkommen, daß die Kette durch verharzendes Öl ihre Beweglichkeit verliert.

Bei dem Autopneumatlager der Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei (Fig. 134) haben die Lagerschalen Hohlräume, die sich beim Anlaufen selbsttätig mit Öl füllen und das Öl nach oben führen.

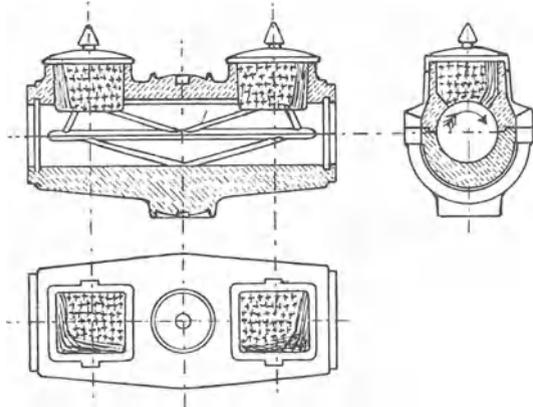


Fig. 135.

Ein neues Lager für Fettschmierung ist das Kalypsolager (Fig. 135). Es wird gefüllt mit einem vollständig säurefreien Pflanzenfett von hohem Schmelzpunkt und niedrigem Gefrierpunkt „Kalypsol-Grieß“ und mit diesem Pflanzenfett imprägnierten Wollfäden „Kalypsol-Garn“, durch welches die Lagerstellen rein gehalten und sparsamer Verbrauch des Schmiermittels erreicht werden. Der Schmiermittelbehälter wird zunächst mit Kalypsol-Garn, welches man vorher tüchtig durchknetet, in der Stärke von 1,5 bis 5 cm, je nach Größe des Lagers, fest ausgekleidet, und zwar an den Stirnwänden und der Seitenwand, an der sich die Welle nach unten dreht (bei wechselnder Drehrichtung sind beide Seitenwände zu bekleiden). Der übrige Raum wird mit Kalypsol-Grieß gefüllt.

G. Luther A.-G., Braunschweig bauen Lager mit Ölfilzschmierung. In entsprechenden Aussparungen der Schalenwandungen liegen Filzstreifen, die sich aus dem unter der Lagerschale liegenden Ölbehälter vollsaugen.

Spurlager (Fig. 136). Die Spurplatte, die sich möglichst nach der Stirnfläche des Zapfens muß einstellen können, ist entweder aus Stahl oder aus Bronze, auch gußeiserne Spurplatten sollen sich bewährt haben. Um eine Reserve an Laufflächen zu haben, falls in einer derselben der

Reibungswiderstand steigt, kann man noch eine oder mehrere Spurplatten zwischenschalten.

Falls bei größeren Geschwindigkeiten erhebliche Seitenkräfte auftreten, empfiehlt es sich, diese durch ein besonderes Halslager (Fig. 137) aufzunehmen, schon um bei Warmlaufen sofort erkennen zu können, wo die Ursache zu suchen ist. Besondere Sorgfalt ist bei allen Spurlagern der Schmierung zuzuwenden, die am besten von innen erfolgt.

Kammlager (Fig. 138). Dieses muß, damit alle Kämme gleichmäßig anliegen, mit besonderer Sorgfalt ausgeführt werden. Wechselt die Richtung des Druckes, so verwendet man mit Vorteil zwei Kammlager, deren Abstand der Abnutzung durch Auslaufen entsprechend verstellbar ist.

Das Rollenlager (Fig. 139) wird dort verwendet, wo zwei stark aufeinandergepreßten Körpern eine gewisse Verschiebung gegeneinander ermöglicht werden soll (z. B. bei den Auflagern von Brückenträgern).

Bezeichnet:

- P die zu tragende Kraft in Kilogramm
- i die Anzahl der Rollen
- d den Durchmesser und
- l die Länge derselben,

so kann man sowohl für zylindrische als auch für kegelförmige Rollen nach Bach setzen:

$$P = p d i l,$$

wobei $p = 25$ für Rollen aus Gußeisen auf Gußeisenplatten, hartes Material und sorgfältige Ausführung, besonders gleichmäßige Auflage vorausgesetzt; $p = 60$ für Rollen aus Stahl auf Platten aus Stahl

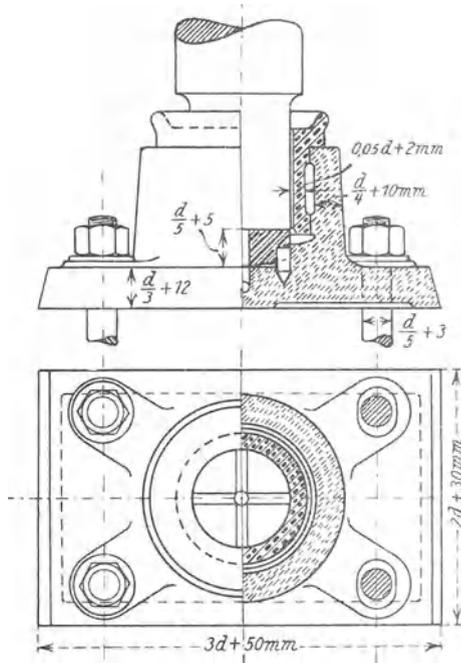


Fig. 136.

(Stahlguß) gesetzt werden kann. Bei großer Rollenlänge empfiehlt es sich, p kleiner zu wählen.

Rollen zur Lagerung von Zapfen zu verwenden, hat sich wenig

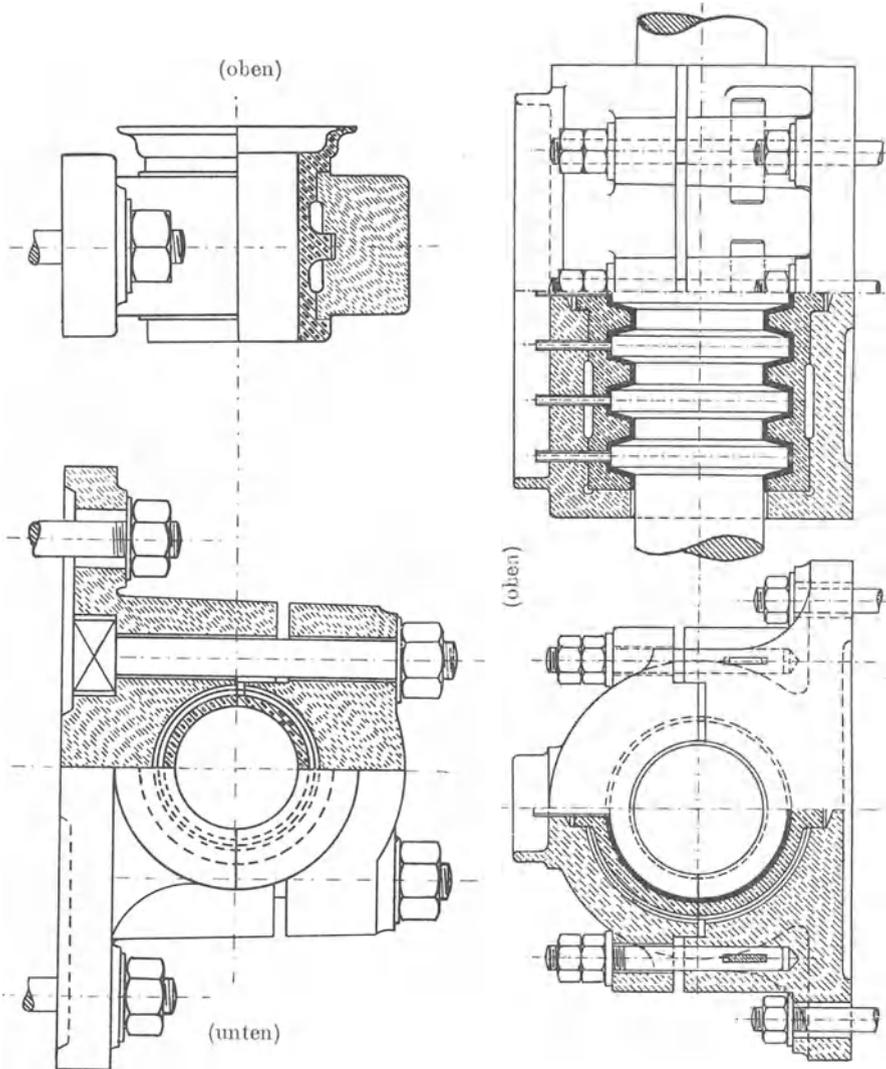


Fig. 137.

Fig. 138. (unten)

bewährt, da sich die Rollen, auch wenn sie in einen sogenannten Käfig eingebaut sind, zu leicht schräg stellen und klemmen. Solche Rollenlager haben jedoch eine größere Tragfähigkeit als Kugellager.

Kugellager. Auch bei Verwendung von Kugeln zur Lagerung von Zapfen ist an Stelle der gleitenden Reibung nur die viel geringere rollende Reibung zu überwinden. Sollen die Kugeln rollen, ohne zu schleifen, so müssen ihre Berührungsstellen mit den Laufflächen in Kegelflächen liegen, die eine gemeinsame Spitze in der Drehungsachse haben. Durch Käfige ist die gegenseitige Reibung und Klemmung der Kugeln zu verhindern, zugleich werden die Kugeln durch diese Käfige zusammen gehalten und ihr Ancinanderschlagen bei schnellem Lauf vermieden.

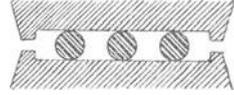


Fig. 139.

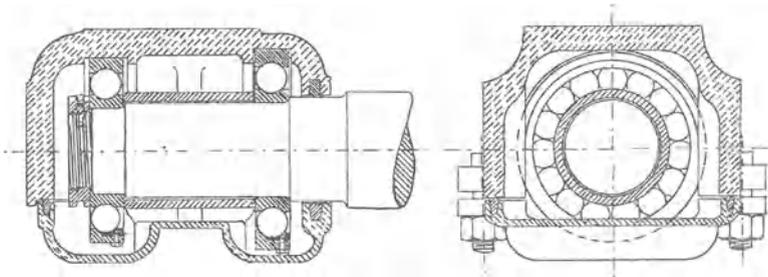


Fig. 140.

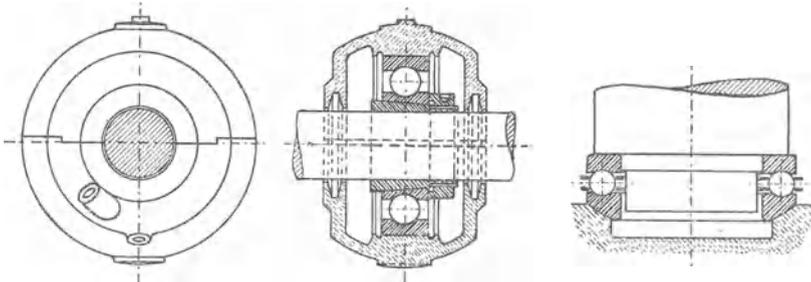


Fig. 141.

Fig. 142.

Da die Herstellung von Kugellagern besondere Erfahrungen und Einrichtungen erfordert, bringen Spezialfabriken Kugellageringe in den Handel, von denen die Innenringe stramm auf die Welle gepaßt werden (man erwärmt sie am besten in säurefreiem Öl auf etwa 50° C und zieht sie dann auf die sorgfältig vorgearbeitete Welle auf), während man die Außenringe ohne Luft aber doch leicht verschiebbar in das Gehäuse einpaßt. Die Laufrillen höhlt man mit einem Radius von $1,5r$ oder $r + 1$ mm ($r =$ Kugelradius) aus, zylindrische Laufrillen sind weniger vorteilhaft. So ausgehöhlte Laufringe können auch einen Axial Schub bis etwa zum dritten Teil der radialen Belastung aushalten,

doch ist es besser, axiale Kräfte durch ein besonderes Drucklager, bei Wechsel der axialen Krafrichtung durch zwei solche aufzunehmen (Fig. 143).

Bei einem Kugelring gestattet das Kugellager eine gewisse Beweglichkeit der Welle; soll bei Traglagern die Wellenmitte festgelegt werden, so sind zwei Kugelringe anzuwenden (Fig. 140).

Beim Einbau der Drucklager wird die eine Druckscheibe an der Welle bzw. dem sich drehenden Maschinenteil zentrisch befestigt, die stillstehende Druckscheibe im Gehäuseteil gut eingepaßt, was zweckmäßig in einer Kugelfläche geschieht, um gleichmäßige Anlage aller Kugeln in den Laufringen zu gewährleisten.

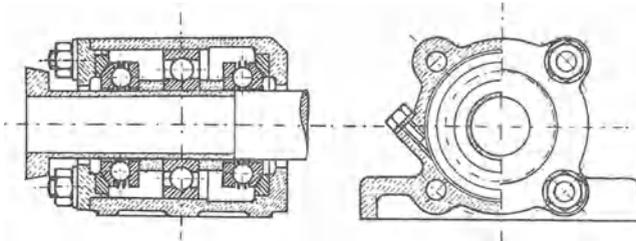


Fig. 143.

Die Ausführungen der einzelnen Firmen solcher Kugellagerringe unterscheiden sich in der Konstruktion des Käfigs und der Art der Einbringung der Kugeln, die besondere Schwierigkeit bereitet, wenn die Laufflächen nicht beschädigt werden sollen.

Fig. 140 zeigt ein gewöhnliches Traglager, Fig. 141 einen Gehäuseeinsatz mit Spannhülzenkugellagerf. für Transmissionshängelager der Schweinfurter Präzisions-Kugellager-Werke Fichtel & Sachs, Fig. 142 ein Spurlager der Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken in Berlin NW. und Fig. 143 ein Lager, welches radiale und axiale Kräfte aufnehmen kann, von der erstgenannten Firma.

Die zulässige Belastung der Kugellagerringe, die um so größer genommen werden kann, je niedriger die Umdrehungszahl ist, wird von den liefernden Firmen angegeben. Nach Stribeck erhält bei einem Traglager die in der Druckrichtung liegende, am stärksten belastete Kugel einen Druck

$$D = \frac{5 P}{i},$$

wenn P die gesamte Belastung des Lagers, i die Anzahl der Kugeln ist. Hieraus ergibt sich, wenn man

$$D = p \cdot d^2$$

(d = Kugeldurchmesser in Zentimeter) setzt

$$P = \frac{1}{5} i \cdot p \cdot d^2,$$

wobei man die zulässige Belastung der am stärksten gedrückten Kugel auf d^2 qcm bei niedrigen Umdrehungszahlen, bei Verwendung ausgehöhlter Laufringe

$$p = 200,$$

bei zylindrischen Laufringen nur

$$p = 100$$

nehmen darf.

Diese Werte müssen der Abnutzung wegen bei höherer Umdrehungszahl ganz bedeutend vermindert werden; so setzt man bei 500 Umdrehungen nur etwa die Hälfte, bei 1000 Umdrehungen den dritten, bei 2000 Umdrehungen etwa den achten Teil dieser Werte.

Bei Drucklagern kann man gleichmäßige Verteilung der Belastung auf alle Kugeln annehmen, also setzen

$$P = i \cdot p \cdot d^2,$$

wobei man für p die Werte für zylindrische Laufflächen, also $p = 100$, der Umdrehungszahl entsprechend vermindert, wählen kann.

Im Betriebe sind die Kugellager namentlich gegen das Eindringen von Staub zu sichern; dies geschieht meist durch geölte Filzscheiben.

Der Schmiermittelverbrauch ist bei den Kugellagern sehr gering, eine Erneuerung des Schmiermittels nur etwa alle Vierteljahre notwendig. Die Kraftersparnis gegenüber Gleitlagern beträgt 25 % und mehr. Ein weiterer Vorteil der Kugellager ist die geringe Baulänge.

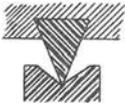


Fig. 144.

Das Schneidenlager (Fig. 144 und 145) kommt hauptsächlich bei Wagen vor. Der Schneidenwinkel schwankt zwischen 45° und 120° und ist um so größer zu nehmen, je größer der Druck ist. Die Lagerfläche ist entweder eben, oder bildet einen um etwa 60° größeren

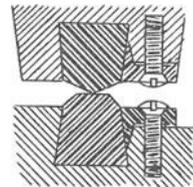


Fig. 145.

Winkel. Bei großen Kräften sind die Winkelkanten abzurunden.

Das Material ist in der Regel glasharter oder strohgelb angelassener Stahl. Die Belastung soll pro Zentimeter Schneidenlänge 1000 kg oder höchstens 2000 kg betragen, sinkt aber bei feineren Wagen häufig unter 2 kg.

III.

Maschinenelemente zur Fortpflanzung der drehenden Bewegung von einer Welle auf die andere.

Zur Fortpflanzung der drehenden Bewegung von einer Welle auf die andere dienen die Riementriebe, Stahlbandtriebe, Hanf- und Drahtseiltriebe und Kettentriebe, die Reibungsräder und die Zahnräder; die ersteren, wenn die Wellen einen größeren, die letzteren, wenn die Wellen einen geringeren Abstand voneinander haben.

A. Der Riementrieb.

Die Bewegungsübertragung erfolgt hier durch Vermittlung eines bandförmigen, elastischen Zwischengliedes, des Riemens. Dieser wird mit einer gewissen Dehnung auf die Scheiben aufgebracht, so daß die durch seine elastische Wiederezusammenziehung hervorgerufene Anpressung gegen den Scheibenumfang genügt, die zur Mitnahme der Scheiben erforderliche Reibung zu erzeugen (Betrieb mit Dehnungsspannung).

Unter normalen Verhältnissen muß die Spannung, mit welcher der Riemen aufgebracht wird, im betrieblösen Zustande das 1,5 fache der zu übertragenden Umfangskraft sein. Zieht die treibende Scheibe an, so steigt die Spannung des ziehenden, auf die treibende Scheibe auflaufenden Riemenstücks um $0,5 P$, die des ablaufenden sinkt um ebensoviel, so daß während des Betriebes die erstere gleich der doppelten, die letztere gleich der einfachen Umfangskraft wird.

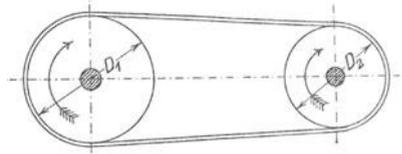


Fig. 146.

Der Unterschied der beiden Riemen Spannungen gleich der Umfangskraft wird auf die getriebene Scheibe abgegeben.

Da die treibende Scheibe den Riemen, der Riemen aber die getriebene Scheibe mitnimmt, so müssen die beiden Scheibenumfänge sich um gleichgroße Strecken bewegen, mit anderen Worten: die Umfangsgeschwindigkeiten v beider Scheiben müssen einander gleich sein:

$$v = \frac{D_1 \pi n_1}{60} = \frac{D_2 \pi n_2}{60},$$

wobei n_1 die Tourenzahl, D_1 den Durchmesser der ersten Scheibe, n_2 und D_2 Tourenzahl und Durchmesser der zweiten Scheibe bezeichnen.

Hieraus ergibt sich:

$$D_1 n_1 = D_2 n_2 \quad \text{oder} \quad \frac{D_1}{D_2} = \frac{n_2}{n_1}.$$

Die Produkte aus Durchmesser und Tourenzahl sind für beide Scheiben einander gleich; oder: die Durchmesser verhalten sich umgekehrt wie die Tourenzahlen. (Genauere Resultate erhält man, wenn man die Scheibendurchmesser um die Riemenstärke vergrößert in Rechnung zieht, also bis Mitte des Riemens mißt.)

Ist N die Anzahl der zu übertragenden Pferdestärken, so ist, da 1 PS = 75 mkg/sec, die Arbeit pro Sekunde $75 N$, der Weg pro Sekunde ist aber die Umfangsgeschwindigkeit v , folglich ist die Umfangskraft (Arbeit dividiert durch Weg)

$$P = \frac{75 N}{v}.$$

Da nun nach dem oben Gesagten die größte Riemenspannung $2P$ ist, so ergibt sich, wenn k_z die zulässige Zugspannung des Riemenmaterials bedeutet, der Riemenquerschnitt f aus der Formel

$$f = \frac{2P}{k_z}.$$

Ist weiter b die gewählte Riemenbreite, so erhält man die Riemenstärke δ :

$$\delta = \frac{f}{b}.$$

Riemenbreite und Riemendicke nimmt man:

für einfache Lederriemen:

$$\delta = 5 \text{ bis } 8 \text{ mm} \quad b \text{ bis } 500 \text{ mm};$$

für doppelte Lederriemen:

$$\delta = \text{über } 8 \text{ mm} \quad b \text{ bis } 1200 \text{ mm und mehr};$$

für Baumwollriemen:

$$\delta = 6 \text{ bis } 18 \text{ mm} \quad b = 25 \text{ bis } 1200 \text{ mm};$$

für Gummiriemen:

$$b = 25 \text{ bis } 1000 \text{ mm}.$$

Bei der Wahl der zulässigen Zugspannung k_z hat man zu berücksichtigen, daß der Riemen nicht nur auf Zug, sondern auch bei der Krümmung über den Scheibenumfang auf Biegung beansprucht wird, und zwar um so stärker, je kleiner der Scheibendurchmesser ist.

Man kann für langsamlaufende Riemen und nicht zu kleine Scheibendurchmesser

$$k_z = 25 \text{ kg/qcm}$$

nehmen, für schnellaufende Riemen entsprechend höher.

Früher nahm man an, daß ein schnellaufender Riemen wegen der zusätzlichen Beanspruchung durch die Zentrifugalkraft weniger Kraft übertragen könne, als ein langsamlaufender von gleichem Querschnitt. Der Hamburger Riemenfabrikant C. O. Gehrckens hat zuerst mit dieser Anschauung gebrochen und für die Riemenberechnung Werte der zulässigen Belastung aufgestellt, die mit der Riemengeschwindigkeit zunehmen.

Da die Festigkeit des Riemens nicht proportional der Dicke wächst, eine große Dicke aber die Biegung erschwert, rechnet er nicht den Querschnitt nach der größten Spannung $2P$ aus, sondern die Riemenbreite nach der Umfangskraft und gibt für den Wert $\frac{P}{b}$, also die Umfangskraft pro Zentimeter Riemenbreite, folgende Tabelle.

v =	3	5	10	15	20	25 m/sec
Einfache Riemen.						
D = 100 mm	2	2,5	3	3	3,5	3,5
- 200 -	3	4	5	5,5	6	6,5
- 500 -	5	7	8	9	10	11
- 1000 -	6	8,5	10	11	12	13
- 2000 -	7	10	12	13	14	15
Doppelte Riemen.						
D = 500 mm	8	9	10	11	12	13
- 1000 -	10	12	14	16	17	18
- 2000 -	12	15	20	22	24	25

Bach (Maschinenelemente) gibt etwas kleinere Werte für $\frac{P}{b}$.

Professor Kammerer, Charlottenburg, hat durch umfangreiche Versuche die Richtigkeit der Gehrckensschen Berechnungsart in der Hauptsache erwiesen. Die Hauptergebnisse dieser Versuche sind nach Z. Ver. deutsch. Ing. 1907, S. 1085 (bzw. Heft 56 und 57 der Mitteilungen über Forschungsarbeiten) folgende:

Die Vorspannung, mit der der Riemen aufgelegt wird, kann wesentlich kleiner sein, als die übliche Rechnung annimmt, weil der Reibungswert sich bis auf das Doppelte der üblichen Zahl steigend erwiesen hat (der Gleitschlupf beginnt erst bei $\mu = 0,6$ bis $0,8$). Bei kleinerer Vorspannung wird auch die Gesamtspannung kleiner, bzw. bei gleicher Gesamtspannung die Nutzspannung größer. Um diesen Vorteil voll auszunutzen, sind Vorrichtungen nötig, die es ermöglichen, die Riemen- spannung genau zu regulieren (Spannschlitten, Spannrollen, Fig. 147). Wenn solche nicht vorhanden sind, muß man den Riemen, um ihn nicht sobald kürzen zu müssen, mit einer Vorspannung aufbringen, die viel höher ist als zum Betriebe erforderlich.

Richtig dimensionierte Spannrollen verringern, entgegen dem herrschenden Vorurteil, den Wirkungsgrad bei Geschwindigkeiten bis 30 m/sec nur wenig, gestatten aber die Regulierung der Riemen­spannung auf den erforderlichen Mindestwert und erhöhen namentlich bei kleinem Scheibendurchmesser die übertragbare Nutzleistung durch Vergrößerung des umspannten Bogens. Die Spannrolle soll am losen Trum, möglichst nahe der kleinen Scheibe angebracht werden und einen Durchmesser gleich dem 1,5- bis 2 fachen desjenigen der kleinen Scheibe haben.

Die Dehnung des Riemens im straffen Trum und die Wieder­zusammenziehung im losen Trum sind bei hoher Geschwindigkeit ge­ringer, als es den Riemen­spannungen entsprechen würde. Die Ursache dieser Erscheinung ist darin zu suchen, daß bei großer Geschwindigkeit der Dehnungswechsel dem raschen Spannungswechsel nicht zu folgen vermag, daß die Zeit zu kurz ist, um die volle der Spannungsschwankung entsprechende Ausdehnung bzw. Wiederzusammenziehung zur Aus­bildung kommen zu lassen.

Auch die Grenzwerte der Reibungsziffer sind bei höherer Geschwin­digkeit größer, was Kammerer dadurch erklärt, daß der Riemen infolge des Längens auf der getriebenen und des Einkriechens auf der treibenden Scheibe um so mehr an die Scheibe angesogen wird, je größer die Geschwindigkeit ist. Beide Umstände wirken also in dem Sinne, daß bei höherer Geschwindigkeit die zulässige Nutzspannung bei gleich­bleibender Gesamtspannung größer wird.

Die Reibungsziffer wird auch um so größer, je größer der Scheiben­durchmesser ist, große Scheibendurchmesser sind also im doppelten Sinne vorteilhaft, einmal der größeren Reibungsziffer, dann der größeren Geschwindigkeit wegen.

Holz­scheiben haben eine größere Reibungsziffer als Eisenscheiben, sind also namentlich bei kleinem Scheibendurchmesser zu empfehlen (allerdings ist die Abnutzung des Riemens bei Holz­scheiben größer).

Maßgebend für die Brauchbarkeit des Riemens ist nicht die Festig­keit, sondern die Elastizität, die Fähigkeit raschen Spannungswechsel zu ertragen, die Schmiegsamkeit, Ansaugefähigkeit usw.

Der Wirkungsgrad des Riementriebes (Lagerreibung und Luft­widerstand nicht eingerechnet) steigt mit zunehmender Nutzspannung sehr rasch an, bleibt dann bis zu einer gewissen Nutzspannung nahezu unveränderlich und fällt mit noch weiter zunehmender Nutzspannung ganz langsam ab. Der Höchstwert des Wirkungsgrades bewegt sich bei Nutzspannungen von 2 bis 6 kg pro Zentimeter Riemenbreite zwischen den Grenzen 0,95 bis 0,98.

Die Zentrifugalkraft addiert sich nicht zur Vorspannung, sondern er­setzt einen Teil der Vorspannung und vermindert hierdurch den Achsdruck.

Wenn auch manche der Kammererschen und Gehrckensschen Anschauungen neuerdings widerlegt worden sind und namentlich den Spannungsänderungen durch die verschiedene Durchhängung vom straffen und losen Trum nicht Rechnung tragen, so können doch die meisten Riementriebe wohl anstandslos nach der Gehrckensschen Tabelle berechnet werden.

Für die Berechnung eines Riementriebes können nun zwei verschiedene Fälle vorliegen:

1. Es ist gegeben: der Durchmesser einer Scheibe und die Tourenzahlen beider Wellen, dann gestaltet sich die Berechnung nach folgendem

Beispiel: Von dem zugleich als Riemenscheibe dienenden Schwungrade einer Dampfmaschine, welches 4 m Durchmesser hat, sollen 70 PS auf ein Vorgelege übertragen werden, welches 150 Touren pro Minute macht. Die Tourenzahl der Maschine ist 80 pro Minute.

Gegeben: $D_1 = 4 \text{ m}$; $n_1 = 80$; $n_2 = 150$; $N = 70$.

Man berechnet zuerst den Durchmesser der Vorgelegescheibe:

$$D_1 n_1 = D_2 n_2$$

$$D_2 = \frac{D_1 n_1}{n_2} = \frac{4 \cdot 80}{150} = 2,13 \text{ m},$$

dann die Umfangsgeschwindigkeit:

$$v = \frac{D \pi n}{60} = \frac{4 \pi 80}{60} = 16,75 \text{ m/sec},$$

hierauf die Umfangskraft:

$$P = \frac{75 N}{v} = \frac{75 \cdot 70}{16,75} = \sim 315 \text{ kg}.$$

Nach Gehrckens erhält man für $v = 15 \text{ m/sec}$ und D (Durchmesser der kleinsten Scheibe) = 2000 mm, $\frac{P}{b} = 13 \text{ kg pro Zentimeter}$ Riemenbreite, also

$$b = \frac{315}{13} \sim 25 \text{ cm}.$$

Eine Riemendicke von 7 mm angenommen, würde der Riemenquerschnitt

$$f = 25 \cdot 0,7 = 17,5 \text{ qcm}$$

und die Zugspannung

$$k_z = \frac{2 P}{f} = \frac{630}{1,75} = 36 \text{ kg/qcm}$$

werden, was bei der Riemengeschwindigkeit von 16,75 m/sec zulässig erscheint.

2. Der zweite Fall liegt vor, wenn die Tourenzahlen beider Wellen gegeben sind, beide Durchmesser aber noch unbekannt sind.

Man wählt dann zuerst die Riemengeschwindigkeit (Umfangsgeschwindigkeit der Scheiben), und zwar

$$\begin{aligned} v &\text{ bis } 15 \text{ m/sec für Nebentriebe,} \\ v &\text{ ,, } 25, \text{ höchstens } 30 \text{ m/sec für Haupttriebe.} \end{aligned}$$

Die Geschwindigkeit 30 m/sec darf man bei Verwendung gewöhnlicher Riemenscheiben nicht überschreiten, mit schmiedeeisernen Riemenscheiben hat man jedoch schon weit höhere Werte (bei den angeführten Versuchen von Kammerer 60 m/sec, bei Brown, Boveri & Co. 375 m/sec) erreicht.

Die Antriebe von kleinen Werkzeugmaschinen haben oft nur 2 bis 3 m/sec Riemengeschwindigkeit.

Beispiel: Eine Werkzeugmaschine braucht 8 PS und soll 90 Touren pro Minute machen, die Transmission hat 120 Touren pro Minute.

$$\text{Gegeben: } N = 8 \text{ PS; } n_2 = 90; n_1 = 120.$$

Man wählt die Riemengeschwindigkeit, etwa $v = 5 \text{ m/sec}$, und erhält aus

$$v = \frac{D \pi n}{60}$$

$$D_1 \pi = \frac{60 v}{n_1} = \frac{60 \cdot 5}{120} = 2,5 \text{ m; } D_1 = 0,8 \text{ m}$$

$$D_2 \pi = \frac{60 v}{n_2} = \frac{60 \cdot 5}{90} = 3,33 \text{ m; } D_2 = 1,06 \text{ m.}$$

Die Umfangskraft P ergibt sich zu

$$P = \frac{75 N}{v} = \frac{75 \cdot 8}{5} = 120 \text{ kg.}$$

Nach der Tabelle von Gehreken's wählt man für $v = 5 \text{ m/sec}$; $D = 800$ (zwischen 500 und 1000) schätzungsweise; $\frac{P}{b} = 8 \text{ kg pro Zentimeter Riemenbreite}$ und erhält dann

$$b = \frac{120}{8} = 15 \text{ cm.}$$

Die Riemendicke zu 6 mm angenommen, entspricht dies einer Zugspannung von

$$k_z = \frac{2 P}{f} = \frac{240}{15 \cdot 0,6} = 26,66 \text{ kg/qcm.}$$

Allgemeine Konstruktionsgrundsätze.

Das Riemenmaterial soll möglichst elastisch sein und die Behandlung des Riemens eine derartige, daß die Elastizität erhalten bleibt.

Das Riemenmaterial ist in der Regel Leder von Stier- und Ochsenhäuten, Kuhleder ist zu ungleichförmig. Die durchschnittliche Stärke ist 5 mm, sie steigt ausnahmsweise bis 8 mm und sinkt bis 3,5 mm. Genügt die einfache Stärke nicht, so wird der Riemen doppelt oder dreifach verwendet. Die größte Breite eines einfachen Riemens ist ca. 1200 mm, da jedoch der Rückenteil weniger nachgiebig ist, möglichst nur 500 bis 600 mm. Breitere Riemen werden durch Nebeneinandersetzen einzelner Riemen hergestellt. Bei breiten Riemen näht man, um das Schwanken und Schlagen zu vermindern, seitliche Beläge von 60 bis 120 mm Breite auf. Riemen von beträchtlicher Breite, von denen Geradlaufen verlangt wird, sind dem Rückenteil der Haut zu entnehmen, aus den Flanken geschnittene Riemen krümmen sich beim Strecken. Die Länge der einzelnen Stücke eines breiten Riemens beträgt bis etwa 1500 mm, die Länge der Verbindungsstellen 200 bis 400 mm.

Die Verbindung erfolgt entweder durch fettgare Nähriemen (Entfernung der Nähte von einander 50 mm, von den Kanten 20 mm; die Riemen werden von der Auflageseite aus durchstoichen, die Naht mittels Walzen versenkt), durch besondere Klammern, oder durch Leimen der abgeschrägten Enden (Leim mit Zusatz von venetianischem Terpentin und wenig Essig, Zusammenpressen während des Leimens, pro Quadratcentimeter Riemenquerschnitt 15 bis 25 qcm Leimfläche).

Die Festigkeit der Verbindungsstelle beträgt bei vorzüglicher Arbeit 20 bis 30 % weniger als die des unverletzten Riemens.

Der fertige Riemen soll mindestens einen, besser zwei bis drei Tage durch angehängte Gewichte oder auf der Streckmaschine gedehnt werden, mit einer Belastung, die das Zwei- bis Dreifache der zu erwartenden Betriebsspannung beträgt. Hierbei erfährt der Riemen eine bleibende Ausdehnung von 4 bis 5 %.

In der Regel läßt man die Fleischseite die Scheibe berühren.

Da der Lederriemen in hohem Grade von dem Feuchtigkeitsgehalt der Atmosphäre beeinflußt wird, so hat man Riemen aus Gummi, Baumwolle, Hanf, Haaren (Filz), Draht, Papier usw. hergestellt. Riemen, die aus einzelnen durch schmiedeeiserne Stifte verbundenen Lederlaschen bestehen, werden unter dem Namen Gliederriemen in den Handel gebracht.

Die Gummiriemen bestehen aus mehreren Lagen Baumwollgewebe zwischen Gummimasse, welche die Verschiebung der Schichten zu verhindern hat. Sie sind teurer als Lederriemen, jedoch in feuchten Räumen, besonders dort, wo Flüssigkeiten verspritzen und dampfen, vorzuziehen.

Bei feuchten Räumen, deren Temperatur 30° nicht übersteigt, verwendet man die Balatariemen, aus mehreren Lagen Hanf- oder Baumwollgewebe, in Balatamasse eingebettet, hergestellt.

Baumwollriemen bestehen aus 4 bis 10 untereinander verbundenen Lagen von Baumwollgeweben und sind zum Schutze gegen Feuchtigkeit imprägniert. Sie sind unempfindlicher gegen Dämpfe und billiger als Lederriemen, lassen sich in beliebiger Breite herstellen, strecken sich aber im Betriebe sehr stark und reiben sich in Riemen-ausrückern und dgl. an den Seiten auf.

Hanftreibriemen sind weniger elastisch, nur für größere Scheibenabstände anwendbar und wenig im Gebrauch.

Haartreibriemen sind auf besonderen Stühlen hergestellte, feste, dichte Gewebe aus dem Haar der Angoraziege oder dem im Frühjahr ausfallenden Haar der Kamele, mit Baumwolleintrag. Sie zeigen größere Festigkeit und Gleichmäßigkeit, geraden Lauf, können in beliebiger Breite hergestellt werden, sind jedoch teurer als Lederriemen, weniger dehnbar und reiben sich zwischen Riemen-gabeln auf.

Die zulässige Belastung dieser Textilriemen kann etwa 80 % derjenigen der Lederriemen gesetzt werden.

Die Anwendung der Gliederriemen beschränkt sich auf fast horizontale Triebe bei kurzem Achsenabstand, großer Übersetzung und feuchten Räumen.

Gelochte oder perforierte Riemen sollen den Eintritt und

Austritt der Luft zwischen Scheibe und Riemen erleichtern sowie eine Abkühlung des Riemens befördern, sind aber der bedeutenden Schwächung des Riemens wegen nicht zu empfehlen.

Kordelschnüre, Riemenschnüre von höchstens 18 mm Durchmesser dienen zum Antrieb kleiner Maschinen. Die Seiten der Laufriellen für Riemenschnüre sollen einen Winkel von 45 bis 50° bilden. Den Schnurdurchmesser kann man aus der Formel $d = 4 \sqrt{P}$ berechnen, wenn P die zu übertragende Kraft ist.

Keilriemen sind Doppelriemen von 10 mm Stärke und 15 bis 40 mm Breite, die mit ihren schräggeschnittenen Seiten in passend gedrehten Rillen, also nicht auf dem Umfang der Scheibe laufen.

Wird die Entfernung der Scheiben sehr klein, so reicht die Elastizität des Riemenmaterials nicht mehr aus, die erforderliche Anspannung hervorzubringen. Man muß dann Spannrollen anwenden. Diese Spann-

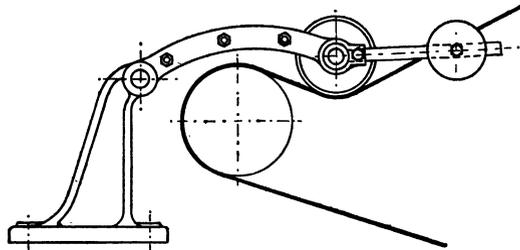


Fig. 147.

rollengetriebe sind namentlich auch bei kleinen Scheibendurchmessern zu empfehlen, der umspannte Bogen wird vergrößert, jede Längenänderung des Riemens ohne Verminderung der Spannung sofort ausgeglichen. Das Spannungsverhältnis zwischen straffem und losem Trum, das man gewöhnlich gleich 1 : 2 setzt, kann bis auf 1 : 10 und mehr vermindert werden, so daß also die Gesamtspannung des Riemens statt 2 P nur noch 1,1 P ist (P = Umfangskraft). Die Spannrollen werden, wie das Fig. 147 abgebildete Lenixgetriebe der Bamag zeigt, in einer Schwinde gelagert und durch ihr Eigengewicht oder ein verstellbares Laufgewicht, eventuell auch Feder gegen den losen Trum angepreßt. Ist die Schwinde um die Achse der Riemenscheibe drehbar, so kann die Lage des Riemens beliebig geändert werden.

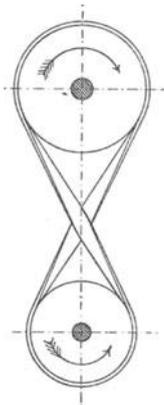


Fig. 148.

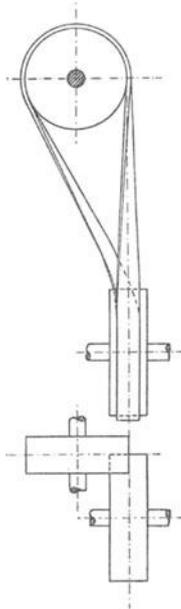


Fig. 149.

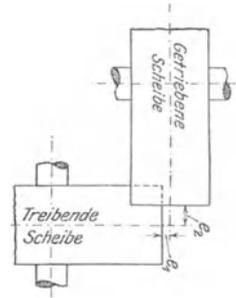


Fig. 150.



Fig. 151.

Bei zu großer Entfernung tritt, besonders bei zu starkem Wechsel in der zu übertragenden Kraft, Schlagen des Riemens und Unsicherheit des Betriebes ein. Man verwendet deshalb bei Entfernungen von mehr als 10 bis 15 m und ebenso dort, wo die Größe der zu übertragenden Kraft zu breite Riemen erfordern würde, oder wo die Kraft auf mehrere Wellen verteilt werden soll, den Seiltrieb. Das größte Übersetzungsverhältnis, für welches der Riementrieb noch anwendbar ist, ist 1 : 8, höchstens 1 : 10, nur bei Verwendung von Spannrollen noch größer. Soll das Übersetzungsverhältnis genau eingehalten werden, oder sind

große Kräfte bei geringer Tourenzahl zu übertragen, oder ist der Abstand der Scheiben gering, so ist Zahnradübersetzung anzuwenden.

Einen Riementrieb gewöhnlicher Art (Fig. 146), bei welchem die Scheiben in einer Ebene liegen und die gleiche Umdrehungsrichtung haben, nennt man offenen Riementrieb, ist die Umdrehungsrichtung der Scheiben die entgegengesetzte, geschränkten (Fig. 148), bilden die Wellen einen Winkel, halbgeschränkten Riementrieb (Fig. 149). Geschränkte Riementriebe sind nur bis etwa 10 m Riemengeschwindigkeit und etwa 150 mm Riemenbreite zulässig. Damit sich der Riemen auf der Scheibe erhält, ist erforderlich, daß er gerade aufläuft. Der durch die Drehung des Riemens verursachten ungleichmäßigen Spannungen wegen müssen die Scheiben beim halbgeschränkten Riementrieb etwas nach außen verschoben werden (Fig. 150) und zwar nach Bach die getriebene Scheibe um

$$e_2 = 0,5 \text{ bis } 0,6 b \\ (b = \text{Riemenbreite}),$$

die treibende Scheibe um

$$e_1 = 0,1 \text{ bis } 0,2 b ;$$

dabei ist die getriebene Scheibe um etwa $\frac{1}{3}$, die treibende um etwa $\frac{1}{4}$ breiter zu nehmen als für geradlaufende Riemen. Da die Werte dieser Verschiebung der Veränderlichkeit der Spannung wegen sich nicht genau berechnen lassen, empfiehlt es sich, die Keilnut reichlich lang zu machen, so daß man die Scheiben noch nachträglich verschieben kann.

Gehrckens liefert für halbgeschränkte Riemen treppenförmig zusammengesetzte (Fig. 151), im abgerollten Zustande sichelförmige Riemen, um die größte Spannung von der äußeren Kante nach der Mitte zu zu verlegen.

Durch das durch Wechsel der Spannung bedingte Gleiten sowohl als durch Ungenauigkeiten in der Anordnung des Betriebes kann ein Abschlagen des Riemens herbeigeführt werden, welches durch Wölbung der Scheiben vermieden wird. Empfehlenswert ist, nur die getriebene Scheibe zu wölben. Scheiben für halbgeschränkte Riemen erhalten keine Wölbung.

Soll ein Riementrieb zwischen beliebig verschränkten Wellen angeordnet werden, so muß durch Leitrollen der Riemen so geführt werden, daß er auf die Scheiben gerade aufläuft.

Konische Riemenscheiben (Fig. 152) werden dort verwendet, wo das Übersetzungsverhältnis geändert werden soll. Der Riemen muß dann seitlich geführt und durch die Führung verschiebbar sein.

Soll das Übersetzungsverhältnis sprungweise geändert werden, so verwendet man die Stufenscheiben (Fig. 153). In beiden Fällen müssen die Scheiben so konstruiert sein, daß bei der Verschiebung die

Riemenlänge dieselbe bleibt, was der Fall ist, wenn die Summe der zusammengehörigen Radien gleich bleibt. Diese Regel gilt allerdings bei kleinerem Scheibenabstand nur für geschränkten Riementrieb, bei offenem Riementrieb ist sie nur bei größerem Scheibenabstand gültig.

Der Wirkungsgrad eines guten Riementriebes ist 95 bis 97 %, die Betriebsdauer eines gut behandelten Riemens unter Umständen über 20 Jahre.

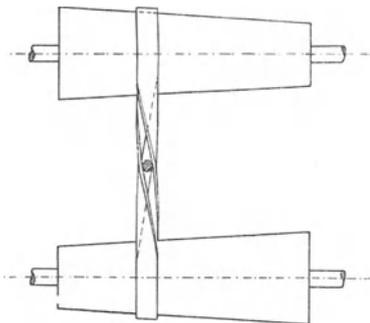


Fig. 152.

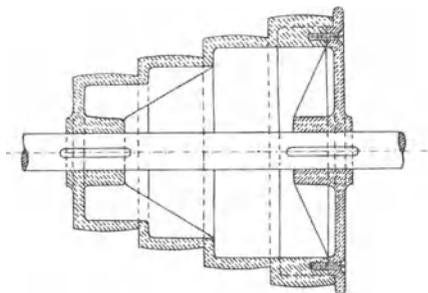


Fig. 153.

Um das Gleiten des Riemens zu verringern und andererseits seine Haltbarkeit zu erhöhen, schmiert man den Riemen auf der Innenseite mit Rindertalg oder auch mit einem Gemisch von Stearin, Bienenwachs und Degras. Alle harzigen Riemenschmiermittel, wie das viel gebräuchliche Kolophonium, machen den Riemen spröde und brüchig und sind deshalb nicht anzuwenden. Man kann die Haltbarkeit des Riemens sehr erhöhen, wenn man ihn ein- bis zweimal jährlich mit warmem Wasser abwäscht und nach dem Trocknen aufs neue eintalgt.

Die Riemenscheiben.

(Fig. 154 bis 157.)

Man stellt die Riemenscheiben meist aus Gußeisen her, neuerdings auch häufig aus Holz, da hölzerne Riemenscheiben leichter und billiger sind als gußeiserner, dagegen kommen die gleichfalls leichteren, aber bei kleinen Durchmessern teureren schmiedeeisernen Riemenscheiben meist nur bei hohen Umdrehungszahlen zur Verwendung.

Die Breite B des Scheibenkranzes kann für gerade und ruhig laufende Riemen

$$B = 1,1 b + 1 \text{ cm}$$

gewählt werden. Geschränkte Riemen und solche, welche unruhig laufen, müssen etwas breitere Scheiben erhalten.

Die Randstärke nimmt man

$$s_1 = \frac{R}{100} + 0,3 \text{ cm (R = Radius in cm),}$$

die Wölbung zweckmäßigerweise

$$w = \frac{1}{4} \sqrt{B} \text{ bis } \frac{1}{3} \sqrt{B} \text{ (w und B in mm).}$$

Die treibenden Scheiben, die Scheiben für geschränkte Riemen, die Scheiben, auf denen der Riemen verschoben werden muß, und die, auf denen mehrere Riemen laufen, sind nicht mit Wölbung zu versehen.

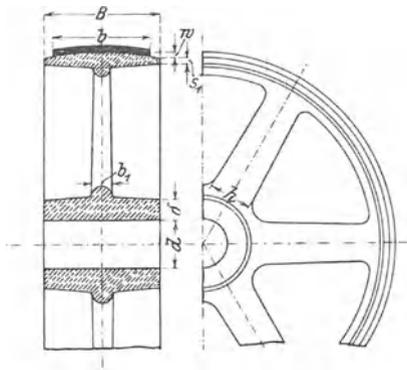


Fig. 154.

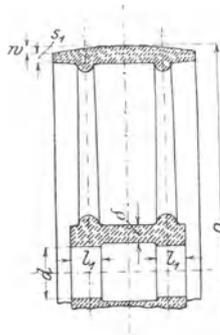


Fig. 155.

Die Nabenbreite wird gleich der Kranzbreite, bei breiten Scheiben auch oft kleiner, mindestens aber $1,2 d$ bis $1,5 d$ (d = Wellendurchmesser) gemacht, die Nabenstärke nimmt man

$$\delta = \frac{d}{3} + 5 \text{ mm}$$

$$\text{bis } \delta = 0,4 d + 10 \text{ bis } 15 \text{ mm.}$$

Lange Naben macht man hohl und nimmt dabei die Auflagebreite an jeder Seite (Fig. 155)

$$l_1 = 0,4 d \text{ bis } 0,5 d.$$

Die Arme erhielten früher in der Regel eine geschwungene Form, um die Gußspannungen nach Möglichkeit unschädlich zu machen. In neuerer Zeit werden sie gerade hergestellt.

Die Anzahl der Arme nimmt man

$$i = \frac{1}{6} \sqrt{D} \text{ bis } \frac{1}{7} \sqrt{D} \text{ (D in mm).}$$

Die Arme sind auf Biegung beansprucht, und zwar nimmt man der Gußspannungen wegen gewöhnlich an, daß nur der dritte Teil der Arme an der Kraftübertragung teilnimmt.

Man erhält dann

$$P R = \frac{i}{3} W \cdot k_b.$$

Für den üblichen elliptischen Querschnitt mit einer Breite b_1 gleich 0,4 der Höhe h_1 ist das Widerstandsmoment

$$W = \frac{1}{10} b_1 h_1^2 = \frac{1}{10} \cdot 0,4 h_1^3$$

und somit, wenn $k_b = 300 \text{ kg/qcm}$,

$$P \cdot R = \frac{i}{3} \frac{1}{10} \cdot 0,4 \cdot h_1^3 \cdot 300 = 4 i h_1^3$$

oder

$$h_1 = \sqrt[3]{\frac{P R}{4 i}}.$$

Die Arme verjüngen sich nach dem Kranze im Verhältnis 5 : 4.

Bei breiten Scheiben, etwa über $\frac{D}{10} + 200 \text{ mm}$ ordnet man vielfach zwei Aimkreuze an (Fig. 155).

Um die Scheiben leicht anbringen und abnehmen zu können sowie bei großen Scheiben mit Rücksicht auf die Herstellung verwendet man geteilte Scheiben. Man gießt diese entweder geteilt oder legt beim Gießen geschwätzte Bleche ein, die nur etwa 5 bis 12 mm Gußrand stehen lassen, und sprengt sie dann. Den Durchmesser der Verbindungsschrauben nimmt man $d = 0,2 \sqrt{l \delta} + 7 \text{ mm}$ ($l = \text{Nabelnänge}$, $\delta = \text{Nabelstärke}$), die Stärke der Lappen = $0,8 \delta$ (siehe Fig. 156). Die Teilfuge ist möglichst in die Arme zu legen, oder es sind wenigstens die Sprengflächen, wie Fig. 156 zeigt, zu beiden Seiten der Schrauben anzuordnen, um Schiefziehen zu verhüten.

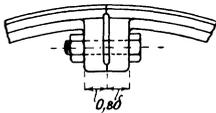


Fig. 156.

Will man die Festigkeit der Verbindungsschrauben nachrechnen, so muß man von der Forderung ausgehen, daß die Reibung, die durch die Anpressung der Nabe gegen die Welle hervorgerufen wird, ohne Mitwirkung des Keiles zur Mitnahme genügt. Ist P die Umfangskraft, R_1 der Scheibenradius, r der Wellenradius, so ist die Umfangskraft an der Welle

$$\frac{P \cdot R}{r}.$$

Die Anpressung jeder Nabelhälfte gegen die Welle ist, wenn d_1 der Kerndurchmesser der Verbindungsschrauben, z ihre Anzahl und k_z die

zulässige Zugspannung des Schraubenmaterials (höchstens etwa 1000 kg/qcm),

$$z \cdot \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot k_z.$$

Es muß also, wenn der Reibungskoeffizient 0,2 gesetzt wird,

$$2 \cdot z \cdot \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot k_z \cdot 0,2 = \frac{P R}{r}$$

sein.

Die Schrauben am Kranz müssen die Zentrifugalkraft der halben Scheibe und die Umfangskraft P aushalten. Die Zentrifugalkraft einer Kranzhälfte ist, wenn

$$G = b \cdot s \cdot R \cdot \pi \gamma,$$

(Maße in Dezimeter) ihr Gewicht und

$$v = 0,64 \frac{2 R \pi n}{60}$$

(R in Millimeter) die Umfangsgeschwindigkeit ihres Schwerpunktes ist:

$$C = \frac{G}{9,81} \cdot \frac{v^2}{0,64 R}$$

(R in m, 0,64 R ist der Schwerpunktsradius).

Ist z die Anzahl der Schrauben einer Verbindungsstelle, so muß

$$z \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot k_z = C + P$$

sein.

Schmiedeeiserne Riemenscheiben werden da angewendet, wo es auf geringes Gewicht und größere Festigkeit ankommt, besonders bei großer Geschwindigkeit. Die Arme sind Rundeisen- oder Flacheisenstäbe oder Rohre. Am Kranze werden sie versenkt eingietet oder in am Arme aufgenietete Muffen eingeschraubt, an der Nabe, die meist aus Gußeisen oder Stahlguß hergestellt wird, werden sie eingegossen, eingeschraubt oder auch in die erwärmte Nabe gut passend eingesetzt. Aus Blech gepreßte Riemenscheiben haben sich nicht eingeführt.

Von etwa 1 m Durchmesser und 200 mm Breite ab sind schmiedeeiserne Riemenscheiben billiger als gußeiserne.

Holzriemenscheiben zeichnen sich durch Leichtigkeit aus. Der Kranz besteht entweder aus gebogenem Holz oder vielen versetzt verleimten Felgenstücken. Bis ungefähr 30 cm Durchmesser macht man die Scheiben voll, bis 90 cm zweiarmig, größere vierarmig, sehr große Scheiben versieht man mit von den Armen ausgehenden Spreizen.

Auch aus Hartpapier sind Riemenscheiben hergestellt worden.

Um die Bewegungsübertragung zeitweilig unterbrechen zu können, ordnet man eine Los- oder Leerscheibe an (Fig. 157). Die Länge der Nabe derselben soll mindestens gleich dem doppelten Wellendurchmesser sein. Die Scheibe muß gegen seitliche Verschiebung geschützt sein, die Lauffläche muß gut geschmiert werden. Vielfach wird die Nabe mit Rotguß ausgebuchtet, besser ist jedoch die Anordnung einer die Welle lose umschließenden Buchse, auf der die Scheibe läuft. Neuerdings führt man auch die Losscheiben mit Kugellagerung aus.

Der Riemen wird durch einen ihn gabelförmig umfassenden Riemenausrücker je nach Bedarf auf die Festscheibe oder die Losscheibe verschoben. Der gabelförmige Führer wird durch einen Hebel, der bei leichten Trieben direkt von Hand bewegt wird, bei schweren durch eine Schraubenspindel, bewegt. Bei den ersteren sichert man den Riemen in den Endstellungen durch ein am Führerhebel angebrachtes Gewicht, welches nach der einen oder der anderen Seite umkippt und ein selbsttätiges Verschieben des Riemens hindert. Ist die

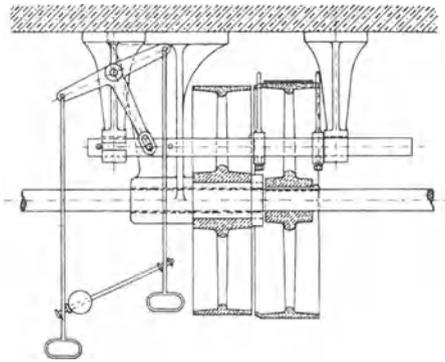


Fig. 157.

Anordnung derartig, daß der Riemen während des Ausgerückteins ruht, so muß die Losscheibe durch Anpressen an die Festscheibe in Bewegung gesetzt werden, ehe der Riemen auflaufen kann. Zu verschieben ist immer das auflaufende Riemenstück.

Bleibt der Riemen lange ausgerückt, so empfiehlt es sich, die Leerscheibe im Durchmesser etwas kleiner zu machen (Fig. 157), um Riemen und Lager zu entlasten; die Festscheibe erhält dann einen kegelförmigen Anlauf.

Bei großen Riemenscheiben (ebenso bei Seilscheiben) ist die Widerstandsfähigkeit des Kranzes gegenüber der durch die Zentrifugalkraft hervorgerufenen Biegungsbeanspruchung nachzurechnen.

Ist l die Länge des zwischen zwei Armen liegenden Teiles vom Kranze, b die Breite und s die mittlere Dicke des Kranzes (den man als Rechteck ansehen kann), alle Maße in Dezimeter, g das spezifische Gewicht (7,3 für Gußeisen, 7,8 für Schmiedeeisen), v die Umfangsgeschwindigkeit in Meter pro Sekunde und R der Radius in Metern, so ist die Zentrifugalkraft dieses Kranzteils

$$C = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{R} = \frac{b \cdot s \cdot l \cdot \gamma}{9,81} \cdot \frac{v^2}{R}$$

Diese Zentrifugalkraft ist eine über die Länge l gleichmäßig verteilte Belastung, das Kranzteil kann als ein an beiden Enden eingespannter Balken angesehen werden; dann ist das Biegemoment

$$M_b = \frac{C \cdot l}{12},$$

und es muß

$$\frac{C \cdot l}{12} = \frac{b \cdot s^2}{6} \cdot k_b$$

sein. Die Biegungsspannung

$$k_b = \frac{6 C \cdot l}{12 b \cdot s^2} = \frac{C l}{2 b s^2}$$

soll bei gutem Gußeisen etwa 200 kg/qcm, bei Schmiedeeisen etwa 750 kg/qcm nicht übersteigen.

Stahlbandtriebe. Die Eloesser-Kraftband-Gesellschaft in Charlottenburg verwendet ein Stahlband zur Kraftübertragung, dessen Dicke nur $\frac{1}{10}$ und dessen Breite $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{6}$ der Breite eines Lederriemens für gleiche Belastung ist. Die Bandenden sind mit Laschen verschraubt, die Scheiben, die genau laufen und zwecks Anspannung des Bandes verschiebbar sein müssen, sind mit Kork belegt.

B. Der Seiltrieb.

Das Material der Seile ist entweder Hanf oder Baumwolle oder aber Eisen- oder Gußstahldraht.

Der Drahtseiltrieb wird zur Fortleitung größerer Kräfte auf größere Entfernungen, besonders auch für außerhalb der Gebäude liegende, den Witterungseinflüssen ausgesetzte Triebe verwendet und erfordert der geringen Biegsamkeit des Drahtseiles wegen große Scheiben. Der Hanfseil- und Baumwollseiltrieb eignet sich zur Übertragung größerer oder kleinerer Kräfte auf mittlere Entfernungen, erfordert einen größeren Achsenabstand und größere Scheiben als der Riementrieb, gestattet aber die Übertragung größerer Kräfte als die durch die größten Riemenabmessungen gegebenen und ermöglicht vor allen Dingen eine bequeme Verteilung der Kraft von derselben Antriebsscheibe auf verschiedene Wellen.

Die erforderliche Anpressung des Seiles gegen den Umfang der Rillen kann durch das Eigengewicht des Seiles (Drahtseiltrieb), durch Dehnung des Seiles (Betrieb mit Dehnungsspannung) oder auch durch besondere Spannrollen geschehen (Betrieb mit Belastungsspannung). Die beiden letzten Arten finden sich sowohl beim Hanfseil- als beim Baumwollseiltrieb.

1. Der Hanfseiltrieb.

(Siehe Tabelle 7 im Anhang.)

Der Hanfseiltrieb wird für Scheibentfernungen von 5 bis 25 m angewandt, ist jedoch der geringen Schmiegsamkeit des Seiles wegen nur für Scheiben von mehr als 1,5 m Durchmesser zweckmäßig.

Das Material der Hanfseile ist italienischer Hanf, badischer Schleißhanf, Manilahanf oder auch Jute. Für Transmissionshanfseile wählt man am besten badischen Schleißhanf für Innenräume, Manilahanf für Triebe im Freien. Die Seile bestehen aus 3 Litzen, welche wieder aus einer größeren Anzahl Hanffäden zusammengewunden sind.

Für Transmissionsseile sind festgeschlagene Seile zu empfehlen; lose geschlagene sind zwar biegsamer und deshalb für kleinere Scheibendurchmesser anwendbar, außerdem leichter und billiger, verändern aber im Betriebe ihren Durchmesser zu stark.

Außer den gewöhnlichen runden Seilen hat man auch quadratische, dreikantige und flache Hanfseile. Das Quadratseil wird durch Zusammenflechten mehrerer Litzen hergestellt, soll sich weniger und gleichmäßiger strecken, biegsamer, fester und um 12 bis 15 % leichter sein als ein Rundseil von gleichem Querschnitt. Sie lassen sich besser verspleißen und können nach längerer Betriebsdauer um 90° gedreht in die Rillen eingelegt werden, wodurch der Verschleiß gleichmäßiger und deshalb die Haltbarkeit größer wird.

Zur Verbindung der Seilenden sind etwa 3 m erforderlich.

Die Dauer eines Hanfseiles beträgt bei sorgfältiger Behandlung bis zu 6 Jahren und darüber.

Das Hanfseil muß vor der Benutzung sorgfältig getrocknet und gestreckt und nach dem Auflegen gründlich mit warmem Talg oder Mineralöl getränkt werden. Diese Einfettung ist während des Betriebes alle 2 bis 3 Monate zu wiederholen, bei Seilen, die im Freien laufen, noch öfter. Seile, die im Freien laufen, werden zweckmäßig mit Teer getränkt, wodurch sie unempfindlicher gegen Witterungseinflüsse und auch etwas fester werden, dafür aber schwerer und weniger biegsam.

Die Anschaffungskosten für Hanfseiltriebe sind für größere Entfernungen gewöhnlich niedriger als für Riementriebe, doch haben Hanfseiltriebe einen ziemlich bedeutenden Kraftverlust durch Gleiten der Seile, besonders bei großer Seilzahl, wegen der Verschiedenartigkeit der einzelnen Seile. Schon unter normalen Verhältnissen kann dieser Verlust bis 10 % betragen.

Zur Schmierung der Seile werden von den Seilfabriken besondere Schmieröle in den Handel gebracht.

2. Der Baumwollseiltrieb.

Baumwollseile sind teurer, aber geschmeidiger wie Hanfseile und können deshalb für kleinere Scheibendurchmesser (bis herab auf die zwanzigfache Seilstärke) und kleineren Wellenabstand (bis herab auf 3 m) verwendet werden, auch werden sie bei stoßendem Gang bevorzugt.

Für den Antrieb von Laufkranen werden Baumwollseile von 16 bis 22 mm verwendet, die bei der größten Last bis zu 20 kg/qcm Spannung erhalten.

Berechnung der Hanfseiltriebe und Baumwollseiltriebe.

Diese geschieht zunächst wie die Berechnung der Riementriebe. Man berechnet aus der Umfangsgeschwindigkeit, die man 15 bis 20 m/sec (ausnahmsweise bis 30 m/sec), bei Baumwollseilen bis 25 m/sec annimmt den Durchmesser der Scheibe

$$D \pi = \frac{60 v}{n}$$

und hierauf die Umfangskraft

$$P = \frac{75 N}{v}.$$

Der gesamte Seilquerschnitt ergibt sich dann unter der Annahme, daß die größte Seilspannung doppelt so groß als die Umfangskraft ist, aus der Formel

$$F = \frac{2P}{k_z},$$

wobei man k_z umso kleiner nimmt, je kleiner der Scheibenabstand und der Scheibendurchmesser und je größer die Seilgeschwindigkeit ist. Man kann k_z der folgenden Tabelle entnehmen, wobei man der Berechnung den vollen Seilquerschnitt $\frac{\pi \Delta^2}{4}$ zugrunde zu legen hat.

Seilgeschwindigkeit	$v =$	5	10	15	20 m/sec
Hanfseile	$k_z =$	12—14	11—13	10—12	8—10 kg/qcm
Baumwollseile	$k_z =$	15—20	14—19	13—18	10—16

Man wählt nun den Seildurchmesser, den man bei Haupttrieben 40 bis 50 mm, nur ausnahmsweise 60 mm annimmt, und bestimmt die Anzahl z der Seile aus der Formel

$$z = \frac{F}{\frac{\pi \Delta^2}{4}}.$$

Da die Inanspruchnahme des Seiles in erster Linie auch vom Scheibendurchmesser D abhängig ist, so kann man den Seildurchmesser einfacher nach folgenden Formeln berechnen, die für Geschwindigkeiten bis zu 20 m/sec gelten:

für Hanfseile

$$\begin{array}{ll}
 P = 3 \Delta^2 \text{ bis } 4 \Delta^2, & \text{wenn } D \geq 30 \Delta \\
 P = 5 \Delta^2 \text{ ,, } 6 \Delta^2 & \text{,, } D \geq 50 \Delta \\
 \text{Quadratseile } P = 6 s^2 \text{ ,, } 8 s^2 & D \geq 20 s
 \end{array}$$

für Baumwollseile

$$\begin{array}{ll}
 P \text{ bis zu } 9 \Delta^2, & \text{wenn } D \geq 30 \Delta, \\
 \text{ausnahmsweise} & D \geq 20 \Delta.
 \end{array}$$

Bei Betrieb mit Belastungsspannung kann man P bis zu 25 % höher nehmen.

Das Seil muß mit 3 bis 5 % Dehnung auf die Scheiben aufgebracht werden.

Längere Seile stützt man in Abständen von 20 bis 25 m durch Tragrollen.

Um die Kraft auf mehrere Wellen zu verteilen, kann man ein endloses Seil der Reihe nach ein oder mehrere Male um die einzelnen Seilscheiben schlingen. Der von Reuleaux angegebene Kreisseiltrieb

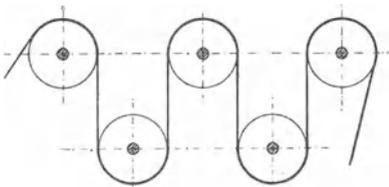


Fig. 158.

(Fig. 158) ist dabei nicht zu empfehlen, weil das Seil hier immer wieder in der entgegengesetzten Richtung gebogen wird, wobei es sehr ungünstig beansprucht ist. Bei derartigen Seiltrieben ist es vielmehr zu empfehlen, den Trieb, wenn irgend möglich, so anzuordnen, daß das Seil nur nach

einer Richtung gebogen wird und nach jeder Umschlingung einer getriebenen Scheibe wieder auf die treibende Scheibe zurückkehrt (Fig. 159). Die erforderliche Anspannung erreicht man dadurch, daß man das Seil über eine Spannrolle führt, welche in einem in Schienen gleitenden Spannwagen gelagert ist und durch ein Gewicht belastet wird. Es empfiehlt sich, die Spannrolle in eine lose Schlingung des Seiles zu legen, besonders wenn die zu übertragende Kraft stark wechselt. Das Belastungsgewicht muß in diesem Falle gleich der doppelten Seilspannung, also ungefähr $2P$ sein, liegt die Spannrolle in einer ziehenden Schlingung, dagegen etwa $4P$. Das Belastungsgewicht besteht aus einzelnen Scheiben, so daß es je nach der zu übertragenden Kraft verändert werden kann. Die Weglänge des Spannwagens ist bei Antrieben in Gebäuden etwa 2,5 %, bei Antrieben im Freien 3 bis 3,5 % der gesamten Seillänge zu

nehmen. Ist eine derartige Gleislänge bei den vorliegenden örtlichen Verhältnissen nicht möglich, so muß das Seil später gekürzt werden.

Das Eisenwerk Wülfel vor Hannover rechnet bei seinen Hanfseiltrieben mit Belastungsspannung

$$P = 5 \Delta^2,$$

wobei der Durchmesser der Treibrollen mindestens 30 bis 40 Δ , der Durchmesser der Leit- und Spannrollen 30 Δ genommen wird. Die Leit- und Spannrollen erhalten kreisförmige Rillen, in denen das Seil am Grunde aufliegt, also nicht klemmt.

Die Berechnung der Hanfseiltriebe soll an nachstehenden Beispielen gezeigt werden.

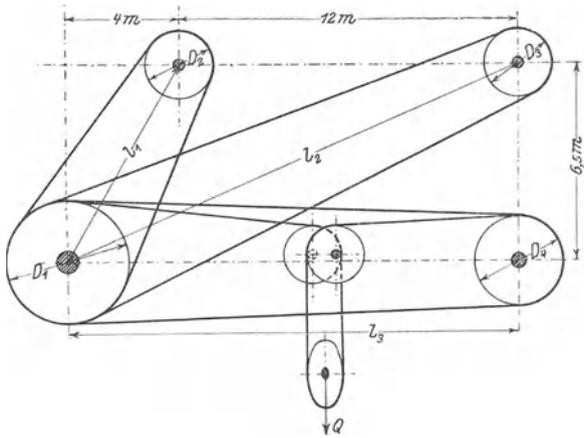


Fig. 159.

1. Beispiel: Vom Schwungrad einer Dampfmaschine, welches 4,5 m Durchmesser hat und 80 Umdrehungen in der Minute macht, sollen 200 PS auf die Vorgelegewelle übertragen werden, deren Umdrehungszahl 150 pro Minute ist.

Der Durchmesser der Seilscheibe ergibt sich aus

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{n_1}{n_2}$$

zu

$$D_2 = D_1 \frac{n_1}{n_2} = 4,5 \frac{80}{150} = 2,4 \text{ m.}$$

Die Seilgeschwindigkeit ist

$$v = \frac{D \pi n}{60} = \frac{4,5 \pi 80}{60} = 18,84 \text{ m/sec}$$

und die Umfangskraft

$$P = \frac{75 N}{v} = \frac{75 \cdot 200}{18,84} = 796 \text{ kg.}$$

Der gesamte Seilquerschnitt ergibt sich dann aus der Formel

$$F = \frac{2 P}{k_z} = \frac{2 \cdot 796}{10} = 159,2 \text{ qcm.}$$

Nimmt man einen Seildurchmesser von 45 mm an, so hat ein Seil einen Querschnitt von 15,9 qcm, wir erhalten also

$$z = \frac{F}{\frac{\pi \Delta^2}{4}} = \frac{159,2}{15,9} = 10 \text{ Seile.}$$

Da der kleinste Scheibendurchmesser $D = 240 \text{ cm}$ größer als $50 \Delta = 50 \cdot 4,5 = 225 \text{ cm}$ ist, so würde die Formel

$P = 5 \Delta^2$ bis $6 \Delta^2 = 5 \cdot 20,25$ bis $6 \cdot 20,25 = 100$ bis 120 kg als diejenige Kraft ergeben, mit welcher ein Seil beansprucht werden darf. Hiernach würden wir nur 7 bis 8 Seile nötig haben; unser erstes Resultat gibt also größere Sicherheit. (Es ist immer zu empfehlen, ein Seil mehr zu nehmen, als die Rechnung ergibt.)

2. Beispiel: Von der Scheibe I sollen auf Scheibe II (Fig. 159) 90 PS, auf Scheibe III 150 PS und auf Scheibe IV 250 PS übertragen werden. Die Tourenzahlen sind $n_1 = 80$, $n_2 = 150$, $n_3 = 150$, $n_4 = 100$ pro Minute. Es soll ein Hanfseiltrieb mit Belastungsspannung angewendet werden, die Seilgeschwindigkeit sei 15 m/sec.

Die Scheibendurchmesser werden

$$D_1 \pi = \frac{60 v}{n_1} = \frac{60 \cdot 15}{80} = 11,25; \quad D_1 = 3,58 \text{ m}$$

$$D_2 \pi = \frac{60 v}{n_2} = \frac{60 \cdot 15}{150} = 6; \quad D_2 = 1,91 \text{ m}$$

$$D_3 = D_2 = 1,91 \text{ m}$$

$$D_4 \pi = \frac{60 v}{n_4} = \frac{60 \cdot 15}{100} = 9; \quad D_4 = 2,87 \text{ m.}$$

Alle diese Scheibendurchmesser entsprechen, wenn wir ein Seil von 50 mm Durchmesser wählen, der Forderung

$$D \geq 30 \text{ bis } 40 \Delta.$$

Den Durchmesser der Leitrollen und der Spannrolle nehmen wir

$$D = 30 \Delta = 30 \cdot 5 = 150 \text{ cm.}$$

Die Umfangskräfte an den einzelnen Scheiben ergeben sich zu

$$P_2 = \frac{75 \cdot N_2}{v} = \frac{75 \cdot 90}{15} = 450 \text{ kg.}$$

$$P_3 = \frac{75 \cdot N_3}{v} = \frac{75 \cdot 150}{15} = 750 \text{ kg,}$$

$$P_4 = \frac{75 \cdot N_4}{v} = \frac{75 \cdot 250}{15} = 1250 \text{ kg.}$$

Setzt man die von einem Seile zu übertragende Kraft

$$P = 5 \Delta^2 = 5 \cdot 5^2 = 125 \text{ kg,}$$

so braucht man für

$$\text{Scheibe II: } z_2 = \frac{450}{125} = 4 \text{ Umschlingungen,}$$

$$\text{- III: } z_3 = \frac{750}{125} = 6 \quad \text{-}$$

$$\text{- IV: } z_4 = \frac{1250}{125} = 10 \quad \text{-}$$

für die treibende Scheibe I also 20 Umschlingungen.

Wenn man die Durchhängung der Seile und die verschiedenen Durchmesser der Scheiben zunächst nicht berücksichtigt, so erhält man die Seillänge, indem man die Summe der halben Umfänge bildet und die Mittelpunktsentfernungen der Scheiben für jede Umschlingung zweimal zuzählt.

Man erhält dann

$$l_1 = \sqrt{4^2 + 6,5^2} = \sqrt{78,25} = \sim 7,9 \text{ m}$$

$$l_2 = \sqrt{16^2 + 6,5^2} = \sqrt{298,25} = \sim 17,3 \text{ m}$$

$$l_3 = 16 \text{ m;}$$

$$L = 20 \frac{D_1 \pi}{2} + 4 \frac{D_2 \pi}{2} + 6 \frac{D_3 \pi}{2} + 10 \frac{D_4 \pi}{2} + 8l_1 + 12l_2 + 20l_3$$

$$= 20 \cdot 5,6 + 4 \cdot 3 + 6 \cdot 3 + 10 \cdot 4,5 + 8 \cdot 7,9 + 12 \cdot 17,3 + 20 \cdot 16 \\ = 777,8 \text{ m.}$$

Hierzu kommt noch die Schleife für die Spannrolle, welche wir vorläufig dadurch berücksichtigen wollen, daß wir

$$L = 785 \text{ m}$$

setzen.

Die Weglänge des Spannwagens müßte dann, vorausgesetzt, daß der Trieb in einem geschlossenen Raume liegt, 2,5 % dieser Länge, also ~ 20 m sein. Da diese Länge zu groß ist, muß man die Weglänge des Spannwagens so groß nehmen, als es die räumlichen Verhältnisse zulassen, wird aber dann das Seil nach einiger Zeit kürzen müssen.

Hängen wir, wie die Figur zeigt, den Spannwagen in eine lose Schlingung, so ist die Seilspannung P . Die Belastung des Spannwagens muß also $2P = 250$ kg sein.

Verwenden wir ein zylindrisches Gußeisengewicht und setzen $h = 2d$; spez. Gewicht $\gamma = 7,3$, so muß sein

$$\frac{\pi d^2}{4} \cdot h \gamma = 250$$

und mit $h = 2d$

$$\frac{2 \pi d^3}{4} \gamma = 250$$

$$d^3 = \frac{250 \cdot 2}{\pi \cdot 7,3} = \frac{500}{22,9} = 22; \quad d = 2,8 \text{ dm} = 28 \text{ cm}$$

$$h = 2d = 56 \text{ cm.}$$

Zum größeren Teil, also etwa mit einer Höhe von 40 cm, gießt man dieses Gewicht aus einem Stück und ersetzt die fehlende Höhe durch geschlitzte Scheiben, etwa 8 Stück von 2 cm Stärke, die sich nach Bedarf wegnehmen lassen, wodurch man die Seilspannung ändern kann.

(Über die Kurve, in der sich das Seil durchhängt, siehe unter Drahtseiltrieb.)

Die von Prof. Kammerer, Charlottenburg, angestellten (unter Rientrieb erwähnten) Versuche haben ergeben, daß auch bei Seiltrieben die Vorspannung wesentlich kleiner genommen werden kann als P , und daß auch hier bei Seilgeschwindigkeiten über 20 m/sec die Dehnung hinter dem aus der Spannung berechneten Werte wesentlich zurückbleibt, die Gesamtspannung also größer genommen werden kann als bei kleinen Seilgeschwindigkeiten. Der Wirkungsgrad, der mit zunehmender Nutzspannung rasch ansteigt und bei einem Seil den Höchstwert 0,96, bei 4 Seilen 0,94, beim Kreisseiltrieb nur 0,9 erreicht, sinkt jedoch mit zunehmender Geschwindigkeit merklich, so daß für große Geschwindigkeiten der Rientrieb wirtschaftlicher ist als der Seiltrieb. Die Abnahme des Wirkungsgrades mit dem Durchmesser ist natürlich bei Seiltrieben auch größer als bei Rientrieben. Der Reibungswert ist bis 0,6 beobachtet worden, ohne daß Gleitschlupf eintrat. Der Dehnungswechsel zwischen straffem und losem Trum scheint sich nicht auf dem Scheibenumfang, sondern erst beim Ablauf von der Scheibe zu vollziehen. Der Wirkungsgrad der Trapezseile ist etwas geringer als der der Rundseile, weil sie eine höhere Vorspannung erhalten müssen, um schwankungsfrei zu laufen. Die Größe der Übersetzung und die Lage des ziehenden Trums haben beim Seiltrieb keinen Einfluß auf den Wirkungsgrad.

3. Der Drahtseiltrieb.

(Siehe Tabelle 8 im Anhang.)

Das Material der Drähte ist schwedisches Holzkohleneisen oder Tiegelgußstahl. Die Drähte sind schraubenförmig um Kerndrähte gewunden und mehrere (6 bis 20) solcher Litzen wieder um eine gemeinschaftliche Hanfseele (siehe Fig. 201). Drahtseile, bei welchen die Hanfseele durch eine Einlage aus weichem ausgeglühten Draht ersetzt ist, sind unelastischer und selten im Gebrauch. Die Gußstahldrahtseile sind ca. 50 % teurer als die Eisendrahtseile und weniger biegsam, weshalb sie größere Scheibendurchmesser bedingen.

Zum Schutze gegen das Rosten werden die Drähte vielfach verzinkt.

Beim Verspleißen der Seilenden werden diese aufgeflochten und die Hanfseelen abgeschnitten. Die Litzen werden dann ineinandergesteckt und verflochten. Hierzu sind etwa 3 m Seil erforderlich.

Im Betriebe ist das Seil alle 3 bis 6 Wochen derart zu schmieren, daß das Schmieröl auch in das Innere eindringt. Gekochtes Leinöl oder gekochter Talg mit Graphit sind als Seilschmiere zu empfehlen. Bei guten Betriebsverhältnissen halten die Seile einen zwei- bis dreijährigen Betrieb aus.

Die geringste Achsenentfernung der Drahtseilscheiben ist bei kleinen Kräften 15 bis 25 m, bei großen Kräften 30 bis 50 m. Als größte Entfernung ist etwa 150 m anzusehen.

Bei größeren Scheibenabständen ordnet man mehrere Drahtseiltriebe mit etwa je 100 m Achsenabstand an und verwendet für die Zwischenscheiben Seilscheiben mit zwei Rillen. Der Wirkungsgrad der Drahtseiltriebe ist bei 100 m Achsenabstand ungefähr 96 %, bei 1000 m Achsenentfernung noch 90 %. Um die Durchhängung möglichst gering zu halten, legt man das straffe Seil unten, das lose oben hin, wird sie trotzdem zu groß, so ordnet man Tragrollen an.

Berechnung der Drahtseiltriebe.

Aus der Umfangsgeschwindigkeit ermittelt man, wie bei den Hanfseilscheiben, den Durchmesser nach der Formel

$$D \pi = \frac{60 v}{n}$$

und hierauf die Umfangskraft

$$P = \frac{75 N}{v}.$$

Die Umfangsgeschwindigkeit (Seilgeschwindigkeit) nimmt man dabei

für kleinere Kräfte $v = 10$ m/sec
 „ mittlere „ $v = 15$ bis 20 m/sec
 „ große „ $v = 20$ bis 30 „

Man wählt nun den Drahtdurchmesser δ und berechnet die Anzahl i der Drähte nach der Formel

$$i \frac{\pi \delta^2}{4} = \frac{2 P}{k_z},$$

also

$$i = \frac{2 P}{\frac{\pi \delta^2}{4} \cdot k_z},$$

wobei k_z so zu wählen ist, daß die Biegungsanstrengung und die Anspannung infolge der Zentrifugalkraft eingeschlossen sind.

Man kann unter der Voraussetzung, daß der Scheibendurchmesser mindestens gleich dem 150 fachen Seildurchmesser, gleichzeitig aber gleich dem 1500 fachen Drahtdurchmesser ist, wählen:

$$v = 10 \quad 15 \quad 20 \quad 25 \quad 30 \text{ m/sec}$$

für Seile aus Eisendraht oder

Bessemerstahl $k_z = 620 \quad 610 \quad 590 \quad 570 \quad 550$ kg/qcm
 für Seile aus Tiegelgußstahl . $k_z = 800 \quad 790 \quad 770 \quad 750 \quad 730$ „

Ist der Scheibendurchmesser mindestens das 2000 fache vom Drahtdurchmesser, so kann man diese Werte um 25 %, wenn der Scheibendurchmesser mindestens gleich dem 2500 fachen Drahtdurchmesser ist, um 35 % erhöhen.

Nachdem man die Drahtzahl i ermittelt hat, hat man aus der Preisliste eines Seilwerkes ein passendes Drahtseil auszuwählen (siehe Tabelle 8 im Anhang), ist ein solches nicht vorhanden unter Annahme eines anderen Drahtdurchmessers die Rechnung zu wiederholen.

Da die Festigkeit der Drahtseile sich nach der Qualität des verwendeten Drahtmaterials richtet, ist zu erwägen, ob an Stelle obiger Durchschnittswerte von k_z die von dem betreffenden Seilwerk garantierte zulässige Belastung einzusetzen ist.

Nachdem man das erforderliche Seil ermittelt hat, berechnet man seine Durchhängung nach den Formeln

$$x = \frac{l^2 G}{8 P} \text{ für das lose Seilstück}$$

$$y = \frac{l^2 G}{8 \cdot 2 P} \text{ für das straffe Seilstück,}$$

wobei l der Scheibenabstand in Meter und G das Gewicht von 1 m Seil ist, welches der Seiltafel entnommen werden muß (Fig. 160).

Die Durchhängung im betriebslosen Zustande ist

$$z = \frac{x + y}{2}.$$

Beim schiefen Seiltrieb, bei welchem die Scheiben in verschiedener Höhe liegen, kann man näherungsweise die Einsenkung $h = x$ bzw. $h = y$ eines horizontalen Seiltriebs von gleichem Achsenabstand l berechnen und hierauf die Einsenkung des Scheitels h' der Seilkurve unter den tiefer gelegenen Auflaufpunkt (Fig. 161) nach der Formel

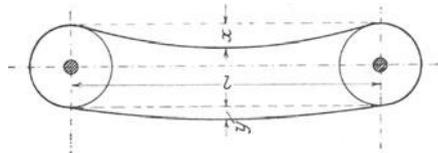


Fig. 160.

$$h' = h \left[1 + \frac{1}{16} \left(\frac{H}{h} \right)^2 \right] - \frac{H}{2}$$

und die Entfernung l' des Scheitels vom tieferen Auflaufpunkt nach der Formel

$$l' = \frac{l}{2} \left(1 - \frac{1}{4} \frac{H}{h} \right)$$

ermitteln, wobei H der Höhenunterschied der Scheibenmitten ist.

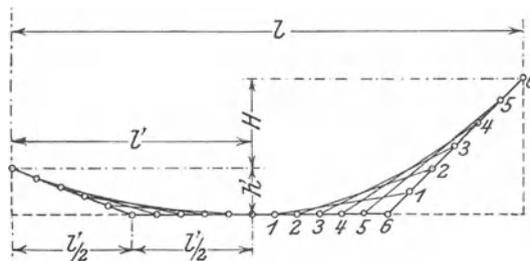


Fig. 161.

Wird l' , nach obiger Formel berechnet, negativ, so bedeutet das, daß der Scheitel nicht zwischen den Scheiben, sondern außerhalb der tieferliegenden Scheibe gelegen ist.

Die Seilkurve kann man näherungsweise wie aus der Fig. 161 ersichtlich verzeichnen, bei horizontalem Seiltrieb liegt der Scheitel natürlich in der Mitte.

Die Länge des Drahtseiles kann nach der Formel

$$L = \pi R_1 + \pi R_2 + 2l \left(1 + 2 \frac{z^2}{l^2} \right)$$

berechnet werden.

Beispiel: Durch einen Drahtseiltrieb sollen 175 PS auf 80 m Entfernung übertragen werden.

Wählen wir die Tourenzahl zu 100 pro Minute und die Seilgeschwindigkeit zu 25 m/sec, so erhalten wir

$$D \pi = \frac{60 \cdot v}{n} = \frac{60 \cdot 25}{100} = 15 \text{ m}; \quad D = 4,8 \text{ m}$$

$$P = \frac{75 \text{ N}}{v} = \frac{75 \cdot 175}{25} = 525 \text{ kg}$$

und mit $k_z = 570$; $\delta = 2 \text{ mm} = 0,2 \text{ cm}$

$$i = \frac{2 P}{\frac{\pi \delta^2}{4} \cdot k_z} = \frac{1050}{0,0314 \cdot 570} = 58.$$

In der Tabelle 8 im Anhang finden wir ein Drahtseil von 60 Drähten zu 2 mm Durchmesser. Der Durchmesser dieses Seiles ist $d = 26 \text{ mm}$, also

$$\begin{aligned} 150 d &= 150 \cdot 26 = 3900 \text{ mm} \\ 1500 \delta &= 1500 \cdot 2 = 3000 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Unsere Scheiben von 4,8 m Durchmesser entsprechen also den bei Wahl von k_z gemachten Voraussetzungen.

Der laufende Meter unseres Seiles wiegt nach Tabelle 8 1,8 kg ($G = 1,8 \text{ kg}$), folglich wird

$$x = \frac{l^2 G}{8 P} = \frac{80^2 \cdot 1,8}{8 \cdot 600} = 2,4 \text{ m}$$

$$y = \frac{l^2 G}{8 \cdot 2 P} = \frac{80^2 \cdot 1,8}{8 \cdot 1200} = 1,2 \text{ m}$$

$$z = \frac{x + y}{2} = \frac{2,4 + 1,2}{2} = 1,8 \text{ m}$$

$$L = \pi R_1 + \pi R_2 + 2l \left(1 + 2 \frac{z^2}{l^2} \right)$$

$$\pi R_1 + \pi R_2 = \pi D \text{ (da } R_1 = R_2 \text{),}$$

also

$$L = 15 + 160 \left(1 + 2 \frac{3,24}{6400} \right) = 175,2 \text{ m.}$$

Konstruktion der Hanf- und Drahtseilscheiben.

Für Hanfseilscheiben verwendet man keilförmige Rillen, welche das Seil etwas einklemmen. Die Schräge der Seitenflächen ist 4 : 10, die anderen Verhältnisse sind in Fig. 162 eingeschrieben. Kreisrunde

Rillen, welche das Seil nicht klemmen, haben sich nicht bewährt, da zur Erzeugung der am Umfange nötigen Reibung eine viel größere Seilspannung erforderlich ist als bei keilförmigen Rillen. Die Rillen sind genau auszudrehen, in manchen Werkstätten werden sie gefräst. Für Baumwollseile wird im allgemeinen die Neigung der Rillenwände etwas größer genommen als für Hanfseile, bei Laufkranen etwa 15° . Leitrollen und Spannrollen erhalten halbkreisförmige Rillen, der Radius ihrer Rundung ist wenig größer als der Seilradius.

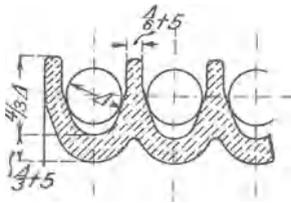


Fig. 162.



Fig. 163.

Nabe und Arme sowie die Verbindungsschrauben bei mehrteiligen Scheiben sind nach den unter „Berechnung der Riemenscheiben“ gegebenen Formeln zu dimensionieren. Besondere Sorgfalt ist den Kranzverbindungen zuzuwenden, namentlich bei geringer Armzahl, der durch die Zentrifugalkraft hervorgerufenen Biegeanstrengung des Kranzes wegen. Kreuzförmige Arme sind nach den unter „Berechnung der Zahnräder“ gegebenen Formeln zu berechnen.

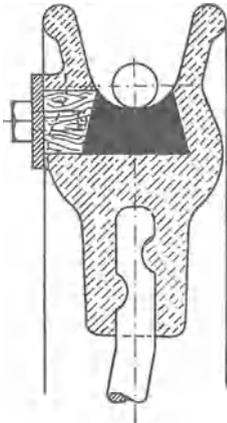


Fig. 164.

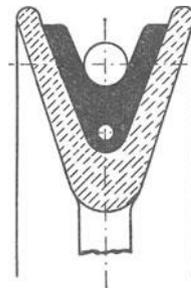


Fig. 165.

Die Drahtseilscheiben erhalten entweder Rillen nach Fig. 163, bei welchen das Seil direkt in der gußeisernen Rille aufliegt, oder Rillen nach Fig. 164, welche mit Leder, Guttapercha oder Holz ausgefüllt sind. Bei nicht ausgefüllten Scheiben muß die Vorspannung etwa

30 % größer sein. Bei Holzausfütterung soll die Faser radial stehen. Das Einbringen der Holz- oder Ledersegmente geschieht gewöhnlich durch ein an der Seite der Rille ausgespartes Loch, welches durch eine Verschraubung geschlossen wird. Lederscheiben können auch schräg durch die Rille eingebracht und dann gerade geklopft werden. Als Schlußstück verwendet man dann einen mit Leim bestrichenen Holzkeil. Eine von Heckel in St. Johann-Saarbrücken ausgeführte Ausfütterung zeigt Fig. 165. Die Lederscheiben werden hier durch eine Drahtlitze zusammengehalten. Die Rillen sind stets auszudrehen.

Sofern Drahtseilscheiben gußeiserne Arme erhalten, sind diese wie die Arme der Riemenscheiben oder Zahnräder zu berechnen. Bei großen Drahtseilscheiben verwendet man rechteckige oder runde schmiedeeiserne Arme, die am Kranz und an der Nabe verschraubt oder auch eingegossen werden, wie Fig. 166 bzw. Fig. 167 zeigt. Die Arme sind abwechselnd nach rechts und links gebogen, die Nabe ist reichlich lang zu machen, um die Stabilität der Scheibe zu erhöhen.

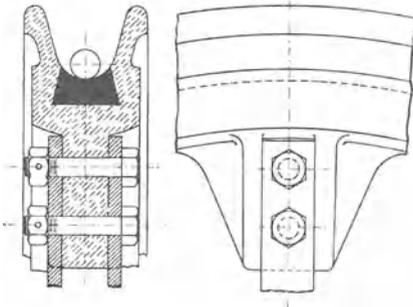


Fig. 166.

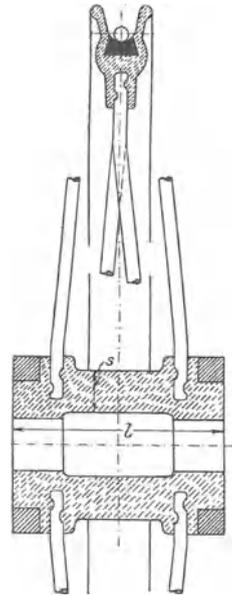


Fig. 167.

Ist D der Scheibendurchmesser, Δ der Seildurchmesser und d der Durchmesser der Bohrung, so kann man nehmen:

die Nabenlänge

$$l = 0,08 D + 5 \Delta,$$

die Nabenstärke

$$s = 0,85 d + 2 \text{ cm.}$$

Die Anzahl der schmiedeeisernen Arme nimmt man, um den Kranz an recht vielen Punkten zu stützen, möglichst groß, soviel auf dem Umfang der Nabe bei der gewählten Befestigungsart Platz haben. Ihre Entfernung soll am Umfang der Scheibe möglichst nicht größer sein

als die dreißigfache Seilstärke. Die Dimensionen der Arme berechnet man aus der Biegefestigkeitsformel:

$$P \frac{D}{2} = z W k_b,$$

wobei z = Anzahl der Arme,

$$W = \frac{d^3}{10} \text{ bei kreisförmigem Querschnitt,}$$

$$W = \frac{b h^2}{6} \text{ bei rechteckigem Querschnitt}$$

ist, und k_b etwa 750 kg/qcm genommen werden kann.

Die Breite der rechteckigen Arme nimmt man gewöhnlich $b = \frac{h}{6}$.

Da gewöhnliche Keile große Scheiben oft merklich schief ziehen, sind Tangentialkeile zu empfehlen.

C. Reibungsräder.

Während bei den Riemen- und Seilscheiben ein Zwischenglied (der Riemen oder das Seil), das durch die Reibung am Umfange der Scheiben mitgenommen wird, die Bewegung überträgt, wird bei den Reibungs- oder Friktionsrädern die Mitnahme durch die Reibung zwischen den direkt aufeinander gepreßten Umfängen der Scheiben bewirkt.

Die Umdrehungsrichtung der Scheiben ist dabei, von dem selten vorkommenden Falle des inneren Eingriffs (den Zahnradern mit Innenverzahnung entsprechend) abgesehen, die entgegengesetzte.

Man unterscheidet:

Stirnräder für parallele Wellen;

Kegelräder für sich schneidende Wellen;

Hyperboloidenräder für windschiefe Wellen.

Wenn Mitnahme erfolgen soll, so muß die Reibung am Umfange mindestens gleich der Umfangskraft

$$P = \frac{75 N}{v}$$

sein, es muß also, wenn Q der Druck ist, mit dem die Umfänge gegeneinander gepreßt werden und μ der Reibungskoeffizient,

$$Q \mu \geq P \text{ oder } Q \geq \frac{P}{\mu}$$

sein.

Den Reibungskoeffizienten μ kann man hierbei setzen:

Gußeisen auf Gußeisen	0,15 bis 0,2
Leder „ „	0,25 „ 0,3
Gepreßtes Papier auf Gußeisen.	0,2 „ 0,3
Holz auf Gußeisen	0,3 „ 0,5
„ „ Holz	0,4 „ 0,6.

Der Wirkungsgrad der Reibungsräder ist, wenn der Scheibendurchmesser im Vergleich zum Zapfendurchmesser nicht zu klein genommen wird ($D \geq 10 d$), bei Stirnrädern

Gußeisen auf Gußeisen	$\sim 0,82$
„ „ Holz, Leder oder Papier	$\sim 0,93$.

Gewöhnlich versieht man, um die Reibung zu erhöhen, das treibende Rad mit Holz- (Fig. 168) oder Ledersegmenten, Papierscheiben, die zwischen Bordscheiben stark zusammengepreßt und dann abgedreht werden, oder aufge kitteten Lederriemen. Gummi wird nur bei kleineren Kräften angewendet, Holz nützt sich schnell ab, Stahl auf Gußeisen versagt ganz.

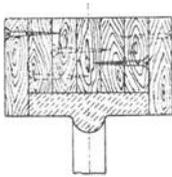


Fig. 168.

Soll eine zu starke Zusammenpressung des Umfanges vermieden werden, so muß das Rad genügende Breite haben. Die zulässige Anpressung pro Zentimeter Radbreite beträgt bei Gußeisen 75 bis 100 kg, bei Papier 60 kg, bei Leder 36 kg, bei Holz 8 bis 10 kg.

Die Reibungsräder führt man, um den Kranz gleichmäßig zu stützen, gewöhnlich voll aus, wählt man bei größeren Rädern Arme, so ist der Kranz genügend steif zu machen.

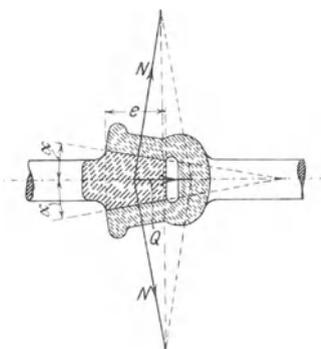


Fig. 169.

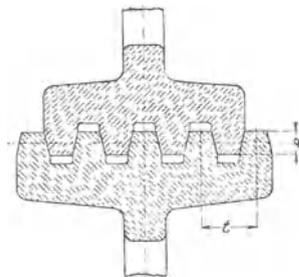


Fig. 170.

Die Reibungsräder haben, da die Anpressung sich auf die Zapfen überträgt und infolgedessen hohe Zapfenreibung erzeugt, einen geringeren Wirkungsgrad als die Zahnräder, bilden jedoch eine elastische Übertragung, die Stöße ausgleichen kann.

Um den erforderlichen Anpressungsdruck zu verringern, verwendet man Reibungsräder mit keilförmigen Rillen (Keilräder) (Fig. 169 und 170). Der die Reibung erzeugende Normaldruck ergibt sich dann durch Zerlegen des Anpressungsdruckes Q in zwei zu den Reibungsflächen senkrechte Komponenten (Fig. 169).

Den Winkel 2α nimmt man 30 bis 40° . Statt $P \leq \mu Q$ hat man dann zu setzen

$$P \leq \frac{\mu Q}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha}.$$

Dies gibt für $2\alpha = 33\frac{1}{2}^\circ$ (Neigung der Keilseiten 3 : 10)

$$P \leq 0,35 Q.$$

Der Berechnung dieses Wertes ist jedoch radiales Eindringen des Keiles in die Nut zugrunde gelegt, da sich der Keil aber seitlich in die Rille einschiebt, gestalten sich die Verhältnisse anders, so daß man

$$P \leq 0,5 Q$$

setzen kann.

Da eine Rille in der Regel nicht zur Aufnahme der Umfangskraft ausreicht, so verwendet man mehrere ($z = 3$ bis 10) nebeneinanderliegende Nuten und macht die Teilung

$$t = 0,4 \text{ cm} + 0,15 \sqrt{\frac{P}{z}}$$

und die Tiefe der Eingriffsstrecke $e = 0,3 t$ (möglichst nicht über 1 cm). Hierbei wird der Wirkungsgrad $\eta \sim 0,95$. Größere Tiefe der Eingriffsstrecke hat große Arbeitsverluste durch Gleiten und starke Abnutzung zur Folge, da nur die mittleren Kreise sich aufeinander abrollen können.

Da wegen der kleineren Anpressung Q auch die Zapfenreibung geringer wird, die Herstellungskosten der mit Rillen versehenen Räder aber höher sind als die glatter Reibungsräder, so kann man den Durchmesser geringer nehmen, etwa $D > 6$ bis 7 d.

Die Anpressung des einen Rades gegen das andere erfolgt mittels Gewicht, Feder oder Druckschraube.

Beispiel: Von einer Welle mit 70 Touren pro Minute sollen 12 PS auf eine Welle übertragen werden, welche 40 Umdrehungen in der Minute macht.

Da der Wirkungsgrad 0,93 genommen werden kann, so muß die treibende Welle

$$N_1 = \frac{N_2}{0,93} = \frac{12}{0,93} = 13 \text{ PS}$$

abgeben.

Der Durchmesser der treibenden Welle wird dann

$$d_1 = \sqrt[3]{3000 \frac{N}{n}} = \sqrt[3]{3000 \frac{13}{70}} = \sim 8,5 \text{ cm,}$$

der der getriebenen Welle

$$d_2 = \sqrt[3]{3000 \frac{N}{n}} = \sqrt[3]{3000 \frac{12}{40}} = \sim 10 \text{ cm.}$$

Nehmen wir

$$D_1 = 6 d_1 = \sim 50 \text{ cm,}$$

so ergibt sich

$$D_2 = \frac{D_1 n_1}{n_2} = \frac{50 \cdot 70}{40} = 87,5 \text{ cm.}$$

Die Umfangsgeschwindigkeit wird dann

$$v = \frac{D_1 \pi n_1}{60} = \frac{0,50 \cdot \pi \cdot 70}{60} = 1,83 \text{ m/sec,}$$

somit die Umfangskraft

$$P = \frac{75 N_1}{v} = \frac{75 \cdot 13}{1,83} = 533 \text{ kg}$$

und die Anpressung

$$Q = 2 P = 1066 \text{ kg.}$$

Wir wählen 6 Nuten und erhalten

$$t = 0,4 + 0,15 \sqrt{\frac{533}{6}} = 1,83 \sim 1,9 \text{ cm}$$

und die Eingriffslinie

$$e = 0,3 t = \sim 0,6 \text{ cm.}$$

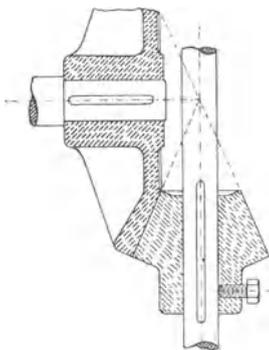


Fig. 171.

Bei sich schneidenden Wellen verwendet man kegelförmige Reibungsräder (Fig. 171). Wenn kein Gleiten stattfinden soll, so müssen die Übersetzungsverhältnisse aller sich berührenden Kreise dieselben sein, was der Fall ist, wenn die Kegelspitzen zusammenfallen. Damit dies dauernd der Fall ist, müssen die Wellen sehr sicher gelagert sein. Die Anpressung Q muß hier senkrecht zur Berührungslinie stehen, wozu, wenn α der Neigungswinkel

$$Q_1 = Q \sin \alpha$$

erforderlich ist.

Hyperboloiden- oder Hyperbelräder für windschiefe Wellen erhalten hyperboloidisch gekrümmte Berührungsflächen. Sie sind der schwierigen Herstellung wegen wenig im Gebrauch und können in den meisten Fällen durch Anordnung einer Zwischenwelle vermieden werden.

Nabe, Arme und Radkranz der Reibungsräder können etwas kräftiger ausgeführt werden, als für Zahnräder angegeben ist.

D. Zahnräder.

Die Mitnahme erfolgt hier durch gesetzmäßig gestaltete Vorsprünge, die Zähne, die in entsprechende Vertiefungen, die Zahnlücken, eingreifen.

Die genaue Konstruktion der Zahnprofile wird im folgenden beschrieben werden; gewöhnlich wählt man die Evolventenverzahnung, besonders bei großem Zahndruck und stoßweiser Belastung, da sie einen breiten Zahnfuß gibt und eine einheitlich gekrümmte Zahnflanke hat, die leicht herzustellen ist, die Zykloidenverzahnung des besseren Eingriffs wegen bei größeren Geschwindigkeiten. Die Evolventenverzahnung hat den Vorteil, daß sie geringe Änderungen im Wellenabstand gestattet.

1. Berechnung der Zahnräder.

Für das Übersetzungsverhältnis, welches man für Triebwerksräder höchstens 1 : 4 bis 1 : 6, für Windenräder höchstens 1 : 10 nimmt, gilt die Formel

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{n_2}{n_1}.$$

Da die Abstände zweier Zähne, die Zahnteilungen t , für Räder, die zusammenarbeiten sollen, gleich groß sein müssen, so erhalten wir die Umfänge der Zahnräder, indem wir die gemeinsame Teilung t mit den Zähnezahlen z_1 und z_2 multiplizieren:

$$\begin{aligned} D_1 \pi &= z_1 t \\ D_2 \pi &= z_2 t. \end{aligned}$$

Hieraus folgt, daß sich die Durchmesser zusammenarbeitender Zahnräder verhalten wie die Zähnezahlen; man kann deshalb auch setzen

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{n_2}{n_1}.$$

Aus den obigen Formeln für den Umfang ergibt sich

$$D = \frac{z \cdot t}{\pi} = \frac{z \cdot t}{3,14},$$

man erhält also, wenn man für t eine ganze Zahl wählt, für den Durchmesser eine Bruchzahl. Da es nun erwünscht ist, für den Durchmesser glatte Werte zu bekommen, so bringt man den Bruch in die Teilung, indem man setzt

$$t = x \pi.$$

Die Zahl x nennt man den Modul. Ist derselbe eine ganze Zahl, so wird es auch der Durchmesser, denn aus

$$D \pi = z \cdot t = z \cdot x \pi$$

ergibt sich

$$D = z \cdot x$$

Durchmesser = Zähnezahl \times Modul oder

$$z = \frac{D}{x}$$

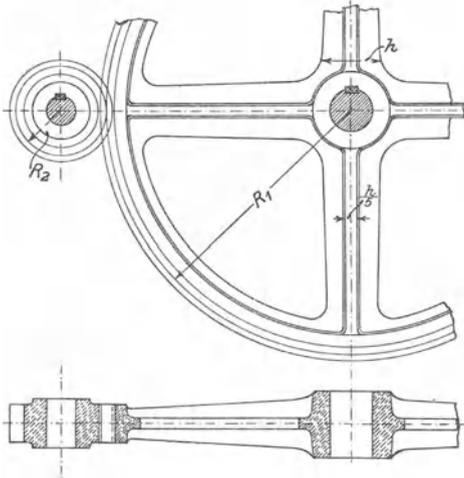


Fig. 172.

$$\text{Zähnezahl} = \frac{\text{Durchmesser}}{\text{Modul}}.$$

Als Durchmesser ist hier der sogenannte Teilkreisdurchmesser zu setzen, der Durchmesser desjenigen Kreises, in welchem sich die Zahnräder in der Mittellinie berühren. Auf diesem Kreise ist auch die

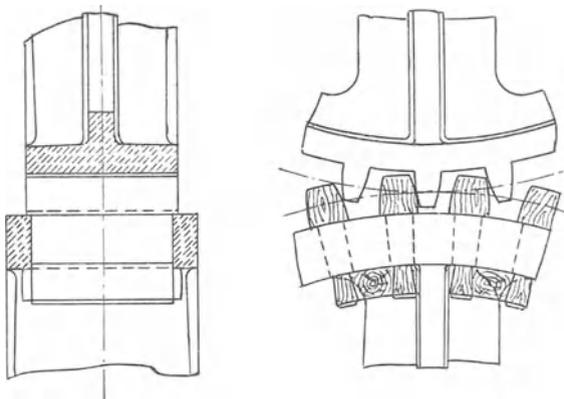


Fig. 173.

Zahnteilung abzutragen. Der Zahnkopf liegt bei normalen Rädern $0,3 t$ über, der Zahnfuß $0,4 t$ unter der Teilung. Wird der Zahnkopf

kleiner als 0,3 t, so macht man den Zahnfuß des anderen Rades 0,1 t größer als diese Kopfhöhe. Die Zahnstärke ist bei genau gefrästen Zähnen 0,5 t, bei gegossenen Zähnen $\frac{19}{40}$ t. Arbeiten ein Rad mit Eisenzähnen und eins mit Holzzähnen zusammen, so nimmt man den Eisenzahn $\frac{16}{40}$ t, den Holzzahn $\frac{23}{40}$ t. Ungleiche Zahnstärken führt man auch bei Eisenzähnen aus, wenn der Zahnfuß bei einem Rad zu schwach wird, z. B. bei Innenverzahnung oder Evolventenverzahnung mit großem Übersetzungsverhältnis.

Der Zahn wird durch die Umfangskraft

$$P = \frac{75 N}{v}$$

auf Biegung beansprucht. Denkt man sich die Kraft im ungünstigsten Falle an der Spitze des Zahnes, also am Hebelarme 0,7 t wirkend, so ist das Biegemoment

$$P \cdot 0,7 t.$$

Die Anhaftungsfläche des Zahnes ist ein Rechteck, dessen Breite die Zahnbreite b und dessen Höhe die halbe Zahnteilung ist, das Widerstandsmoment ist also

$$\frac{b h^2}{6} = \frac{b \left(\frac{t}{2}\right)^2}{6} = \frac{b t^2}{24}.$$

Folglich muß sein

$$P \cdot 0,7 t = \frac{b t^2}{24} \cdot k_b,$$

woraus sich ergibt

$$P = \frac{b t^2 \cdot k_b}{24 \cdot 0,7 t}$$

oder

$$P = \frac{b t k_b}{16,8}.$$

Nimmt man $b = \psi t$, so ergibt sich

$$P = \frac{\psi t^2 k_b}{16,8} \quad \text{oder} \quad t = \sqrt{\frac{16,8 P}{\psi k_b}}.$$

Das Verhältnis ψ der Zahnbreite zur Teilung nimmt man bei Zahnradern, deren Teilung in erster Linie nach der Festigkeitsrechnung, also der zu übertragenden Kraft zu bemessen ist (Krafräder, z. B. die langsamlaufenden Räder von Winden und Kranen) 2 bis 2,5.

Bei Rädern, die mit großen Geschwindigkeiten laufen (Arbeitsrädern), ist die Teilung so zu bemessen, daß der Flächendruck zwischen den Zahnflanken und die Abnutzung nicht zu groß werden. Mit dem

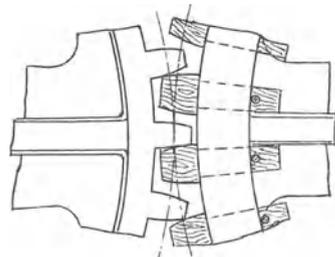


Fig. 174.

Verhältnis ψ geht man bei diesen Rädern bis 3,5 selbst bis 5, wobei aber zu beachten ist, daß eine große Zahnbreite ihren Zweck nur dann erfüllt, wenn die Zähne auch auf der ganzen Breite zum Eingriff kommen. Dieser Eingriff ist bei breiten Zahnrädern durch beiderseitige Lagerung zu sichern.

Da ein breiter Zahn selten auf der ganzen Breite abbrechen, sondern nur an einer Seite ausbrechen wird, schlägt Keller vor, auch bei breiteren Zähnen in obiger Formel nur $\psi = 2$ zu setzen.

Allgemein gültige Grundlagen für die Berechnung solcher Zahnräder lassen sich nicht aufstellen, man kann der Abnutzung Rechnung tragen, indem man k_b um so kleiner einsetzt, je größer die Umfangsgeschwindigkeit

$$v = \frac{D \pi n}{60}$$

ist, etwa nach folgender Tabelle:

Bei einer Umfangsgeschwindigkeit $v =$	0,25	0,5	1,0	2,0	3,0	5,0	7,0	9,0	11 m/sec
für Gußeisen u.									
Rohhaut . . $k_b =$	500	460	420	375	285	225	190	170	140 kg/qcm
für Stahlguß . . =	1000	920	840	750	570	450	380	340	280 -
- Stahl . . . =	1500	1380	1250	1100	850	675	570	510	420 -
- Phosphor-									
bronze . . . =	850	780	710	640	485	385	325	290	240 -
für Rotguß . . =	650	600	545	485	370	290	245	220	180 -
- Deltametall - =	1200	1100	1000	940	710	565	475	425	350 -
- Messingguß - =	400	370	335	300	225	180	150	135	110 -
- Buchenholz - =	200	175	165	150	115	95	80	70	60 -

Die ziemlich hohen Werte setzen voraus, daß immer mehrere Zähne gleichzeitig im Eingriff sind, bei großem Übersetzungsverhältnis wird man besser nur $\frac{2}{3}$ der Tabellenwerte nehmen.

Die Zahnräderspezialfabrik Friedrich Stolzenberg & Co., G. m. b. H., Berlin-Reinickendorf-West, gibt für normale Zahnräder die Formel

$$P = a \cdot b \cdot k,$$

in welcher a die Zahnstärke im Teilkreis in Zentimeter, b die Zahnbreite in Zentimeter bedeutet und k wie folgt zu wählen ist

Umfangsgeschwindigkeit: $v = 0,25 \ 0,5 \ 1 \ 2 \ 3 \ 5 \ 7 \ 9 \ 11 \ 13 \ 15 \text{ m/sec}$
 für Gußeisen: $k = 56 \ 55 \ 52 \ 48 \ 45 \ 40 \ 35 \ 31 \ 28 \ 26 \ 24 \text{ kg}$

Diese für Gußeisen gültigen Werte multipliziert man

für Bessemer-Stahl mit 3
 „ Werkzeug-Gußstahl „ 3,3
 „ Stahlguß „ 2

für Phosphorbronze	mit 1,7
„ Nickelstahl, je nach Qualität	
ungehärtet	mit 2 bis 5
gehärtet	„ 5 „ 8
„ Deltametall, gegossen	mit 2,5
„ „ geschmiedet	„ 2,7
„ Rohhaut	„ 1
„ Silcurit	„ 1
„ Buchenholz	„ 0,6

Die Zahnbreite nimmt Stolzenberg normal gleich 10 mal Modul, also reichlich 3 mal Teilung.

Für Rohhauträder empfiehlt sich die Beanspruchung nur halb so groß als in dieser und der obigen Tabelle gegeben, zu wählen. Zu berücksichtigen ist auch, ob ein Rad dauernd oder nur zeitweise in Betrieb ist, im letzteren Falle kann die Beanspruchung entsprechend höher gewählt werden. Wenn der Zahndruck periodisch stark wechselt, empfiehlt sich die Anwendung einer ungeraden Zähnezahl, damit nicht immer dieselben Zähne miteinander in Eingriff kommen und nicht einzelne Zähne sich stärker abnutzen als die anderen.

Bei gewöhnlichen Zahnradern geht man mit der Umfangsgeschwindigkeit nicht gern über 4 bis 5 m/sec hinaus. Für Geschwindigkeiten von 8 bis 9 m/sec verwendet man Deltametall- oder Bronzeräder auf Eisen oder Stahl, bei 10 bis 15 m/sec Rohhaut- oder Vulkanfiberräder auf Gußeisen oder Stahl. Die letztgenannten Materialien werden ebenso wie die Holzzähne zwecks Verminderung des Geräusches verwandt. Die Rohhaut- oder Vulkanfiberverzahnung darf nicht direkt auf der Welle sitzen, sondern wird gewöhnlich auf einem Gußeisenkörper befestigt. Die Holzkämme werden aus Weißbuche hergestellt und in Leinöl gekocht.

Holzzahnradern sowie Rohhaut- und Vulkanfiberräder müssen mit einer Fettschmiere dauernd geschmiert werden. Schnellaufende Räder läßt man in Öl tauchen, bei sehr großen Geschwindigkeiten leitet man einen Ölstrahl zwischen die Zahnflanken.

Die Stärke des Zahnkranzes macht man 0,5 t bis 0,6 t, die Nabenstärke $\frac{d}{3} + 5$ bis 10 mm, die Nabenlänge gewöhnlich gleich der Zahnbreite, mindestens aber gleich der Bohrung.

Elliptische Arme, die sich nur bei Rädern finden, die keine großen Kräfte zu übertragen haben, können nach der unter Riemenscheiben gegebenen Formel berechnet werden, kreuzförmige Arme berechnet man, wenn i die Anzahl, h die Höhe der Arme an der Nabe ist, unter der Annahme, daß nur der vierte Teil der Arme trägt und die zur Kraft-

richtung senkrechten Rippen die Biegezugfestigkeit nicht wesentlich erhöhen, nach der Formel

$$P \cdot R = \frac{i}{4} \cdot \frac{b h^2}{6} \cdot k_b.$$

Mit $b = \frac{h}{5}$ und $k_b = 300$ erhält man

$$P \cdot R = \frac{i}{4} \cdot \frac{h \cdot h^2}{5 \cdot 6} \cdot 300$$

$$h^3 = \frac{P \cdot R}{2,5 i}$$

$$h = \sqrt[3]{\frac{P \cdot R}{2,5 i}} \quad (h \text{ und } R \text{ in cm}).$$

R ist hier der Abstand des Teilkreises von der Nabe, man kann jedoch auch den vollen Radius setzen und dafür die Armlänge statt am Umfang der Nabe in der Mittellinie auftragen.

Die Rippenstärke macht man $\frac{h}{5}$, die Verjüngung von der Nabe nach dem Zahnkranz 5 : 4.

Die Anzahl der Arme kann man

$$i = \frac{1}{6} \sqrt{D} \text{ bis } \frac{1}{8} \sqrt{D} \quad (D \text{ in mm})$$

nehmen.

Die geringste Zähnezahl soll bei Triebwerksrädern etwa 20, bei Windenrädern etwa 10 sein, Ausnahmen bilden die Triebe bei Zahnstangenwinden, bei denen man nur 3 bis 6 Zähne hat; für diese Triebe sind jedoch die gewöhnlichen Zahnkonstruktionen nicht mehr anwendbar.

Zahnräder mit unbearbeiteten Zähnen müssen mit einer Belastung, welche höchstens die Hälfte des sonst zulässigen Zahndrucks betragen soll, einlaufen, wobei es wünschenswert ist, daß immer dieselben Zahnflanken aufeinanderreiben, weshalb hier die Übersetzungsverhältnisse 1 : 2, 1 : 3, usw. anderen Übersetzungsverhältnissen wie 2 : 3, 3 : 4 usw. vorzuziehen sind.

Ist bei Zahnrädern, bei welchen Holz auf Eisen läuft, der Zahndruck veränderlich, so soll nie das Zahnrad die Holzkämme erhalten, von welchem die Veränderlichkeit des Zahndrucks ausgeht.

Die Zähnezahl eines Rades mit Holzzähnen muß durch die Armlänge teilbar sein, sonst können die Arme nicht gleichmäßig verteilt werden, da die Rippe des Armes immer zwischen zwei Zähnen stehen muß.

Bei Zahnstangentrieben ist es zweckmäßig, die obere Kante des Zahnes abzurunden.

1. Beispiel: Das Rädervorgelege für eine Bauwinde soll ein Übersetzungsverhältnis von 1:8 haben; unter der vorläufigen Annahme, daß der Radius des kleinen Rades 50 mm wird, ergibt sich der zu übertragende Zahndruck zu 270 kg.

Wir wählen $\psi = 2$ und $z_1 = 12$ Zähne. k_b könnten wir, da die Umfangsgeschwindigkeit sehr klein ist, nach unserer Tabelle = 500 kg/qcm nehmen, mit Rücksicht auf vorkommende Stöße und mit Rücksicht darauf, daß ein sorgfältiger Betrieb hier in der Regel nicht angenommen werden kann, wählen wir $k_b = 300$ kg/qcm.

Wir erhalten dann

$$t = \sqrt{\frac{16,8 P}{\psi k_b}} = \sqrt{\frac{16,8 \cdot 270}{2 \cdot 300}} = 2,75 \text{ cm} = 9 \pi \text{ mm}$$

$$D_1 = z_1 x = 12 \cdot 9 = 108 \text{ mm}$$

$$z_2 = 8 \cdot z_1 = 96 \text{ Zähne}$$

$$D_2 = z_2 x = 96 \cdot 9 = 864 \text{ mm.}$$

Die Zahnbreite ist

$$b = \psi t = 2 \cdot 28 = 56 \text{ mm.}$$

Das Drehmoment für die erste Welle ist

$$M_d = 270 \cdot 5,4 = 1458 \text{ cmkg,}$$

folglich der Wellendurchmesser

$$d_1 = 0,734 \sqrt[4]{M_d} = 0,734 \sqrt[4]{1458} = 4,5 \text{ cm.}$$

Das Drehmoment der zweiten Welle ist

$$M_d = 270 \cdot 43,2 = 11664 \text{ cmkg,}$$

folglich

$$d_2 = 0,734 \sqrt[4]{270 \cdot 43,2} = 7,5 \text{ cm.}$$

Das kleine Rad wird voll gegossen, die Nabenstärke des großen wird

$$\frac{d}{3} + 5 \text{ mm} = \frac{75}{3} + 5 = 30 \text{ mm,}$$

die Nabenlänge $\sim 1,5 d_2 = \sim 12 \text{ cm.}$

Die Anzahl der Arme ergibt sich zu

$$i = \frac{1}{7} \sqrt{D} = \frac{1}{7} \sqrt{864} = 4$$

und somit die Höhe der Arme an der Nabe

$$h = \sqrt[3]{\frac{P R}{2,5 i}} = \sqrt[3]{\frac{270 \cdot 43,2}{2,5 \cdot 4}} = 10,5 \text{ cm}$$

und die Rippenstärke $\frac{h}{5} = 2,1 \text{ cm.}$

Ferner erhalten wir

$$\text{Zahnstärke} = \frac{19}{40} t = 13,44 \text{ mm,}$$

$$\text{Zahnlücke} = \frac{21}{40} t = 14,85 \text{ mm,}$$

$$\text{Zahnhöhe} = 0,7 t = 19,8 \text{ mm,}$$

$$\text{Stärke des Zahnkranzes} = 0,5 t \text{ bis } 0,6 t = 16 \text{ mm.}$$

2. Beispiel. Von einer Welle, welche 900 Touren pro Minute macht, sollen 11 PS auf eine Welle mit 250 Touren pro Minute übertragen werden. Als treibendes Rad soll ein Rohhauttrieb, als getriebenes ein Gußeisenrad Verwendung finden.

Wir wählen den Durchmesser des Rohhauttriebes zu 160 mm und erhalten dabei eine Umfangsgeschwindigkeit

$$v = \frac{D_1 \pi n_1}{60} = \frac{0,16 \pi 900}{60} = 7,5 \text{ m/sec}$$

und eine Umfangskraft

$$P = \frac{75 \text{ N}}{v} = \frac{75 \cdot 11}{7,5} = 110 \text{ kg}$$

Aus der Tabelle entnehmen wir $k_b = 190 \text{ kg/qcm}$, womit sich ergibt

$$t = \sqrt{\frac{16,8 P}{\psi k_b}} = \sqrt{\frac{16,8 \cdot 110}{2 \cdot 190}} = 2,1 \text{ cm} = 7 \pi \text{ mm.}$$

Die Zähnezahzahl des Rohhauttriebes wird dann

$$z_1 = \frac{D_1}{x} = \frac{160}{7} = 23 \text{ Zähne}$$

und somit der genaue Durchmesser des Triebes

$$D_1 = z_1 x = 23 \cdot 7 = 161 \text{ mm.}$$

Die Zähnezahzahl des Gußeisenrades erhalten wir aus der Formel

$$\frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2}; \quad z_2 = \frac{z_1 n_1}{n_2} = \frac{23 \cdot 900}{250} = 83$$

und den Durchmesser desselben aus

$$D_2 = z_2 x = 83 \cdot 7 = 581 \text{ mm.}$$

Die erste Welle erhält einen Durchmesser

$$d_1 = 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} = 12 \sqrt[4]{\frac{11}{900}} = 4 \text{ cm,}$$

die zweite Welle

$$d_2 = 12 \sqrt[4]{\frac{11}{250}} = 5,6 \text{ cm.}$$

Die Nabenstärke des Gußeisenrades nehmen wir

$$\frac{d}{3} + 5 \text{ mm} = \frac{56}{3} + 5 = \sim 25 \text{ mm,}$$

die Nabenlänge etwa

$$1,5 d_2 = 1,5 \cdot 5,6 \sim 9 \text{ cm.}$$

Die Anzahl der Arme ergibt sich zu

$$i = \frac{1}{7} \sqrt{581} = 3,44 \sim 4$$

und somit die Höhe der Arme an der Nabe

$$h = \sqrt[3]{\frac{P R}{2,5 i}} = \sqrt[3]{\frac{110 \cdot 29}{2,5 \cdot 4}} = 6,8 \text{ cm.}$$

Die Rippenstärke der kreuzförmigen Arme wird

$$\frac{h}{5} = 14 \text{ mm,}$$

die Stärke des Zahnkranzes

$$0,6 t = 0,6 \cdot 22 = 13,2 \sim 15 \text{ mm,}$$

die Zahnhöhe

$$0,7 t = 0,7 \cdot 22 = 15,4 \text{ mm.}$$

Die Zahnstärke kann hier größer als $\frac{19}{40} t$, fast $0,5 t$ genommen werden, also etwa, da $t = 7 \pi$, = 21,99 mm,

Zahnstärke 10,9 mm,

Zahnlücke 11,09 mm,

Zahnbreite $b = \psi t = 2 \cdot 21,99 = \sim 45 \text{ mm.}$

(Nach der von Stolzenberg als zulässig bezeichneten Beanspruchung ergibt sich

$$P = a \cdot b \cdot k$$

Zahnstärke $a = \frac{t}{2}$, k (für $v = 7 \text{ m/sec}$) = 35, $b = 2 t$

$$P = \frac{t}{2} \cdot 2 t \cdot k$$

$$t^2 = \frac{P}{k} = \frac{110}{35} = \sim 3,14$$

$$t = \sqrt{3,14} = 1,77 \text{ cm} = \sim 6 \pi \text{ mm}$$

oder wenn man, wie empfohlen für Rohhauttriebe $k = 0,5$ mal Tabellenwert, also $k = 0,5 \cdot 35 = 17,5$ setzt

$$t^2 = \frac{P}{k} = \frac{110}{17,5} = 6,28$$

$$t = \sqrt{6,28} = 2,5 \text{ cm} = 8 \pi \text{ mm.}$$

Man wird also den nach der ersten Tabelle berechneten Wert beibehalten dürfen. Setzt man nach Stolzenberg $b = 3 t$, so würde die Teilung 5π bzw. 7π werden.)

3. Beispiel: Von einer Welle, welche 120 Touren pro Minute macht, sollen 8 PS auf eine Welle mit 20 Touren pro Minute übertragen werden. Das treibende Rad soll aus Gußeisen bestehen, das getriebene mit Holzkämmen versehen sein.

Wir wählen den Durchmesser des kleinen Rades zu 200 mm und erhalten:

$$v = \frac{D_1 \pi n_1}{60} = \frac{0,2 \pi 120}{60} = 1,25 \text{ m/sec.}$$

$$P = \frac{75 N}{v} = \frac{75 \cdot 8}{1,25} = 480 \text{ kg}$$

$$t = \sqrt{\frac{16,8 P}{\psi k_b}} = \sqrt{\frac{16,8 \cdot 480}{2 \cdot 160}} = 5 \text{ cm} = 16 \pi \text{ mm.}$$

(Die Tabelle von Stolzenberg ergibt für Gußeisen bei 1 m/sec Umfangsgeschwindigkeit $k = 52$, für 1,25 m/sec also etwa 50. Dieser Wert ist für Buchenholz mit 0,6 zu multiplizieren, also

$$k = 0,6 \cdot 50 = 30$$

$$P = a \cdot b \cdot k = \frac{t}{2} \cdot 2 t \cdot k$$

$$t^2 = \frac{P}{k} = \frac{480}{30} = 16$$

$$t = 4 \text{ cm} = 13 \pi \text{ mm.})$$

Behalten wir den größeren Wert bei, so erhalten wir

$$z_1 = \frac{D_1}{x} = \frac{200}{16} = 12 \text{ Zähne}$$

und den genauen Durchmesser

$$D_1 = z_1 x = 12 \cdot 16 = 192 \text{ mm,}$$

ferner

$$z_2 = \frac{z_1 n_1}{n_2} = \frac{12 \cdot 120}{20} = 72 \text{ Zähne}$$

und

$$D_2 = z_2 x = 72 \cdot 16 = 1152 \text{ mm.}$$

Die treibende Welle erhält einen Durchmesser

$$d_1 = 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} = 12 \sqrt[4]{\frac{8}{120}} = 6 \text{ cm,}$$

folglich wird die Nabenstärke

$$\frac{d_1}{3} + 5 = 25 \text{ mm}$$

und die Zahnkranzstärke

$$0,5 t = 25 \text{ mm.}$$

Wir können also das Rad voll gießen.

Der Durchmesser der getriebenen Welle muß mit Rücksicht auf die Verdrehung sein:

$$d_2 = 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} = 12 \sqrt[4]{\frac{8}{20}} = 7,5 \text{ cm,}$$

die Festigkeitsformel gibt aber hier einen größeren Wert:

$$d = \sqrt[3]{3000 \frac{N}{n}} = \sqrt[3]{3000 \frac{8}{20}} = \sim 10,5 \text{ cm,}$$

folglich die Nabenstärke des großen Rades

$$\frac{d_2}{3} + 5 \text{ bis } 10 \text{ mm} = \frac{105}{3} + 10 = 45 \text{ mm.}$$

Die Nabenlänge mit Rücksicht auf den großen Durchmesser

$$l = 2 d = \sim 200 \text{ mm,}$$

die Anzahl der Arme

$$i = \frac{1}{7} \sqrt{D_2} = \frac{1}{7} \sqrt{1152} = 4,8.$$

Da wir 72 Zähne haben, können wir 5 Arme nicht anwenden, denn jeder Arm muß zwischen zwei Zähne kommen, dagegen ist 72 durch 6 teilbar, wir wählen also 6 Arme und erhalten die Armhöhe

$$h = \sqrt[3]{\frac{P R}{2,5 i}} = \sqrt[3]{\frac{480 \cdot 57,6}{2,5 \cdot 6}} = 12 \text{ cm,}$$

die Rippenstärke

$$\frac{120}{5} = 24 \text{ mm,}$$

$$\text{Zahnstärke des Gußeisenzahnes } \frac{16}{40} t = 20,1 \text{ mm,}$$

$$\text{Zahnlücke } \quad \quad \quad \frac{24}{40} t = 30,15 \quad \quad \quad \text{,,}$$

Zahnstärke des Holzzahnes $\frac{23}{40} t = 28,9 \text{ mm}$

Zahlücke „ „ $\frac{17}{40} t = 21,35 \text{ „}$

Zahnräder mit Winkelzähnen. Bedingung für stoßfreie Bewegungsübertragung ist, daß, ehe ein Zahnpaar außer Eingriff kommt, der Eingriff beim nächsten beginnt. Die Eingriffsstrecke (siehe Konstruktion der Zahnprofile) muß also größer als die Teilung sein. Stellt man die Zähne schräg, so wird die Eingriffsstrecke um das Maß der Versetzung der Zahnflanken an den beiden Stirnflächen, gemessen im Teilkreis, den Sprung, vergrößert. Solche schräg stehenden Zähne haben die Form eines steilen Schraubenganges.

Da durch die schräge Lage der Zähne ein seitlicher Druck auftritt, verwendet man besser doppelt schräge Zähne (Fig. 175) und erhält so

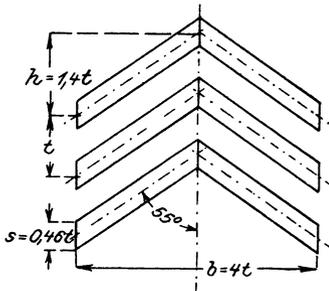


Fig. 175.

Räder mit Winkelzähnen, die Pfeil- oder Chevronsräder. Diese werden meist mit Evolventenverzahnung ausgeführt. Die Zahnhöhe macht man normal $0,6 t$, die Entfernung des Zahnfußes vom Teilkreis $0,38 t$, die des Zahnkopfes vom Teilkreis $0,22 t$. Die Zahnstärke, in der Ebene des Rades gemessen, wird $0,46 t$ bei einem Steigungswinkel von 55° . Bei einer Zahnbreite $b = 4 t$ wird der Sprung dann $1,4 t$, doch gehen die Hagener Gußstahlwerke

damit bis auf $\frac{t}{2}$ herunter, den Steigungswinkel nehmen sie 60° .

Da die Festigkeit des Zahnes in der Mitte größer ist als an den Stirnflächen, so läßt man möglichst, namentlich bei großen und stark veränderlichen Kräften die Winkelspitze voranlaufen.

Das von der Zahnräderfabrik Augsburg vorm. Joh. Renk ausgeführte Wüstgetriebe hat doppelt schräge Zähne, die um $\frac{t}{2}$ gegeneinander versetzt sind. Hierdurch ist ein Durchfräsen der einzelnen Zähne möglich und der Eingriff eines neuen Zahnpaares erfolgt schon nach einer Umdrehung gleich $\frac{t}{2}$. Die Festigkeit dieser Zähne ist aber, da sie in der Mitte nicht zusammenhängen, wesentlich geringer als die gewöhnlicher Winkelzähne.

Wechselrädernetriebe. Im Werkzeugmaschinenbau verwendet man zur Veränderung der Geschwindigkeiten statt der Stufenscheiben

vielfach Stufenrädergetriebe. Diese bestehen aus mehreren Zahnrädern, die entweder durch Kupplungen verschiedener Art oder durch ein verschiebbares Zwischenrad oder durch einen verschiebbaren Keil (Ziehkeil) wechselweise eingerückt werden können.

Kegelräder. Die nach der oben gegebenen Formel berechnete Teilung ist hier die mittlere, die berechneten Durchmesser D_1 und D_2 natürlich auch die mittleren.

Die Zähnezahll soll möglichst größer als 24 sein.

Die Spitzen der Kegel müssen zusammenfallen, alle die Zähne begrenzenden Linien müssen nach

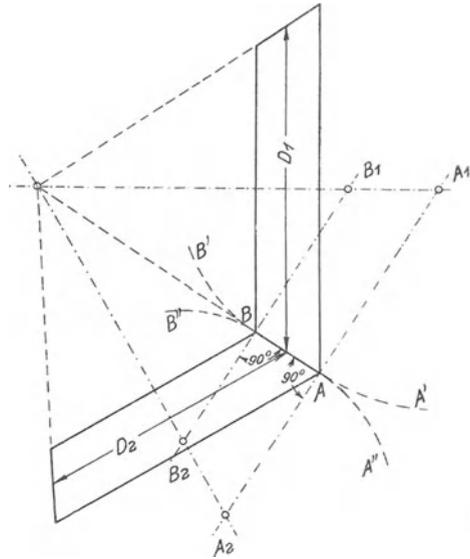


Fig. 176.

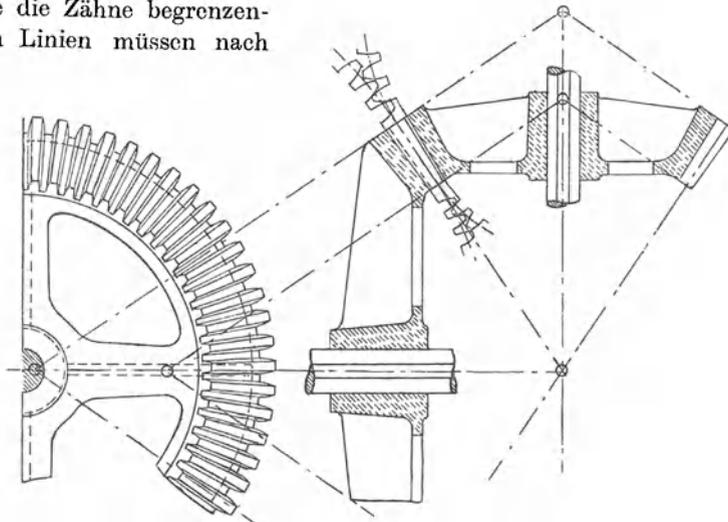


Fig. 177.

der gemeinsamen Spitze laufen (Fig. 176 und 177). Will man die Zahnkurven konstruieren, so zieht man die Berührungslinie AB Senkrechte und schlägt von den Schnittpunkten A_1 , A_2 , B_1 , B_2 derselben

mit den Mittellinien der Räder die Kreisbogen AA' , AA'' und BB' , BB'' . Auf diesen Kreisbögen, den Abwickelungen der Ergänzungskegel, konstruiert man die Zahnkurven wie bei Stirnrädern von den Radien AA_1 , AA_2 , BB_1 , BB_2 .

Schraubenräder. Zwischen zwei sich kreuzenden Wellen kann man die Übertragung der Bewegung entweder durch Kegelräder mit Hilfe einer Zwischenwelle oder durch Schraubenräder bewirken. Schraubenräder sind zylindrische Räder mit schrägen Zähnen, die die Form eines steilen Schraubenganges haben, die aber nicht wie bei den Winkelzahnradern parallele Achsen haben, sondern sich kreuzende (Fig. 178). Die Umfangsgeschwindigkeiten dieser Räder sind nicht gleich, sondern ihr Verhältnis hängt vom Winkel α ab, es ist

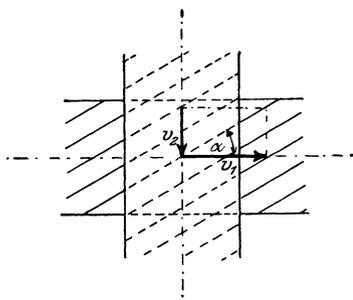


Fig. 178.

Nur für $\alpha = 45^\circ$ würde v_1 gleich v_2 sein.

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{\frac{d_1 \pi n_1}{60}}{\frac{d_2 \pi n_2}{60}} = \operatorname{tg} \alpha, \quad \text{also} \quad \frac{d_1 n_1}{d_2 n_2} = \operatorname{tg} \alpha,$$

Da die Arbeitsverluste und die Abnutzung durch Gleiten der Zähne aufeinander sehr groß sind, nimmt man die Beanspruchung der Zähne möglichst nur halb so groß als bei der Berechnung von Stirnrädern und läßt die Räder in Fett laufen. Bei größerem Zahndruck und größerer Gleitgeschwindigkeit soll das rascher laufende Rad aus Stahl und das langsamer laufende aus Phosphorbronze hergestellt werden, gußeiserne Schraubenräder verwendet man nur bei geringerer Belastung und Geschwindigkeit.

2. Schnecke und Schneckenrad (Fig. 179).

Das Übersetzungsverhältnis berechnet man aus der Formel

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{n_2}{n_1},$$

wobei man für die Zähnezahlnzahl der Schnecke die Gangzahl derselben einsetzt. Für die Berechnung der Teilung ist hier weniger die Biegebeanspruchung als vielmehr der Flächendruck zwischen den Gewindengängen der Schnecke und des Schneckenrades maßgebend, man berechnet sie deshalb nach der Formel (Maße in Zentimeter)

$$P = c b t.$$

Als Zahnbreite setzt man den in Teilkreishöhe gemessenen Bogen, in welchem sich Schnecke und Schneckenrad berühren. Setzt man $b = 1,5 t$, so erhält man

$$t = \sqrt{\frac{P}{1,5 c}}.$$

Hierbei nimmt man für Schneckenräder aus gutem Gußeisen:

$c = 18$ bis 28 kg, wenn mehr die Festigkeit in Betracht kommt (bei geringer Umlaufzahl),

$c = 8$ bis 12 kg, je nach der Tourenzahl der Schnecke, wenn die Abnutzung maßgebend ist.

Bei selten gebrauchten Schraubenflaszügen geht man bei eingängiger schmiedeeiserner Schnecke bis $c = 30$ kg, bei doppelgängiger Stahlschnecke bis $c = 40$ kg, bei anhaltender Benutzung (Motorenantrieb) dagegen nur bis $c = 12$, höchstens $c = 20$ kg.

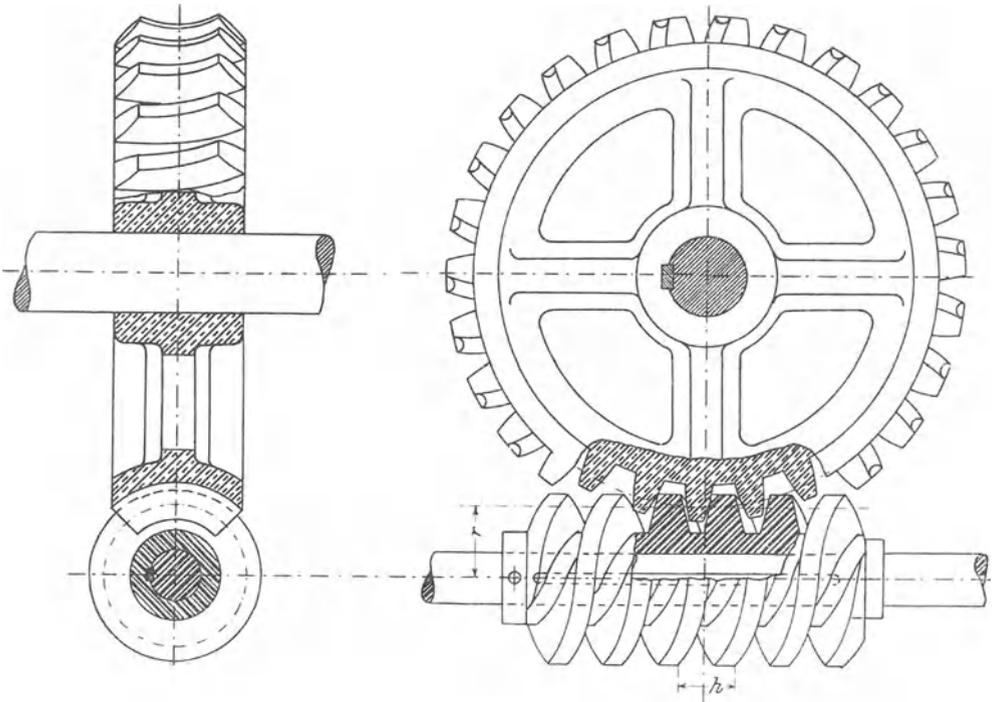


Fig. 179.

Bei Stahlschnecke und Phosphorbronzerad geht man bis $c = 50$ kg, doch sind diese Höchstwerte nur bei vorzüglichem Material und bester Ausführung zulässig. Otto Gruson & Co., Magdeburg-Buckau, machen das Schneckenrad aus Stahlguß und die Schnecke aus bester Bronze.

Das zum Drehen der Schnecke erforderliche Moment ist, wenn an das Schneckenrad eine Umfangskraft P abgegeben werden soll, r der mittlere Radius der Schnecke in cm, h die Ganghöhe derselben in cm und μ der Reibungskoeffizient ist (bei guter Ölung und glatten Oberflächen $\mu = 0,035$ für Stahl auf Phosphorbronze, $0,1$ für Gußeisen),

$$M_d = 1,1 P r \frac{h + 2 r \pi \mu}{2 r \pi - \mu h}$$

oder $1,1 P r \operatorname{tg}(\alpha + \rho)$.

In der letzten Formel ist α der Steigungswinkel, der am günstigsten etwa 18° beträgt ($\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{2 r \pi} = 0,325$) und ρ der Reibungswinkel, der für Stahl auf Phosphorbronze 2° , für Gußeisen 6° angenommen werden kann. Der Faktor $1,1$ berücksichtigt die Lagerreibung.

Ist N die Anzahl der Pferdestärken, die zum Antriebe der Schneckenwelle erforderlich sind, so erhält man die Umfangskraft P am Schneckenrad aus der Gleichsetzung der in 1 Sekunde geleisteten Arbeiten:

$$\eta 75 N = P \cdot \frac{h}{100} \cdot \frac{n}{60},$$

wobei n die Umdrehungszahl der Schnecke in der Minute, η der Gesamtwirkungsgrad ist.

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{1,1 \operatorname{tg}(\alpha + \rho)}.$$

Sollen N_1 PS auf das Schneckenrad übertragen werden, so ist

$$N = \frac{N_1}{\eta}$$

und

$$75 N_1 = P \frac{h}{100} \cdot \frac{n}{60}.$$

Die Ganghöhe der Schnecke ist bei eingängiger Schnecke die Teilung, bei doppelgängiger Schnecke die doppelte Teilung usw. Das Zahnprofil der Schnecke ist das einer Zahnstange von gleicher Teilung, die Schräge der Zähne des Schneckenrades ist gleich der Steigung der Schnecke, $\frac{h}{2 r \pi}$. Dieses Steigungsverhältnis muß, wenn die Schnecke selbsthemmend sein soll, $\leq \frac{1}{10}$ sein.

Das Schneckenrad wird gewöhnlich aus Gußeisen oder Gußstahl, bei großer Tourenzahl aus Phosphorbronze, die Schnecke aus Gußeisen, Schmiedeeisen oder Stahl, bei großer Tourenzahl aus gehärtetem Stahl hergestellt.

Die Zähnezahzahl des Schneckenrades muß bei Evolventenverzahnung (Schnecken mit Zykloidenverzahnung arbeiten unvorteilhafter und werden deshalb nicht mehr angewandt) größer als 28 sein.

Je geringer die Steigung $\frac{h}{2 r \pi}$ ist, umso geringer ist der Wirkungsgrad (bei $\frac{h}{2 r \pi} = \frac{1}{12}$ ist $\eta \approx 0,4$, während bei mehrgängigen Schnecken von großer Steigung Wirkungsgrade von 0,9 und mehr zu erreichen sind. Otto Gruson & Co., Magdeburg, geben den Wirkungsgrad fünfgängiger Schnecken zu 0,95 an) und umso größer die Abnutzung.

Beispiel: Von einer Welle, die 1200 Umdrehungen in der Minute macht, sollen 20 PS auf eine Welle übertragen werden, deren Tourenzahl 70/Min. ist. Das Schneckenrad soll aus Phosphorbronze, die Schnecke aus Stahl hergestellt werden.

Wir wählen, um einen günstigen Wirkungsgrad zu erzielen, die Schnecke zweigängig und finden die Zähnezahzahl des Schneckenrades aus

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{n_2}{n_1}$$

zu

$$z_2 = \frac{z_1 \cdot n_1}{n_2} = \frac{2 \cdot 1200}{70} = 34 \text{ Zähne.}$$

Zur Berechnung der Teilung setzt man in der Formel

$$75 N_1 = P \cdot \frac{h}{100} \cdot \frac{n}{60}$$

für

$$P = c \cdot b \cdot t$$

mit $b = 1,5 t$

$$= c \cdot 1,5 t^2$$

und für die Ganghöhe

$$h = 2 t,$$

also

$$75 N_1 = c \cdot 1,5 t^2 \cdot \frac{2 t}{100} \cdot \frac{n}{60}$$

$$t^3 = \frac{75 N_1 \cdot 100 \cdot 60}{c \cdot 1,5 \cdot 2 \cdot n} = \frac{150000 N_1}{c \cdot n}.$$

Da es sich um anhaltende Benutzung handelt, soll für c nicht der zulässige Höchstwert, sondern

$$c = 30 \text{ kg}$$

genommen werden, dann erhält man

$$t = \sqrt[3]{\frac{150000 \cdot 20}{30 \cdot 1200}} = 4,4 \text{ cm} = 14 \pi \text{ mm}$$

Unter der Annahme des günstigsten Steigungswinkels 18° ($\text{tg } \alpha = 0,325$) ergibt sich der Durchmesser D_1 der Schnecke aus der Formel

$$\frac{h}{D_1 \pi} = \text{tg } \alpha = 0,325$$

oder

$$\frac{28 \pi}{D_1 \pi} = 0,325.$$

$$D_1 = \frac{28}{0,325} = 87 \text{ mm.}$$

Der Fußkreis der Schnecke ist $2 \cdot 0,4 t$ kleiner als der Teilkreisdurchmesser, das ist

$$87 - 2 \cdot 0,4 \cdot 44 = 52 \text{ mm.}$$

Dies erscheint für eine Schnecke, die direkt auf die Welle geschnitten ist, ausreichend, da die Berechnung auf Verdrehung nach der Formel für gewöhnliches Wellenmaterial mit

$$N = \frac{N_1}{\eta},$$

$$\eta = \frac{\text{tg } \alpha}{1,1 \text{ tg } (\alpha + \rho)} = \frac{\text{tg } 18^\circ}{1,1 \text{ tg } 20^\circ} = \frac{0,325}{1,1 \cdot 0,364} = \sim 0,8,$$

also

$$N = \frac{20}{0,8} = 25 \text{ PS}$$

nur

$$d = \sqrt[3]{3000 \frac{N}{n}} = \sqrt[3]{3000 \frac{25}{1200}} = 4 \text{ cm}$$

ergibt.

Der Durchmesser des Schneckenrades wird

$$D_2 = 34 \cdot 14 = 476 \text{ mm.}$$

(Wenn die Berechnung der Schneckenwelle auf Biegung und Verdrehung einen größeren Durchmesser der Schnecke notwendig macht, so wird der Steigungswinkel α und damit der Wirkungsgrad kleiner, oder man muß die Schnecke dreigängig annehmen und die Rechnung wiederholen.)

Um die starke gleitende Reibung beim Schneckengetriebe herabzusetzen, hat man die Zähne des Schneckenrades durch Rollen ersetzt,

um einen besseren Eingriff zu erzielen, der Schnecke die dem Radumfang sich anschmiegende Form eines Globoids gegeben.

Zur Schmierung der Schneckengetriebe soll ein dickflüssiges Mineralöl verwendet werden.

Grissongetriebe, Die Firma Grisson & Co. in Hamburg bringt ein für hohe Übersetzungen (5 : 1 bis 50 : 1) ins Schnelle und ins Langsame brauchbares, der Triebstockverzahnung verwandtes Getriebe in den Handel. Es besteht aus zwei um 180° versetzten, auf derselben Welle sitzenden Daumen und einem Rollenrade, welches zwischen drei Scheiben zwei Kränze von mit Rollen versehenen Bolzen trägt.

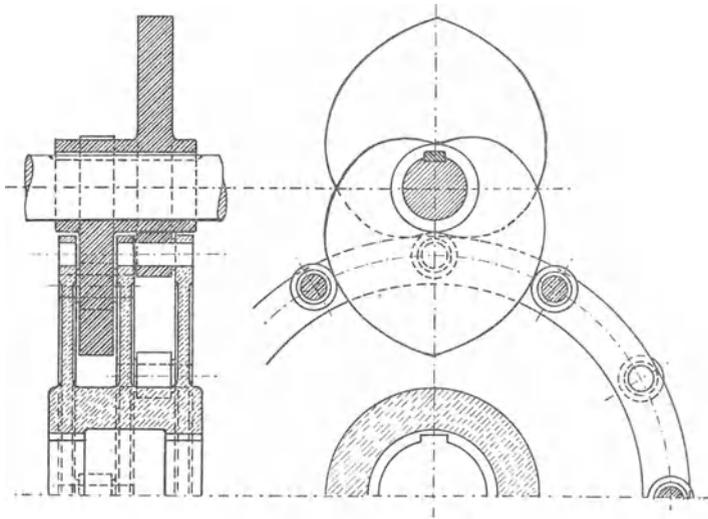


Fig. 180.

Jeder Daumen greift ein in einen der Rollenkränze, deren Rollen um die halbe Teilung versetzt sind (Fig. 180). Der Wirkungsgrad schwankt etwa zwischen 80 und 95 % und ist bei Übersetzung ins Schnelle geringer als bei Übersetzung ins Langsame. Das Getriebe muß sehr sorgfältig hergestellt werden, wenn es gut arbeiten soll.

3. Die Konstruktion der Zahnprofile.

Die Grundbedingung, von welcher bei der Konstruktion der Zahnprofile ausgegangen werden muß, ist die, daß die Bewegungsübertragung immer gleichmäßig erfolgen soll, nicht etwa ruckweise. Von diesem Gesichtspunkte ausgehend, erhalten wir das Grundgesetz der Verzahnung aus nachfolgender Betrachtung:

Ist B der Berührungspunkt der beiden Zahnprofile, so sind die Umfangsgeschwindigkeiten der beiden Räder in diesem Punkte (Fig. 181), wenn $B M_1 = r_1'$ und $B M_2 = r_2'$ gesetzt wird,

$$v_1 = \frac{2 r_1' \pi n_1}{60} \text{ und } v_2 = \frac{2 r_2' \pi n_2}{60} .$$

Diese Umfangsgeschwindigkeiten lassen sich zerlegen in je zwei Komponenten, von denen die eine in die Richtung der Normalen N N, die andere in die Richtung der Tangente T T fällt.

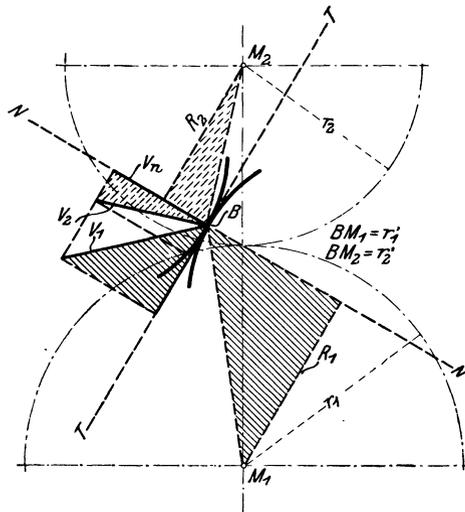


Fig. 181.

Die Normalkomponenten v_n müssen aber einander gleich sein, sonst müßten entweder die Zahnprofile sich voneinander entfernen oder ineinander eindringen. Fällt man jetzt Lote von den Mittelpunkten der Räder auf die gemeinsame Normale im Berührungspunkte, so bilden diese Lote R_1 und R_2 mit dem Punkte B als Spitze Dreiecke, die den Dreiecken, welche sich bei der Zerlegung der Geschwindigkeiten v_1 und v_2 ergeben, ähnlich sind, denn die Seiten stehen paarweise

aufeinander senkrecht. (Die ähnlichen Dreiecke sind in gleicher Richtung schraffiert.)

Man erhält hieraus die Proportionen

$$\frac{v_n}{v_1} = \frac{R_1}{r_1'} \text{ und } \frac{v_n}{v_2} = \frac{R_2}{r_2'} .$$

Hieraus ergibt sich

$$v_n = v_1 \frac{R_1}{r_1'} \text{ und } v_n = v_2 \frac{R_2}{r_2'} ,$$

folglich auch

$$v_1 \frac{R_1}{r_1'} = v_2 \frac{R_2}{r_2'} .$$

Mit

$$v_1 = \frac{2 r_1' \pi n_1}{60} \text{ und } v_2 = \frac{2 r_2' \pi n_2}{60}$$

erhalten wir

$$\frac{2 r_1' \pi n_1}{60} \frac{R_1}{r_1'} = \frac{2 r_2' \pi n_2}{60} \frac{R_2}{r_2'}$$

das ist

$$n_1 R_1 = n_2 R_2$$

oder

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

Für zwei miteinander arbeitende Zahnräder haben wir aber, wenn r_1 und r_2 die Teilkreisradien sind,

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{n_2}{n_1},$$

es muß also auch

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{r_1}{r_2}$$

sein, d. h. die Abstände R_1, R_2 der gemeinsamen Normalen im Berührungspunkte von den Mittelpunkten der Räder müssen sich verhalten wie die Halbmesser der Zahnräder. Dies ist aber, wie aus der Figur hervorgeht, nur möglich, wenn die Normale durch den Berührungspunkt der Teilkreise geht. Das Grundgesetz der Verzahnung lautet also:

Die Normale im jeweiligen Berührungspunkte beider Zahnprofile muß durch den Berührungspunkt der Teilkreise gehen.

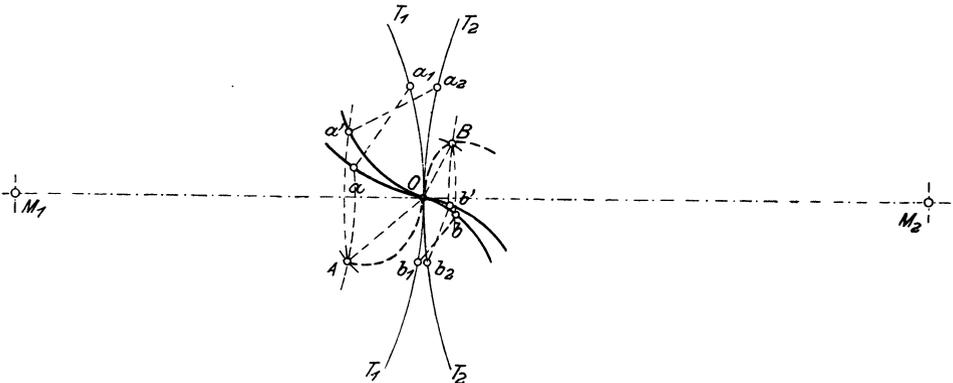


Fig. 182.

Nach diesem Gesetze erhalten wir folgendes von Reuleaux angegebenes allgemeines Verfahren zur Ermittlung des zu einem gegebenen Profil gehörigen zweiten Zahnprofils (Fig. 182).

Wir errichten im Punkte a die Normale, welche den Teilkreis T_1 im Punkte a_1 schneidet. Denken wir uns jetzt das Rad I so weit gedreht, daß der Schnittpunkt a_1 auf den Berührungspunkt O der Teilkreise kommt, so erhalten wir die zugehörige Lage A des Punktes a , indem wir um den Mittelpunkt M_1 einen durch a gehenden Kreisbogen schlagen und von O aus mit der Länge $a - a_1$ der Normalen in diesen Kreisbogen einschneiden. In diesem Punkte A müßte also nach unserem Verzahnungsgesetz der Punkt a des ersten Zahnprofils mit einem entsprechenden Punkte des zweiten sich berühren, derart, daß auch die in diesem Punkt errichtete Normale des zweiten Zahnprofils durch den Punkt O geht. Soll ein Punkt des zweiten Zahnrades überhaupt nach dem Punkt A kommen, so muß er aber auf dem vom Mittelpunkte M_2 durch A gezogenen Kreisbogen liegen. Den Punkt a_2 des zweiten Rades, der bei der Drehung des ersten um den Bogen $a_1 O$ auf den Punkt O zu liegen kommt, erhalten wir aber, da sich immer gleich große Stücke der Teilkreise aufeinander abrollen, indem wir den Bogen Oa_1 auf dem Teilkreis T_2 von O aus abtragen, also $Oa_2 = Oa_1$ machen. Da wir nun in $O A$ die Länge der Normalen des entsprechenden Punktes vom zweiten Zahnrad haben, so brauchen wir nur mit $O A$ vom Punkte a_2 aus in den durch A vom Mittelpunkte M_2 gezogenen Kreis einzuschneiden, um den dem Punkte a des ersten Rades entsprechenden Punkt a' des zweiten Zahnprofils zu erhalten. Wiederholen wir dieselbe Konstruktion, von anderen Punkten b usw. des ersten Zahnprofils ausgehend, so erhalten wir die zugehörigen Punkte b' usw. des zweiten und hierdurch das zweite Zahnprofil.

Die Punkte A, B usw. sind die Punkte, in denen der Eingriff der beiden Zahnräder erfolgt, ihre Verbindungslinie nennt man die Eingriffslinie, das benutzte Stück derselben, d. i. das Stück, welches zwischen den beiden Kopfkreisen der Zahnräder liegt, die Eingriffsstrecke. Der zur Eingriffsstrecke gehörige Teilkreisbogen (den man durch Übertragen der Eingriffsstrecke auf den Teilkreis erhält) heißt der Eingriffsbogen, sein Verhältnis zur Teilung die Eingriffsdauer. Diese muß natürlich, wenn die Bewegungsübertragung stoßfrei sein soll, größer als 1 sein, d. h. es müssen immer mindestens zwei Zähne gleichzeitig im Eingriff sein.

Gewöhnlich werden die Zahnformen nach der Zykloide oder der Evolvente ausgeführt.

a) Zykloidenverzahnung. Die Zykloide entsteht durch Rollen eines Kreises auf einer Geraden; es ist die Linie, die ein Punkt dieses Kreises dabei beschreibt (Fig. 183). Durch Rollen eines Kreises auf einem anderen Kreise entsteht die Epizykloide (Fig. 184) und durch Rollen eines Kreises in einem anderen Kreise die Hypozykloide (Fig. 185). Die Konstruktion dieser Kurven ist aus den Figuren 183

bis 185 leicht zu erkennen. Man trägt den Rollkreis in verschiedenen aufeinander folgenden Stellungen auf und trägt die Bogenlängen, um die sich der Rollkreis auf dem Grundkreis, bzw. der Grundlinie fortbewegt hat, auf dem Umfange des Rollkreises zurück.

Die Verwendung der Zykloide zur Konstruktion der Zahnprofile zeigen die Figuren 186 bis 192, und zwar:

Fig. 186 Zahnstangenverzahnung.

Fig. 187 Außenverzahnung.

Fig. 188 Innenverzahnung.

In welcher Weise die Rollkreise auf den Teilkreisen zu rollen sind, zeigen die Pfeile.

Die Eingriffsstrecke ist bei der Zykloidenverzahnung gleich den von den beiden Kopfkreisen eingeschlossenen Stücken der Rollkreise. Sie ist deshalb um so größer, d. h. es sind um so mehr Zähne gleichzeitig im Eingriff, je größer man den Durchmesser der Rollkreise wählt. Mindestens müssen die Rollkreise so groß gewählt werden, daß die Eingriffsstrecke größer als die Teilung, die Eingriffsdauer also größer als 1 wird.

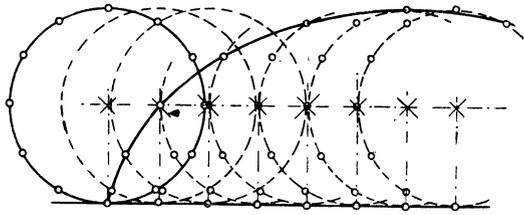


Fig. 183.

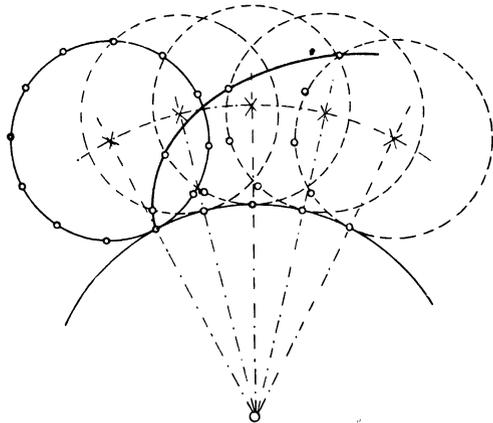


Fig. 184.

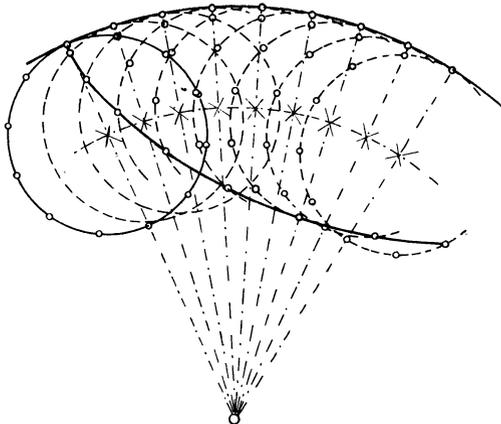


Fig. 185.

Andererseits wird die zur Berührung kommende Strecke des Zahnfußes ($O a$ bzw. $O a'$, Fig. 187), wie aus der Figur hervorgeht, um so kleiner und damit die Abnutzung um so größer, je größer der Rollkreis ist.

Wird der Durchmesser des einen Rollkreises gleich dem Teilkreis-

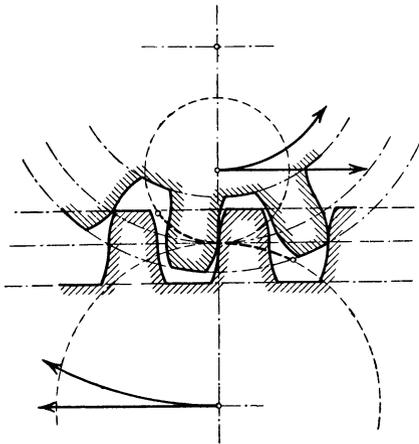


Fig. 186.

halbmesser des betr. Rades, so erhalten wir einen geraden Zahnfuß, welcher radial verläuft; der Zahn wird hierdurch am Fußkreis geschwächt, doch können wir den Zahnfuß von a aus (Fig. 189) ausrunden, da nur das Stück $O a$ des Zahnfußes im Eingriff ist. Diese Ausrundung muß natürlich für die Bewegung der Kante k Spielraum lassen, weshalb man auf den Teilkreisen eine Anzahl gleicher Teile, 1, 2, 3, 4, 1', 2', 3', 4', aufträgt und aus Teilpunkt 1' mit k 1, aus Teilpunkt 2' mit k 2, aus 3' mit k 3 und so fort Bogen schlägt. Diese Bogen hüllen die

Bewegung des Punktes k ein, die Ausrundung des Zahnfußes muß natürlich noch Spielraum lassen.

Eine selten vorkommende Verzahnung ist die Geradflankenverzahnung (Fig. 190). Von dem einen Rad greift nur die Zahnwurzel, von dem anderen nur die Zahnkrone ein, der Eingriff erfolgt infolgedessen nur auf einer Seite der Mittellinie, die Abnutzung ist sehr groß, weshalb diese Verzahnung nur da anzuwenden ist, wo eine ebene Zahnflanke besondere Vorteile bietet.

Die Triebstockverzahnung kommt bei Schützenaufzügen und dgl. vor. An Stelle des einen Zahnes tritt (Fig. 191) ein Triebstock vom Durchmesser $\frac{19}{49} t$. Man bestimmt zunächst die relative Bahn des Triebstockmittelpunktes gegen das andere Rad, indem man den Teilkreis des Triebstockrades selbst auf dem Teilkreis des Zahnrades abrollt und dann von der so gefundenen Kurve mit dem Triebstockradius Bögen schlägt, die die Zahnform einhüllen.

Nimmt man den einen Rollkreis gleich dem Teilkreis, so schrumpft die Hypozykloide in einen Punkt zusammen: einfache Punktverzahnung.

Bei Winden und dgl. kommen oft Triebe von sehr geringer Zähnezahl vor, man wählt dann die sogenannte doppelte Punktverzahnung (Fig. 192). Die Kopfkurven erhält man durch Abrollen der Teilkreise aufeinander, die Fußkurven schrumpfen hier beide zu einem

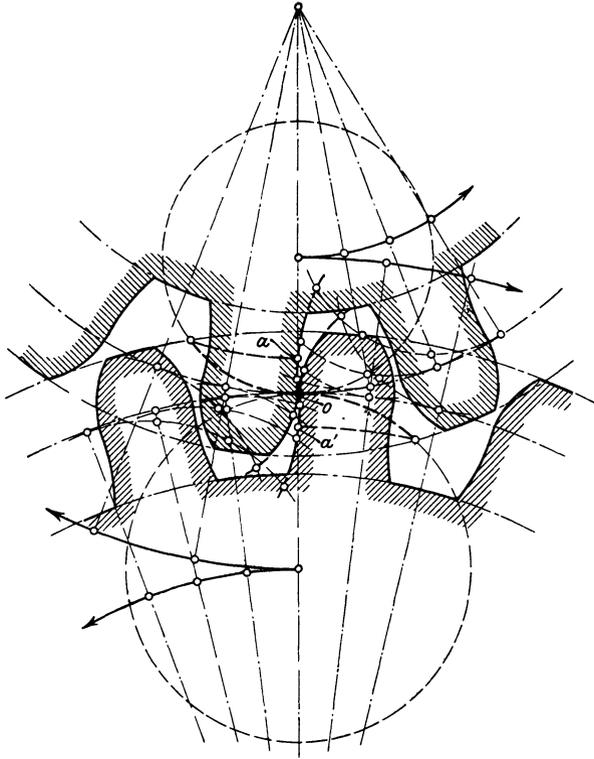


Fig. 187.

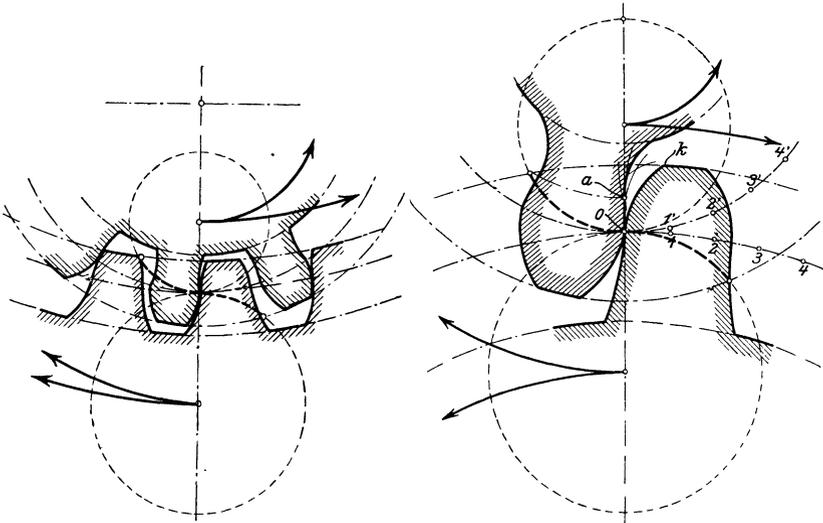


Fig. 188.

Fig. 189.

Punkt zusammen (daher der Name). Die Form des Zahnfußes ist also lediglich durch die Bahn des Zahnkopfes gegeben und wird wie die Ausrundung bei radialem Zahnfuß (Fig. 189) bestimmt. Der Vorteil dieser Verzahnung ist, daß man mit der Zähnezahl bis auf 3 herabgehen kann, der Nachteil der, daß nur ein Punkt des einen Rades auf dem Zahne des andern gleitet, weshalb die Abnutzung in der Nähe dieses Punktes sehr groß wird.

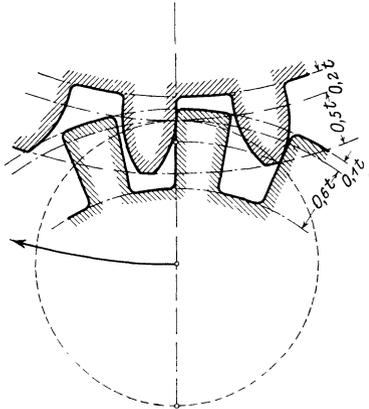


Fig. 190.

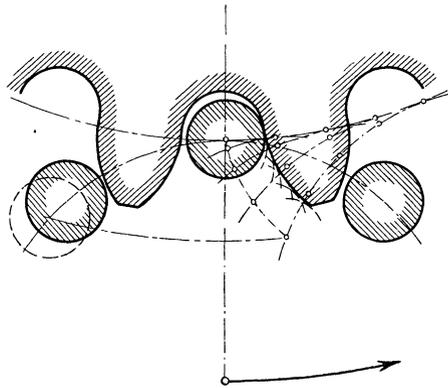


Fig. 191.

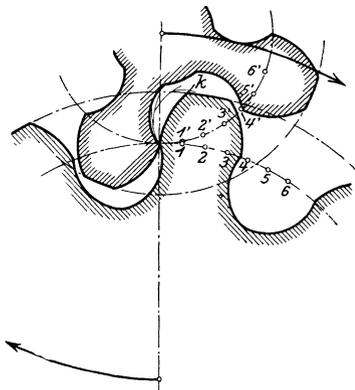


Fig. 192.

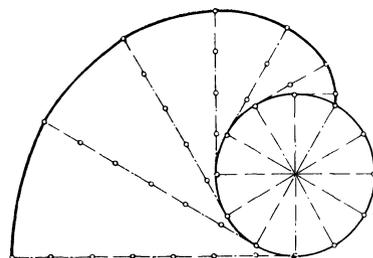


Fig. 193.

Für sogenannte Satzräder, das sind Räder, welche beliebig zusammengestellt miteinander arbeiten sollen, müssen die Eingriffslinien sich decken, bei Zykloidenverzahnung also die Rollkreise einander gleich sein. Man nimmt hier den Radius des Rollkreises

$$\rho = 0,875 t.$$

(Besser führt man Satzräder mit Evolventenverzahnung aus.)

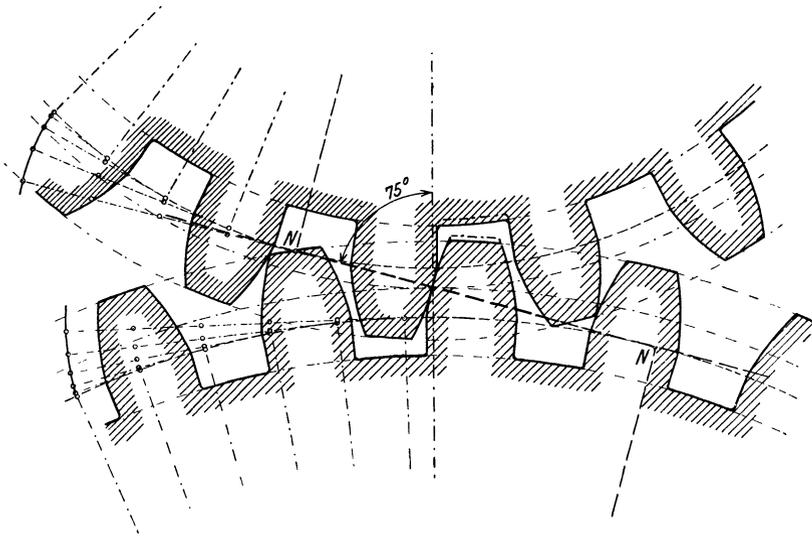


Fig. 194.

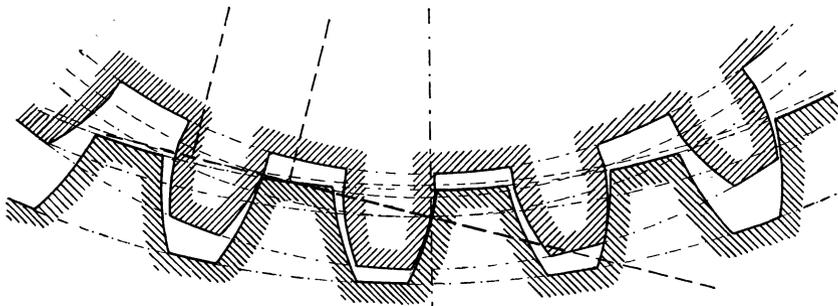


Fig. 195.

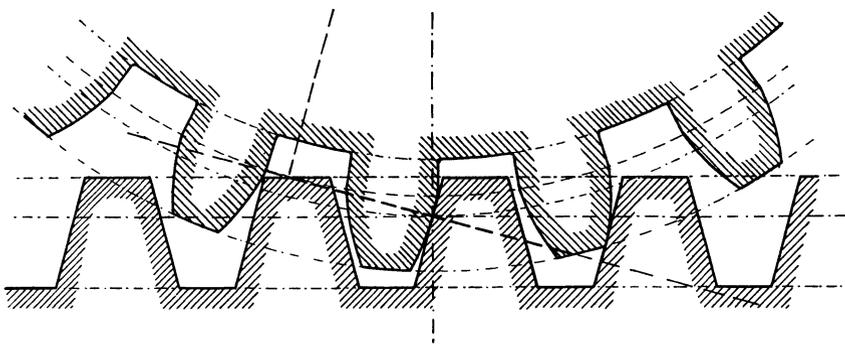


Fig. 196.

b) Evolventenverzahnung. Die Evolvente ist die Kurve, die ein Punkt einer Geraden beschreibt, die auf einem Kreis gerollt wird, oder die Linie, die ein Punkt eines Fadens beschreibt, den man von einem Kreise abwickelt. Man erhält dieselbe, indem man eine Anzahl beliebiger Teile auf dem Kreisumfang aufträgt, in jedem Teilpunkte die Tangente (die Senkrechte auf dem Radius) zieht und auf der Tangente die Länge des Bogens, also die entsprechende Anzahl der Teile wieder zurückträgt (Fig. 193).

Bei der Konstruktion der Evolventenzähne verwendet man aber nicht den Teilkreis als Grundkreis, sondern man zieht durch den Berührungspunkt der Teilkreise eine Linie, die mit der Verbindungslinie der Mittelpunkte der Zahnräder einen Winkel von meist 75° (30° -Winkel und 45° -Winkel zusammengelegt) einschließt. Von den diese Linie berührenden Kreisen (deren Radien 0,966 des Teilkreisradius sind) ausgehend, zeichnet man, wie vorher beschrieben, die Evolvente. Das unter diesem Grundkreis liegende Stück des Zahnfußes gestaltet man radial, kann aber natürlich die Zähne am Fuß abrunden.

Fig. 194 zeigt Außenverzahnung, Fig. 195 Innenverzahnung mit Evolventenzähnen. Bei der Zahnstange (Fig. 196) wird bei Evolventenverzahnung das Zahnprofil eine unter 75° geneigte gerade Linie.

Die Eingriffslinie ist hier das von den Kopfkreisen eingeschlossene Stück der 75° -Linie. Man darf sie aber nur bis zu den Punkten N, in welchen die 75° -Linie die Grundkreise berührt, benutzen, sofern diese Punkte innerhalb der Kopfkreise liegen. Das überstehende Stück des Kopfes ist dann abzuschneiden, die Fußhöhe des anderen Rades wird 0,1 t größer als diese gekürzte Kopfhöhe genommen (siehe Fig. 194, 195, 196). Da die Eingriffslinien aller Evolventenverzahnungen (die 75° -Linien) einander gleich sind, können alle Räder mit Evolventenzähnen von gleicher Teilung miteinander arbeiten, also als Satzräder Verwendung finden.

Wird bei Innenverzahnung oder bei Evolventenverzahnung mit großem Übersetzungsverhältnis der Zahnfuß des kleinen Rades bedeutend schwächer als der des großen Rades, so gibt man dem Zahn des kleinen Rades im Teilkreis eine größere, dem des großen Rades eine kleinere Stärke.

Kettentriebe. Bei den Kettentrieben erfolgt die Bewegungsübertragung zwischen den gezahnten Rädern durch ein Zwischenglied, die Kette, also ähnlich wie beim Riementrieb, nur daß der beim Riementrieb auftretende Schlupf vermieden wird und die Kette im betriebslosen Zustande spannungslos ist.

Die Ketten sind im folgenden Abschnitt beschrieben, ebenso die Kettenräder. Geeignet sind für Triebwerke namentlich die Gelenkketten von Zobel-Neubert & Co, in Schmalkalden, die man mit Geschwin-

digkeiten bis 2,5 m/Sek. laufen läßt, wobei allerdings die Belastung nur $\frac{1}{8}$ der für Hubzwecke zulässigen betragen soll. Besonders geeignet sind noch die Stotzschen Ketten, die Renold-Kette (Fr. Stolzenberg, Reinickendorf), die Morsekette (Westinghouse Comp. Hannover) und ähnliche Konstruktionen. Stolzenberg gibt als zulässige Höchstgeschwindigkeit 6,5 m/Sek. an, Übersetzungsverhältnis höchstens 6 : 1, Wellenabstand höchstens 3,5 m, mindestens das 1,5fache vom großen Raddurchmesser.

IV. Maschinenelemente der geradlinigen Bewegung.

A. Seile und Ketten, deren Rollen und Trommeln.

Als Mittel zur Übertragung drehender Bewegung sind diese Maschinenelemente im vorigen Abschnitt behandelt worden, zu besprechen ist also nur noch ihre Verwendung zum Heben von Lasten.

1. Hanfseile.

(Siehe Tabelle 7 im Anhang.)

Dünne Seile bestehen gewöhnlich aus drei Litzen, dickere werden durch Zusammendrehen von dreilitzigen gebildet und Kabel genannt. Fläche bandförmige Hanfseile von 100—400 mm Breite und 30—60 mm Dicke werden aus mehreren runden zusammengenäht; sie finden nur selten Verwendung.

Man unterscheidet lose und festgeschlagene Seile; festgeschlagene können 1,5 mal so stark belastet werden als lose, doch muß der Durchmesser der Rollen und Trommeln doppelt so groß sein als bei losen Seilen.

Die Festigkeit der ungeteerten Seile ist etwas größer als die der geteerten.

Das Material der Hanfseile ist badischer Schleißhanf oder russischer Reinhanf. Seile aus ersterem sind etwas fester, solche aus letzterem etwa $\frac{1}{3}$ billiger. Auch aus Manilahanf, Baumwolle und Aloeabast werden Seile hergestellt. Die Festigkeit der Aloeseile ist 6 bis 10 % größer als die der Hanfseile, Baumwollseile sind sehr biegsam, aber teuer.

Die auf den vollen Kreisquerschnitt des Seiles berechnete Bruchbelastung beträgt:

bei fest geschlagenen Hanfseilen	900 bis 960 kg/qcm
„ lose „ „ „	600 „ 640 „
„ Manilahanfseilen	400 „ 500 „
„ Baumwollseilen	550 „ 650 „

Als zulässige Belastung setzt man gewöhnlich $\frac{1}{8}$ der Bruchbelastung bei gewöhnlichen runden Seilen, $\frac{1}{6}$ bei Kabelleilen. (Siehe Tabelle 7 im Anhang.)

Ist Δ der äußere Seildurchmesser in cm, so ist die zulässige Gesamtbelastung eines lose geschlagenen ungeteerten Hanfseiles bei gewöhnlichen Hebevorrichtungen

$$P = \frac{\pi \Delta^2}{4} \cdot \frac{K}{8} = \frac{\pi \Delta^2}{4} \cdot \frac{600}{8} = \sim 60 \Delta^2,$$

wobei der Durchmesser D der Rollen und Trommeln möglichst gleich dem 10fachen, mindestens gleich dem 6- bis 7fachen Seildurchmesser zu nehmen ist (nur ausnahmsweise gleich dem 3- bis 4fachen).

Wird $D \geq 10 \Delta$, so kann man setzen

$$P = 80 \Delta^2,$$

falls $D > 32 \Delta$, höchstens $P = 100 \Delta^2$.

Für festgeschlagene Hanfseile und Seile aus anderem Materiale ist P im Verhältnis des Bruchmoduls größer oder kleiner zu nehmen.

Bei Förderseilen für Bergwerke nimmt man $P = 60 \Delta^2$ bis $80 \Delta^2$ und macht dabei $D \geq 50 \Delta$ bzw. 80Δ .

Infolge der Seilsteifigkeit spreizt sich das auflaufende Seilstück von der Rolle ab und vergrößert so den Lasthebelarm um $\frac{1}{16} \Delta^2$ bis $\frac{1}{8} \Delta^2$. Bezeichnet man diese Vergrößerung des Hebelarmes der Last mit z , den Durchmesser des Rollenzapfens mit d und den Koeffizienten der Zapfenreibung mit μ , so ergibt sich die Kraft P , welche nötig ist, die Last Q zu heben, aus der Gleichung

$$P \frac{D}{2} = Q \left(\frac{D}{2} + z \right) + (P + Q) \mu \frac{d}{2}$$

oder, wenn man den Zapfendruck $P + Q$ rund gleich $2Q$ setzt:

$$P = \frac{2Q}{D} \left(\frac{D}{2} + z + \mu d \right).$$

Einfacher setzt man, wenn η der Wirkungsgrad der Rolle ist,

$$P \eta = Q \quad \text{oder} \quad P = \frac{Q}{\eta}$$

wobei η nach der „Hütte“ wie folgt genommen werden kann:

Seildurchmesser $\Delta =$	16	26	36	46	52	mm
Wirkungsgrad $\eta =$	$0,94 \div 0,96$	$0,91 \div 0,95$	$0,89 \div 0,93$	$0,87 \div 0,92$	$0,85 \div 0,91$	

Wenn die Rolle nicht, wie oben angenommen, um 180° vom Seil umschlungen ist (beide Seilstücke nach unten gerichtet), sondern nur um 90° (Fig. 197), so ist der Zapfendruck nicht $P + Q$, sondern nur $\sim 1,4 Q$, die Zapfenreibung wird dann kleiner, der Wirkungsgrad um etwa 1% größer.

Bei der beweglichen Rolle, welche in einer Seilschleife hängt, verteilt sich die Last Q auf die zwei Seilstücke, hier ist

$$P \eta = \frac{Q}{2} \quad \text{oder} \quad P = \frac{Q}{2 \eta}$$

und der Wirkungsgrad für

Seildurchmesser Δ	=	16	26	36	46	52 mm
η	=	0,97	0,96	0,95	0,94	0,93

Der Durchmesser der Rollen und Trommeln für Hanfseile soll möglichst nicht kleiner als der zehnfache Seildurchmesser sein, muß man unter diesen Wert gehen, so kann dies nur auf Kosten der Dauer des Seiles geschehen.

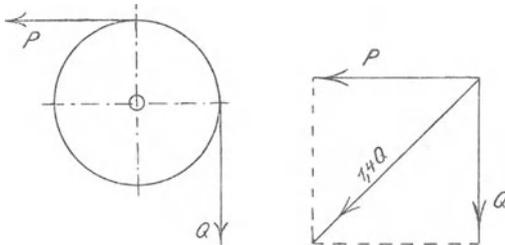


Fig. 197.

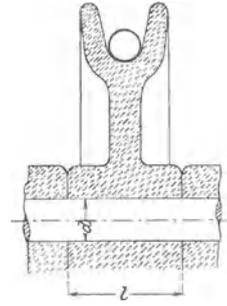


Fig. 198.

Die Rillen der Seilrollen für Hebezeuge macht man kreisförmig, und zwar nimmt man den Durchmesser der Rille um 2 bis 4 mm größer als den Seildurchmesser. Soll die Seilrolle zum Antriebe dienen, wie bei durch Gegengewicht ausgeglichenen Fahrstühlen, so verwendet man keilförmige Rillen und nimmt $D > 32 \Delta$, möglichst 40Δ , damit die Reibung groß genug wird.

Die Rollen (Fig. 198) laufen gewöhnlich lose auf dem Zapfen. Die Flächenpressung soll 60 bis 70 kg für Lauffläche aus Gußeisen oder 70 bis 80 kg für Lauffläche aus Bronze pro qcm der Projektion nicht übersteigen. Es muß also, wenn Z der Zapfendruck, d der Zapfendurchmesser, l die Zapfenlänge ist,

$$\frac{Z}{d \cdot l} \leq 60 \text{ bis } 70 \text{ bzw. } \leq 70 \text{ bis } 80$$

sein.

Die Berechnung des Zapfens auf Biegefestigkeit gibt die Formel (Z ist die über die ganze Länge l gleichmäßig verteilte Belastung)

$$\frac{Zl}{8} = \frac{d^3}{10} \cdot k_b$$

oder

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 Z l}{8 k_b}}$$

mit

$$k_b = 600 \text{ bis } 700 \text{ kg/qcm für Schmiedeeisen}$$

$$k_b = 800 \text{ ,, } 1000 \text{ ,, ,, Stahl.}$$

Der Zapfendruck ist bei der festen Rolle, wenn beide Seilenden parallel abwärts führen (180° umspannt), $Z = 2 Q$, wenn ein Seilstück wagrecht zur Seite führt (90° umspannt), $Z = 1,4 Q$, bei anderen Umspannungswinkeln kann man ihn zwischen $1,4 Q$ und $2 Q$ einschätzen oder mit Hilfe des Parallelogramms der Kräfte genau ermitteln. Bei der beweglichen Rolle (die Last hängt an der Rolle, die Rolle in einer Seilschleife) ist $Z = Q$.

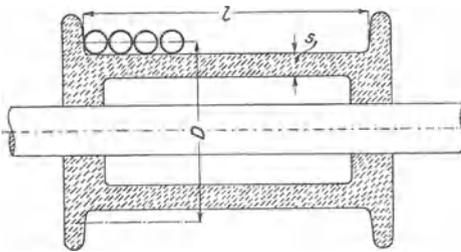


Fig. 199.

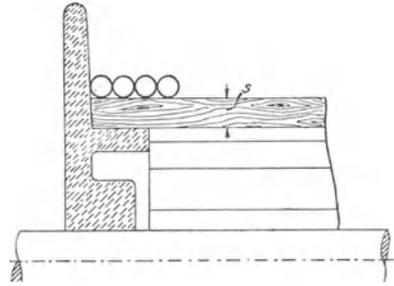


Fig. 200.

Der Mantel der Trommeln wird entweder mit den Scheiben aus einem Stück gegossen (Fig. 199), oder aus auf die gußeisernen Seitenscheiben aufgeschraubten Blech- oder Holzplatten gebildet (Fig. 200). Trommeln mit schraubenförmiger Rille, in die sich das Seil legt, stellt man am besten her, indem man gewalztes Rilleneisen auf die Trommel nietet.

Die Stärke s des Trommelmantels kann man annehmen, wenn D der Trommeldurchmesser ist,

bei gußeisernem Mantel	$s = 0,02 D + 10 \text{ mm}$
bei Mantel aus Schmiedeeisenblech	$s = 0,01 D + 3 \text{ mm}$
bei Holzmantel	$s = 0,03 D + 25 \text{ mm.}$

Bei sehr langen Trommeln muß man diese Werte noch erhöhen.

Um die Trommel auf die Keile aufziehen zu können, verwendet man entweder nur an einer Seite einen Keil, an der anderen Seite nur eine Feder, oder man macht den Keil an der einen Seite etwas höher als an der anderen Seite.

Damit die Welle nicht auf Drehung beansprucht wird, verbindet man gewöhnlich das die Trommel antreibende Stirnrad direkt mit dieser, ebenso die Bremsscheibe, falls diese auf der Trommelwelle sitzt.

Soll das Seil von der Länge L in einer Lage auf die Trommel aufgewickelt werden, so ist die Anzahl der Windungen

$$n = \frac{L}{\pi D}.$$

Um die Befestigung des Seiles nicht zu stark zu beanspruchen, sollen immer einige Windungen des Seiles auf der Trommel bleiben. Die Trommellänge ergibt sich daher aus der Formel

$$l = \left(\frac{L}{\pi D} + 2 \right) \Delta .$$

2. Drahtseile.

(Siehe Tabelle 8 im Anhang.)

Die Beschaffenheit der Drahtseile für Hubzwecke gleicht der der Drahtseile für Triebwerke.

Die gewöhnliche Seilkonstruktion (Fig. 201) mit runden, sich um eine Hanfseele legenden Litzen hat den Nachteil, daß das Seil nur auf drei Drähten in der Rolle anliegt, so daß sich diese schnell ab-

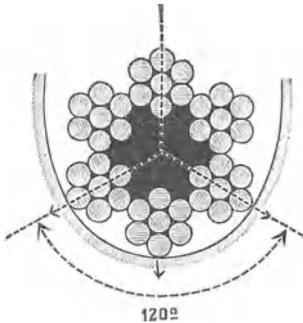


Fig. 201.

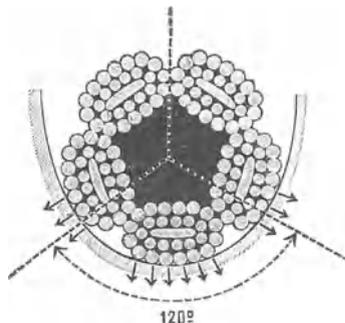


Fig. 202.

nutzen. Sind die Drähte in derselben Richtung gewunden wie die Litzen um die Hanfseele, so drehen sich die Drahtseile auf. Man stellt daher Litzen von elliptischer Form mit flachem Kerndraht (Fig. 202), oder dreieckige Litzen (Fig. 203) mit drei zu einem Dreieck vereinigten fünfeckigen Kerndrähten her, um eine bessere Auflage zu erzielen. Um das Aufdrehen zu vermeiden, verwendet man zwei Lagen von flachen Litzen, die entgegengesetzt gewunden werden. Bei den patent-

geschlossenen Seilen von Felten & Guilleaume, Mülheim (Fig. 204), besteht nur die innere Lage aus runden Drähten, es folgen trapezförmige und schließlich übereinandergreifende Drähte. Da hier der Querschnitt besser ausgenutzt wird, haben diese Seile bei gleicher Tragkraft einen kleineren Durchmesser und geringeres Gewicht, sie längen und verdrehen sich nur unbedeutend, schützen die inneren Drähte gegen Rosten, halten die Drahtenden auch bei einem Drahtbruch fest und lassen einen solchen, da immer die Deckdrähte zuerst brechen werden, leicht erkennen.

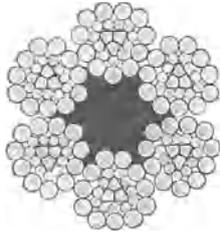


Fig. 203.

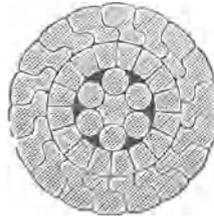


Fig. 204.

Im Anhang sind Tabellen der verschiedenen Drahtseilarten gegeben.

Ist P die größte Zugkraft,
 D der Durchmesser der Seilscheibe,
 Δ der Durchmesser des Seiles,
 δ der Drahtdurchmesser
 i die Anzahl der Drähte,

so hat man zu setzen

$$i \frac{\pi \delta^2}{4} = \frac{P}{k_z}.$$

Man nimmt gewöhnlich δ an und berechnet i , muß aber dann nach den für i und δ gefundenen Werten aus der im Anhang gegebenen Tabelle bzw. der Liste eines Seilwerks ein passendes Seil aussuchen.

Bei vorzüglichem Material kann man setzen:

für Eisendrahtseile . . $k_z \leq 1500 \text{ kg/qcm}$
 „ Gußstahldrahtseile $k_z \leq 2000$ „

Sofern es sich nicht um Menschenförderung handelt und die Höchstlast nur selten und dann mit der nötigen Vorsicht gehoben wird, kann man das 1,5fache bis 2fache des letzteren Wertes annehmen.

Der Durchmesser der Rollen und Trommeln soll möglichst groß gehalten werden, man macht

bei Förderseilen $D \geq 1000 \delta$
 und dabei $D \geq 100 \Delta$,

nur gezwungen geht man herab auf

$$D \geq 500 \delta \text{ und } D \geq 70 \Delta.$$

Felten und Guilleaume gestatten bei ihren Kabelseilen $D \geq 400 \delta$, für Aufzugseile $D \geq 500 \delta$, bei D herab bis auf 18Δ .

Je kleiner der Rollendurchmesser im Vergleich zum Drahtdurchmesser einerseits und zum Seildurchmesser andererseits ist, umso kleiner ist k_z zu wählen.

Sind die Drahtseile starker Abnutzung unterworfen, so darf man die Drähte nicht zu dünn nehmen, ebenso dort, wo sie starken Witterungseinflüssen oder gar der Einwirkung saurer Grubenwässer ausgesetzt sind. Im letzteren Fall muß man verzinkte oder verbleite Drähte verwenden.

Bei Seilen, welche Lasten aus großer Tiefe zu fördern haben, muß das Eigengewicht des Seiles berücksichtigt werden. Beträgt die zu hebende Last Q , das Gewicht des Seiles pro laufenden Meter q und die Länge des Seiles in Meter l , so hat man zu setzen

$$i \frac{\pi \delta^2}{4} = \frac{Q + q l}{k_z},$$

wobei man das Seil zunächst ohne Berücksichtigung des Eigengewichtes berechnet und dieses dann unter entsprechendem Zuschlag vorerst schätzungsweise der im Anhang gegebenen Tabelle entnimmt. Bei großer Fördertiefe verwendet man konische Seile.

Der Wirkungsgrad der Drahtseilrollen kann gesetzt werden bei 180° Umschlingung

bei der festen Rolle $\eta = 0,96$,

„ „ beweglichen Rolle $\eta = 0,98$,

bei 90° Umschlingung

bei der festen Rolle $\eta = 0,97$.

Die Tiefe der Rillen der Drahtseilrollen (Fig. 205) soll $2,5$ bis 3Δ betragen. Der Grund der Rille soll das Seil möglichst eng umschließen, damit es nicht plattgedrückt wird.

Wenn das Seil richtig auflaufen soll, muß die Entfernung zwischen einer Trommel und der nächsten Seilrolle das 25- bis 30fache der Trommellänge betragen, ist dies nicht möglich, so muß die Scheibe axial beweglich sein.

Im übrigen sind die Rollen und Trommeln für Drahtseile wie die für Hanfseile zu konstruieren.

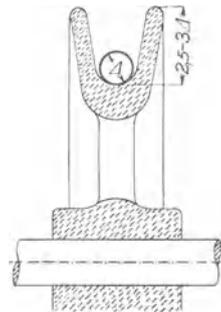


Fig. 205.

3. Ketten.

(Siehe die Tabellen 9—12 im Anhang.)

Das Material der Ketten ist gutes, zähes Schmiedeeisen von 3500 bis 3600 kg/qcm Bruchfestigkeit und 12 bis 20 % Dehnung.

Man unterscheidet:

1. Die gewöhnliche Gliederkette, und zwar die kurzgliedrige Kette (Fig. 206), die langgliedrige Kette (Fig. 207) und die Stegkette (Fig. 208).

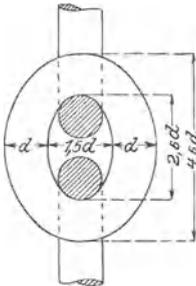


Fig. 206.

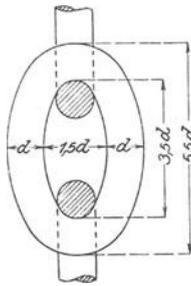


Fig. 207.

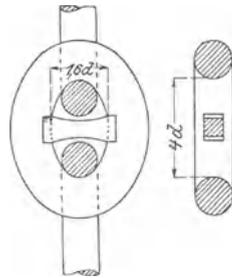


Fig. 208.

Die erstere ist beweglicher als die zweite, die zweite billiger, erfordert jedoch größere Rollen und Trommeln. Die Stegkette ist fester als die steglose und verwirrt sich nicht so leicht, weshalb sie vorzugsweise als Ankerkette verwendet wird.

Die Kraft P , durch welche eine Kette beansprucht wird, verteilt sich auf zwei Querschnitte, es ist deshalb, wenn d die Stärke des Ketten eisens ist,

$$P = 2 \frac{\pi d^2}{4} \cdot k_z,$$

wobei man setzt:

$$\begin{aligned} k_z &= 630 \text{ kg/qcm für Kranketten} \\ &= 950 \text{ „ „ Ankerketten.} \end{aligned}$$

Die Tragkraft der Stegkette kann man 20 % höher setzen als die der Kette ohne Steg.

Man kann die zulässige Belastung einer sorgfältig hergestellten kurzgliedrigen Kette ohne Steg, wenn der Rollen- bzw. Trommeldurchmesser mindestens $20d$ beträgt und die Höchstlast nur selten zu heben ist, im neuen Zustande

$$P = 1000 d^2$$

setzen.

Bei ungünstigerer Belastung geht man nicht über

$$P = 800 d^2,$$

bei stark benutzten Ketten, z. B. Dampfwindketten,

$$P = 500 d^2.$$

Kalibrierte oder adjustierte Ketten belastet man, um nachteilige Formänderungen zu vermeiden, nur mit etwa $\frac{5}{8}$ dieser Werte.

Über die Abmessungen und die Festigkeitsanforderungen für besondere Ketten gibt nachstehende Zusammenstellung Auskunft:

	Länge	Breite	Mindest- bruchlast kg/qcm	Probe- belastung kg/qcm
Kurzgliedrige Kranketten, Takellageketten ohne Steg	4,6 d	3,4 d	2400	1350
Langgliedrige Feuerschiffketten ohne Steg	6 d	3,4 d	2400	1350
Ankerketten mit Steg	6 d	3,6 d	2700	1800
Tonnenketten ohne Steg	10 d	5,5 d	1800	400
Förderketten ohne Steg	3,5 d	3,5 d	2400	1350

Die meisten Ketten werden mit zugeschärften Enden von Hand geschweißt, und zwar dünnere Ketten am Kopfende, dickere an der Seite. Das Abschneiden und Verbiegen der Glieder geschieht häufig maschinell, neuerdings auch das Schweißen. Nach dem Klattaschen Walzverfahren kann man Ketten ohne Schweißstelle herstellen.

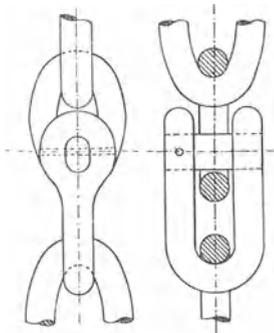


Fig. 209.

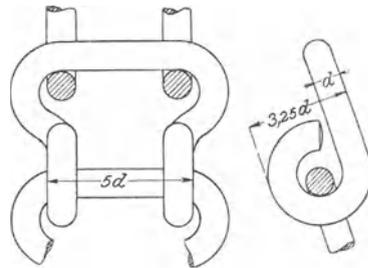


Fig. 210.

Fig. 209 zeigt ein Kettenschloß zur Verbindung der Kettenenden.

2. Die Hakenkette (Fig. 210) eignet sich weniger zum Heben von Lasten, sondern wird mehr als Triebkette verwendet, die Glieder sind nicht geschweißt, sondern nur gebogen.

3. Die Gallsche Gelenkkette (Tabelle 11 im Anhang) besteht aus mehreren Laschen, welche durch Bolzen miteinander verbunden sind (Fig. 211). Die Pressung im Laschenauge fällt sehr groß aus.

4. Die Gelenkkette von Zobel-Neubert & Co., Schmalkalden (Tabelle 12 im Anhang). Bei dieser sitzen die Laschen des einen Gliedes auf einem Bolzen, die des anderen auf einer darauf drehbaren Hülse (Fig. 212). Hierbei wird die Gleitfläche natürlich größer und dadurch die Flächenpressung kleiner als bei der Gallschen Kette.

Bei den schwächeren Ketten sind die Bolzen vernietet, nur das Schlußglied wird versplintet.

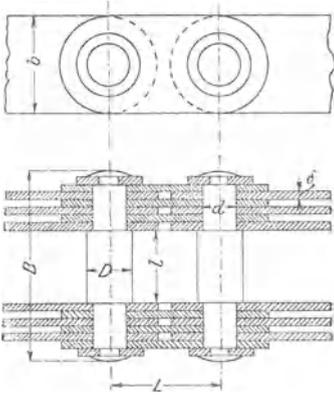


Fig. 211.

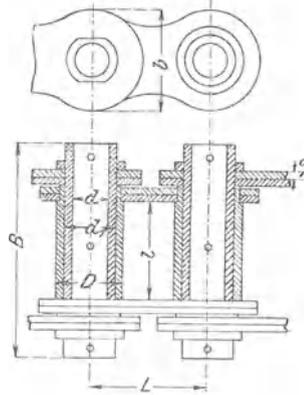


Fig. 212.

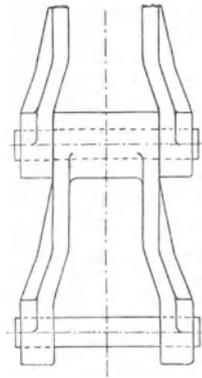


Fig. 213.

5. Die Stotzsche Kette (Fig. 213). Die Glieder bestehen aus schmiedbarem Guß und lassen sich leicht auswechseln.

Eine andere zur Bewegungsübertragung zwischen nicht parallelen Wellen dienende Kette der Firma A. Stotz in Kornwestheim ist die Kreuzgelenkkette.

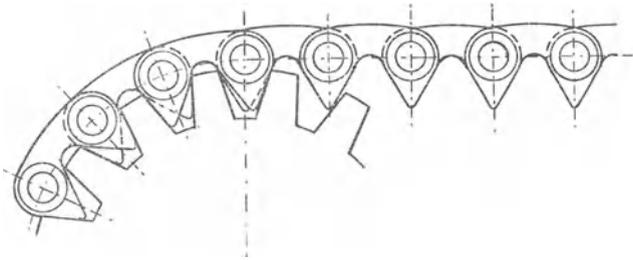


Fig. 214.

Für Triebwerke soll die Belastung der Ketten nur etwa $\frac{1}{8}$ derjenigen sein, die bei Benutzung der Kette zum Lastheben zulässig wäre. Durch Abnutzung und bleibende Formänderungen entstehen aber auch bei geringer Belastung Differenzen zwischen der Gliedlänge der Kette und der Teilung des Kettenrades, die einen unruhigen

Gang herbeiführen. Friedrich Stolzenberg in Reinickendorf verwenden deshalb für ihre Kettenbetriebe die in Fig. 214 dargestellte Treibkette (ursprünglich von Hans Renold in Manchester). Die mit keilförmigen Vorsprüngen in die Zähne des Kettenrades eingreifenden Kettenglieder können sich mehr oder weniger nach außen verschieben und so Unterschiede der Gliedlänge ausgleichen.

Die Westinghouse-Eisenbahnbremsen-Ges. in Hannover vertreibt eine ähnliche Treibkette (Morse-Kette), bei der die Zapfen durch Schneiden ersetzt sind, so daß statt gleitender Zapfenreibung nur rollende Reibung auftritt, wodurch der Wirkungsgrad erhöht und die Abnutzung vermindert wird.

(Über Geschwindigkeit, Belastung und Achsenabstand von Kettenrieben siehe S. 163)

Kettenrollen. Der Durchmesser D der Kettenrollen und Trommeln soll mindestens gleich der 20fachen Kettenstärke sein.

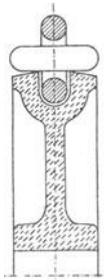


Fig. 215.

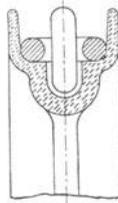


Fig. 216.



Fig. 217.

Die Kettenrollen haben entweder eine glatte Rille, welche die in Fig. 215 bis 217 gezeichneten Formen haben kann (die Form Fig. 215 hat den Zweck, die Glieder möglichst weit nach den Enden zu zur Auflage zu bringen, damit sie möglichst wenig auf Biegung beansprucht werden) oder einen gezahnten Umfang (Fig. 218). Die Trommeln sind fast immer glatt, selten mit einer schraubenförmigen profilierten Rille versehen. Triebrollen müssen natürlich verzahnt sein. Für verzahnte Rollen sind kalibrierte Ketten zu verwenden. Die Zahnform ergibt sich aus der Bewegung der Kettenglieder beim Ablauen von den Rollen.

Den Wirkungsgrad der Kettenrolle kann man bei der festen Rolle $\eta = 0,95$, bei der beweglichen Rolle $\eta = 0,975$ setzen.

Den Radius der Kettenrollen (gemessen bis Mitte der Glieder, Fig. 218) kann man, wenn l die innere Gliedlänge, d die Gliedstärke und z die Zähnezahlnzahl ist, bei Rollen von größerem Durchmesser setzen:

$$R = \frac{l}{2} \cdot \cotg \frac{360}{4z} = \frac{l}{2} \cotg \frac{90}{z}.$$

Bei kleineren Rollen muß man ihn nach der Formel

$$R = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{l}{\sin \frac{90^\circ}{z}}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos \frac{90^\circ}{z}}\right)^2}$$

berechnen, dieselbe gibt die in der Tabelle 10 im Anhang aufgeführten Werte.

Der Radius der Rollen für Gallsche Ketten (Fig. 219) ist

$$R = \frac{l}{2 \sin \frac{180^\circ}{z}}$$

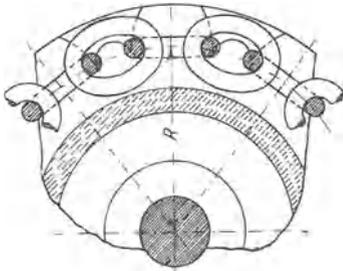


Fig. 218.

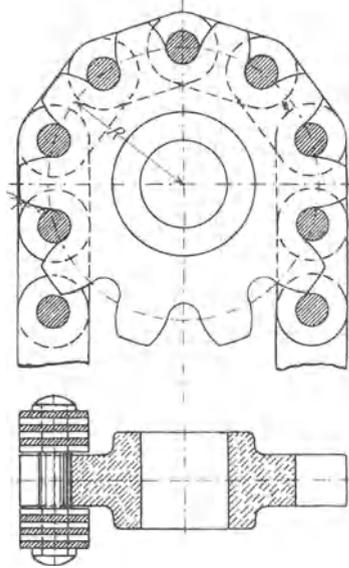


Fig. 219.

(Tabellen über Abmessungen, Tragkraft und Gewicht von Ketten siehe Anhang.)

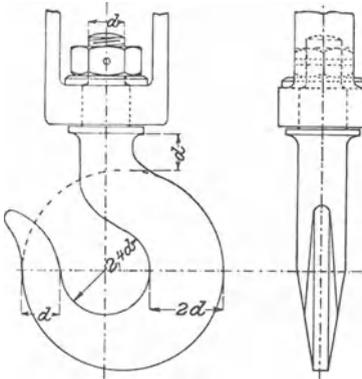


Fig. 220.

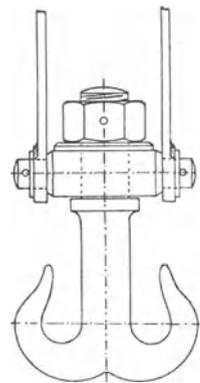


Fig. 221.

Haken. Man unterscheidet einfache Haken und Doppelhaken (Fig. 220 und 221). Der innere Gewindedurchmesser d' läßt sich,

wenn P die Belastung ist, nach der Formel

$$P = \frac{\pi d'^2}{4} k_z$$

berechnen. Der Haken selbst ist auf Zug und Biegung beansprucht und kann, nachdem man d' berechnet hat, nach den der Figur eingeschriebenen Verhältnissen dimensioniert werden. Neuerdings führt man die Haken vielfach mit Kugellagerung aus.

B. Kolben und Kolbenstangen.

Kolben haben die Aufgabe, Kraft oder Bewegung vom Getriebe der Maschine auf Flüssigkeiten, Dämpfe oder Gase, die in einem Gefäße, dem Zylinder, eingeschlossen sind, zu übertragen oder umgekehrt.

Kolben und Zylinderwandung müssen gegeneinander abgedichtet sein. Ist der Zylinder mit der Dichtung oder Liderung ausgerüstet, so nennt man den Kolben Taucher- oder Plungerkolben, ist der Kolben damit versehen, Scheibenkolben.

Die Bewegung des Kolbens ist meist eine geradlinig hin- und hergehende, seltener eine drehende.

1. Taucherkolben.

Die Taucher- oder Plungerkolben (Fig. 222 und 223) kommen hauptsächlich bei Pumpen, hydraulischen Pressen usw. zur Verwendung.

Die Abdichtung geschieht durch Stopfbüchsen (siehe auch S. 182) mit Leder- oder Hanfeinlage.

Die gebräuchlichsten Formen der Lederdichtung sind in den Fig. 222 bis 225 dargestellt, und zwar zeigt Fig. 222 eine Dichtung für Saug- und Druckpumpen, sie dichtet sowohl gegen äußeren als gegen inneren Überdruck; Fig. 224 zeigt eine für hydraulische Pressen viel verwendete Dichtung, die nur gegen inneren Überdruck dichtet; das Wasser muß durch einen Spalt oder entsprechende Bohrungen unter die Manschette treten können. Bei großem Durchmesser des Kolbens kann die Manschette in eine ausgedrehte Nut eingebracht werden, bei kleinerem Durchmesser muß man die Nut nach Fig. 224 durch einen herausnehmbaren Ring schließen. Der die Manschette stützende eingelegte Metallring wird häufig weggelassen. Die Herstellung der Lederringe geschieht mit Hilfe geeigneter Formen, in die das vor her in warmem Wasser eingeweichte Leder langsam hineingepreßt wird. Fig. 225 zeigt die patentierte Dichtung des Grusonwerkes, bei welcher durch die dachförmigen Metallringe die Lederscheiben nach beiden Seiten hin angepreßt werden,

Kleinere Taucherkolben werden wie Fig. 222 voll gegossen bzw. aus Schmiedeeisen oder Stahl hergestellt. Die Kolbenstange greift am oberen Ende an. Größere Taucherkolben gießt man hohl, die Kolbenstange kann dann entweder mit dem Deckel des hohlen Kolbens verbunden sein oder auch in den Kolben hineinragen (Fig. 223). Größere

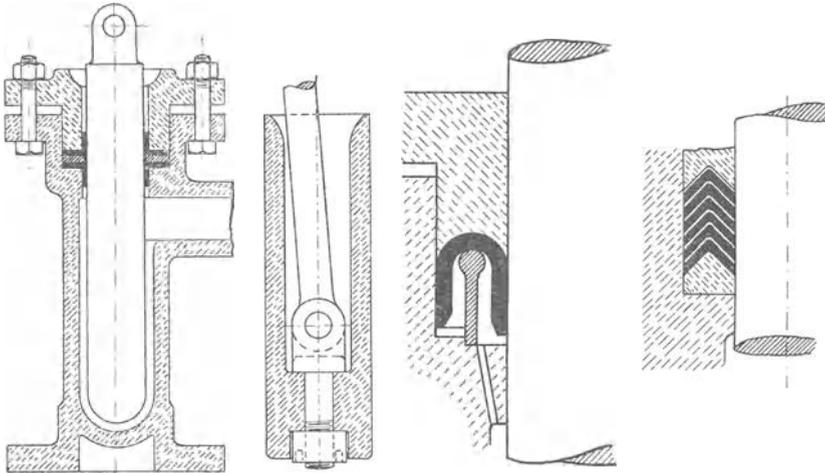


Fig. 222.

Fig. 223.

Fig. 224.

Fig. 225.

Taucherkolben konstruiert man, um die zu ihrer Bewegung erforderliche Kraft herabzumindern, möglichst so, daß der Kolben im Wasser schwimmt. Die Kolbenstange muß dann natürlich dicht eingesetzt sein (ingeschliffen). Für Flüssigkeiten, welche Eisen angreifen, verwendet man Kolben aus Rotguß oder Bronze, für Säuren und Laugen auch ganz aus Steinzeug hergestellte Pumpen.

2. Scheibenkolben.

Der Kolbenkörper besteht gewöhnlich aus Gußeisen oder Gußstahl, nur bei kleinem Durchmesser zuweilen aus Schmiedeeisen; aus Bronze des hohen Preises wegen nur dort, wo chemische Einflüsse dies nötig machen. Nur selten ist der Kolben voll gegossen, gewöhnlich ist er mit Rippen versehen oder hohl gegossen. Im letzteren Fall sind Kernlöcher anzuordnen, um den Kern aus dem Innern entfernen zu können, sie werden durch Gewindestücke verschlossen.

Der Deckel des Kolbenkörpers besteht aus demselben Materiale wie der Kolbenkörper selbst und wird durch Schrauben auf dem Kolbenkörper befestigt. Den Durchmesser der Deckelschrauben kann man, wenn d der Durchmesser der Kolbenstange ist, nehmen

$$\delta = 0,2d + 10 \text{ bis } 12 \text{ mm,}$$

die Anzahl der Schrauben:

3	Schrauben,	wenn	$D < 250$	mm
4 bis 5	„	„	$D = 250$ bis	400 mm
6	„	„	$D = 450$ „	700 „
8	„	„	$D = 700$ „	900 „
10	„	„	$D = 900$ „	1000 „

Die Muttern macht man, damit sie nicht festfrieren, aus Bronze. Sie müssen natürlich gegen selbsttätiges Lösen gesichert sein. Bei großen Kolben sind noch, um den Deckel leicht lösen zu können, Abdrückschrauben anzuordnen.

Der Kolbenkörper muß natürlich allen Beanspruchungen, ev. Stößen usw. mit genügender Sicherheit widerstehen können und ist, was die Form betrifft, so zu konstruieren, daß er möglichst wenig schädliche Räume bietet, d. h. er ist möglichst geschlossen zu konstruieren. Vorspringende Teile sind, da sie entsprechende Aussparungen in den Zylinderdeckeln notwendig machen, möglichst zu vermeiden.

Als Dichtungsmaterial finden für Scheibenkolben Verwendung: Hanf oder ähnliches Material, Leder, Holz und Metall.

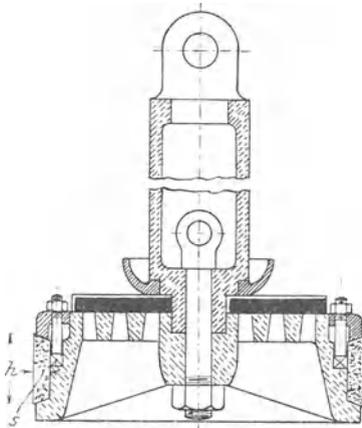


Fig. 226.

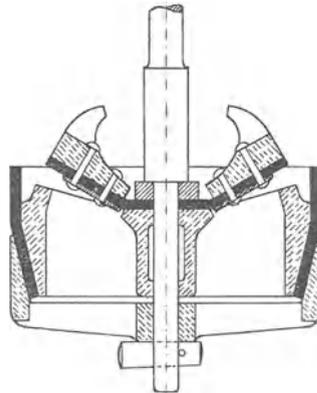


Fig. 227.

1. Hanfliderung (Fig. 226) wird nur selten verwendet, hauptsächlich bei kaltem und warmem Wasser und feuchten Dämpfen von niedriger Temperatur. Mit Vorteil verwendet man sie dort, wo ein einseitig ausgelaufener Zylinder nicht nachgebohrt werden kann. Da sie leicht festbrennt und häufig nachgezogen und erneuert werden muß, ist sie durch die Metallpackung fast ganz verdrängt worden.

Man verwendet Hanfseile, nicht Zöpfe, und macht, wenn D der Kolbendurchmesser ist, $s = \sqrt{D}$ und $h = 4\sqrt{D}$.

2. Lederliderung. Diese ist nur für Flüssigkeiten und Gase bis zu einer Temperatur von 30 bis 40° zu verwenden. Für saure Grubenwässer darf sie nicht angewandt werden.

Fig. 227 zeigt die Lederstulpliderung aus 3 bis 5 mm starkem Leder; die Dichtungsfläche nimmt man 8 bis 15 mm hoch. Fig. 228 zeigt einen Kolben für doppelt wirkende Wasserpumpen. Die abdichtende Manschettenhöhe nimmt man 12 bis 20 mm, die Lederstärke 3 bis 6 mm. Fig. 229 zeigt einen mit flachen Lederscheiben gedichteten Kolben. Bei der Huberpresse verwendet man Lederscheiben, deren Rand nach unten umgebogen ist, mit zwischengelegten Metallringen.

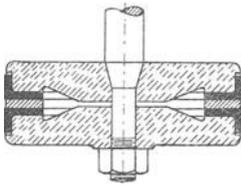


Fig. 228.

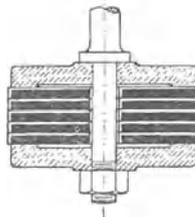


Fig. 229.

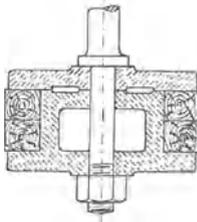


Fig. 230.

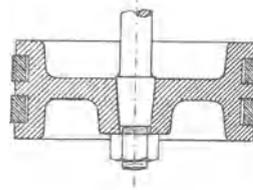


Fig. 231.

3. Holzliderung (Fig. 230). Diese wird in neuerer Zeit hauptsächlich für Warmwasserpumpen der Kondensationsmaschinen verwandt, soll gut dichten und wenig Abnutzung ergeben.

4. Metalliderung. Nur selten, z. B. bei Feuerspritzen, sind die Kolben direkt eingeschliffen; bei den Feuerspritzen nimmt man die hohen Herstellungskosten eines solchen Kolbens der Betriebssicherheit wegen in Kauf.

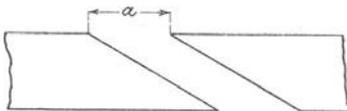


Fig. 232.

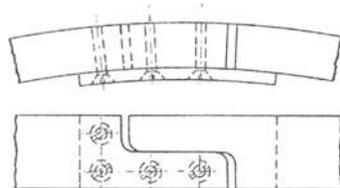


Fig. 233.

Gewöhnlich erfolgt die Abdichtung durch Ringe (Fig. 231 bis 233 und folgende) aus zähem, nicht zu weichem Gußeisen oder Bronze,

seltener aus weichem Stahl oder gezogenen Kupfer- oder Messingstangen, die sogenannten Liderungsringe.

Die Kolbenringe sollen der Abnutzung wegen aus nicht zu weichem Materiale sein. Meist verwendet man zähes Gußeisen, Bronze gewöhnlich nur, wenn die chemische Wirkung der Flüssigkeiten dies notwendig macht, noch seltener Stahl. Bei Dampfmaschinen verwendet man ein bis drei Ringe, bei Gasmotoren vier bis acht und noch mehr.

Man hat hier meist die Selbstspanner, welche, aus einem Ring von etwas größerem Durchmesser hergestellt, mit einem schrägen (Fig. 232) oder treppenförmigen (Fig. 233) Ausschnitt versehen, zusammengespannt und auf den Durchmesser der Zylinderbohrung abgedreht werden. Sie federn dann auseinander und schmiegen sich so der Zylinderwandung dicht an. Rechnet man auf den Ausschnitt $a = \frac{D}{10}$ und auf die Bearbeitung (Vor- und Fertigdrehen) zusammen 6 bis 12 mm, so muß der Durchmesser des rohen Ringes

$$D_1 = D + \frac{a}{\pi} + 6 \text{ bis } 12 \text{ mm} = D + \frac{0,1 D}{\pi} + 6 \text{ bis } 12 \text{ mm}$$

$$= 1,032 D + 6 \text{ bis } 12 \text{ mm}$$

sein.

Die Stärke der Ringe nimmt man, nach Bach, Maschinenelemente, wenn sie aufgebogen über den Kolben gestreift werden sollen:

$$s \geq \frac{D}{30} \text{ für gleichstarke Ringe,}$$

$$s \geq \frac{D}{25} \text{ für ungleichstarke Ringe, die an den Enden bis auf } 0,7 s \text{ abnehmen.}$$

Die Höhe der Ringe ist $h = s$ bis $3 s$, gewöhnlich $h = 2 s$.

Werden die Ringe nach Abnahme eines besonderen Kolbendeckels in die Nut eingelegt, so kann man sie stärker nehmen, und zwar

$$s = \frac{D}{20}; \quad h = s \text{ bis } 1,5 s; \quad a = 0,075 D.$$

Die Federringe sind aus demselben Material wie die Selbstspanner, nur sind sie nicht auf Spannung abgedreht. Sie werden durch einen eingelegten Spannring (Fig. 236), Federn (Fig. 234) oder durch einen durch Federn angepreßten Keil (Fig. 235) auseinandergedreßt. Die letzte Konstruktion hat den Nachteil, daß die Abnutzung ungleichmäßig wird, auch an der dem Keil gegenüberliegenden Stelle des Zylinders leicht eine Erhöhung stehen bleibt, solange der Keil zurücksteht.

Bei der Verwendung von Federn (Fig. 234) ist die Verwendung einer größeren Zahl schwächerer Federn der gleichmäßigen Anpressung wegen vorzuziehen. Man legt auch einen gewellten Zentrierring ein.

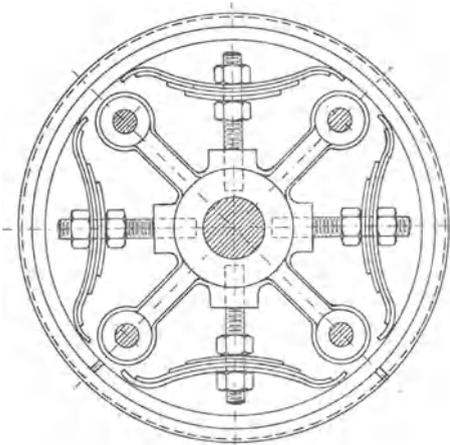


Fig. 234.

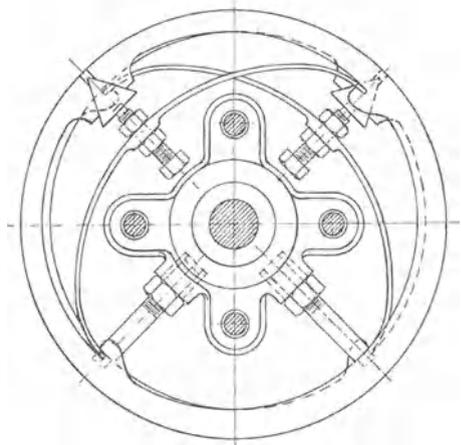


Fig. 235.

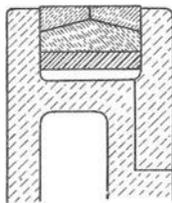


Fig. 236.

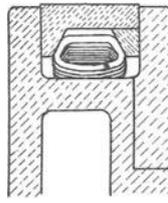


Fig. 237.

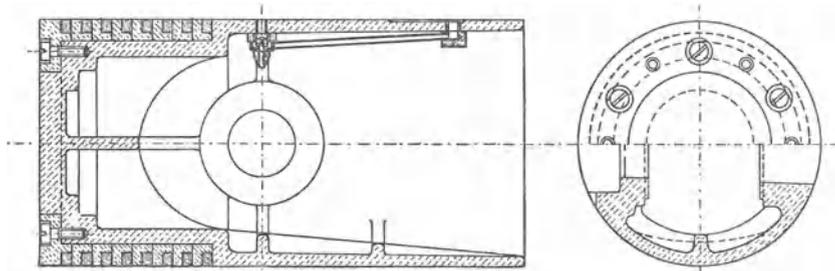


Fig. 238.

Kolben, die sich selbst tragen, müssen mit Tragringen oder Tragstücken, auf die sich der Dichtungsring stützt, ausgerüstet werden.

Die Kolbenringe müssen mit äußerster Sorgfalt hergestellt und in die Nuten des Kolbens gut eingepaßt werden. Sie dürfen in diesen nicht klappern, aber auch nicht klemmen. Die Schnittstellen müssen, wenn ein Kolben mehrere Ringe hat, gegeneinander versetzt werden,

Eine große Zahl verschiedener Konstruktionen bezweckt, die Ringe nicht nur radial gegen die Zylinderwandung, sondern auch axial gegen die Stirnflächen der Nut anzupressen; dies geschieht z. B. nach Fig. 236 mit keilförmiger Einlage oder nach Fig. 237 mit eingelegter Schraubenfeder.

Zweckmäßig ist es, die Ringe in einen besonders aufgeschraubten Teil einzulegen, wie bei dem in Fig. 238 dargestellten Gasmotorenkolben; das Einziehen und Herausnehmen der Ringe wird dadurch erleichtert.

Die Befestigung des Kolbens auf der Kolbenstange geschah früher meist mit Mutter oder Keil und schwach geneigtem Konus (etwa 1 : 8), wie Fig. 231 zeigt. Gegenwärtig nimmt man meist einen unter 45° geneigten Konus um den Kolbenkörper nicht auseinanderzutreiben. (Siehe die Kolbenstange Fig. 239.)

Über die Labyrinthdichtung siehe unter Stopfbüchsen.

3. Kolbenstangen.

Als Kolbenstange (Fig. 239) bezeichnet man den Maschinenteil, welcher die von der Flüssigkeit auf den Kolben übertragene Kraft und Bewegung vom Kolben weg-, oder die vom Kolben auf die Flüssigkeit zu übertragende Pressung und Bewegung nach dem Kolben hinleitet.



Fig. 239.

Der Querschnitt der Kolbenstange ist kreisförmig oder ringförmig. Die Kolbenstange ist vorwiegend auf Knickfestigkeit beansprucht. Ist m der Sicherheitskoeffizient,

l die Länge vom Kolben bis zum Kreuzkopf in Zentimeter,

$P = \frac{\pi D^2}{4} \cdot p$ die von der Kolbenstange zu übertragende Kraft,

E der Elastizitätsmodul

für Schmiedeeisen 2 000 000 kg/qcm

für Stahl 2 150 000 kg/qcm

und J das Trägheitsmoment

für vollen kreisförmigen Querschnitt $\frac{d^4}{20}$

für ringförmigen Querschnitt $\frac{d_1^4 - d_2^4}{20}$,

so hat man zu setzen

$$m P = \frac{\pi^2 J E}{l^2} = \sim \frac{10 J E}{l^2}.$$

Den Sicherheitskoeffizienten nimmt man 8 bis 11, wenn die Belastung zwischen Null und der Maximalkraft P schwankt (einfachwirkende Maschinen), dagegen $m = 15$ bis 22, wenn sie zwischen $+P$ und $-P$ schwankt (doppeltwirkende Maschinen).

Einfacher rechnet man

$$d = \sqrt[4]{\frac{P}{P_0} l^2},$$

wobei l = Länge in Meter,

$P_0 = 10$, wenn die Belastung zwischen 0 und P ,

$P_0 = 5$, wenn die Belastung zwischen $+P$ und $-P$ schwankt.

Das Material der Kolbenstange ist Schmiedeeisen oder Stahl. Kolbenstangen aus Stahl bieten eine glattere Oberfläche und sind deshalb vorzuziehen.

4. Die Stopfbüchsen.

Stopfbüchsen dichten hin- und hergehende oder sich drehende Stangen ab, die aus einem Raum, in dem sich Flüssigkeiten oder Gase befinden, in einen anderen Raum übertreten.

Die wesentlichen Teile der Stopfbüchsen sind (Fig. 240): a die Büchse, b die Brille, c die Packung, s die Schrauben zum Zusammenpressen der Packung, e die Grundbüchse.

Die Brille wird für schwache Stangen ganz aus Bronze gefertigt, für stärkere aus Gußeisen mit Bronzefutter, die Grundbüchse ist aus Bronze.

Als Dichtungsmaterial werden quadratische oder runde Schnüre aus Hanf, Baumwolle oder Asbest, in Talg gekocht oder mit Graphit geschmiert, in einer Spirale oder in Ringen mit versetzten schräg geschnittenen Teilstellen eingelegt, ferner Leder, Gummi, Metallgewebe, Metallringe usw. verwendet. Hanf-, Baumwoll- und Asbestpackung bezeichnet man als Weichpackung.

Den Durchmesser d_1 der Büchse nimmt man, wenn d der Durchmesser der Stange in Zentimeter ist, bei Hanf-, Baumwoll-, Asbestpackung und dgl.

$$d_1 = d + 1,6 \sqrt{d},$$

die Höhe der Packung $h = d_1$, die Wandstärke etwa $\frac{d}{10} + 1,5$ cm.

Bei Wasser darf h etwas kleiner, bei Luft etwas größer gewählt werden. Je höher die Packung, umso dauerhafter ist sie im Betriebe und umso geringer ist die Reibungsarbeit.

Die Grundbüchse soll eine Länge $h_1 = d$ bei liegenden und $h_1 = \frac{d}{2}$ bei stehenden Kolbenstangen haben.

Das Anziehen der Stopfbüchsenbrille geschieht durch Schrauben, am besten drei, nur bei Stopfbüchsen von untergeordneter Bedeutung zwei, weil sich bei zwei Schrauben die Stopfbüchse leicht schief zieht. Den Durchmesser δ der Schrauben kann man nach folgender Tabelle nehmen:

$d = 30$;	40 bis 50;	60 bis 70;	80 bis 90;	100 bis 110;	120 mm
$\delta = \frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{8}$ '' engl.

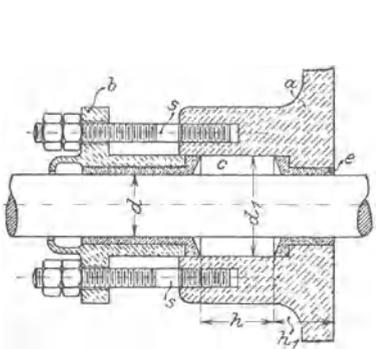


Fig. 240.

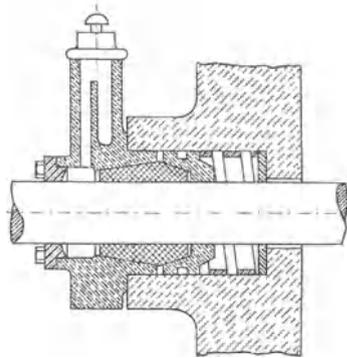


Fig. 241.

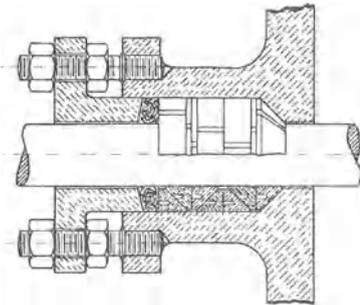


Fig. 242.

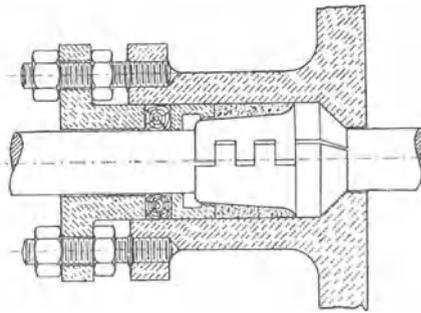


Fig. 243.

In neuerer Zeit verwendet man mehr und mehr Metalliderung für Stopfbüchsen. Diese erfordert eine ununterbrochene, sorgfältige Schmierung.

Der Durchmesser d_1 der Büchse kann bei Metallpackung ungefähr

$$d_1 = 1,4 d + 1 \text{ cm}$$

genommen werden.

In Fig. 241 ist eine Stopfbüchse für Lokomotiven mit zweiteiligem doppelkonischen Weißmetallring (15 % Antimon, 20 % Zinn, 65 % Blei) dargestellt. Die eingesetzte Feder verhindert Klemmungen infolge von Wärmedehnung. Für Schiffsmaschinen wird häufig die Schellingsche

Stopfbüchsenpackung verwandt, mit dreiteiliger Büchse aus Weichkupfer, welche zur Erzielung seitlicher Beweglichkeit noch mit Hanfpackung umgeben ist (Fig. 243).

Am verbreitetsten ist die Howaldtsche Packung (Fig. 242) (Howaldtswerke in Kiel), die aus geteilten Ringen von dreieckigem Querschnitt besteht, mit einer weichen Auflage, die Wärmedehnungen gestattet und gegen das Eindringen von Staub schützt. Die Ringe bestehen aus einem besonderen Weißmetall, die äußeren auch aus Bronze; sie sind mit Gewindelöchern versehen, um sie leichter herausnehmen zu können.

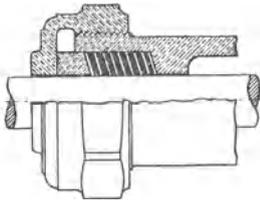


Fig. 244.

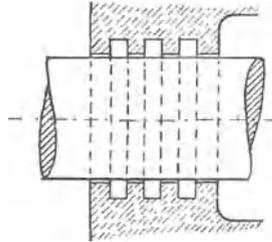


Fig. 245.

Stopfbüchsen mit Lederpackung sind nach dem unter Kolben Gesagten auszuführen.

Fig. 244 zeigt eine Stopfbüchse, bei welcher die Brillenschrauben dadurch vermieden sind, daß eine Mutter, welche auf der Packungshülse aufgeschraubt ist, über die Brille übergreift und diese so anzieht.

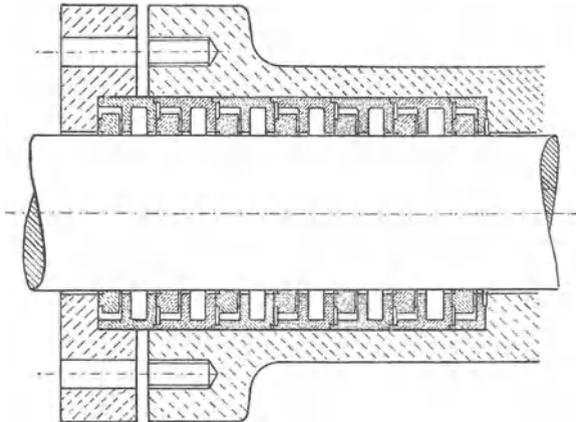


Fig. 246.

Unter Labyrinthdichtung (Fig. 245) versteht man eine Abdichtung durch mehrere in die Stange oder die Büchse (bzw. den Kolben) einge-

drehte Nuten, in denen die Flüssigkeit einen unelastischen Stoß erfährt; auch füllen sich die Rillen mit Öl oder Fett, bzw. mit Kondenswasser, so daß die Durchströmung umsomehr gehindert wird, je mehr Rillen vorhanden sind. Die Ausfüllung der Rillen mit einem dichteren Stoff als demjenigen, gegen welchen abgedichtet werden soll, ist jedenfalls von großem Einfluß auf die Güte dieser Dichtung.

Mit dieser Dichtung verwandt sind verschiedene Stopfbüchsenkonstruktionen, bei denen eine größere Zahl einzelner Ringe in hintereinanderliegende Nuten der Stopfbüchse eingelegt sind, wie bei der Lentzschenschen Packung (Fig. 246). Die ähnlich konstruierte Schwabe'sche Packung hat mehrteilige Ringe, die durch darumgelegte Spiralfedern angedrückt werden.

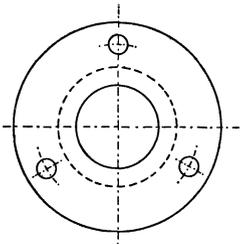


Fig. 247.

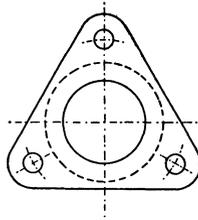


Fig. 248.

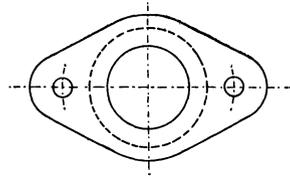


Fig. 249.

Wo die Schmierung der Stopfbüchse durch die von der Stange mitgenommene Feuchtigkeit nicht genügt, schmiert man durch vor der Stopfbüchse auftropfendes Öl, bei stehenden Stopfbüchsen durch einen die Stange umschließenden Öltrog oder durch Stauerbüchsen, die Starrschmiere in einen die Stange umgebenden Örling pressen.

Um bei größeren Stopfbüchsen ein Schiefziehen der Brille zu verhindern, werden die Muttern mit Zahnräder- oder Schneckenantrieb genau gleichmäßig bewegt. Stopfbüchsen, die samt Packung von den anderen Teilen der Maschine losgelöst werden können, erleichtern die Auswechslung der Packung. Die Figuren 247, 248 und 249 zeigen verschiedene Formen von Stopfbüchsenbrillen in Vorderansicht.

V.

Maschinenelemente zur Umänderung der geradlinigen Bewegung in eine drehende.

Die Bewegungsverhältnisse dieser Maschinenteile sind ziemlich komplizierte. Deshalb muß ihrer Besprechung eine Betrachtung der Bewegungsverhältnisse vorausgehen. Es soll hier das wichtigste dieser Getriebe, der einfache Kurbelmechanismus, erläutert werden.

Nennt man den Winkel, den die Schubstange mit der Verlängerung der Kolbenstange, also den im Kräfteparallelogramm (Fig. 250) S mit P bildet, α , so ist

$$\frac{V}{P} = \tan \alpha, \quad \frac{P}{S} = \cos \alpha,$$

demnach

$$V = P \tan \alpha, \quad S = \frac{P}{\cos \alpha}.$$

Die Schubstangenkraft S überträgt sich auf den Kurbelzapfen und zerlegt sich hier in eine Komponente T, die tangential zum Kurbelkreis wirkt und die drehende Bewegung hervorbringt, und in eine in die Richtung des Kurbelarmes fallende Komponente K, welche die Kurbelwelle auf Biegung beansprucht und den Kurbelwellenzapfen gegen die Lagerschale preßt (Fig. 251).

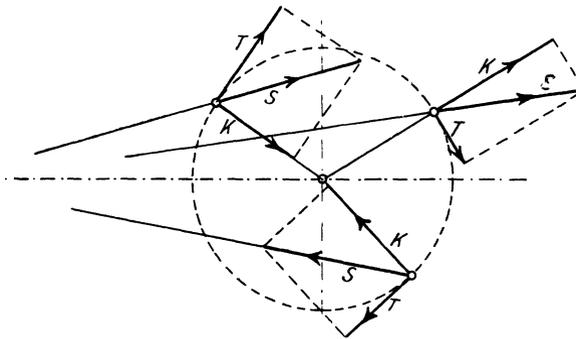


Fig. 251.

Stehen Kurbel und Schubstange senkrecht aufeinander, so ist die Tangentialkraft T gleich S (nach dem über S_{\max} Gesagten annähernd gleich P), es wird also dann die ganze Schubstangenkraft zur Hervorbringung der drehenden Bewegung nutzbar gemacht; die Komponente K dagegen wird in diesem Falle gleich null. Fällt hingegen die Schubstangenrichtung mit der Richtung des Kurbelarmes in eine Linie, so wird $K = S$, die Tangentialkraft dagegen null; die Schubstangenkraft S, die in diesem Falle gleich P ist, kann also dann gar nicht drehend wirken (Totpunkttagen). Auch die Komponente V (Fig. 250) ist dann gleich null.

Die Beziehungen zwischen dem Wege des Kreuzkopfes und dem Wege des Kurbelzapfens lassen sich gleichfalls leicht auf zeichnerischem Wege ermitteln.

Man findet dann, daß bei gleichbleibender Umfangsgeschwindigkeit der Kurbel die Geschwindigkeit des Kreuzkopfes zu Anfang und Ende

des Hubes am kleinsten, in der Mitte des Hubes am größten, nämlich gleich der Geschwindigkeit des Kurbelzapfens ist.

Während einer Umdrehung macht der Kurbelzapfen den Weg $d \pi$, der Kreuzkopf den Weg $2 d$ (der Kolbenhub ist gleich dem Durchmesser des Kurbelkreises), die mittleren Geschwindigkeiten beider Teile verhalten sich also

$$\frac{c_m \text{ Kurbelzapfen}}{c_m \text{ Kreuzkopf}} = \frac{d \pi}{2 d} = \frac{3,14}{2}.$$

Somit ist die mittlere Geschwindigkeit des Kurbelzapfens

$$c_m \text{ Kurbelzapfen} = 1,57 c_m \text{ Kreuzkopf},$$

die mittlere Geschwindigkeit des Kreuzkopfes

$$c_m \text{ Kreuzkopf} = 0,64 c_m \text{ Kurbelzapfen}.$$

Die an der Kurbel geleistete Arbeit ist gleich dem Produkt aus dem Mittelwerte des Tangentialdruckes und dem Wege des Kurbelzapfens. Um den mittleren Tangentialdruck zu bestimmen, bestimmt man für eine größere Anzahl Kurbelstellungen die Größe des Tangentialdruckes auf die früher beschriebene Weise, addiert diese Werte und teilt die Summe durch die Anzahl derselben.

Um die Änderung des Tangentialdruckes zu veranschaulichen, kann man dessen Werte auch auf einer Linie, deren Länge dem Umfang des Kurbelkreises gleich ist, als Ordinaten auftragen. Dies empfiehlt sich besonders bei veränderlichem Kreuzkopfdrucke (Expansionsmaschinen). Der Inhalt des so erhaltenen Diagrammes ist dann gleich der geleisteten Arbeit.

Die Teile des Kurbelmechanismus.

1. Schubstangen.

Die Schubstangen (Pleuel-, Bläuel-, Treib-, Lenkerstange) dienen dazu, die Bewegung zwischen Zapfen zu übertragen, welche rotierende, schwingende oder geradlinige Bewegungen ausführen. Sie bestehen aus den lagerartig einen Zapfen umschließenden oder selbst einen Zapfen tragenden Schubstangenköpfen und dem die Köpfe verbindenden Schubstangenschaft.

1. Schubstangenköpfe. Die Schubstangenköpfe sind bewegliche Lager oder Träger von Zapfen. Ihre Hauptdimensionen richten sich deshalb nach den Abmessungen der Zapfen.

Die Hauptanforderungen, die man an Schubstangenköpfe stellen muß, sind nach Bach folgende:

1. die Achsen beider Köpfe müssen genau parallel laufen;
2. die Berührung zwischen Zapfen und Lagerschale muß auf der ganzen Länge der letzteren stattfinden;

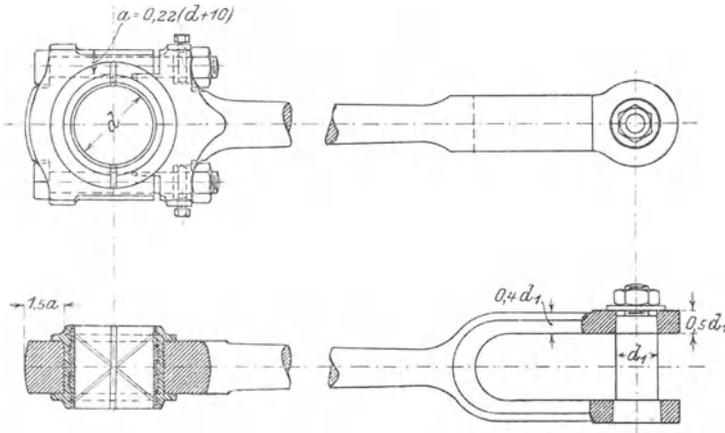


Fig. 252.

3. die Abnutzung der Lagerschalen soll so ausgleichbar sein, daß die Entfernung der Lagermitten sich nicht ändert;

4. die Köpfe sollen möglichst leicht sein;
5. vorspringende Teile und Ecken sind tunlichst zu vermeiden.

Im übrigen gilt das über Lager und Zapfen Gesagte.

Die Figuren 252 bis 254 zeigen verschiedene Konstruktionen von Schubstangenköpfen. Zweckmäßige Dimensionen sind daselbst eingeschrieben, doch muß namentlich bei größeren Kräften die Festigkeitsberechnung für die Hauptabmessungen dem vorliegenden Sonderfallentsprechend durchgeführt werden.

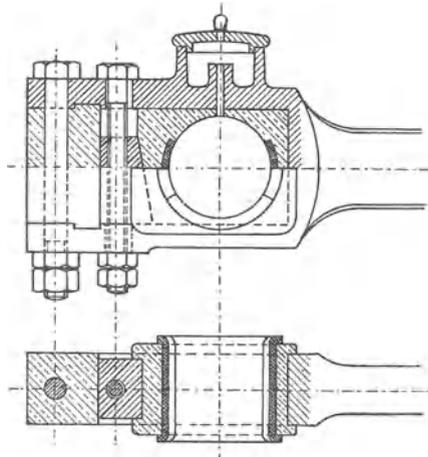


Fig. 253.

Man rechnet dabei für alle auf Zug, Druck oder Biegung beanspruchten Teile die zulässige Spannung für Schmiedeeisen 300 kg/qcm, für Stahl 400 kg/qcm (bei vorzüglichem Material kann man das 1,5 fache dieser Werte annehmen), für Schrauben aus zähem Stahl 300 bis

500 kg/qcm (für den Kernquerschnitt). Die Zugkraft von Schrauben, die einen Keil anzuziehen haben, nimmt man bei einem Anzug der Keile 1 : 5 gleich dem fünften Teil der Schubstangenkraft S bzw. P .

Bei der Berechnung des Bügels auf Biegung denkt man sich die halbe Stangenkraft im Abstand $\frac{d}{4}$ von der Zapfenmitte wirkend, an einem Hebelarm x biegender, der bei Köpfen nach Fig. 252 bis zur Schraubenmitte, bei Köpfen nach Fig. 254 bis zur Mitte des Bügelquerschnitts unter der Zapfenmitte reicht; es ist dann, da der Bügelquerschnitt annähernd rechteckig ist,

$$\frac{P}{2} x = \frac{b \cdot h^2}{6} k_b.$$

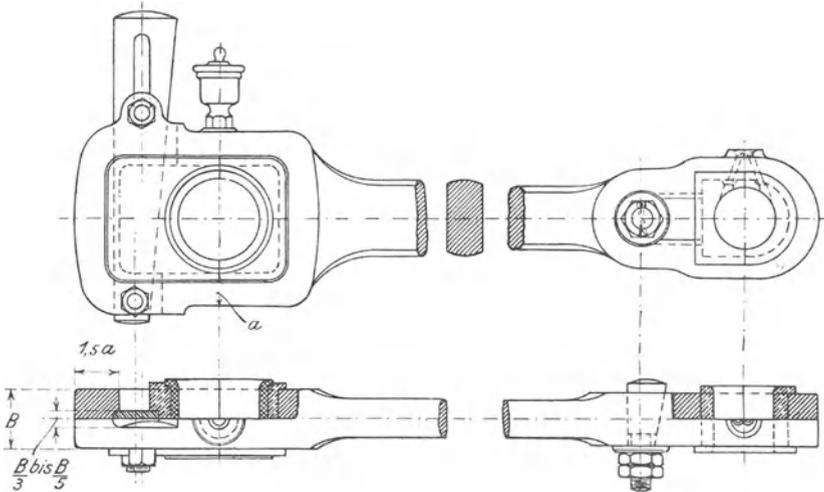


Fig. 254.

Bei gekröpften Wellen und Kurbeln mit Gegenkurbeln, also dort, wo man weder den Kopf auf den Zapfen aufschieben noch den Zapfen durchschieben kann, muß man offene Schubstangenköpfe anwenden, wie den Pennschen oder Marinekopf (Fig. 252 links) oder den Lokomotivkopf (Fig. 253). Bei Köpfen mit Keilnachstellung (Fig. 254 links) erhält der Keil einen Anzug von 1 : 5 bis 1 : 8. Bei größeren Zapfendurchmessern soll man den Keil breit ausführen wie in Fig. 253. Am Kreuzkopfende wird der Keil der besseren Zugänglichkeit wegen oft quer eingelegt und mit dem Anzug 1 : 4 ausgeführt.

Bei einfachen geschlossenen Köpfen kleiner Schubstangen stellt man die Schale häufig statt durch einen Stellkeil durch eine Schraube nach.

Bei gabelförmigen Schubstangenköpfen wird entweder der Zapfen nach Fig. 252 (rechts) konisch mit Schraube eingezogen (eine Lösung des anderen Konus kann man eventuell durch eine außen aufgeschraubte Scheibe verhindern) oder zylindrisch eingesetzt und in den Gabelaugen mit Querkeilen befestigt. Seltener trägt der Kreuzkopf die Zapfen, der gabelförmige Schubstangenkopf die Lager.

2. Schubstangenschaft. Der Schubstangenschaft wird abwechselnd durch Zug- und Druckkräfte beansprucht, da aber infolge seiner Länge ein seitliches Ausbiegen eintritt, so ist er auf Knickung zu berechnen. Die Schubstange führt eine hin- und herschwingende Bewegung aus. Hierbei muß sie ihre Bewegungsrichtung fortgesetzt umkehren. Die schwingenden Massen suchen aber infolge der Trägheit ihre Bewegungsrichtung beizubehalten. Hierdurch wird die Schubstange in der Richtung der Schwingungsebene durchgebogen.

Die größte die Schubstange beanspruchende Kraft setzt man meist gleich der durch die Kolbenstange übertragenen Kraft P.

Bei geringen Geschwindigkeiten kann man diese Durchbiegung vernachlässigen und setzen für schmiedeeiserne Schubstangen von:

$$\text{rundem Querschnitt} \quad . \quad . \quad . \quad P = 40\,000 \frac{\Delta^4}{l^2}$$

$$\text{rechteckigem Querschnitt} \quad . \quad . \quad . \quad P = 200\,000 \frac{b^4}{l^2},$$

wenn $h = 1,8 b$ ist.

Für Schubstangen aus Holz, mit $h = 1,5 b$,

$$P = 10\,000 \frac{b^4}{l^2}.$$

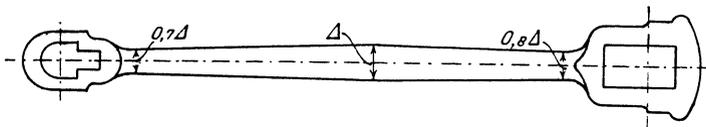


Fig. 255.

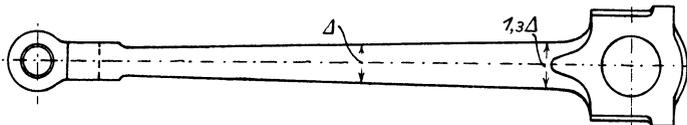


Fig. 256.

Die aus diesen Formeln berechneten Werte von Δ und h sind die mittleren Maße, nach dem Kurbelzapfen hin nimmt der Schubstangendurchmesser bis $0,8 \Delta$, nach dem Kreuzkopfzapfen hin bis $0,7 \Delta$ ab (Fig. 255), bei großem Kurbelzapfen aber vielfach nach dem Kurbel-

zapfen auch auf $1,3 \Delta$ zu; die Seiten sind dann abgeflacht (Fig. 256). Die Breite b rechteckiger Stangen ist unveränderlich, die Höhe am Kurbelzapfenkopf = $1,2 h$, die am Kreuzkopf = $0,8 h$.

Die Berechnung auf Knickfestigkeit liefert, wenn J das kleinste Trägheitsmoment in bezug auf die neutrale Achse:

$$\frac{\Delta^4}{20} \text{ für kreisförmigen Querschnitt}$$

$$\frac{b^3 h}{12} \text{ für rechteckigen Querschnitt (mit } b = 0,5 \text{ bis } 0,6 h\text{),}$$

E der Elastizitätsmodul des Materiales in Kilogramm pro Quadratcentimeter, l die Schubstangenlänge in Zentimeter und m ein Sicherheitskoeffizient ist, die Formel

$$J = \frac{m P l^2}{\pi^2 E}.$$

Die durch die Trägheit der Massen hervorgerufene Biegungsanstrengung kann durch die Wahl von m nach folgender Tabelle berücksichtigt werden:

Werte von m .

Zylinder- durchmesser	Tourenzahl pro Minute					
	300	200	150	100	80	50
200	40	20	15	15	15	—
300	50	40	20	15	15	15
400	60	50	40	20	15	15
500	—	60	50	30	20	15
600	—	—	60	40	20	15
700	—	—	—	50	25	15

Meist setzt man den Sicherheitskoeffizienten $m = 25$.

Bei Schubstangen langsam gehender Maschinen liegt der am stärksten beanspruchte Querschnitt in der Mitte der Schubstangenlänge, bei schnell laufenden Maschinen rückt er durch den Einfluß der durch die Trägheitskräfte hervorgerufenen Biegung um so näher nach dem Kurbelzapfen, je höher die Tourenzahl der Maschine ist.

Bei Lokomotivschubstangen setzt man

$$P = 500\,000 \frac{b^4}{l^2} \text{ bis } 1\,000\,000 \frac{b^4}{l^2},$$

wenn $h = 2 b$ ist.

Diese Werte, welche den Sicherheitskoeffizienten $m = \frac{20}{3}$ und $m = \frac{10}{3}$ entsprechen, sind hier zulässig, weil sich bei dem raschen

Wechsel von Zug und Druck Formänderungen nicht ausbilden können. Um das Gewicht der Schubstangen möglichst zu vermindern, gibt man ihnen hier auch I-Querschnitt.

2. Kurbeln.

Die Kurbeln sind von den Maschinenelementen zur Umänderung der geradlinigen Bewegung in eine drehende oder umgekehrt diejenigen, die mit der sich drehenden Welle verbunden sind bzw. aus einem Stück bestehen und die Kraft und Bewegung von den schwingenden Teilen aufnehmen oder an diese abgeben.

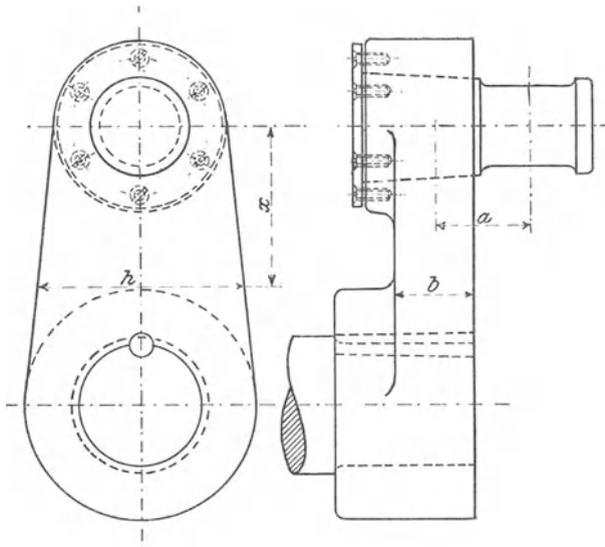


Fig. 257.

Befindet sich die Kurbel am Ende der Welle (Fig. 257), so nennt man sie Stirnkurbel, im anderen Falle Krummzapfen oder gekröpfte Welle (Fig. 259).

Die Hauptbestandteile einer Kurbel sind: der Kurbelzapfen, das ist dasjenige Element, an welches sich die schwingenden Teile anschließen, der Kurbelarm und die Nabe, welche zur Befestigung auf der Welle dient.

Die Berechnung des Kurbelzapfens sowie des Kurbelwellenzapfens ist bereits im II. Abschnitte behandelt worden.

Den Durchmesser des Auges für den Kurbelzapfen macht man gleich dem doppelten Zapfendurchmesser, den Anzug des Konus beiderseitig 1 : 12 bis 1 : 25, die Länge des Auges d bis $1,5 d$, die Keilhöhe

0,5 d bis 0,6 d, die Keilstärke 0,2 d bis 0,25 d, falls der Anzug des Zapfens durch Schraube erfolgt, den Schraubendurchmesser gleich $\frac{d}{2}$.

Wird der Konus von hinten eingezogen, so wird er verbohrt oder durch eine aufgeschraubte Platte gesichert (Fig. 257).

Der Durchmesser des Wellenzapfens wird einige Millimeter kleiner genommen als der Durchmesser der Lagerstelle, die Nabenstärke $0,4 D + 1 \text{ cm}$, die Nabenlänge $l = 0,8 D$ bis $1,5 D$, wenn die Kurbel warm oder mittels Presse genau aufgezogen, $l \geq 1,25 D$, wenn sie aufgekeilt wird.

Auch die warm aufgezogenen Kurbeln werden meist noch mit einem Rundkeil verkeilt.

Beim Warmaufziehen macht man die Bohrung um 2,5 bis 5 Tausendstel kleiner als den Zapfen, beim Aufziehen mit der Druckwasserpresse wird das Wellenende im Verhältnis 1 : 100 konisch abgedreht.

Die Beanspruchung des Kurbelarmes setzt sich, die Schubstangenkraft in allen Fällen rund gleich P gesetzt, aus folgenden Einzelbeanspruchungen zusammen:

1. in der einen Totpunktstellung: Zugbeanspruchung durch P und Biegebungsbeanspruchung durch das Moment $P \cdot a$ (die Durchbiegung erfolgt in der Richtung von b , das Widerstandsmoment ist also $\frac{h b^2}{6}$).

2. in der Stellung, in der Schubstange und Kurbel einen rechten Winkel miteinander bilden: Schubbeanspruchung durch P , Biegebungsbeanspruchung durch das Moment $P \cdot x$ (in der Richtung von h , das Widerstandsmoment ist $\frac{b h^2}{6}$) und Verdrehungsbeanspruchung durch das Moment $M_d = P \cdot a$.

Meist ist die Beanspruchung in der Totpunktstellung maßgebend. Da die Höhen des Kurbelarmes sich aus den Nabendurchmessern ergeben und die Breiten meist gleichgroß genommen werden, nimmt man diese an und rechnet nach, ob die auftretende Gesamtspannung zulässig ist nach der Formel

$$\frac{P a}{\frac{h b^2}{6}} + \frac{P}{b \cdot h} \leq k_b.$$

(Die Berechnung für Stellung 2 hätte, wenn nötig, nach der Formel

$$\frac{b h^2}{6} k_b = \frac{3}{8} P x + \frac{5}{8} \sqrt{(P \cdot x)^2 + (\alpha_0 P \cdot a)^2}$$

zu erfolgen.)

Soll der Arm \perp -förmigen Querschnitt erhalten, so berechnet man erst den rechteckigen Querschnitt und verwandelt diesen nach der Formel

$$\frac{b h^2}{6} = \frac{b_1 h_1^3 - b_2 h_2^3}{6 h_1}$$

in einen \perp förmigen, wobei man

$$\frac{b_2}{b_1} = \frac{h_2}{h_1} = 0,6$$

setzen kann (Fig. 258).

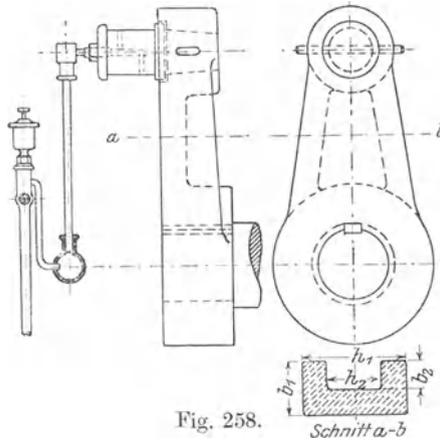


Fig. 258.

Hiermit erhält man

$$\frac{b h^2}{6} = \frac{b_1 h_1^3 - 0,6 b_1 (0,6 h_1)^3}{6 h_1} = \frac{0,87 b_1 h_1^2}{6},$$

woraus sich ergibt, wenn $h_1 = h$ genommen wird,

$$b_1 = 1,15 b.$$

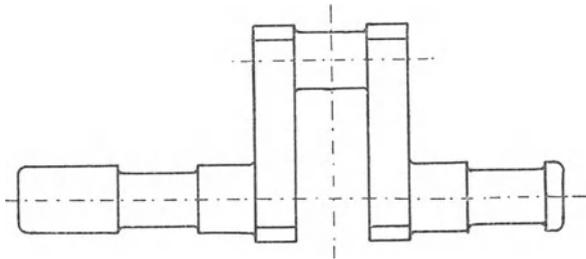


Fig. 259.

Eine besondere Form der Kurbel ist die gekröpfte Welle (Fig. 259).

Um ihre Dimensionen zu berechnen, muß man zunächst die vom Kurbelzapfendruck, Schwungradgewicht und der Riemenspannung

die der letzteren das Biegemoment. Zur Berechnung des anderen Armes wäre das Moment $B b'$ ebenso zu zerlegen. Für den Zapfen ist $M_b = B l_1$ und $M_d = Br$. Die Berechnung ist für beide Richtungen der größten Kraft P anzustellen, die größten Momente sind der Rechnung zugrunde zu legen. Der Zapfen ist außerdem auf Flächendruck und Wärmeableitung (nach S. 42 und 44 zu berechnen.

Andere Formen der Kurbel sind die Kurbel mit Gegengewicht (Fig. 261), die dort Verwendung findet, wo man die bei der Rotation der einseitig vom Drehpunkte angehäuften Masse auftretende Zentrifugalkraft ausgleichen will, und die Kurbelscheibe (Fig. 262), die hauptsächlich bei kleinem Kurbelradius Verwendung findet. Fig. 263 zeigt eine Handkurbel.

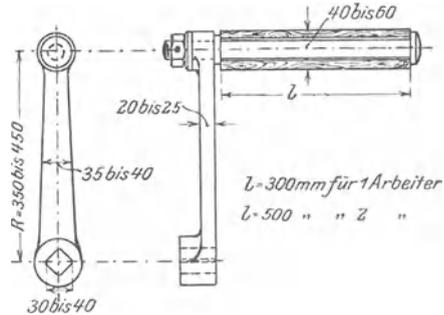


Fig. 263.

Kurbel mit Gegenkurbel und Exzenter.

Ist der Kurbelradius zu klein, um eine Kurbel der bisher beschriebenen Konstruktionen anwenden zu können, so setzt man (Fig. 264) eine exzentrisch ausgebohrte Scheibe auf die Welle und läßt diese von einem mit der Schubstange verbundenen ringförmigen Körper umschließen. Dieser Mechanismus ersetzt eine Kurbel, deren Radius gleich ist dem Abstand der Mittelpunkte der Bohrung und des äußeren Umfanges der Scheibe, er wird jedoch nur zur Umänderung der drehenden Bewegung in eine geradlinige gebraucht, nicht umgekehrt.

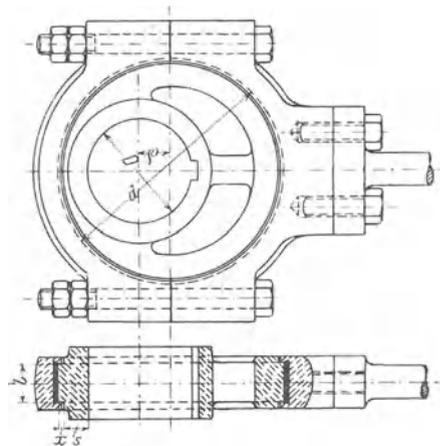


Fig. 264.

Ist D der tatsächliche Durchmesser der Welle und D_d der Durchmesser derjenigen Welle aus Flußeisen oder Schweißeisen, welche dem drehenden Moment, das die Bewegung des Exzenters erfordert, ent-

spricht (zu berechnen aus $PR = \frac{D_d^3}{5} k_d$), so kann man setzen (siehe Fig. 264)

$$s = \frac{1}{5} \left(D_d + \frac{D}{2} \right) + 5 \text{ bis } \frac{1}{4} \left(D_d + \frac{D}{2} \right) + 5 \text{ mm}$$

für gußeiserne Exzenter.

Für Exzenter aus Flußeisen oder Stahl kann man s um $\frac{1}{5}$ bis $\frac{1}{3}$ kleiner nehmen.

Die Größe x nimmt man

$$x = \frac{D_d}{16} + 5 \text{ mm bis } \frac{D_d}{10} + 5 \text{ mm.}$$

Die Breite der exzentrischen Scheibe ist nach der unter „Zapfen“ gegebenen Formel

$$l \geq \frac{P \cdot n}{w}$$

zu berechnen, wobei man setzen kann $w = 10\,000$ für Flußeisen- oder Stahlbügel auf Gußeisensexzentern, $w = 20\,000$ für mit Weißmetall gefüllte Bügel auf Gußeisensexzentern; für Lokomotiven kann man der Kühlung durch den Luftzug wegen w höher nehmen.

Die Nabe der Exzenter soll hinreichend breit genommen werden. Die Lauffläche wird bei kleinen Exzentern auch doppeltkegelförmig ausgebildet.

Der Durchmesser der Exzenter Scheibe ist, wenn ρ die Exzentrizität

$$d = D + 2s + 2x + 2\rho.$$

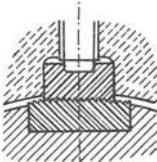


Fig. 265.

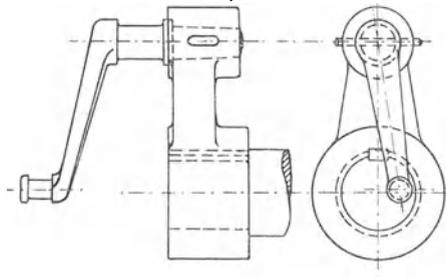


Fig. 266.

Um das Exzenter unter einem bestimmten Winkel genau einstellen zu können, verwendet man statt des Keiles einen geriffelten Mitnehmer (Fig. 265), der durch eine Schraube auf ein in die Welle eingesetztes Gegenstück aufgepreßt wird.

Dem gleichen Zwecke wie die Exzenter dienen die Gegenkurbeln (Fig. 266). Die Berechnung der Gegenkurbel geschieht genau so wie

die Berechnung einer Stirnkurbel, nur bei der Berechnung des eigentlichen Kurbelzapfens ist die biegende und drehende Wirkung der an der Gegenkurbel angreifenden Kraft zu beröcksichtigen.

Die Exzenterstangen sind wie die Schubstangen auf Knickung zu berechnen, wobei man den Sicherheitskoeffizienten $m = 40$ setzen kann. Gleichzeitig hat man aber darauf zu achten, daß die höchste durch Stangenkraft, Eigengewicht (und eventuell Durchbiegung) hervorgerufene Druckspannung nicht größer wird als 300 kg/qcm bei Schmiedeeisen oder 150 kg/qcm bei Gußeisen oder Bronze.

3. Geradföhrungen.

Wenn Kräfte ein geradlinig bewegtes Maschinenteil aus seiner Richtung abzulenken suchen, muß man dieses durch Föhrung in Lagern oder Büchsen, durch Föhrung mittels Kreuzkopfes oder Querhauptes auf besonderer Gleitbahn oder durch Gelenkstangen in seiner Richtung erhalten. Die wichtigste dieser Föhrungen ist die zweite.

Der Kreuzkopf oder das Querhaupt besteht aus dem Auge für den Kreuzkopfzapfen und den Gleitschuhen. Diese müssen so groß sein, daß die Pressung zwischen Gleitschuh und Gleitbahn etwa 1 bis höchstens 3 kg/qcm nicht überschreitet.

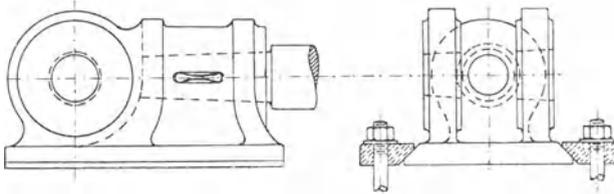


Fig. 267.

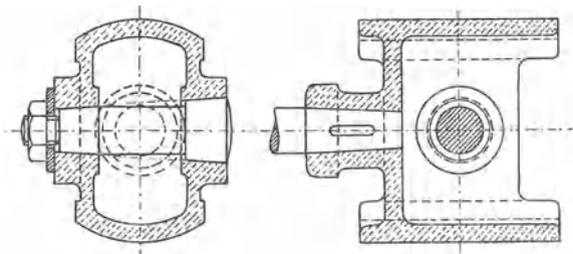


Fig. 268.

Die Bestimmung der Größe der den Kreuzkopf anpressenden Kraft V ist am Anfang dieses Kapitels erläutert. Unter normalen Verhältnissen kann man sie $\frac{P}{5}$ setzen.

Der Kreuzkopfkörper besteht aus Gußeisen oder Stahlguß, die Gleitschuhe, die 2 bis 3,5 mal so lang als breit gemacht werden, aus Gußeisen, zuweilen mit Weißmetallfutter oder Rotgußfutter.

Die Gleitschuhe sind häufig durch Keile oder Schrauben nachstellbar.

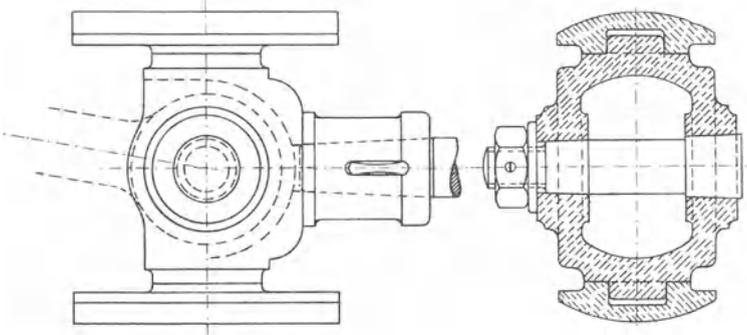


Fig. 269.

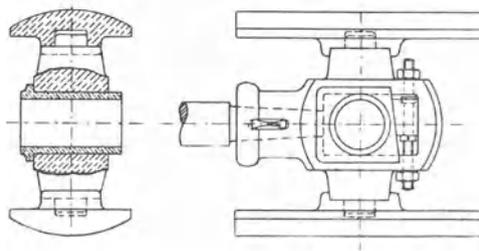


Fig. 270.

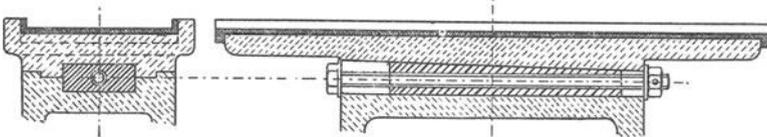


Fig. 271.

Früher lagerte man den Kreuzkopfzapfen meist fest im Kreuzkopf (Fig. 267, 268, 269), neuerdings verwendet man oft gabelförmige Schubstangen, welche den Zapfen tragen; der Kreuzkopf enthält hier nur das Zapfenlager (Fig. 270). Seltener sind Kreuzköpfe mit nach beiden Seiten vorragenden Zapfen, deren Lager die Gabel der Schubstange trägt. Die weitere Konstruktion des Kreuzkopfes richtet sich nach der Konstruktion der Führung, der Befestigung der Kolbenstange usw.

Fig. 267 zeigt einen Kreuzkopf für einseitige Führung, Fig. 268 einen einfachen, aus einem Stück bestehenden Kreuzkopf für zweiseitige

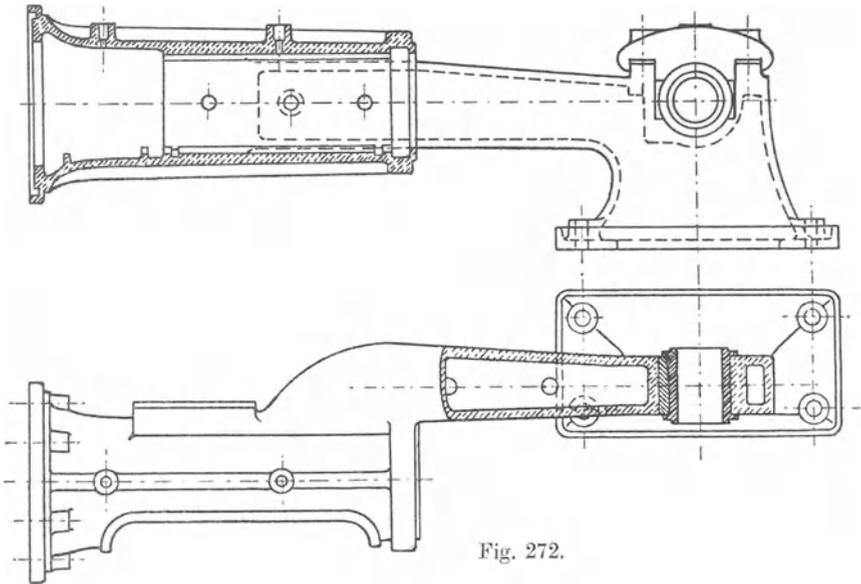


Fig. 272.

Föhrung, Fig. 269 einen solchen mit besonderen Gleitschuhen, Fig. 270 einen Kreuzkopf mit besonderen Gleitschuhen für Gabelzapfen, Fig. 271 durch Keil nachstellbare Gleitschuhe.

Der Kreuzkopfzapfen wird mit einem Abstreifer geschmiert, die Flächenpressung des Stahlzapfens kann bis 120 kg/qcm betragen, die Länge ist das 1,5- bis 1,8 fache des Durchmessers.

Die Gleitbahnen bilden meist gleichzeitig die Verbindung zwischen Zylinder und Kurbelwellenlager. Sie sind entweder nur am Zylinder angeschraubt (Fig. 272), oder stützen sich am Zylinderende noch auf einen Fuß, bei großen Maschinen liegen sie in der ganzen Länge auf. Stehende Maschinen erhalten einseitige oder zweiseitige Föhrungsständer.

Die Länge der Gleitfläche muß um 2 bis 3 cm kleiner sein als die Summe von Hub und Gleitschuhlänge, damit der Gleitschuh an beiden Seiten überläuft und nicht bei der Abnutzung der Gleitbahn

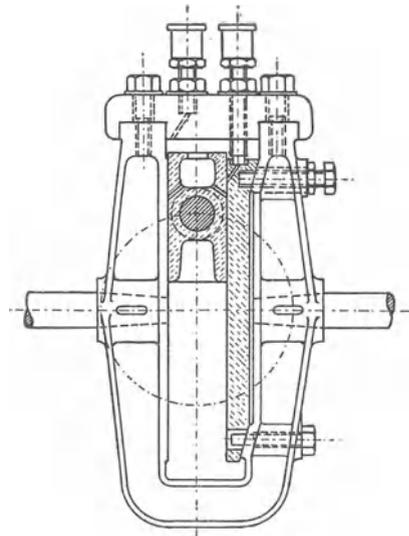


Fig. 273.

Erhöhungen stehen bleiben. Gleitbahnen für einseitige Führung werden gehobelt oder gefräst, solche für zweiseitige Führung ausgebohrt, der Durchmesser der Bohrung richtet sich nach den äußersten Stellungen der Schubstange.

Von den Geradfürungen durch Lager oder Büchsen sind am verbreitetsten die Kurbelschleifen (Fig. 273).

Geradfürungen durch Gelenkstangen. Als Beispiele dieser Geradfürungen sollen hier das Wattsche Parallelogramm und der angenäherte Ellipsenlenker beschrieben werden.

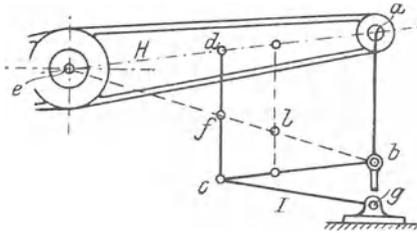


Fig. 274.

Macht man in Fig. 274 $e d = a d$, ferner die Gelenkstange $c g = e d$, so beschreibt der Mittelpunkt der Stange $c d$ nahezu eine gerade Linie. Legt man nun an den Punkt a eine Stange $a b = c d$ und zwischen c und b eine Stange von der Länge $a d$, so

beschreibt auch b , ebenso auch der Punkt l jeder zu $a b$ parallelen Stange, welcher auf der Verbindungslinie $e b$ liegt, nahezu eine Gerade.

Fig. 274 a zeigt den angenäherten Ellipsenlenker. Der Punkt A des Hauptlenkers $A B$ ist geradlinig oder in einem flachen Kreisbogen

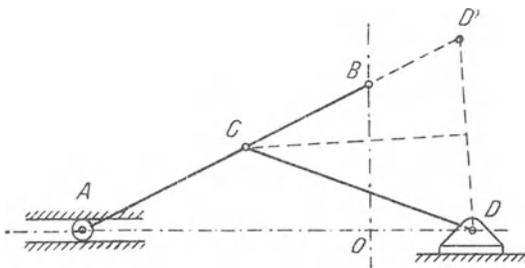


Fig. 274 a.

geführt, der Punkt C aber an dem um D drehbaren Gegenlenker befestigt. D liegt auf der Geraden, auf welcher sich A bewegt. Der Punkt B beschreibt dann eine zu $A D$ senkrechte Gerade, sofern die Punkte C und D so gewählt sind, daß C

in der äußersten Stellung des Hauptlenkers senkrecht über der Mitte der Strecke $D D_1$ liegt. Den Punkt D_1 auf der Verlängerung von $A B$ findet man, wenn man $B D_1 = O D$ macht.

VI.

Maschinenelemente zur Aufnahme und zur Fortleitung von Flüssigkeiten, Dämpfen und Gasen.

Zu diesen Maschinenelementen sind die Zylinder, die Rohre und die Absperrvorrichtungen: Ventile, Schieber und Hähne zu rechnen.

A. Zylinder.

Der Zylinder ist das Rohr, in welchem sich der Kolben bewegt.

Das Material, aus dem Zylinder hergestellt werden, ist in der Regel festes dichtes Gußeisen, bei starken Pressungen Stahlguß, wo die chemischen Eigenschaften der Flüssigkeiten dies nötig machen, auch Bronze oder andere Legierungen. Schmiedeeisen und Stahl finden nur selten Verwendung.

Gegossene Zylinder werden am besten stehend gegossen, mit genügend hohem und starkem verlorenen Kopfe, damit die Wandstärke überall gleich stark und der Guß gleichmäßig dicht wird.

1. Zylinder für Pumpen und Pressen.

Die Wandstärke eines nicht auszubohrenden gußeisernen Zylinders muß nach Bach mit Rücksicht auf Herstellung und Aufstellung mindestens sein:

$$s = 0,02 D + 10 \text{ mm}$$

bei stehend gegossenen,

$$s = 0,025 D + 12 \text{ mm}$$

bei liegend gegossenen Zylindern, die eines auszubohrenden, stehend gegossenen Zylinders

$$s = 0,02 D + 13 \text{ mm},$$

eines liegend gegossenen Zylinders

$$s = 0,025 D + 15 \text{ mm}.$$

Diese Werte sind jedoch nur dann anzuwenden, wenn die Festigkeitsrechnung keine höhere Wandstärke ergibt.

Mit Rücksicht darauf, daß der Zylinder der Pressung der Flüssigkeiten oder Gase mit hinreichender Sicherheit widerstehen kann, hat man, wenn

R_a der äußere Radius,

R_i der innere Radius,

a ein Zuschlag ist,

nach C. v. Bach zu setzen:

wenn der Zylinder einem inneren Überdruck p_i widerstehen soll.

$$R_a = R_i \sqrt{\frac{k_z + 0,4 p_i}{k_z - 1,3 p_i}} + a,$$

wenn der Zylinder einem äußeren Überdruck p_a widerstehen soll,

$$R_a = R_i \sqrt{\frac{k}{k - 1,7 p_a}} + a.$$

Die zulässigen Spannungen kann man hier setzen:

für Pumpenzylinder

Gußeisen $k_z \leq 200$ kg/qcm $k = 600$ kg/qcm

Stahlguß $k_z \leq 500$ „ $k = 900$ „

für Preßzylinder

Gußeisen und Bronze $k_z = 300$ bis 600 kg/qcm

Phosphorbronze 500 „ 1000 „

Stahlguß mindestens 1000 „ 1200 „

(nach Angabe des liefernden Hüttenwerkes).

Schweißeisen (Quadrasteisen, schraubenförmig um einen Zylinder gewunden und in Richtung der Achse zusammengeschweißt)

$$k_z = 900 \text{ bis } 1800 \text{ kg/qcm.}$$

Bei der Wahl von k_z nimmt man um so niedrigere Werte, je größer die auftretenden Stöße sind und je nachteiliger ein eventuell eintretender Bruch werden kann.

Den Zuschlag a nimmt man bei nicht auszubohrenden Zylindern 3 bis 6 mm, bei auszubohrenden Zylindern 8 bis 16 mm. Bei Preßzylindern mit großer Wandstärke vernachlässigt man a .

Die Wandstärke eines ebenen Zylinderdeckels nimmt man

$$s_1 \geq R_1 \sqrt{\mu \frac{p}{k_b}},$$

wobei R_1 der Radius, gemessen bis Mitte der Deckelschrauben, p der innere oder äußere Überdruck, k_b die zulässige Biegungsspannung (etwa gleich den unteren Werten der oben gegebenen Zugspannungen) und μ ein Koeffizient ist, den man bei innerem Überdruck = 1,2, bei äußerem Überdruck = 0,8 setzt.

Ist der Deckel gewölbt oder durch Rippen verstärkt, so kann man s_1 natürlich kleiner wählen. Zu beachten ist ferner, daß der Abstand der Schrauben von der Dichtungsstelle möglichst klein wird, weil sonst der Deckel durch das Anziehen der Schrauben stark auf Biegung beansprucht wird,

Anzahl und Durchmesser der Schrauben kann, wie später bei den „Flanschenrohren“ gegeben, gewählt werden.

Hohlzylinder, welche sehr großen inneren Überdruck auszuhalten haben, stellt man auch aus einem gußeisernen Zylinder mit aufgezogenen schmiedeeisernen Schrumpfringen her.

2. Dampfzylinder.

Das verwendete Material, meist Gußeisen, muß dicht sein, der Abnutzung durch Kolben und Schieber wegen eine gewisse Härte, der nicht zu vermeidenden Gußspannungen wegen aber auch eine gewisse Zähigkeit haben. Man setzt dem grauen Gußeisen gewöhnlich zähes Schweiß-eisen zu.

Die Berechnung der Wandstärke nach der Beanspruchung durch inneren Überdruck gibt hier zu geringe Werte, weshalb man die auch für ausgebohrte Pumpenzylinder geltenden Mindestmaße $s = 0,02D + 13 \text{ mm}$ für stehend gegossene, $s = 0,025 D + 15 \text{ mm}$ für liegend gegossene Zylinder einhalten muß.

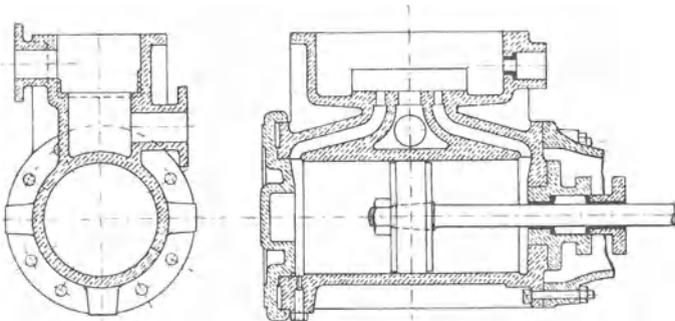


Fig. 275.

Die Zylinder stehender Maschinen, bei welchen keine Biegun-
gspannungen auftreten und die Abnutzung sich auf den ganzen Umfang
gleichmäßig verteilt, und sehr kurze Zylinder können 10 bis 20 %
schwächer ausgeführt werden, sehr lange, liegende Zylinder erhalten
jedoch vielfach eine größere Wandstärke als die obigen Formeln
ergeben.

An den Enden des Zylinders (Fig. 275 und 276) vergrößert man
den Durchmesser, damit durch die Abnutzung kein Ansatz erzeugt wird.
Die Kolbenringe müssen in ihren äußersten Stellungen etwas in diese
Erweiterung hineinragen, also über die eigentliche Zylinderbohrung vor-
stehen. Diese Erweiterung darf jedoch nicht unnötig groß gewählt
werden, da sie den sogenannten schädlichen Raum vergrößert. Aus

demselben Grunde sind vorspringende Rippen an der Innenseite des Zylinderdeckels zu vermeiden und die Verschlußschrauben der Indikatorstutzen möglichst so lang zu machen, daß sie bis nahe an das Zylinderinnere reichen.

Der Zylinderdeckel wird entweder mit Öl und Schmirgel aufgeschliffen oder durch Zwischenlagen von Asbestpappe, Gummi, Pappe oder Leinwand mit Mennige gedichtet. Im ersteren Falle genügt eine Dichtungsfläche von 10 bis 20 mm, im letzteren Falle geschieht die Abdichtung wie bei den Flanschröhren. Bei sorgfältig bearbeiteten mit Dichtungsnuten versehenen Flächen genügt auch schon steifer Mennigkitt.

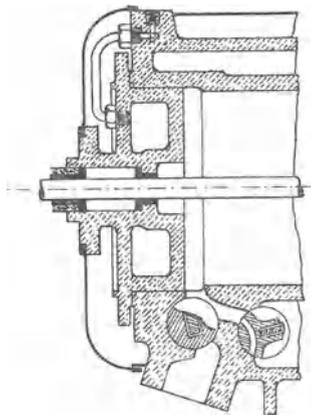


Fig. 276.

Durchmesser und Anzahl der Deckelschrauben ist wie bei den Flanschröhren zu wählen.

Die Dampfzylinder werden gewöhnlich mit einer Umhüllung von Blech oder Holz versehen, um die Wärmeabstrahlung zu verringern, es ist dann dafür Sorge zu tragen, daß die Deckelschrauben nicht zwischen Zylinder und Umhüllung fallen können.

Um den Deckel leichter lösen zu können, sind besonders bei größeren Zylindern mindestens drei Druckschrauben anzubringen.

Die Zylinderdeckel müssen abgenommen werden können, ohne daß andere Teile beseitigt werden müssen, außerdem muß für ausreichende Schmierung der Lauffläche sowie Ableitung des Kondenswassers Sorge getragen werden. Die Dampfkanäle sollen deshalb, wenn möglich, bis zur tiefsten Stelle des Zylinders reichen, ist dies nicht möglich, sind Sicherheitsventile anzuordnen.

Um eine zu starke Abkühlung des Dampfes zu vermeiden, werden die Dampfzylinder mit einem Dampfmantel versehen, der mit Frischdampf geheizt wird. Diese Heizung erstreckt sich vorteilhaft auch auf die Zylinderböden und Zylinderdeckel (Fig. 276).

Der Dampfmantel wird entweder mit dem Zylinder aus einem Stück gegossen und an der Stirnseite, die zum Zwecke der Entfernung des Kernes, wenigstens zum Teil, offen sein muß, durch den Zylinderdeckel oder einen schwach konischen Ring aus weichem Eisen oder Kupfer, welcher sorgfältig verstemmt wird, verschlossen, oder der Dampfmantel bildet ein Stück für sich, welches über den Zylinder geschoben und mit Eisenkitt, Kupferingen oder Hanf an den Stirnflächen gedichtet wird.

Bei der Konstruktion des Dampfmantels ist vor allem darauf zu achten, daß der Dampf aus ihm nicht in das Innere des Zylinders gelangen kann und daß das im Dampfmantel sich bildende Kondenswasser abgeleitet werden kann. Bei Zylindern für hochüberhitzten Dampf ist auf die Wärmeausdehnung besonders Rücksicht zu nehmen, bei Zylindern für Verbrennungsmotoren auf die erforderliche Kühlung und die dabei auftretenden großen Temperaturunterschiede.

Schieberkasten und Schieberkastendeckel.

Die Wandungen des Schieberkastens und der Schieberkastendeckel sind als ebene Platten, welche durch den Überdruck p beansprucht werden, zu berechnen. Ist a die lange, b die kurze Seite, so wird die Stärke s nach C. v. Bach berechnet nach der Formel

$$s \geq \frac{b}{2} \sqrt{\mu \frac{2}{1 + \left(\frac{b}{a}\right)^2} \frac{p}{k_b}},$$

wobei man $\mu = \frac{3}{4}$ bis $\frac{9}{8}$ setzt, je nach der Befestigung des Deckels. Der erste Wert gilt für eine am Rande fest eingespannte, der andere für eine frei aufliegende Platte.

Bei der Wahl von k_b hat man zu berücksichtigen, daß die inneren Schichten des Materials eine höhere Temperatur haben als die äußeren und daß dadurch schon Materialspannungen hervorgerufen werden, welche die vom Überdruck p herrührenden Spannungen vergrößern. Man wählt deshalb k_b höchstens 200 bis 250 kg. Ordnet man, um eine größere Widerstandsfähigkeit zu erzielen, Rippen an, so sollen diese, da bei Gußeisen die Druckfestigkeit größer als die Zugfestigkeit ist, stets an

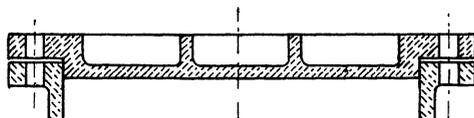


Fig. 277.

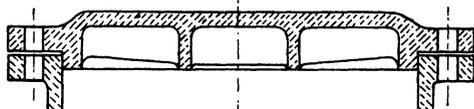


Fig. 278.

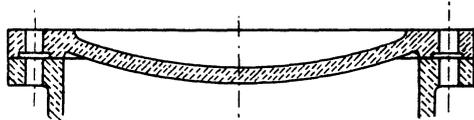


Fig. 279.

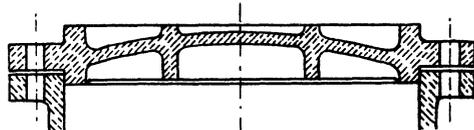


Fig. 280.

der auf Druck beanspruchten Seite, also innen liegen. Schieberkastendeckel nach Art der Fig. 277 sind deshalb zu verwerfen, die Konstruktion Fig. 278 ist schon besser, noch vorteilhafter sind gewölbte Deckel

(Fig. 279 und 280). Bei hohen Pressungen und großen Abmessungen wendet man an Stelle des Gußeisens besser zähen Stahlguß oder geschmiedete Deckel an.

Bei Deckeln, die durch Rippen in einzelne Felder zerlegt werden, oder kastenförmigen hohlen Deckeln muß natürlich die einzelne Fläche der Berechnung der Wandstärke zugrunde gelegt werden, insbesondere ist darauf zu achten, daß der Anschluß der Flanschen genügend stark ist und daß bei hohlgegossenen Deckeln die Putzlöcher so angeordnet werden, daß sie die Festigkeit möglichst wenig verringern.

Was die Deckelschrauben betrifft, so ist zu beachten daß sich bei elliptischen und rechteckigen Deckeln die Kraft nicht wie bei den runden Deckeln gleichmäßig über alle Schrauben verteilt. Man kann die auf die am stärksten beanspruchte Schraube entfallende Zugkraft, wenn Q die gesamte Pressung auf die Fläche,

$$Q = F \cdot p,$$

t die Schraubenteilung und e der kleinste Abstand der Schraube vom Schwerpunkte der Fläche ist, nach der Abelschen Formel

$$P = \frac{Q \cdot t}{2 \pi e}$$

berechnen. Den Kerndurchmesser der Schraube findet man dann, gute Beschaffenheit derselben und des Dichtungsmaterials vorausgesetzt, aus der Formel

$$d_1 = 0,045 \sqrt{P} + 0,5 \text{ cm.}$$

Im übrigen kann man sich auch hier nach dem unter „Flanschenrohre“ Angegebenen richten.

B. Rohre und Rohrverbindungen.

Rohre werden gefertigt aus Gußeisen, Schweiß- oder Flußeisen, Stahl, Kupfer, Messing und anderen Legierungen, Blei, Zinn, Holz, Asphalt- oder Teerpappe, Stein, Zement, Steinzeug usw. Eine besondere Art von Rohren bilden die Schläuche.

Hier können nur die Metallrohre behandelt werden.

Nach der Art ihrer Verbindung unterscheidet man Flanschenrohre und Muffenrohre.

1. Gußeisenrohre.

Stehend gegossene Rohre sind dichter (da die sich beim Gießen entwickelnden Gase besser entweichen können), ferner gleichmäßiger in der Wandstärke und haben keine Gußnaht. Bei liegend gegossenen Rohren müssen Kernstützen angewandt werden, welche vielfach undichte Stellen verursachen.

Ist p_i der innere Überdruck, dem das Rohr widerstehen soll, r_i der innere Halbmesser, so macht man den äußeren Halbmesser

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{k_z + 0,4 p_i}{k_z - 1,3 p_i}} + 0,7 \text{ cm,}$$

wobei man k_z möglichst nicht höher als 200 kg/qcm annimmt.

Bei liegend gegossenen Rohren nimmt man die Wandstärke möglichst noch höher.

Mit Rücksicht auf die Herstellung muß jedoch die Wandstärke mindestens sein

$$s = \frac{D}{60} + 7 \text{ mm für stehend gegossene Rohre}$$

$$s = \frac{D}{50} + 9 \text{ mm - liegend}$$

Rohre, welche einen Druck von weniger als 10 Atm. auszuhalten haben, können direkt nach den letzten Formeln berechnet werden. Ist die Rohrleitung erheblichen Temperaturschwankungen, chemischen Einflüssen oder Stößen ausgesetzt, kann man die Wandstärke von Rohren über 100 mm Durchmesser um 12 bis 25 % größer nehmen, Leitungen für Gase von geringem Druck können jedoch schwächer genommen werden.

Flanschrohre. (Fig. 281 bis 287.) Die Rohrenden sind mit angegossenen Flanschen versehen, deren Stirnflächen bearbeitet und durch Schrauben unter Zwischenlegen von Dichtungsmaterial zusammengepreßt werden. Gewöhnlich bearbeitet man nicht die ganze Stirnfläche, sondern nur eine Arbeitsleiste (b, Fig. 281). Damit das Dichtungsmaterial nicht zwischen den Flächen herausgepreßt wird, dreht man 2 oder 3 Nuten in die Dichtungsflächen ein. Bei größeren Pressungen verwendet man Flanschen nach Fig. 282; um ein Herauspressen des Dichtungsmaterialies nach innen zu verhüten Flanschen nach Fig. 283. Die Konstruktion Fig. 282 erschwert das Auseinandernehmen längerer Rohrleitungen, weil der Ansatz des einen Rohres in das andere eingreift, was bei der Konstruktion Fig. 284 (verschiebbarer Ring, D.R.P. 76 736) vermieden wird. Fig. 285 zeigt eine Dichtung mit rundem Gummiring von Haniel & Lueg, Fig. 286 und 287 zwei Rohrverbindungen (D.R.P.) von C. Hoppe, welche größere Abweichungen in der Richtung der Rohrachsen zulassen.

Als Dichtungsmaterialien finden Verwendung Scheiben aus Blei, Asbestpappe, Pappe mit Mennige, Gummi (gewöhnlich mit Einlagen von Hanf oder feinem Drahtgeflecht), gewellte Metallringe mit und ohne Einlage, Bindfaden mit Mennigkitt und dergleichen. Röhren, welche

hohen Temperaturen ausgesetzt sind, sollen nur mit Asbest oder Metall gedichtet werden. Die Stärke der Dichtungsscheiben soll 2 mm möglichst nicht überschreiten.

Die Anzahl der Flanschschrauben soll eine gerade und nicht kleiner als 4 sein, die Entfernung zweier Schrauben höchstens 160 mm.

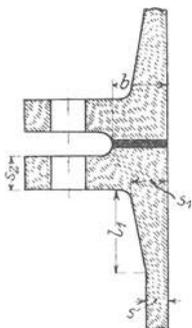


Fig. 281.

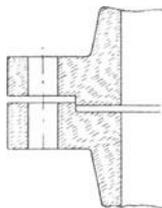


Fig. 282.

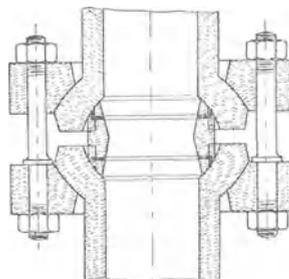


Fig. 286.

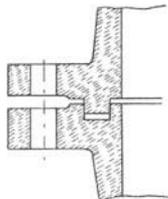


Fig. 283.

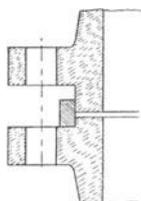


Fig. 284.

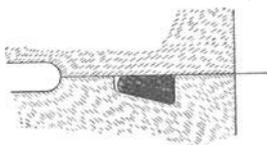


Fig. 285.

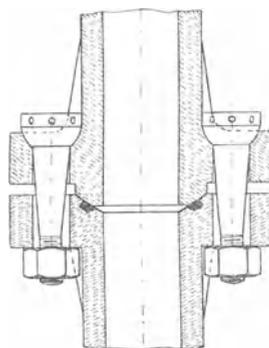


Fig. 287.

Die Kraft, welche die Schrauben beansprucht, ist, wenn D der innere Rohrdurchmesser, b die Breite der Arbeitsleiste (Fig. 281), welche man zunächst schätzungsweise einsetzt,

$$P = \frac{(D + b)^2 \pi}{4} \cdot p_i.$$

Dividiert man diese Kraft durch die Anzahl der Schrauben, so erhält man die Belastung für eine Schraube und kann nun den Durchmesser nach den unter „Schraubenverbindungen“ gegebenen Formeln berechnen, wobei man berücksichtigen muß, daß besonders schwächere Schrauben durch übermäßiges Anziehen und Nachziehen während des

Betriebes oft weit stärker beansprucht werden als dem Überdruck p_1 entspricht. Aus diesem Grunde sollen auch Schrauben unter $\frac{1}{2}''$ Durchmesser möglichst nicht verwendet werden.

In gleicher Weise wie die Flanschschauben für Rohre sind auch die Flanschschauben für Dampf und Pumpenzylinder zu berechnen. Man kann, wenn D der innere Durchmesser des Rohres oder Zylinders ist, die Anzahl i der Schrauben nach folgender Tabelle wählen:

$D = 40-125;$	$150-225;$	$250-300;$	$325-400;$	$425-500 \text{ mm};$
$i \geq 4$	6	8	10	12
$D = 550;$	$600;$	$650-700$	$750-800;$	$900; 1000 \text{ mm.}$
$i \geq 14$	16	18	20	$22 \quad 24$

Die Abmessungen der Flanschen kann man nach Fig. 281 wie folgt wählen: $s_1 = d$; $l_1 = 5 (s_1 - s)$; $s_2 = 1,25 d$ (ev. auf Biegung zu berechnen); $b = 1,25$ bis $1,5 d$. Abstand der Schraubemutter von der Rohrwand und dem Flanschenrand $0,25 d$. ($d =$ Schraubendurchmesser.) Siehe auch Tabelle 13 im Anhang.

Muffenrohre. Fig. 288 zeigt ein Muffenrohr gewöhnlicher Art. Die Abdichtung geschieht, nachdem das Rohrende auf dem Grunde der Muffe aufgesetzt ist, durch Einschlagen eines geteerten Hanfseiles und Vergießen mit Blei, welches nach dem Erkalten noch verstemmt wird.

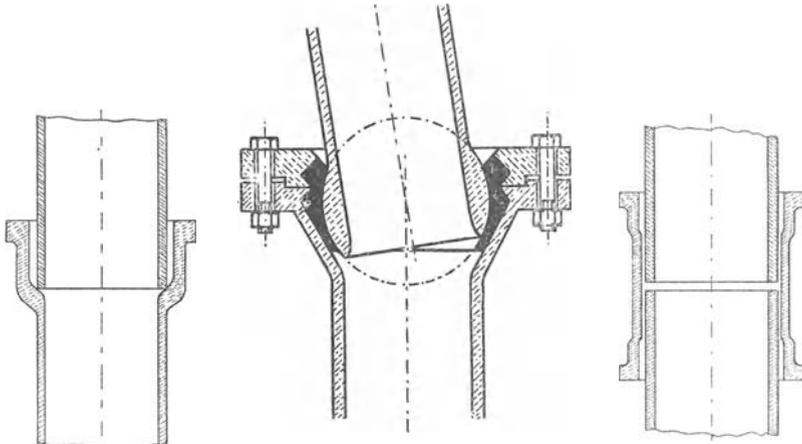


Fig. 288.

Fig. 289.

Fig. 290.

Diese Abdichtung gestattet eine gewisse Beweglichkeit. Größere Beweglichkeit gestattet die Muffendichtung Fig. 289.

Fig. 290 zeigt eine Überschiebungsmuffe für zylindrische Rohre, geteilte Muffen dieser Art können auch zum Ausbessern gebrochener Rohre verwendet werden.

Die Rohre sind möglichst auf gewachsenen Boden zu legen und gut zu unterstopfen.

Muffenrohre werden für Gas- und Wasserleitungen verwendet, für Dampfleitungen fast gar nicht. Um sie gegen Rost zu schützen, werden sie auf 100 bis 150° erwärmt und längere Zeit in heißen Asphalt oder Teer getaucht. Die Rohrenden und Innenseiten der Muffen, die keinen Überzug erhalten sollen, bestreicht man vorher mit Kalkmilch.

Rohre von größerer Weite kann man durch aufgezoogene Schrumpfringe in Abständen von etwa 0,5 m versteifen, muß jedoch an den Stellen, wo die Schrumpfringe aufgezoogen werden sollen, die Rohrwandung etwas verstärken. Die Muffen werden dann natürlich auch durch einen Schrumpfring versteift.

Bei Rohrleitungen für tropfbare Flüssigkeiten sollen Richtungsänderungen immer allmählich erfolgen. Für die für Richtungsänderungen und Abzweige erforderlichen Formstücke haben der Verein Deutscher Ingenieure und der Verein der Gas- und Wasserfachmänner Normalien aufgestellt.

Im übrigen sei auf die im Anhang Tabelle 14 aufgeführten deutschen Rohr-Normalien verwiesen.

2. Schmiedeeisen- und Stahlrohre.

Rohre aus Schweißeeisen, Flußeisen und Stahl können genietet, geschweißt, hart gelötet oder nahtlos gewalzt sein.

Die Berechnung dieser, wie aller dünnwandigen Rohre gegen inneren Überdruck kann nach der Formel

$$s = \frac{D \cdot p}{2 k_z}$$

erfolgen, wobei

- s die Blechdicke in Zentimeter,
- D der innere Durchmesser in Zentimeter,
- p der innere Überdruck in Kilogramm pro Quadrat-zentimeter und
- k_z die zulässige Zugspannung

ist.

Der geringeren Festigkeit der Niet- oder Lötnaht, wie zusätzlichen Beanspruchungen infolge Durchbiegung durch Eigengewicht usw. ist natürlich Rechnung zu tragen.

Genietete Rohre. Sie finden Verwendung für Windleitungen, Wasserleitungen für Turbinen, Flußübergänge usw.

Ist das Rohr beansprucht durch inneren Überdruck, so kann man es nach der S. 10 (unter Dampfkesselnetungen) gegebenen Formel (alles in Millimeter) berechnen:

$$s = \frac{D p \cdot x}{200 K \varphi}.$$

Ist es durch äußeren Überdruck beansprucht, nach der unter „Flammrohre“ S. 219 gegebenen Formel.

Bei diesen Wandstärken sind jedoch die Beanspruchungen des Rohres durch äußere Belastungen und bei großer freier Länge durch das Eigengewicht nicht berücksichtigt.

Die Verbindung der einzelnen Rohre geschieht vermittelt Schrauben durch an den Rohrenden aufgenietete Winkeleisen oder Stahlgußflanschen. Der schrägen Form des Winkeleisens wegen sind keilförmige Unterlagsscheiben zu verwenden. Damit die Biegungsbeanspruchung der Schenkel des Winkeleisens nicht zu groß wird, rückt man die Schrauben so weit nach innen als es das Anziehen der Mutter gestattet. Die Dichtung soll nur innerhalb der Schrauben liegen.

Wenn die Schrauben nicht weiter als etwa 160 mm voneinander entfernt sind, so kann man die Schenkeldicke des Winkeleisens gleich dem 1,25 fachen der Schraubenstärke nehmen, die wie bei gußeisernen Rohren berechnet werden kann.

Geschweißte Rohre. Die Kanten der Streifen, aus denen die geschweißten Rohre hergestellt werden, sind entweder stumpf gegeneinandergestoßen oder abgeschrägt und überlappt. Die letzteren Rohre sind natürlich fester als die ersteren.

Geschweißte Rohre finden Verwendung als Siederohre (überlappt geschweißt, auf Wunsch an den Enden erweitert oder verengt, oder mit angelötetem Kupferstutzen versehen, übliche Länge 4 bis 5 m), Gasrohre (stumpfgeschweißt in Lichtweiten von $\frac{1}{8}$ bis 4'' engl. siehe Tabelle 3 im Anhang), Rohre für Heißwasserheizungen (Perkinsrohre, $\frac{5}{8}$ '' und $\frac{7}{8}$ '' Lichtweite, 4,5 mm Wandstärke), Turbinenrohre und Rohre für hohen Druck (Manometer, hydraulische Pressen usw.).

Eine besondere Art geschweißter Rohre sind die spiralgeschweißten Rohre der Rheinischen Metallwaren und Maschinenfabrik in Rath bei Düsseldorf.

Die Verbindung der Siederohre, wie sie zu Dampfleitungen usw. verwendet werden, geschieht mittels aufgeschweifter Bunde, die mit glatten Flächen gegeneinanderstoßen (Fig. 291) oder ineinandergreifen (Fig. 292) und mittels loser Flanschen, die, falls man nicht eine Konstruktion wie Fig. 292 wählt, nicht zu schwach genommen werden dürfen. Auch durch feste, aufgelötete oder aufgeschraubte, auch mit Nuten aufgewalzte Flanschen werden Rohrverbindungen hergestellt, endlich auch durch Umbördeln nach Fig. 301.

Fig. 294 zeigt eine Rohrverbindung für hohen Druck, ausgeführt von den Deutsch-Österreichischen Mannesmann-Röhrenwerken.

Die vom Verein deutscher Ingenieure aufgestellten Normalien zu Rohrleitungen für hochgespannten Dampf schreiben eine Abschrägung der losen Flansche und der Bordkante nach Fig. 293 vor (45°), wodurch die Biegungsanstrengung der Flansche und des Bordringes geringer ausfällt.

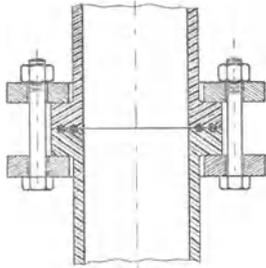


Fig. 291.

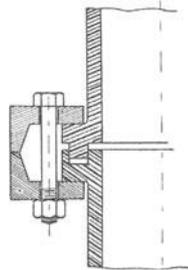


Fig. 292.

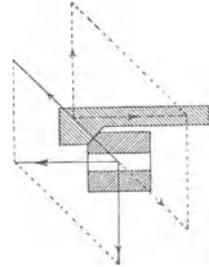


Fig. 293.

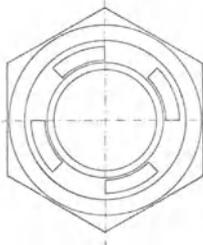
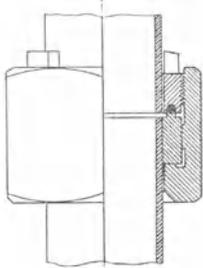


Fig. 294.

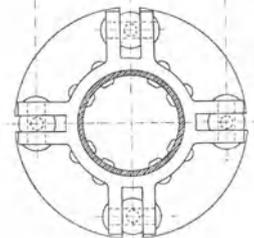
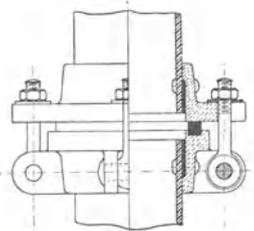


Fig. 295.

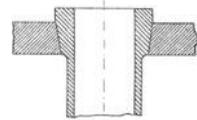


Fig. 296.

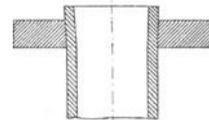


Fig. 297.

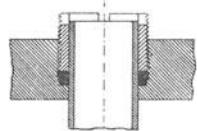


Fig. 298.

Fig. 295 zeigt eine besonders für Pumpen, die ihren Aufstellungs-ort oft wechseln, angewandte Rohrverbindung, welche sich leicht lösen läßt. Der obere Gewindegang ist etwas vernietet, damit die Mutter nicht verloren gehen kann, die Flanschen sind mit Zwischenlagen von Dichtungsmaterial aufgenietet, die Abdichtung erfolgt durch einen Gummiring.

Die Befestigung der Rohrenden in Wandungen kann geschehen mittels eingeschlifenen Kegels (Fig. 296), durch Einschrauben, Auftreiben und Vernieten, durch Aufwalzen mit der Rohrdichtmaschine (Fig. 297) oder mittels Stopfbüchse (Fig. 298 und 299).

Um die Rohre zu biegen, erhitzt man sie und füllt sie mit Sand, kleinere Rohre auch mit Blei.

Die Gasröhren sind an den Enden mit Gewinde versehen (Tabelle 3 im Anhang) und werden durch übergeschraubte Muffen verbunden. Für Krümmungen, Abzweigungen, Übergang eines stärkeren Rohres in ein schwächeres, Verschuß eines Rohres usw. hat man besondere Formstücke.

Für Wasserleitungen finden die Gasrohre und ihre Verbindungsstücke auch in verzinktem Zustande Verwendung.

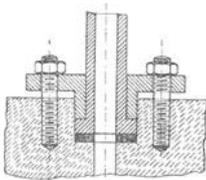


Fig. 299.

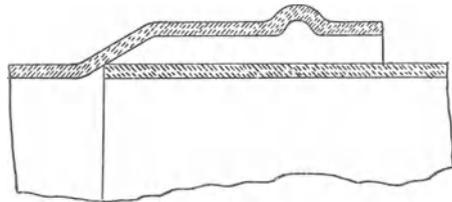


Fig. 300.

Das Blechwalzwerk von Schulz - Knaudt, Essen, stellt Rohre von 500 mm und mehr innerem Durchmesser her; da diese weder genau gleich weit noch genau rund herzustellen sind, muß man eine Muffenverbindung nach Fig. 300 anwenden.

Gelötete Rohre, hart gelötet, werden zu Dampfheizungen und dgl. verwendet.

Nahtlose Rohre. Diese werden nach dem Walzverfahren von Mannesmann (Deutsch-Österreichische Mannesmann-Röhrenwerke) oder nach dem Loch- und Ausziehverfahren von Ehrhardt (Rheinische Metallwaren- und Maschinenfabrik, Düsseldorf) hergestellt und finden Verwendung als Siederrohre für Dampfkessel, Heizrohre, Dampfleitungen und namentlich Hochdruckleitungen, für die die anderen Röhren nicht fest genug sind. Zu letzterem Zwecke werden sie, wie die Gußeisenrohre, mit Muffen geliefert.

Auch Leitungsmaste, Lagerbüchsen usw. werden aus nahtlosen Rohren hergestellt.

3. Rohre von Kupfer und Messing.

Kupfer- und Messingrohre (Tabelle 15 im Anhang) werden entweder hart gelötet oder nahtlos gewalzt oder gezogen, Kupferrohre auch auf elektrolytischem Wege hergestellt.

Der mittlere Radius der Krümmungen soll mindestens gleich dem 2 bis 3 fachen Rohrdurchmesser, bei weiteren Rohren gleich dem 4 bis 5 fachen Rohrdurchmesser sein. Um die Rohre zu biegen, gießt man sie mit Pech aus.

Bei der Verwendung von Kupfer- und Messingrohren muß man berücksichtigen, daß die Festigkeit bei höherer Temperatur wesentlich abnimmt, weshalb die Kaiserliche Marine als Höchstbeanspruchung der Kupferrohre 200 kg/qcm vorschreibt.

Ferner sind nach den Bestimmungen der Kaiserlichen Marine gelötete Rohre für höhere Dampfspannungen auszuschließen, zu verwenden sind entweder gezogene oder mit Doppellasschennietnaht aus Kupferblech hergestellte Rohre. Zur größeren Sicherheit werden Rohre von 125 mm lichter Weite und darüber für Dampf von mehr als 8 Atm. Spannung mit verzinktem Stahldrahttau dicht umwickelt, doch ist die Festigkeit dieser Umwicklung bei der Berechnung nicht in Betracht zu ziehen.

Die Wandstärken sind nach folgenden Formeln zu berechnen, wobei s und D in Millimeter, p in Atmosphären einzusetzen sind:

$$s = \frac{p D}{400} + 1,5 \text{ für Rohre bis 100 mm Durchmesser,}$$

$$s = \frac{p D}{400} \text{ für Rohre von 125 mm Durchmesser und darüber.}$$

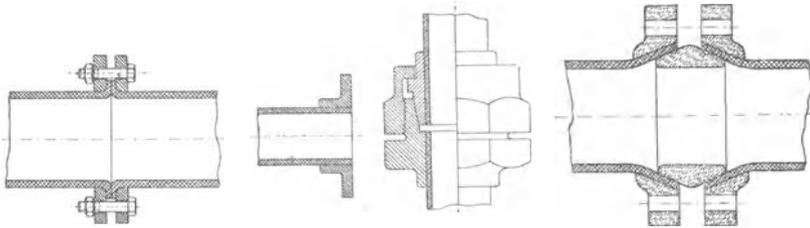


Fig. 301.

Fig. 302.

Fig. 303.

Fig. 304.

Die Verbindung der Kupferrohren erfolgt entweder durch Umbördeln des Randes und schmiedeeiserne Flanschen (Fig. 301) oder durch aufgelötete Bronzeflanschen (Fig. 302). Außerdem hat man verschiedene Rohrkupplungen nach Art der Fig. 303 und 304 (letztere von Gebr. Sulzer, Winterthur). Kupferne Dampfleitungen von 120 mm innerem Durchmesser aufwärts sind mit aufgenieteten, nicht aufgelöteten, Flanschen zu versehen.

4. Rohre von Blei oder Zinn.

Rohre von Blei und Zinn haben den Vorteil, sich leicht biegen zu lassen. Man hat zu unterscheiden: Weichbleirohre, Hartbleirohre (Zusatz von 10 bis 15 % Antimonblei, wodurch größere Festigkeit und Elastizität erzielt wird, Verwendung besonders für Dampfleitungszwecke), Zinnrohre und Zinnrohre mit Bleimantel (Wasserleitungen). Bei Verwendung von Bleirohren für Wasserleitungen soll durch Behandlung der Innenfläche mit Schwefelnatrium die Auflösung des Bleies verhindert werden.

Die Verbindung solcher Rohre geschieht durch Auftreiben des einen Rohrendes, Ineinanderschieben und Verlöten mit Zinn, oder durch Muffen, ähnlich wie Fig. 304.

Die Firma Felten & Guillaume liefert Rohre aus weichem Metall mit Drahtumhüllung.

5. Andere biegsame Rohre.

Hier sind zu nennen die nahtlosen, aus Messing hergestellten Wellrohre der Deutschen Waffen- und Munitionsfabrik in Karlsruhe und die Metallschläuche der Metallschlauchfabrik Pforzheim u. a., aus einem spiralförmig aufgewundenen Metallband mit ineinandergreifenden Rändern, welche durch Gummi oder Asbest gedichtet sind, bestehend, ferner die patentarmierten Rohre der Felten & Guillaume A.-G., Carlswerk in Mülheim a. Rh.

6. Rohrleitungen für Dampf von hoher Spannung

sind nach den vom Verein deutscher Ingenieure 1900 aufgestellten Normalien zu dimensionieren.

7. Ausgleichs- oder Dehnungsrohre.

Bei geringen Temperaturunterschieden kann man die Längenänderungen durch elastische Packungen von genügender Stärke (Asbestpappe, Gummischeiben und Messingdrahteinlage) oder durch genügend große Krümmer an den Stellen, an denen sich die Richtung der Rohrleitung ändert, oder auch dadurch unschädlich machen, daß man die Leitung in kaltem Zustande mit Zugspannung montiert. Bei höheren Temperaturen dagegen muß man Ausgleichsrohre nach Art der Fig. 305, 306, 307 oder dergl., oder auch Rohrstopfbüchsen (Fig. 308) anbringen. Letztere halten schwer dicht und sind, wenn sie zu fest angezogen werden, unwirksam. Auch die biegsamen Rohre der Deutschen Waffen- und Munitionsfabrik in Karlsruhe können als Ausgleichsrohre verwendet werden.

Bei der Lagerung der Rohrleitung ist natürlich darauf Rücksicht zu nehmen, daß die Ausgleichsrohre nicht unwirksam werden und daß andererseits die infolge der Ausdehnung im Rohre auftretenden Biegungsspannungen nicht zu groß werden.

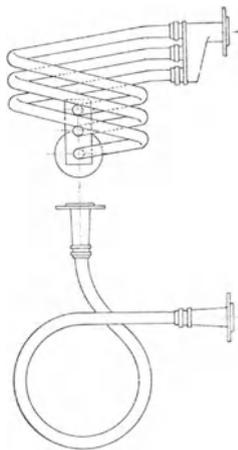


Fig. 305.

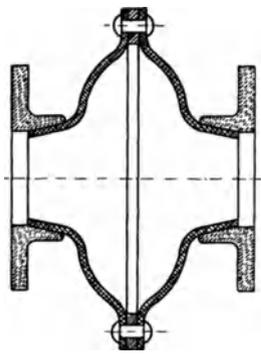


Fig. 307.

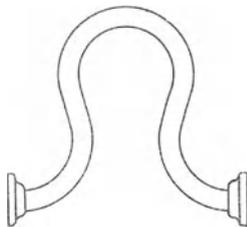


Fig. 306.

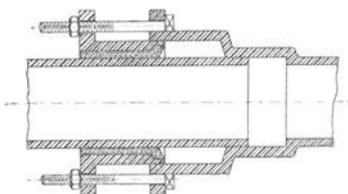


Fig. 308.

8. Rohre, welche durch äußeren Überdruck beansprucht werden (Dampfkesselflammrohre).

Die Beanspruchung durch äußeren Überdruck ist wesentlich ungünstiger als die Beanspruchung durch inneren Überdruck. Während innerer Überdruck Abweichungen von der Kreisform auszugleichen sucht, sucht äußerer Überdruck solche zu vergrößern. Die Rohre müssen deshalb hinreichend versteift werden. Die Fig. 309 bis 314 zeigen wirksame Versteifungen.

Die Flammrohre werden vernietet oder geschweißt, neuerdings auch aus einem Stück gewalzt. Wellrohre brauchen nicht versteift zu werden. Bei Gallowayrohren (Rohre mit Quersiedern) kann man diese Quersieder teilweise als wirksame Versteifungen ansehen.

Die Berechnung der Wandstärke eines Flammrohres, welche mindestens 7 mm betragen muß, geschieht nach den Bauvorschriften

für Landdampfkessel, gültig seit 9. Januar 1910, nach der Formel:

$$s = \frac{p d}{2400} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{a}{p} \frac{l}{l + d}} \right) + 2 \text{ mm,}$$

wobei

s die Blechstärke in Millimeter,

p der größte Betriebsüberdruck in Kilogramm pro Quadratcentimeter,

d der innere Flammrohrdurchmesser in Millimeter, bei konischen Rohren der mittlere innere Durchmesser,

l die Länge des Flammrohres bzw. die größte Entfernung der wirksamen Versteifungen in Millimeter,

a = 100 für liegende Rohre mit überlappter Längsnaht,

a = 70 für stehende Rohre mit überlappter Längsnaht,

a = 80 für liegende Rohre mit gelaschter oder geschweißter Längsnaht,

a = 50 für stehende Rohre mit gelaschter oder geschweißter Längsnaht.

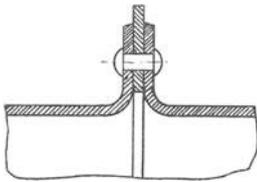


Fig. 309.

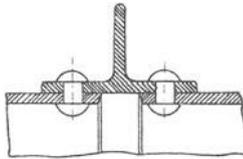


Fig. 310.

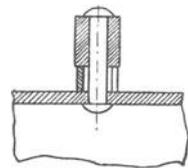


Fig. 311.

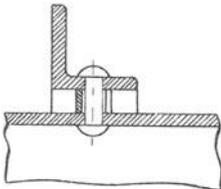


Fig. 312.

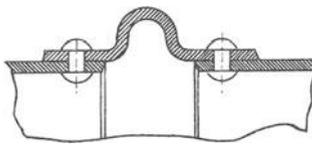


Fig. 313.

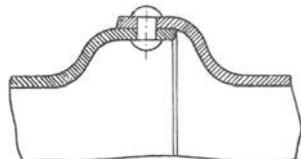


Fig. 314.

Bei Wellrohren oder gerippten Rohren kann man, da jede Welle als wirksame Versteifung anzusehen ist, $l = 0$ setzen und erhält dann

$$s = \frac{p d}{1200} + 2.$$

C. Absperrvorrichtungen.

Die Absperrvorrichtungen, bei welchen das Öffnen durch Heben oder Aufklappen der abschließenden Flächen erfolgt, nennt man Hub- bzw. Klappenventil, diejenigen, bei welchen das Öffnen und Schließen

durch Verschieben der abschließenden Flächen erfolgt, Schieber, und zwar Schieber im engeren Sinne, wenn die Verschiebung der abschließenden Flächen eine geradlinige, Drehschieber oder Hähne, wenn diese Verschiebung eine drehende ist.

Bei der Konstruktion einer Absperrvorrichtung ist zu beachten, daß

1. der Abschluß ein sicherer ist;
2. der Flüssigkeitsstrom möglichst wenig Querschnitts- und Richtungsänderungen erfährt. Dies gilt besonders für tropfbare Flüssigkeiten, für Gase und Dämpfe kommt dieser Gesichtspunkt weniger in Frage;

3. die Dichtungsflächen leicht zugänglich sind, um Beschädigungen derselben ausbessern und Schmutz entfernen zu können.

Das Material der Dichtungsflächen ist Bronze, Rotguß oder andere Legierungen, Gußeisen, Nickel, Blei, Leder, Gummi, Holz, Filz, Vulkangummi usw. Leder, Gummi, Filz werden verwendet, wenn das Ventil Verunreinigungen der Flüssigkeit gegenüber unempfindlich sein soll, oder der Schlag beim Aufsetzen vermieden werden soll, Metalle bei höheren Temperaturen. Von den Metallen ist Gußeisen das billigste; Bronze, Rotguß und andere Legierungen, Nickel und Blei werden hauptsächlich verwendet, weil sie chemischen Einflüssen gegenüber widerstandsfähiger sind.

1. Ventile.

Wir unterscheiden Absperrventile (von Hand bewegt), selbsttätige Ventile (durch den Flüssigkeitsdruck bewegt) und gesteuerte Ventile (durch besonderen Mechanismus zwangsläufig bewegt). Ventile besonderer Art sind die Sicherheitsventile, die Reduzierventile u. a.

Ist die abdichtende Fläche eben (Fig. 323), so nennt man das Ventil Tellerventil, ist sie kegelförmig, Kegellventil und ist sie kugelförmig, Kugellventil.

a) Absperrventile.

Die Bewegung des Ventilkügels erfolgt durch Handrad und Schraube. Anordnung und Abmessungen des Handrades müssen derart sein, daß die Hand durch die Schraubenköpfe, Kanten usw. des Ventils nicht verletzt wird.

Ventile, bei welchen die Spindel das Gewinde im Innern des Ventilgehäuses hat (Fig. 315), sind billiger, doch setzt sich, wenn das Ventil lange in einer Stellung bleibt, das Gewinde leicht voll Schmutz oder Wasserstein in diesem Falle sind deshalb Ventile mit äußerem Gewinde (Fig. 316) vorzuziehen.

Geht der Flüssigkeitsstrom (Fig. 316) in der Richtung der Pfeile, so kann man die Stopfbüchse neu verpacken, während die Leitung

unter Druck steht. Dagegen ist die zum Schließen und Dichthalten des Ventiles nötige Kraft, besonders bei hohen Pressungen und großem Durchmesser, größer als bei der umgekehrten Bewegungsrichtung. Man dreht deshalb bei letzterer Bewegungsrichtung vielfach der Spindel einen kleinen Konus an (Fig. 316), der sich bei vollständig geöffnetem Ventil gegen das etwas konisch eingedrehte Loch der Stopfbüchse setzt wenn diese neu verpackt werden soll. Bei der letztgenannten Bewegungsrichtung wird aber die Kraft zum Öffnen des Ventils ebensoviel größer als bei der erstgenannten die Kraft zum Schließen und Dichthalten, weshalb man durch ein kleineres Ventil oder einen Hahn einen Ausgleich des Druckes über und unter dem Ventilteller herbeiführen kann, ehe man ihn anhebt. Solche Ventile nennt man entlastete Ventile.

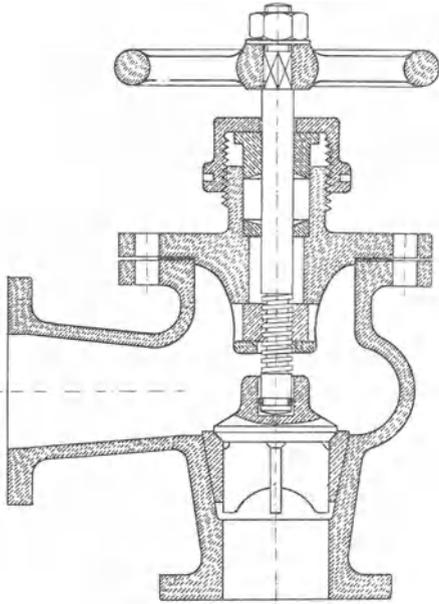


Fig. 315.

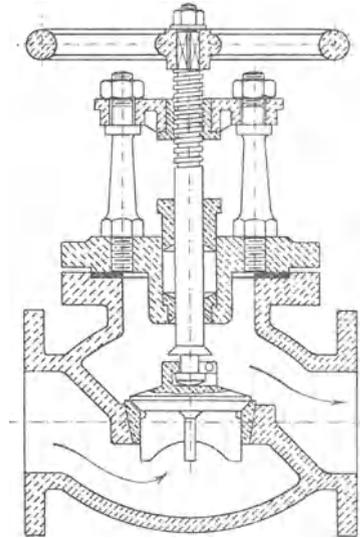


Fig. 316.

Ist das Ventil nicht entlastet, so hat man dafür Sorge zu tragen, daß die Verbindung zwischen Spindel und Ventil genügend widerstandsfähig ist, um die Anzugkraft beim Öffnen aushalten zu können (Fig. 318 und 319). Sonst gilt für die Verbindung des Ventiltellers mit der Spindel die Bedingung, daß diese etwas Spielraum gibt, damit sich das Ventil, falls die Achsen der Spindel und der Sitzfläche nicht genau zusammenfallen, nicht schief aufsetzt und der Druck, welcher die Abdichtung bewirkt, nicht durch die Verbindung, sondern direkt von der Spindel auf den Ventilteller übertragen wird. Bei der Verbindung verwendete

Gewinde müssen leichten Gang haben und genügend hoch sein, damit sie nicht festbrennen.

Die untere Führung des Ventiltellers geschieht meist durch daran angebrachte Rippen. Diese müssen, falls sie wie in Fig. 316 geschwungen geformt werden, auch in der Mitte genügende Höhe haben, damit sich der Ventilteller nicht eindrückt, wodurch sich die Rippen nach außen spreizen und an dem Ventilsitz festklemmen.

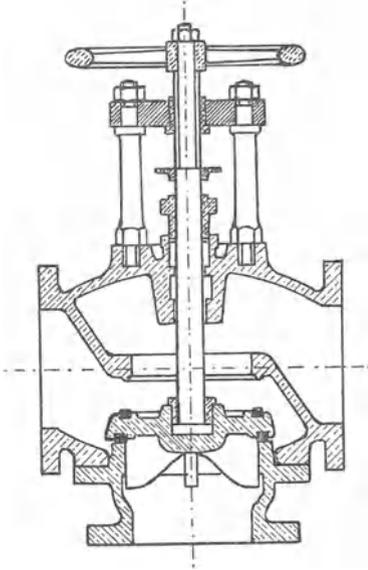


Fig. 317.

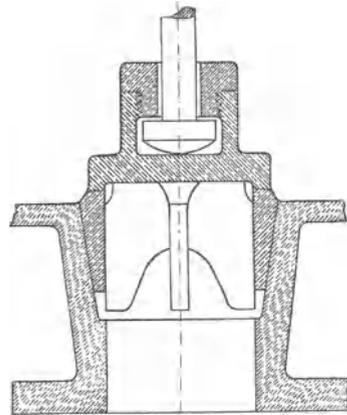


Fig. 318.

Die Führungsrippen dürfen nicht bis an die Dichtungsfläche herangehen (Fig. 324), man verbreitert sie außen (Fig. 331), um die Abnutzung auf eine größere Fläche zu verteilen, und schrägt sie unten einseitig ab (Fig. 324), damit das Ventil sich bei jedem Hube etwas dreht und nicht immer dieselben Teile der Dichtungsflächen aufeinanderkommen.

Die Höhe der Führungsrippen soll mindestens gleich dem Durchmesser des Ventilsitzes sein, also (Fig. 331)

$$h \geq d.$$

besonders wenn die Flüssigkeit nicht in Richtung der Ventilachse zu- und wegfließt.

Die Sitze werden meist fest eingepreßt, seltener eingeschraubt, und hierauf abgedreht, dann der Kegel eingeschliffen. Bei Dampfventilen hat das Einschleifen unter Dampf zu geschehen, um der Wärmeausdehnung Rechnung zu tragen.

Strömt die Flüssigkeit bei geringer Öffnung des Ventils mit großer Geschwindigkeit durch dieses, so nutzt sich die Sitzfläche infolge der Rippen ungleichmäßig ab, weshalb Dreyer, Rosenkranz & Droop

in Hannover die Ventile nach Fig. 319 ausführen. Der Ventilteller führt sich hier durch einen Stift in einer Büchse, welche durch Rippen im Ventilsitz befestigt ist, bei kleineren Ventilen fällt diese Führung fort.

Fig. 323 zeigt ein Ventil mit oberer Rippenführung, in besonderen Fällen wendet man untere und obere Rippenführung gleichzeitig an.

Früher verwendete man fast ausschließlich kegelförmige Dichtungsflächen aus Rotguß, in neuerer Zeit kommen mehr ebene Dichtungsringe in Anwendung, die häufig, namentlich bei Heißdampf, aus Nickel hergestellt werden (Fig. 317 und 320). Fig 320 zeigt ein solches Ventil mit federnden Dichtungsringen von C. W. Julius Blancke & Co. in Merseburg.

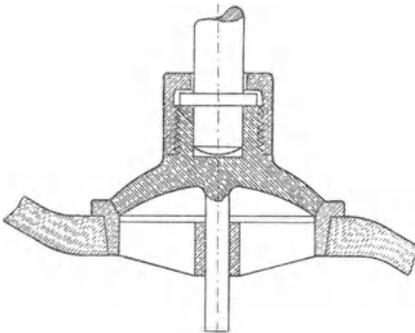


Fig. 319.

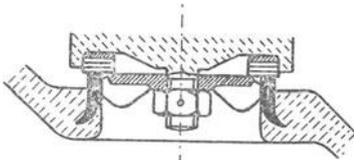


Fig. 320.

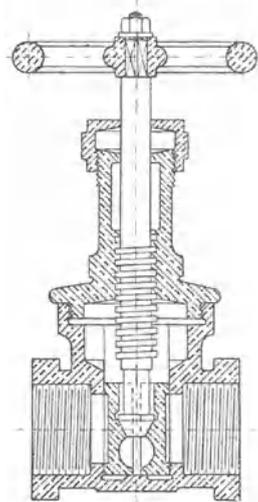


Fig. 321.

Die Flachdichtung erfordert keine genaue Zentrierung, auch braucht bei der Befestigung an der Spindel kein Spielraum gegeben zu werden. Endlich ist auch bei Flachdichtung der Durchgangsquerschnitt bei gleichem Hub größer als bei konischen Dichtungsflächen. Die Mutter für das Gewinde an der Spindel kann in den Deckel eingeschnitten werden (Fig. 321), oder sie wird eingeschoben (Fig. 315) oder in eine besondere guß- oder schmiedeeiserne Traverse gelegt (Fig. 316). Diese Ausführung findet sich namentlich bei größeren Ventilen. Meist geschieht das Anheben durch Drehen der Spindel bei feststehender Mutter; die umgekehrte Anordnung findet sich namentlich bei Weichpackungen, sie hat den Vorteil, daß immer dieselben Stellen der Dichtungsflächen

zusammentreffen. Da der Flüssigkeitsstrom den Kegel gewöhnlicher Ventile leicht schief stellt, bauen A. L. G. Dehne in Halle Ventile, bei denen sich der Flüssigkeitsstrom teilt, so daß er von beiden Seiten gleichmäßig auf den Ventilkegel einwirkt (Wiß-Ventil).

Ventile, bei denen der Flüssigkeitsstrom seine Richtung beibehält, nennt man Durchgangsventile (Fig. 316), Ventile nach Art der Fig. 315 Eckventile, Fig. 317 zeigt ein Wechselventil.

Wenn der Betriebsdruck etwa 13 kg/qcm nicht übersteigt, werden Gehäuse und Deckel meist aus Gußeisen hergestellt, bei höherem Druck, namentlich bei größerem Durchmesser, bei Heißdampf auch schon bei geringerem Durchmesser aus Stahlguß, bei kleinen Ventilen auch aus Maschinenbronze. Die Abmessungen der Flanschen entsprechen meist den Normalien für Flanschenrohre.

Die Richtung des Flüssigkeitsstroms wird auf dem Ventilgehäuse durch einen Pfeil angegeben.

Besondere Sorgfalt ist den Ventilen zuzuwenden, die durch häufige Geschwindigkeitsänderungen fortgesetzte Bewegungen ausführen.

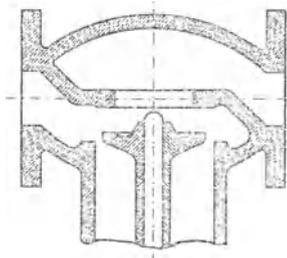


Fig. 322.

Für Wasserleitungen ist das Peet-Ventil viel in Anwendung (Fig. 321). Zwei runde Scheiben werden durch einen konischen Ansatz der Spindel auseinander- und gegen die Dichtungsflächen gedrückt.

Alle diese Ventile können nur durch mehrere Umdrehungen der Schraubenspindel, also sehr langsam geschlossen werden. Um bei Rohrbrüchen und dgl. einen sofortigen Abschluß zu bewirken,

baut man vor das Absperrventil ein Ventil nach Art der Fig. 322 ein, welches durch die auftretende Druckdifferenz geschlossen wird. Wünschenswert ist, daß das Ventil von außen von Zeit zu Zeit angehoben werden kann.

b) Die selbsttätigen Ventile.

Die selbsttätigen Ventile werden durch den Druck der Flüssigkeit gehoben und von dem Flüssigkeitsstrom offen gehalten. Sie schließen sich, wenn die Geschwindigkeit abnimmt, entweder durch das Eigengewicht (Gewichtsventile), durch Federkraft, und zwar durch besondere Federn oder die Elastizität der Ventile selbst oder durch Eigengewicht und Federkraft (Gewichts- und Federventile).

Da die Schlußbewegung eines Gewichtsventils eine Fallbewegung ist, so läßt sich ein schnelleres Spielen des Ventils nur durch Verkleinerung des Hubes ermöglichen, weshalb man für schnellaufende Pumpen Gewichtsventile nicht mehr anwenden kann.

Das Ventil soll möglichst so konstruiert sein, daß es schon bei Verminderung der Geschwindigkeit der Flüssigkeit zu sinken beginnt und bei der Geschwindigkeit Null auf dem Sitz angekommen ist. Das Ventil schließt dann ruhig, während es sonst durch den Flüssigkeitsdruck zurückgeschlagen wird, wobei ein Teil der Flüssigkeit wieder rückwärts fließt.

Die genaue Konstruktion der selbsttätigen Ventile muß sich nach Form und Abmessungen, Beschaffenheit der Flüssigkeit, Gang der Maschinen usw. richten; im allgemeinen gelten folgende Regeln:

1. Die Dichtungsfläche muß groß genug sein, um sicher abzudichten, soll aber nicht größer sein, als es diese Forderung sowie jene, daß der Flächendruck in der Sitzfläche nicht zu groß wird, bedingen.

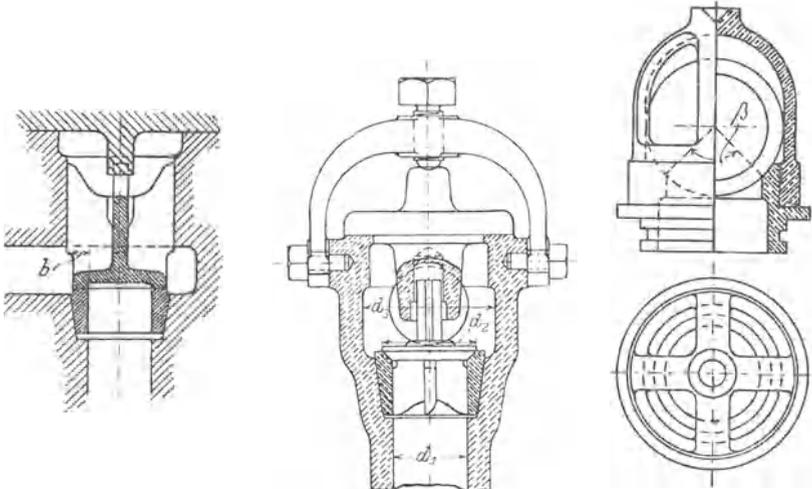


Fig. 323.

Fig. 324.

Fig. 325.

2. Das Ventil soll nicht schwerer als nötig sein, insbesondere soll bei schnellaufenden Pumpen die Ventilmasse möglichst klein sein.

3. Das Ventil soll sicher geführt sein und möglichst wenig Reibungswiderstände haben.

4. Die Richtung, in welcher die Flüssigkeit dem Ventil zu- und vom Ventil weggeführt wird, soll das Spiel des Ventils nicht beeinträchtigen.

Die Figuren 323 bis 327 zeigen mehrere Ventilkonstruktionen. Fig 323 ein Ventil mit oberer Rippenführung, Fig 324 ein solches mit unterer Rippenführung und oberer Stiftführung. Der Stift erhält vier Flächen, damit Schmutz und dgl. die Arbeitsweise des Ventils nicht beeinflussen können. Die Hülse für den Stift muß diese lose umschließen, damit, falls die Achsen des Deckels und des Ventilsitzes nicht genau übereinstimmen, das Ventil sich nicht schief aufsetzt. Außerdem

erhält sie oben eine Bohrung, damit die Flüssigkeit in dem oberen Teil der Hülse aus- und einströmen kann.

Fig. 325 zeigt ein Kugelventil, welches hauptsächlich für dicke Flüssigkeiten Verwendung findet. Der Winkel β soll höchstens 90° sein, damit das Ventil nicht klemmt.

Für große Durchgangs-
querschnitte verwendet
man Ventile mit mehreren
Sitzen nach Art der
Fig. 326 oder 327. Das
letzte Ventil hat elastische
Hubbegrenzung.

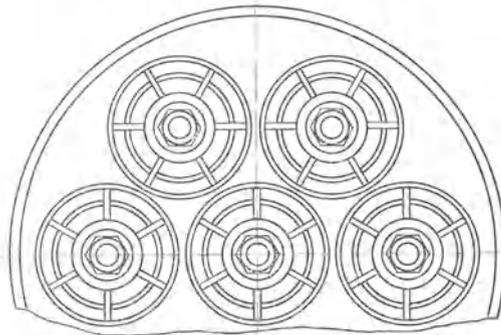
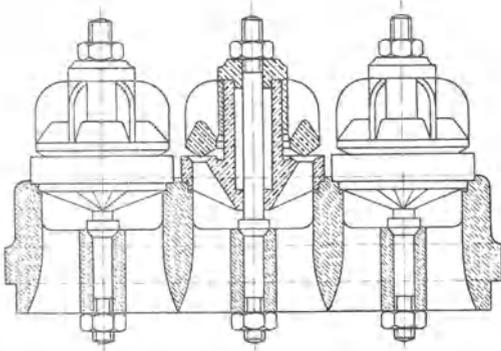


Fig. 326.

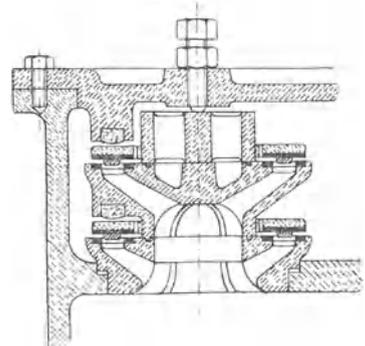


Fig. 327.

c) Gesteuerte Ventile.

Solche Ventile kommen in Verwendung für Dampfmaschinen und werden, um den Ventilhub kleiner zu machen, mit Doppelsitz ausgeführt.

Die Forderung (siehe Berechnung der Ventile), daß der Durchgangs-
querschnitt gleich dem Querschnitt $\frac{d_1^2 \pi}{4}$ sein muß, ergibt dann

$$2 d_1 \pi h = \frac{d_1^2 \pi}{4}$$

$$h = \frac{d_1}{8} .$$

Durch Vereinigung zwei solcher Ventile entstehen die viersitzigen Ventile, bei denen der Ventilhub nur $\frac{d_1}{16}$ zu sein braucht.

Die Ventile dieser Art werden jetzt meist als Rohrventile (Fig. 328) oder Glockenventile (Fig. 329) ausgeführt. Das abschließende Teil ist so gestaltet, daß der Dampf- bzw. Flüssigkeitsdruck nach oben und unten gleichstark wirkt, also keinen Einfluß auf die Bewegung ausübt (entlastete Ventile).

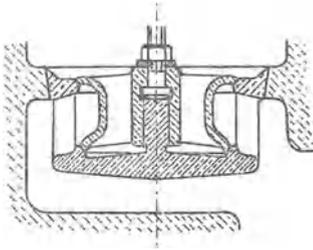


Fig. 328.

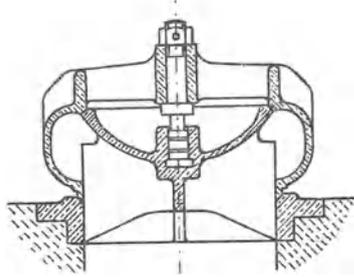


Fig. 329.

Um bei Pumpen für große Flüssigkeitsmengen nicht gezwungen zu sein, den Ventilumfang zu groß zu machen, hat Riedler Ventile mit großem Hub konstruiert, welche selbsttätig öffnen, während die Schlußbewegung zwangläufig erfolgt, bis auf einen kleinen Abstand von der Sitzfläche. Der vollständige Abschluß wird dann durch den Flüssigkeitsdruck bewirkt.

Berechnung der Ventile.

Die Hubhöhe ergibt sich aus der Forderung, daß der Durchgangsquerschnitt zwischen Ventil und Sitz gleich dem Querschnitt des Rohres $\frac{d_1^2 \pi}{4}$ sein soll, also

$$d_1 \pi h = \frac{d_1^2 \pi}{4}$$

zu

$$h = \frac{d_1}{4}.$$

(Doppel- und viersitzige Ventile siehe im vorigen Abschnitt.)

Die Sitzbreite b nimmt man

$$\text{für gewöhnliche Metallventile } b = \frac{4}{5} \sqrt{d_1} \quad (d_1 \text{ in mm}),$$

$$\text{„ Tellerventile mit Lederdichtung } b = \frac{5}{4} \sqrt{d_1}.$$

Ventile, welche nicht spielen, dürfen erheblich schmaler ausgeführt werden; so macht man z. B. die Sitzbreite der Sicherheitsventile 1,5 bis 2 mm.

Ist

- F die Druckfläche des Ventils in Quadratzentimeter,
- p der Flüssigkeitsdruck in Kilogramm pro Quadratzentimeter,
- f die Sitzfläche des Ventils in Quadratzentimeter,
- k die zulässige Flächenpressung,

so muß sein

$$f \cdot k > F \cdot p.$$

Hierbei nimmt man bei stoßfreiem Gange des Ventils

für Phosphorbronze	k = 200 kg/qcm	
„ Rotguß	150	„
„ Gußeisen	80	„
„ Gummi und Leder	30 bis 50	„

Nach Riedler darf man für Gummi und Leder bei sicherer Führung des Ventils und ruhiger Berührung in der Sitzfläche bis $k = 85 \text{ kg/qcm}$, bei Hartgummi bis $k = 200 \text{ kg/qcm}$ gehen.

Die Weite d_3 des Gehäuses (Fig. 324) ergibt sich aus der Forderung, daß der Durchgangsquerschnitt

$$\frac{d_3^2 \pi}{4} - \frac{d_2^2 \pi}{4} > \frac{d_1^2 \pi}{4}$$

ist (wobei $d_2 = d_1 + 2b$).

Nur bei geringem Ventilhub nimmt man diesen Durchgangsquerschnitt gleich dem Rohrquerschnitt $\frac{d_1^2 \pi}{4}$, meist 1,5 bis 1,8 $\frac{d_1^2 \pi}{4}$.

Die Wandstärken der Ventile können nach den für Pumpenzylinder gegebenen Formeln berechnet werden.

Der Berechnung der Druckschraube sowie der Deckelschrauben ist die Kraft

$$P = 1,25 \frac{\pi D^2}{4} \cdot p$$

zugrunde zu legen, da die Anpressung durch die Schrauben des Dichthaltens wegen größer sein muß als der entgegengesetzt wirkende Flüssigkeitsdruck.

Im übrigen kann man der Berechnung der Ventile folgende Formeln, die C. v. Bach aus den Ergebnissen umfangreicher Versuche abgeleitet hat (näheres siehe: Die Maschinenelemente, Verlag von A. Kröner, Leipzig, denen auch die Figuren 315, 326, 345 und 330 bis 334 entnommen sind), zugrunde legen.

Bezeichnet

P die wirksame Ventilbelastung (Gewicht des Ventils, vermehrt um etwaigen Federdruck und vermindert um den Auftrieb der Flüssigkeit) in Kilogramm,

d_1 den Durchmesser der Ventilsitzöffnung in Meter,

$f = \frac{\pi d_1^2}{4}$ den Querschnitt derselben in Quadratmeter,

v die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser durch den Querschnitt f fließt in Meter pro Sekunde,

ζ den Widerstandskoeffizienten des Ventils (Verhältnis des Geschwindigkeitshöhenverlustes zur erreichten Geschwindigkeitshöhe $H = \frac{v^2}{2g}$),

$\alpha, \beta, \gamma, \lambda$ und μ je einen Erfahrungskoeffizienten,

$g = 9,81$ m/sec die Beschleunigung der Schwere,

i die Anzahl der Rippen, bei unterer Führung, nach Art der Fig. 331,

s die Breite dieser Rippen gemessen am Umfang in Meter,

b die radiale Breite der Dichtungsfläche in Meter,

h die Hubhöhe des Ventils in Meter,

so ist je nach der Ventilform:

$$1. \quad P = 1000 f \frac{v^2}{2g} \left[\lambda + \left(\frac{d_1}{4\mu h} \right)^2 \right]$$

$$2. \quad P = 1000 f \frac{v^2}{2g} \left[\lambda + \left(\frac{f}{\mu (\pi d_1 - i s) h} \right)^2 \right]$$

$$3. \quad \zeta = \alpha + \beta \left(\frac{d_1}{h} \right)^2$$

$$4. \quad \zeta = \alpha + \beta \left(\frac{d_1^2}{(\pi d_1 - i s) h} \right)^2$$

$$5. \quad \zeta = \alpha + \beta \left(\frac{d_1}{h} \right) + \gamma \left(\frac{d_1}{h} \right)^2.$$

Hierbei hat man, unter der Voraussetzung, daß der zwischen Ventilteller und Gehäusewandung verbleibende ringförmige Zwischenraum gleich dem 1,8 fachen von der Ventilsitzöffnung ist, also

$$\frac{d_3^2 \pi}{4} - \frac{d_2^2 \pi}{4} = 1,8 \frac{d_1^2 \pi}{4}$$

zu setzen für Ventile nach Art der Fig. 330, Tellerventil ohne untere Führung, wenn $b = 0,10 d_1$ bis $0,25 d_1$ und $h = 0,10 d_1$ bis

$0,25 d_1$; Formel 1 mit $\lambda = 2,5 + 19 \frac{b - 0,1 d_1}{d}$ und $\mu = 0,60$ bis $0,62$;

Formel 3 mit $\alpha = 0,55 + 4 \frac{b - 0,1 d_1}{d}$ und $\beta = 0,16$ bis $0,15$.

Die ersten Werte von μ und β gelten bei breiter, die zweiten bei schmaler Dichtungsfläche.

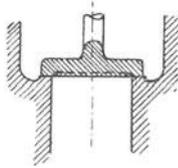


Fig. 330.

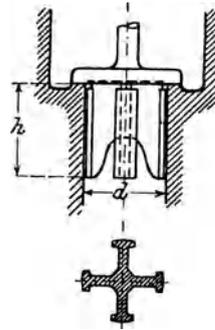


Fig. 331.

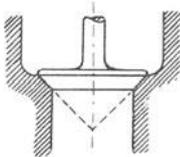


Fig. 332.

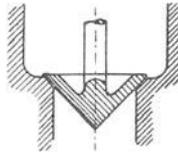


Fig. 333.

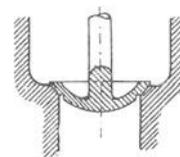


Fig. 334.

Fig. 331, Tellerventile mit unterer Führung, wenn $b = 0,10 d_1$ bis $0,25 d_1$ und $h = 0,125 d_1$ bis $0,25 d_1$

Formel 2 mit λ und μ 10 % kleiner als im vorigen Fall,

Formel 4 mit α um 0,8 bis 1,6 größer als im vorigen Fall und $\beta = 1,75$ bis $1,70$.

Fig. 332, Kegelventile mit ebener Unterfläche, wenn $b = 0,1 d_1$ und $h = 0,10 d_1$ bis $0,15 d_1$

Formel 1 mit $\lambda = -1,05$ und $\mu = 0,89$,

Formel 5 mit $\alpha = 2,60$; $\beta = -0,80$ und $\gamma = 0,14$.

Fig. 333, Kegelventile mit kegelförmiger Unterfläche, wenn $h = 0,125 d_1$ bis $0,25 d_1$

Formel 1 mit $\lambda = 0,38$ und $\mu = 0,68$,

Formel 3 mit $\alpha = 0,60$ und $\beta = 0,15$.

Fig. 334, Kegelventile mit kugelförmiger Unterfläche, wenn $h = 0,10 d_1$ bis $0,25 d_1$

Formel 1 mit $\lambda = 0,96$ und $\mu = 1,15$,

Formel 5 mit $\alpha = 2,70$; $\beta = -0,80$ und $\lambda = 0,14$.

Klappenventile.

Ventile mit Lederklappen (Fig. 335) können nur für Flüssigkeiten, welche das Leder nicht angreifen und niedrige Temperaturen haben (Kaltwasser und Luft), Verwendung finden. Ventile mit Gummiklappen (Fig. 336) werden verwendet für Pumpen mit hoher Tourenzahl. Das Einsetzen der Gummipplatten zeigt Fig. 337. Auch Gummi kann nur für niedrige Temperaturen verwendet werden, da er bei höheren Temperaturen weich wird. Die Gittersitze müssen verrundete Kanten haben.

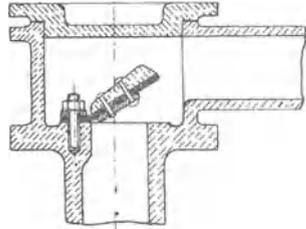


Fig. 335.

Für höhere Temperaturen und für Maschinen, welche längere Zeit stillstehen und dann sofort betriebsfertig sein müssen, wie Feuerspritzen, muß man Metallklappen verwenden, welche sorgfältig aufgeschliffen werden müssen. Der Führungsstift muß 1 bis 2 mm Luft haben, damit sich das Ventil sicher aufsetzen kann.

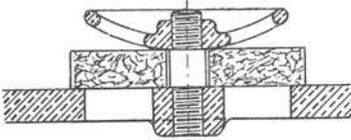


Fig. 336.

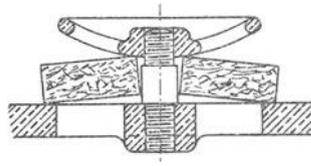


Fig. 337.

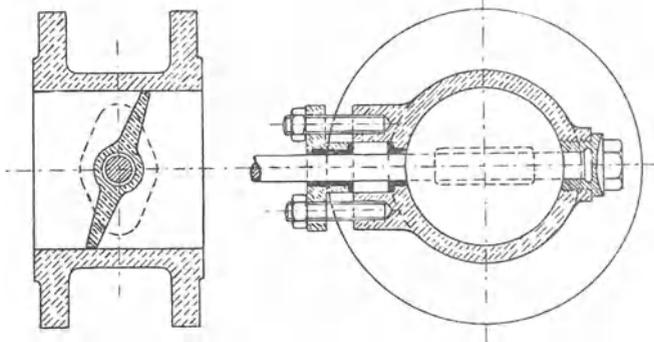


Fig. 338.

Das Drehmoment, welches das Klappenventil schließt, ist umso größer, je weiter der Schwerpunkt der Klappe vom Drehpunkt entfernt ist.

Fig. 338 zeigt eine Drosselklappe, welche bestimmt ist, den Querschnitt zu verengen; einen vollständigen Abschluß kann dieselbe nicht herbeiführen.

Gutermuth verwendet Klappen aus Tombakblech, deren Ende zu einer federnden Spirale aufgewunden ist, die die Klappe anpreßt. Diese Klappen sind sehr leicht.

2. Schieber.

Der Abschluß erfolgt durch Verschieben der abdichtenden Flächen.

Ist die Kraft, welche diese Flächen aufeinanderdrückt, senkrecht zu denselben gerichtet, so nennt man den Schieber Normalschieber, ist diese Kraft parallel den abdichtenden Flächen, Axialschieber.

Zu den Normalschiebern gehören die Flach-, Kolben- und Rundschieber, zu den Axialschiebern die Drehschieber und Hähne.

Dem Ventil gegenüber bietet der Schieber den Vorteil, daß er den Flüssigkeitsstrom nicht zu Richtungsänderungen zwingt.

Wenn möglich, legt man die Dichtungsflächen in besondere Einsätze.

a) Normalschieber.

Bei Wasser fertigt man den Schieberspiegel aus Bronze, bei Gas und Dampf aus Gußeisen.

Bei der Verwendung der Schieber für Dampf ist der Hauptvorteil der rasche Abschluß, bei der Verwendung für Wasser ist dieser schädlich, weshalb man, falls die Leitung nicht selbst weit genug ist, Windkessel

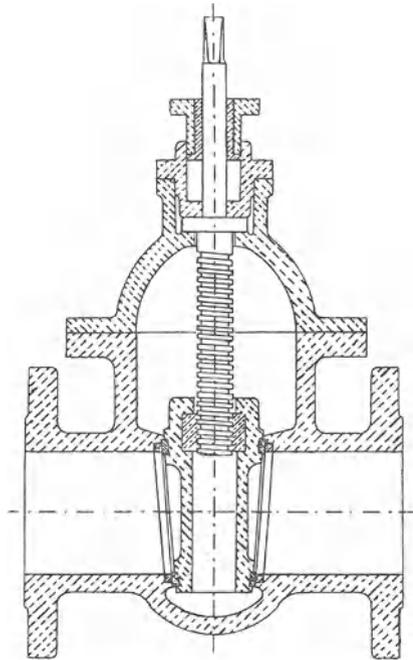


Fig. 339.

einbauen muß, um die Stöße unschädlich zu machen.

Fig. 339 zeigt einen Wasserschieber, welcher langsam schließt. Ähnliche Schieber werden auch für Dampf verwendet.

Bei Rundschiebern (Fig. 340) soll der Winkel α klein sein, weil die Flächenpressung nach den Rändern zu abnimmt.

Fig. 341 zeigt den gewöhnlichen Muschelschieber, der durch die Schieberstange zwangläufig bewegt wird. Die Befestigung der Schieber-

stange am Schieber muß der Abnutzung wegen senkrecht zur Bewegungsrichtung Spielraum geben, in der Längsrichtung dagegen nicht, doch soll die Stange in der Längsrichtung verstellbar sein. Die äußeren Kanten des Schiebers müssen bei der Bewegung über den Schieberspiegel hinausgehen, damit sich kein Ansatz bildet.

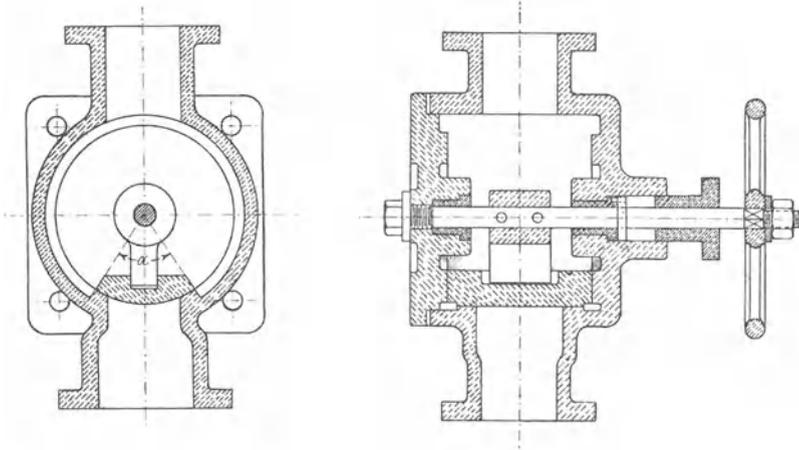


Fig. 340.

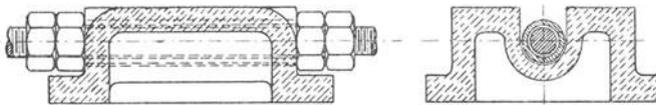


Fig. 341.

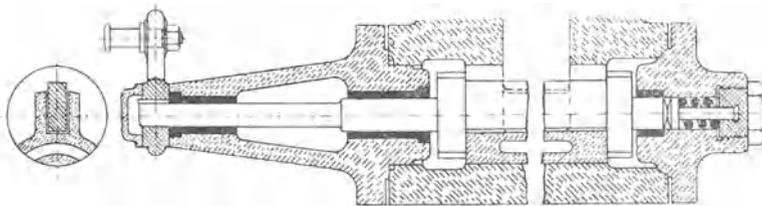


Fig. 342.

Der Schieberkasten kann an den Zylinder angegossen oder mit demselben verschraubt werden.

Fig. 342 zeigt einen gesteuerten Rundschieber für Corliß-Steuerung.

b) Axialschieber.

Bei den Axialschiebern ist dauernde Abdichtung weniger gesichert als bei den Normalschiebern, da sich die Dichtungsflächen ungleich abnutzen.

Fig. 343 zeigt einen Drehschieber, der früher viel als Dampf-
absperrschieber verwendet wurde.

Fig. 344 zeigt einen gewöhnlichen Hahn. Der innere Kegel
wird meist Kükens, auch Hahnschlüssel, Hahnwirbel oder Hahnreiber
genannt. Damit die Mutter beim Drehen des Kükens sich nicht lösen

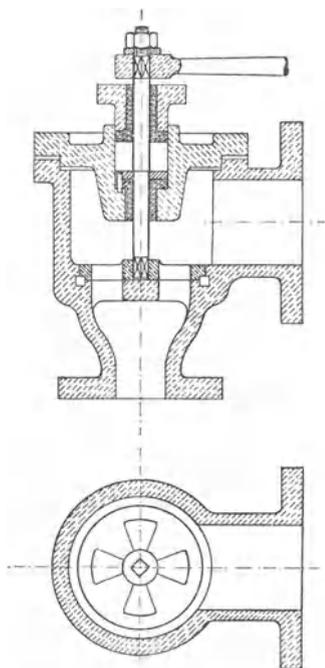


Fig. 343.

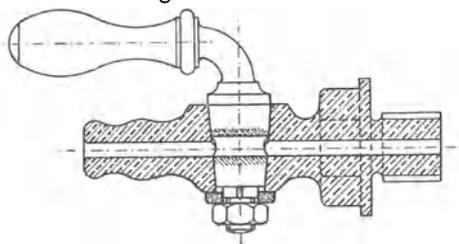


Fig. 344.

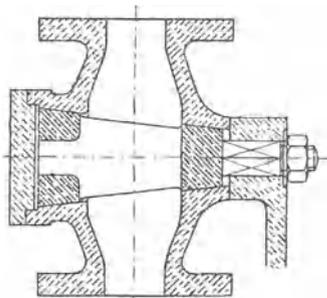


Fig. 345.

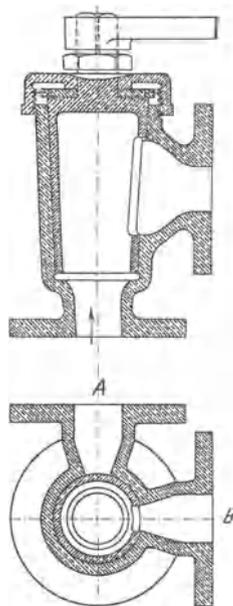


Fig. 346.

kann, sitzt die Unterlegscheibe auf einem Vierkant. Des Nachschleifens
wegen sollen die Flächen dort, wo die Berührung aufhört, zylindrisch
sein; auch ist es vorteilhaft, wenn die beiden aufeinander zu schleifenden
Teile verschiedene Härte haben.

Fig. 345 zeigt den Kleinschen Hahn, bei welchem die Flüssigkeitspressung selbst den zum Abdichten erforderlichen Druck ausübt.

Fig. 346 zeigt einen Dreiweghahn. Die Flüssigkeit kommt von unten und kann entweder nach A oder nach B geleitet, oder ganz abgeschlossen werden.

Die Neigung der Kegelfläche gegen die Mittellinie soll 1 : 8 bis 1 : 15 sein, die Breite der Dichtungsfläche bei kleinen Hähnen mindestens 10 mm.

Die Hähne haben den Nachteil, daß sie den Querschnitt verengen oder mindestens den Flüssigkeitsstrahl zu Formänderungen zwingen, halten aber dichter als gewöhnliche ebene Drehschieber (wie Fig. 343).

Anhang.

Berechnung der Federn.

(Nach „Hütte“, Ingenieurs Taschenbuch.)

Nach der Beanspruchung unterscheiden wir Biegungsfedern und Drehungsfedern.

Ist

P die Tragfähigkeit der Federn,

f die Durchbiegung bei der Belastung P,

l die Länge der Feder in Zentimeter,

V das Volumen derselben in Kubikzentimeter,

k_b die zulässige Biegungsspannung in Kilogramm pro Quadrat-zentimeter,

E der Elastizitätsmodul des Materials

und

J das Trägheitsmoment des Querschnittes

$$\text{für rechteckigen Querschnitt } J = \frac{b h^3}{12},$$

$$\text{„ runden „ } J = \frac{d^4}{20},$$

so erhalten wir für rechteckige

Biegungsfedern

(Fig. 347, 348 und 349) die Festigkeitsgleichung:

$$P \cdot l = \frac{b h^2}{6} \cdot k_b$$

oder

$$P = \frac{b h^2}{6} \cdot \frac{k_b}{l}.$$

Die Durchbiegung einer Feder von gleicher Breite und gleicher Höhe (Fig. 347) erfolgt nach der sogenannten elastischen Linie und beträgt

$$f = \frac{P l^3}{3 E J}$$

oder, wenn man für P und J die oben gegebenen Werte einsetzt,

$$f = \frac{b h^2}{6} \cdot \frac{k_b}{l} \cdot \frac{l^3 \cdot 12}{3 E b h^3} = \frac{2 l^2}{3 h} \cdot \frac{k_b}{E}.$$

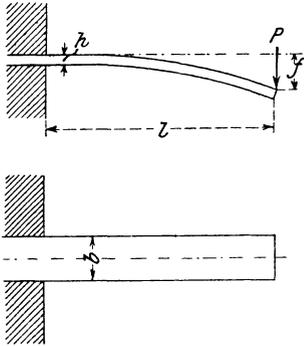


Fig. 347.

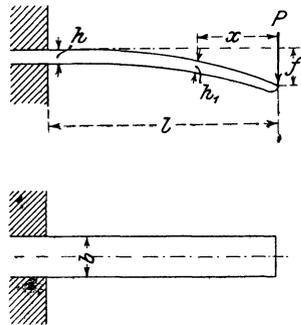


Fig. 348.

Die Arbeit, die von einer Feder aufgenommen wird, indem sich dieselbe um f cm durchbiegt, ist

$$A = \frac{P f}{2} \text{ (mittlere Kraft } \frac{P}{2} \text{ mal Durchbiegung).}$$

Setzt man in diese Gleichung die oben gefundenen Werte von P und f ein, so erhält man

$$A = \frac{1}{2} \frac{b h^2}{6} \frac{k_b}{l} \cdot \frac{2 l^2}{3 h} \cdot \frac{k_b}{E} = \frac{1}{18} \cdot \frac{k_b^2}{E} \cdot b \cdot h \cdot l,$$

$b \cdot h \cdot l$ ist aber das Volumen der Feder in Kubikzentimeter, also ist

$$A = \frac{1}{18} \cdot \frac{k_b^2}{E} \cdot V.$$

Für eine nach der kubischen Parabel zugespitzte Feder (Fig. 348), welche sich kreisbogenförmig krümmt, ist zunächst der Querschnitt an der Einspannungsstelle genau so zu berechnen wie bei der vorigen Feder, die Feder wird nun gleichbreit ausgeführt, während die Höhen abnehmen und zwar, wenn x der Abstand der zu berechnenden Höhe vom Angriffspunkte der Kraft ist, nach der Gleichung

$$\frac{h_1^3}{h^3} = \frac{x_1}{x}.$$

Die Durchbiegung wird hier

$$f = \frac{P}{EJ} \frac{l^3}{2} = \frac{b h^2}{6} \cdot \frac{k_b}{l} \cdot \frac{l^3}{2 E b h^3} = \frac{l^2}{h} \cdot \frac{k_b}{E}$$

und die Federungsarbeit

$$A = \frac{P f}{2} = \frac{1}{9} \frac{k_b^2}{E} \cdot V.$$

Auch die Dreieckfeder (Fig. 349) krümmt sich kreisbogenförmig; der Querschnitt an der Einspannungsstelle wird wieder wie früher berechnet, nur bleibt jetzt die Höhe konstant, während die Breite nach der Spitze zu gleichmäßig bis auf Null abnimmt. Die Durchbiegung ist ebenso groß wie die der vorigen Feder, die Federungsarbeit

$$A = \frac{1}{6} \frac{k_b^2}{E} V.$$

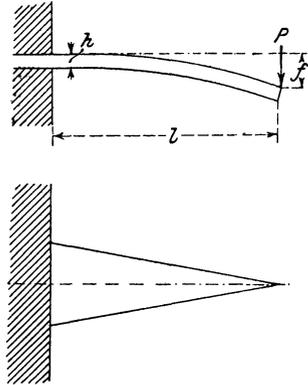


Fig. 349.

Aus der Dreiecksfeder kann man sich, indem man diese, wie Fig. 350 zeigt, zerlegt und die Streifen nach Fig. 351 übereinanderlegt, das Blattfederwerk entstanden denken. Dieses kann als einfache Dreieckfeder berechnet werden. Statt die Enden der einzelnen Blätter dreieckig zuzuschärfen, kann man sie auch nach der kubischen Parabel (wie in Fig. 348) zuschärfen.

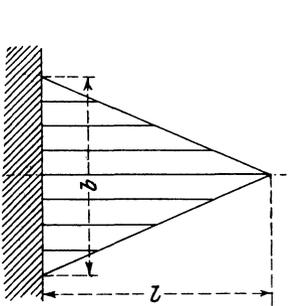


Fig. 350.

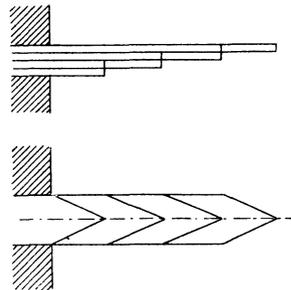


Fig. 351.

Für auf Biegung beanspruchte gewundene Federn (Spiralfedern) gelten, wenn die Kraft P am Radius r wirkt, bei rechteckigem Querschnitt (Fig. 352 und 353) die Formeln:

$$P \cdot r = \frac{b h^2}{6} \cdot k_b \quad \text{oder} \quad P = \frac{b h^2}{6} \cdot \frac{k_b}{r}$$

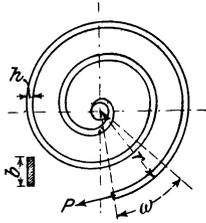


Fig. 352.

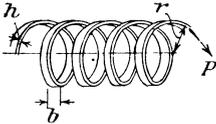


Fig. 353.

$$f = 2 \frac{r l}{h} \cdot \frac{k_b}{E}$$

$$A = \frac{1}{6} \cdot \frac{k_b^2}{E} \cdot V,$$

bei rundem Querschnitt

$$P r = \frac{d^3}{10} \cdot k_b \quad \text{oder} \quad P = \frac{d^3}{10} \cdot \frac{k_b}{r}$$

$$f = 2 \frac{r l}{d} \cdot \frac{k_b}{E}$$

und

$$A = \frac{1}{8} \frac{k_b^2}{E} \cdot V.$$

Während die nach Art der in Fig. 352 und 353 eingezeichneten Kräfte belasteten Federn auf Biegung beansprucht sind, werden gerade Federn, welche wie in Fig. 354 belastet sind, sowie Spiralfedern, welche zusammengedrückt oder auseinandergezogen werden, auf Verdrehungsfestigkeit in Anspruch genommen und deshalb

Drehungsfedern

genannt. Für diese gelten folgende Formeln:

Fig. 354 gerade Drehungsfeder

bei rundem Querschnitt

$$P \cdot r = \frac{d^3}{5} \cdot k_d \quad \text{oder} \quad P = \frac{d^3}{5} \cdot \frac{k_d}{r}$$

$$f = 2 \frac{r l}{d} \cdot \frac{k_d}{E_s} \quad (E_s = \text{Schubelastizitätsmodul})$$

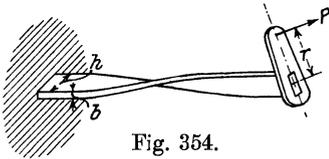


Fig. 354.

$$A = \frac{1}{4} \frac{k_d^2}{E_s} \cdot V,$$

für rechteckigen Querschnitt
(Fig. 354)

$$P \cdot r = \frac{2 b^2 \cdot h}{9} \cdot k_d \quad \text{oder} \quad P = \frac{2}{9} \cdot \frac{b^2 h}{r} \cdot k_d$$

$$f = 0,8 r l \frac{b^2 + h^2}{b h^2} \cdot \frac{k_d}{E_s}$$

$$V = \frac{4}{45} \left(\frac{b^2}{h^2} + 1 \right) \frac{k_d^2}{E_s} \cdot V.$$

Fig. 355, Schraubenfeder
mit rundem Querschnitt

$$P \cdot r = \frac{d^3}{5} \cdot k_d \quad \text{oder} \quad P = \frac{d^3}{5} \cdot \frac{k_d}{r}$$

$$f = \frac{4 \pi n r^2}{d} \cdot \frac{k_d}{E_s}$$

$$A = \frac{1}{4} \frac{k_d^2}{E_s} \cdot V,$$

bei rechteckigem Querschnitt (Fig. 355)

$$P r = \frac{2 b^2 h}{9} \cdot k_d \quad \text{oder} \quad P = \frac{2}{9} \frac{b^2 h}{r} \cdot k_d$$

$$f = 1,6 \pi n r^2 \frac{b^2 + h^2}{b h^2} \cdot \frac{k_d}{E_s}$$

$$A = \frac{4}{45} \left(\frac{b^2}{h^2} + 1 \right) \frac{k_d^2}{E_s} \cdot V.$$

Fig. 356, Kegelfeder
mit rundem Querschnitt

$$P \cdot r = \frac{d^3}{5} \cdot k_d \quad \text{oder} \quad P = \frac{d^3}{5} \cdot \frac{k_d}{r}$$

$$f = \frac{r l}{d} \cdot \frac{k_d}{E_s} = \pi n \frac{r^2}{d} \cdot \frac{k_d}{E_s}$$

$$A = \frac{1}{8} \frac{k_d^2}{E_s} \cdot V,$$

mit rechteckigem Querschnitt (Fig. 356)

$$P r = \frac{2 b^2 h}{9} \cdot k_d \quad \text{oder} \quad P = \frac{2}{9} \frac{b^2 h}{r} \cdot k_d$$

$$f = 0,4 \pi n r^2 \frac{b^2 + h^2}{b h^2} \cdot \frac{k_d}{E_s}$$

$$A = \frac{2}{45} \left(\frac{b^2}{h^2} + 1 \right) \frac{k_d^2}{E_s} \cdot V.$$

(Hierbei ist l die Länge der ausgestreckt gedachten Feder, n die Anzahl der Windungen.)

Bei rechteckigen Drehungsfedern wird die Federungsarbeit A am größten, wenn $\frac{b^2}{h^2} = 1$, also $b = h$ ist, d. h. wenn der Federquerschnitt quadratisch ist.

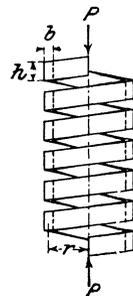


Fig. 355.

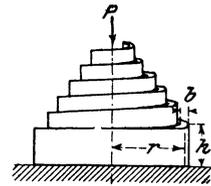


Fig. 356.

Tabellen.

Tabelle 1.

Whitworthsches Gewinde.

Äußerer Durchmesser des Gewindes d		Kern-		Anzahl der Gewindegänge		Höhe d. Mutter, abgerundet h ₁	Höhe d. Kopfes, abgerundet h ₀	Schlüsselweite abgerundet S ₀	Tragkraft Q = 1/4 π d ₁ ³ k _Z , wenn (in kg/qcm)	
		Durchmesser d ₁	Querschnitt $\frac{\pi d_1^3}{4}$	auf einen engl. Z.	auf die Länge d				k _Z = 480	k _Z = 600
engl. Z.	mm	mm	qcm			mm	mm	mm	kg	kg
1/4	6,35	4,72	0,175	20	5	6	4	13	85	105
5/16	7,94	6,13	0,295	18	5 3/8	8	6	16	140	175
3/8	9,52	7,49	0,441	16	6	10	7	19	210	265
7/16	11,11	8,79	0,607	14	6 1/8	11	8	21	290	365
1/2	12,70	9,99	0,784	12	6	13	9	23	375	470
5/8	15,87	12,92	1,311	11	6 7/8	16	11	27	630	785
3 1/4	19,05	15,80	1,961	10	7 1/2	19	13	33	940	1 175
7/8	22,22	18,61	2,720	9	7 7/8	22	15	36	1 305	1 630
1	25,40	21,33	3,573	8	8	25	18	40	1 715	2 145
1 1/8	28,57	23,93	4,498	7	7 7/8	29	20	45	2 160	2 700
1 1/4	31,75	27,10	5,768	7	8 3/4	32	22	50	2 770	3 460
1 3/8	34,92	29,50	6,835	6	8 1/4	35	24	54	3 280	4 100
1 1/2	38,10	32,68	8,388	6	9	38	27	58	4 030	5 030
1 5/8	41,27	34,77	9,495	5	8 1/8	41	29	63	4 560	5 700
1 3/4	44,45	37,94	11,31	5	8 3/4	44	32	67	5 430	6 780
1 7/8	47,62	40,40	12,82	4 1/2	8 7/16	48	34	72	6 150	7 690
2	50,80	43,57	14,91	4 1/2	9	51	36	76	7 160	8 950
2 1/4	57,15	49,02	18,87	4	9	57	40	85	9 060	11 320
2 1/2	63,50	55,37	24,08	4	10	64	45	94	11 560	14 450
2 3/4	69,85	60,55	28,80	3 1/2	9 5/8	70	49	103	13 820	17 280
3	76,20	66,90	35,15	3 1/2	10 1/2	76	53	112	16 870	21 090
3 1/4	82,55	72,57	41,36	3 1/4	10 9/16	83	58	121	19 850	24 820
3 1/2	88,90	78,92	48,92	3 1/4	11 3/8	89	62	130	23 480	29 350
3 3/4	95,25	84,40	55,95	3	11 1/4	95	67	138	26 860	33 570
4	101,60	90,75	64,68	3	12	102	71	147	31 050	38 810
4 1/4	107,95	96,65	73,37	2 7/8	12 7/32	108	76	156	35 220	44 020
4 1/2	114,30	102,98	83,29	2 7/8	12 15/16	114	80	165	39 980	49 970
4 3/4	120,65	108,84	93,04	2 3/4	13 1/16	121	85	174	44 660	55 820
5	127,00	115,19	104,2	2 3/4	13 3/4	127	89	183	50 020	62 530
5 1/4	133,35	121,67	116,3	2 5/8	13 25/32	133	93	192	55 810	69 760
5 1/2	139,70	127,51	127,7	2 5/8	14 7/16	140	98	201	61 300	76 620
5 3/4	146,05	133,05	139,0	2 1/2	14 3/8	146	102	209	66 740	83 420
6	152,40	139,39	152,6	2 1/2	15	152	106	218	73 250	91 560

Tabelle 2.

S.-I.-Gewinde. (System International.)

Äußerer Gewinde- durchmesser d mm	Kerndurchmesser d _k mm	Ganghöhe h mm	Gangtiefe t mm	Schlüsselweite S _b mm
6	4,59	1	0,705	12
7	5,59	1	1,705	13
8	6,24	1,25	0,83	15
9	7,24	1,25	0,83	16
10	7,89	1,5	1,055	18
11	8,89	1,5	1,055	19
12	9,54	1,75	1,23	21
14	11,19	2	1,405	23
16	13,19	2	1,405	26
18	14,48	2,5	1,76	29
20	16,48	2,5	1,76	32
22	18,48	2,5	1,76	35
24	19,78	3	2,11	38
27	22,78	3	2,11	42
30	25,08	3,5	2,46	46
33	28,08	3,5	2,46	50
36	30,37	4	2,815	54
39	33,37	4	2,815	58
42	35,67	4,5	3,165	63
45	38,67	4,5	3,165	67
48	40,96	5	3,52	71
52	44,96	5	3,52	77
56	48,26	5,5	3,87	82
60	52,26	5,5	3,87	88
64	55,70	6	4,15	94
68	57,70	6	4,15	100
72	65,85	6,5	4,575	105
76	66,85	6,5	4,575	110
80	70,15	7	4,925	116

Tabelle 3.
Gasgewinde.

Nr.	Innerer Rohrdurchmesser		Äußerer Gewinde-Durch- messer	Tiefe des Gewindes	Gangzahl auf 1 Zoll engl.
	Zoll engl.	mm			
1	$\frac{1}{8}$	3,1	9,7	0,5	28
2	$\frac{1}{4}$	6,3	13,1	0,8	19
2	$\frac{3}{8}$	9,5	16,6	0,8	19
3	$\frac{1}{2}$	12,7	20,9	1,1	14
3	$\frac{5}{8}$	15,8	22,9	1,1	14
3	$\frac{3}{4}$	19,0	26,4	1,1	14
4	$\frac{7}{8}$	22,2	30,2	1,1	14
4	1	25,4	33,2	1,4	11
4	$1\frac{1}{4}$	31,7	41,9	1,4	11
4	$1\frac{1}{2}$	38,0	47,8	1,4	11
4	$1\frac{3}{4}$	44,4	51,9	1,4	11
4 a	2	50,7	59,6	1,4	11
4 a	$2\frac{1}{4}$	57,1	65,7	1,4	11
4 a	$2\frac{1}{2}$	63,4	76,2	1,4	11
4 a	$2\frac{3}{4}$	69,8	82,4	1,4	11
4 a	3	76,1	88,5	1,4	11
5	$3\frac{1}{2}$	88,8	100,0	1,4	11
5	4	101,6	112,7	1,4	11

Vom Verein Deutscher Ingenieure, dem Verein Deutscher Gas- und Wasserfachmänner, dem Verein Deutscher Zentralheizungswirtschaftler und dem Verbands Deutscher Röhrenwerke wurde folgendes Gewinde vereinbart:

			Kerndurchmesser	
$\frac{1}{4}$	6,35	13	11,3	19
$\frac{3}{8}$	9,52	16,5	14,8	19
$\frac{1}{2}$	12,70	20,5	18,2	14
$\frac{5}{8}$	15,87	23	20,7	14
$\frac{3}{4}$	19,05	26,5	24,2	14
1	25,40	33	30	11
$1\frac{1}{4}$	31,75	42	39	11
$1\frac{1}{2}$	38,10	48	45	11
$1\frac{3}{4}$	44,45	52	49	11
2	50,80	59,70	56	11
$2\frac{1}{2}$	63,50	76	73	11
3	76,20	89	86	11
$3\frac{1}{2}$	88,90	101,5	98,5	11
4	101,60	114,	111	11

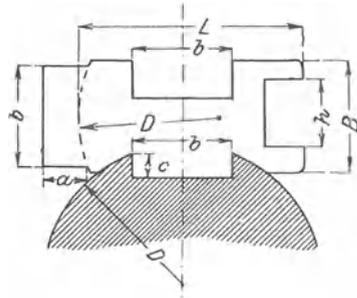


Tabelle 4.
Keil-Tafel.

Wellen- durch- messer D	Flach- und Hohlkeile Fig. 60 b u. c		Nutenkeile Fig. 60 a		Fig. 357. Keilschablone.			
	Breite b	Höhe h	Breite b	Höhe h	Nutentiefe der		Äußere Abmessungen	
					Welle c	Bohrung a	Länge L	Höhe B
20	10	5	10	6	2	4	16	13
30	13	6	13	8	3	5	20	16
40	15	6	15	10	4	6	30	18
50	18	7	18	12	4	8	40	20
60	20	7	20	12	4	8	50	25
70	22	8	22	14	5	9	55	30
80	25	8	25	14	5	9	65	35
90	28	10	28	16	6	10	70	40
100	30	13	30	18	6	12	75	45
120	nur für leichte Wellen geeignet		35	20	7	13	75	50
140			40	22	7	15	80	55
160			45	25	8	17	80	58
180	Doppelkeile		50	28	8	20	90	60
200	25	20	55	30	9	21	90	65
220	28	22	60	35	10	25	100	70
240	30	24	65	40	13	27	100	75
260	32	26	70	43	13	30	110	80
280	35	28	75	46	14	32	110	85
300	38	30	80	50	15	35	125	90
325	40	32	85	52	16	36	125	95
350	42	34	90	55	17	38	150	100
375	45	36	95	58	18	40	150	110
400	48	38	100	60	20	40	175	120
450	50	40	110	65	22	43	175	125
500	55	42	120	70	25	45	200	125

Tabelle 5.

Abmessungen schmiedeeiserner Zapfen.

Durchmesser in mm	30	40	50	60	70	80	90	100	120	
Anlauf	Höhe x in mm	4	5	6	7	8	9	10	10	12
	Breite b in mm	6	8	10	10	10	12	12	12	18
	Hohlkehle r ₀ in mm	2	3	3	3	4	4	4	5	6
Durchmesser in mm	140	160	180	200	220	240	260	280	300	
Anlauf	Höhe x in mm	13	14	15	18	19	20	21	22	24
	Breite b in mm	20	22	25	25	30	30	30	30	30
	Hohlkehle r ₀ in mm	8	8	9	10	10	12	13	14	15

Tabelle 6.

Stellringe.

Ludwig Loewe & Co., Berlin, fertigt Stellringe mit Schlitzschrauben nach folgenden Normalien:

Wellendurchmesser	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Äußerer Durchmesser	35	50	65	80	90	100	110	120	135
Breite	13	14	15	18	18	20	22	22	24
Schraubendurchmesser	8	8	8	10	12	12	12	12	12

Die Berlin-Anhaltische Maschinenbau-A.-G. in Dessau liefert Stellringe folgender Abmessungen:

Bohrung mm	Äußerer Durchmesser		Breite		Zahl der Schrauben
	ungeteilt mm	geteilt mm	ungeteilt mm	geteilt mm	
30	70	75	35	35	1
35	75	80	35	35	1
40	80	85	35	35	1
45	85	90	35	35	1
50	90	100	40	40	1
55	95	105	40	40	1
60	100	110	40	40	1
65	105	115	40	40	1
70	110	130	40	45	2
75	115	135	40	45	2
80	130	140	45	45	2
85	135	145	45	45	2
90	140	150	45	45	2
95	145	155	45	45	2
100	160	170	50	50	2
105	165	175	50	50	2
110	170	180	50	50	2
115	175	185	50	50	2
120	180	190	50	50	2
125	185	195	50	50	2
130	200	210	55	55	2
135	205	215	55	55	2
140	210	220	55	55	2
145	215	225	55	55	2
150	220	230	55	55	2
155	225	235	55	55	2
160	240	250	60	60	2
165	245	255	60	60	2
170	250	260	60	60	2
175	255	265	60	60	2
180	260	270	60	60	2
185	265	275	60	60	2
190	280	280	65	65	2
195	285	285	65	65	5
200	290	290	65	65	2

Tabelle 7.

Hanf- und Baumwollseile.

Transmissions- Hanf- und Baumwollseile von Felten & Guillaume, Köln a. Rh.

Geschlagene Seile (Rundseile)			Geflochtene Seile			
Durchmesser im aufgelegten Zustand mm		Ungefähres Gewicht per Meter Kilo	Durchmesser mm		Ungefähres Gewicht per Meter Kilo	
25	aus Ia feinem Schleißhanf	0,52	25	(für 30mm Norm.-Rundseil-Rillen)	0,50	
30		0,73	30		„ 35 „ „ „ „	0,80
35		1,05	35		„ 40 „ „ „ „	1,05
40		1,40	40		„ 45 „ „ „ „	1,30
45		1,70	45		„ 50 „ „ „ „	1,60
50		2,00	50		„ 55 „ „ „ „	1,95
55	2,40	55	„ 60 „ „ „ „	2,40		
25	aus Ia rein. hellen Manilahanf	0,46		(für 25mm Norm.-Rundseil-Rillen)		
30		0,65	25		„ 30 „ „ „ „	0,45
35		0,85	30		„ 35 „ „ „ „	0,50
40		1,25	35		„ 40 „ „ „ „	0,80
45		1,50	40		„ 45 „ „ „ „	1,05
50		1,90	45		„ 50 „ „ „ „	1,30
55	2,25	50	„ 55 „ „ „ „	1,60		
25	aus Ia amerikan. Baumwolle	0,47	55	„ 55 „ „ „ „	1,95	
30		0,67				
35		0,93				
40		1,25				
45		1,50				
50		1,90				
55	2,25					

Hanfseile für Aufzug-, Flaschenzug- und Hebezwecke (Schlenken oder Schlingen) von Felten & Guillaume, Köln a. Rh.

Seile aus Ia russischem Reinhanf			Seile aus Ia reinem Schleißhanf			Seile aus Ia echt badischem Schleißhanf		
Durchmesser in mm	Ungefähres Gewicht p. Meter Kilo	Tragfähigkeit bei 8fach. Sicherheit Kilo	Durchmesser in mm	Ungefähres Gewicht p. Meter Kilo	Tragfähigkeit bei 8fach. Sicherheit Kilo	Durchmesser in mm	Ungefähres Gewicht p. Meter Kilo	Tragfähigkeit bei 8fach. Sicherheit Kilo
13	0,13	130	13	0,14	145	13	0,14	165
16	0,20	200	16	0,21	230	16	0,21	251
18	0,24	254	18	0,25	290	18	0,25	330
20	0,30	314	20	0,31	350	20	0,31	393
23	0,38	416	23	0,39	470	23	0,39	519
26	0,50	531	26	0,51	600	26	0,51	663
29	0,65	660	29	0,67	740	29	0,67	825
33	0,78	855	33	0,80	960	33	0,80	1067
36	0,93	1017	36	0,96	1145	36	0,96	1271
39	1,10	1194	39	1,15	1340	39	1,15	1492
46	1,45	1661	46	1,50	1870	46	1,50	2055
52	1,90	2122	52	1,95	2390	52	1,95	2599
55	2,15	2226	55	2,25	2493	55	2,25	2783

Seile aus Ia russischem Reinhanf			Seile aus Ia reinem Schleißhanf			Seile aus Ia echt badischem Schleißhanf		
Durchmesser in mm	Ungefähres Gewicht p. Meter Kilo	Tragfähigkeit bei 8fach. Sicherheit Kilo	Durchmesser in mm	Ungefähres Gewicht p. Meter Kilo	Tragfähigkeit bei 8fach. Sicherheit Kilo	Durchmesser in mm	Ungefähres Gewicht p. Meter Kilo	Tragfähigkeit bei 8fach. Sicherheit Kilo
60	2,50	2473	60	2,55	2755	60	2,55	3180
65	2,80	2694	65	2,90	2984	65	2,90	3563
70	3,30	2885	70	3,50	3221	70	3,50	3846
75	3,80	3160	75	3,90	3587	75	3,90	4101
80	4,30	3328	80	4,50	4020	80	4,50	4460
85	4,85	3757	85	5,00	4395	85	5,00	4890
90	5,40	4133	90	5,60	4848	90	5,60	5404
95	6,10	4665	95	6,30	5400	95	6,30	5932
100	7,00	5163	100	7,20	5887	100	7,20	6476
110	8,30	6056	110	8,50	6886	110	8,50	7598
120	9,50	7206	120	9,60	8051	120	9,60	8890
130	11,30	8300	130	11,50	9286	130	11,50	10103
140	13,30	9610	140	13,60	10577	140	13,60	11535
150	15,00	10810	150	15,30	11700	150	15,30	12805

Tabelle 8. Drahtseile.

Felten und Guilleaume, Carlswerk, Mülheim am Rhein.
Transmissions-Drahtseile (mit Hanf in den Litzen).

Kleinster zulässiger Durchmesser der Seilscheiben mm	Seildurchmesser mm	Anzahl der Drähte	Drahtstärke mm	Ungefähres Gewicht für 1 m kg
Für kleine Scheibendurchmesser.				
1000	11	48	1,0	0,36
1000	12	54	1,0	0,40
1000	13	60	1,0	0,45
1000	14	64	1,0	0,48
1000	15	72	1,0	0,55
1200	16	64	1,2	0,69
1200	18	72	1,2	0,79
1200	20	80	1,2	0,88
1400	22	80	1,4	1,20
1500	24	88	1,4	1,33
1600	26	80	1,6	1,56
1750	28	88	1,6	1,73
1900	30	80	1,8	1,98
2000	32	88	1,8	2,19
2250	34	96	1,8	2,41
Für normale Scheibendurchmesser.				
1000	9	36	1,0	0,26
1000	10	42	1,0	0,31
1200	11	36	1,2	0,38
1200	12	42	1,2	0,45
1400	13	36	1,4	0,51
1400	14	42	1,4	0,61
1500	15	48	1,4	0,70
1600	16	42	1,6	0,79
1600	18	48	1,6	0,91
1800	20	48	1,8	1,15
1800	22	54	1,8	1,30
2000	24	60	1,8	1,46
2250	26	60	2,0	1,80

Transmissions-Drahtseile (ohne Hanf in den Litzen).
(Nur für große Achsenabstände und große Seilscheiben.)

Kleinster zulässiger Durchmesser der Seilscheiben mm	Drahtstärke mm	Seildurchmesser mm	Anzahl der Drähte	Ungefähres Gewicht für 1 m kg
1000	1,0	7	24	0,18
		9	42	0,32
		11	49	0,38
		12	56	0,42
1100	1,1	7,5	24	0,22
		10	42	0,38
		12	49	0,45
		13	56	0,51
1200	1,2	8,5	24	0,26
		11	42	0,46
		13	49	0,54
		14	56	0,60
1300	1,3	9	24	0,30
		12	42	0,54
		14	49	0,63
		15	56	0,71
1400	1,4	10	24	0,35
		13	42	0,62
		15	49	0,74
		17	56	0,82
1500	1,5	10,5	24	0,41
		14	42	0,71
		16	49	0,84
		18	56	0,95
1600	1,6	11	24	0,46
		15	42	0,81
		17	49	0,96
		19	56	1,08
1700	1,7	12	24	0,52
		16	42	0,92
		18	49	1,08
		20	56	1,21
1800	1,8	13	24	0,58
		17	42	1,03
		19	49	1,22
		21	56	1,36
2000	2,0	14	24	0,72
		19	42	1,27
		21	49	1,50
		23	56	1,68

Förderseile von Felten & Guilleaume, Carlswerk Mülheim a. Rh.
(Die Tabellen über Förderseile können nur im Auszug gebracht werden.)

Konstruktion: 6 Litzen à 6 Drähte und 1 Hanfseele mit Kerndraht
in jeder Litze. Fig. 201.

1,0	9	0,31	3 400	3 980	4 550	5 100
1,2	11	0,45	4 880	5 690	6 500	7 300
1,4	13	0,62	6 650	7 750	8 860	9 970
1,6	15	0,80	8 680	10 120	11 560	13 000
1,8	17	1,02	10 970	12 800	14 630	16 450
2,0	18	1,25	13 600	15 850	18 100	20 370
2,2	20	1,52	16 400	19 150	21 880	24 620
2,4	22	1,80	19 520	22 770	26 020	29 270
2,6	24	2,12	22 930	26 750	30 570	34 400
2,8	26	2,46	26 600	31 000	35 470	39 900
3,0	28	2,82	30 540	35 630	40 720	45 800

Konstruktion: 6 Litzen à 16 Drähte und 7 Hanfseelen.

1,0	15	0,72	9 100	10 600	12 120	13 630
1,2	17	1,05	13 000	15 170	17 330	19 500
1,4	20	1,40	17 730	20 680	23 630	26 580
1,6	23	1,85	23 140	27 000	30 860	34 720
1,8	26	2,30	29 250	34 130	39 000	43 900
2,0	29	2,85	36 170	42 200	48 230	54 260
2,2	32	3,45	43 780	51 070	58 370	65 670
2,4	34	4,10	52 070	60 750	69 430	78 100
2,6	37	4,85	61 170	71 370	81 570	91 770
2,8	40	5,60	70 950	82 770	94 600	106 400
3,0	43	6,45	81 440	95 000	108 560	122 120

Konstruktion: 6 Litzen à 18 Drähte und 1 Hanfseele mit Kerndraht
in jeder Litze.

1,0	16	0,85	10 230	11 950	13 650	15 350
1,2	19	1,22	14 640	17 080	19 520	21 960
1,4	22	1,68	19 950	23 280	26 600	29 930
1,6	26	2,18	26 040	30 390	34 730	39 070
1,8	29	2,76	32 900	38 400	43 890	49 370
2,0	32	3,40	40 700	47 470	54 250	61 030
2,2	35	4,12	49 240	57 450	65 660	73 870
2,4	38	4,90	58 580	68 350	78 100	87 860
2,6	41	5,75	68 820	80 280	91 740	103 200
2,8	44	6,66	79 820	93 120	106 420	119 720
3,0	47	7,65	91 630	106 900	122 170	137 440

Konstruktion: 6 Litzen à 36 Drähte und 1 Hanfseele mit Kerndraht
in jeder Litze.

1,0	22	1,65	20 470	23 850	27 260	30 670
1,2	26	2,40	29 280	34 160	39 040	43 920
1,4	30	3,25	39 900	46 560	53 200	59 860
1,6	35	4,25	52 100	60 770	69 450	78 130
1,8	39	5,40	65 830	76 800	87 770	98 740
2,0	44	6,65	81 380	94 950	108 500	122 070
2,2	48	8,00	98 490	114 900	131 320	147 740
2,4	52	9,54	117 150	136 680	156 200	175 730
2,6	56	11,20	137 630	160 560	183 500	206 450
2,8	60	13,00	159 660	186 270	212 880	239 500
3,0	65	15,00	183 250	213 800	244 330	274 870

Flache Förderseile (Bandseile).

Drahtstärke	Seilbreite	Seildicke	Ungef. Gew. für 1 m	Rechnungsmäß. Bruchfestigkeit des Seiles aus Patent-Gußstahldraht von		
				120	140	160
mm	mm	mm	kg	kg Bruchfestigkeit pro qmm		

Konstruktion: 6 Schenkel à 4 Litzen à 5 Drähte und Hanf in den Litzen.

1,0	41	9	0,90	11 370	13 270	15 160
1,2	48	11	1,25	16 270	18 980	21 700
1,4	56	13	1,80	22 170	25 870	29 560
1,6	64	15	2,30	28 950	33 760	38 600
1,8	72	16	2,90	36 570	42 670	48 770
2,0	80	18	3,60	45 220	52 750	60 300

Konstruktion: 8 Schenkel à 4 Litzen à 6 Drähte und Hanf in den Litzen.

1,2	72	12	2,25	26 030	30 380	34 720
1,4	83	14	3,00	35 470	41 380	47 290
1,6	95	16	3,80	46 300	54 020	61 730
1,8	108	18	4,75	58 500	68 260	78 000
2,0	118	20	6,00	72 330	84 380	96 430

Konstruktion: 10 Schenkel à 4 Litzen à 8 Drähte und Hanf in den Litzen.

1,2	108	14	3,45	43 400	50 630	57 860
1,4	126	16	4,80	59 140	69 000	78 840
1,6	143	18	6,40	77 160	90 000	102 900
1,8	160	21	7,80	97 500	113 800	130 000
2,0	178	24	9,60	120 600	140 700	160 800

Drahtseile flachlitziger Konstruktion (Fig. 202).

Seil- durch- messer	Dicke der Rund- drähte	Querschnitt der		Rechnungsmäßige Bruchfestigkeit			Ungef. Gew. für 1 m
		Oval- drähte	Rund- drähte	der Oval- drähte	der Rund- drähte	aller Drähte	
mm	mm	qmm	qmm	kg	kg	kg	kg

28 drähtige Konstruktion mit 1 Hanfseele.

11	1,60	6,7	48,2	570	5 780	6 350	0,55
12	1,70	7,0	54,4	590	6 520	7 110	0,60
13	1,80	7,3	60,9	610	7 310	7 920	0,65
14	1,90	7,5	67,9	630	8 150	8 780	0,75
15	2,00	7,8	75,3	660	9 040	9 700	0,80

45 drähtige Konstruktion mit 1 Hanfseele.

10	1,00	8,3	32,0	700	3 840	4 540	0,40
11	1,15	9,9	41,6	840	4,990	5 830	0,50
12	1,23	10,7	47,6	910	5 710	6 620	0,56
13	1,35	16,2	57,2	1380	6 860	8 240	0,70
14	1,45	16,4	65,2	1390	7 820	9 210	0,75
15	1,52	18,9	72,7	1610	8 720	10 330	0,88
16	1,65	21,7	82,4	1840	9 880	11 720	1,05
17	1,74	24,0	95,1	2030	11 400	13 430	1,10
18	1,85	27,2	107,4	2310	12 880	15 190	1,30
19	1,95	32,7	119,4	2780	14 320	17 100	1,50
21	2,05	34,0	132,0	2890	15 840	18 730	1,60
22	2,15	36,2	145,2	3070	17 420	20 490	1,80
23	2,25	40,3	160,4	3430	19 250	22 680	1,90
24	2,35	43,7	173,4	3720	20 800	24 520	2,10

Seil- durch- messer	Dicke der Rund- drähte	Querschnitt der		Rechnungsmäßige Bruchfestigkeit			Ungef. Gew. für 1 m
		Oval- drähte	Rund- drähte	der Oval- drähte	der Rund- drähte	aller Drähte	
mm	mm	qmm	qmm	kg	kg	kg	kg
45 drähtige Konstruktion mit 1 Hanfseele.							
25	2,45	47,3	188,6	4020	22 620	26 640	2,20
26	2,57	51,8	204,4	4400	24 520	28 920	2,50
27	2,65	56,0	220,8	4760	26 500	31 260	2,65
28	2,75	59,8	237,8	5080	28 530	33 610	2,85
29	2,85	65,0	255,4	5530	30 640	36 170	3,10
30	2,97	69,2	277,2	5880	33 260	39 140	3,30
31	3,07	74,4	296,2	6320	35 540	41 860	3,60
32	3,20	79,8	321,6	6780	38 590	45 370	3,90
33	3,27	85,2	335,8	7240	40 300	47 540	4,10

Seil- durch- messer	Dicke der Runddrähte	Querschnitt der		Rechnungsmäßige Bruchfestigkeit			Ungef. Gew. für 1 m
		Ovaldrähte	Runddrähte	der Oval- drähte	der Rund- drähte	aller Drähte	
mm	mm	qmm	qmm	kg	kg	kg	kg
140 drähtige Konstruktion mit einer Hanfseele.							
12	0,72—0,66	7,4	51,0	630	6 120	6 750	0,57
14	0,78—0,72	7,7	59,6	650	7 150	7 800	0,70
15	0,85—0,77	8,4	68,2	720	8 180	8 900	0,77
16	0,90—0,83	10,4	81,0	880	9 720	10 600	0,90
17	0,95—0,88	12,6	90,8	1070	10 920	11 990	1,05
18	1,01—0,94	13,6	103,4	1150	12 410	13 560	1,15
19	1,08—0,99	14,9	116,0	1270	13 920	15 190	1,30
20	1,15—1,05	16,8	131,0	1420	15 720	17 140	1,45
21	1,21—1,10	18,4	144,2	1560	17 310	18 870	1,55
22	1,27—1,16	20,0	153,8	1690	18 460	20 150	1,75
23	1,33—1,21	21,8	174,7	1850	20 960	22 810	1,90
24	1,40—1,27	23,7	193,0	2010	23 160	25 170	2,10
25	1,44—1,32	26,6	206,0	2260	24 720	26 980	2,25
26	1,51—1,38	28,8	225,9	2450	27 100	29 550	2,50
27	1,57—1,42	31,4	242,2	2670	29 070	31 740	2,65
28	1,62—1,49	34,2	261,0	2900	31 300	34 200	2,85
29	1,70—1,55	35,9	282,1	3050	33 800	36 850	3,10
30	1,75—1,60	38,9	302,9	3300	36 330	39 630	3,30
31	1,80—1,65	42,0	320,9	3570	38 500	42 070	3,50
32	1,87—1,71	44,5	343,3	3780	41 310	45 090	3,80
33	1,95—1,78	47,0	369,0	4000	44 280	48 280	4,00
34	1,99—1,82	51,1	391,6	4340	47 000	51 340	4,30
35	2,05—1,87	55,3	411,6	4700	49 400	54 100	4,50
36	2,10—1,93	56,3	437,5	4780	52 500	57 280	4,70
37	2,18—1,99	60,2	469,5	5110	56 300	61 410	5,00
38	2,25—2,05	64,5	499,5	5480	59 940	65 420	5,40
39	2,30—2,10	66,8	522,3	5640	62 670	68 310	5,70
40	2,36—2,15	71,5	549,4	6080	65 900	71 980	6,00

Patentierete Dreikant-Litzenseile (Förderseile) Fig. 203.

Seil- durch- messer mm	Anzahl der Litzen	Anzahl der Form- drähte in jeder Litze	Anzahl und Stärke der		Querschnitt der sämtlichen		Anzahl der Hanf- Seelen im Seil	Unge- fähres Gewicht für 1 m kg	Rechnungsmaß. Bruchfestigkeit des Seiles aus Patent- Gußstahlendraht von					
			inneren Drähte	äußeren Drähte	Form- drähte qmm	Rund- drähte qmm			130	140	150	160	170	180
25	6	3	11 à 1,10	11 à 1,90	33,0	249	1	2,6	35 340	37 830	40 320	42 810	45 300	47 790
26,5	6	3	11 à 1,15	11 à 2,05	39,6	285	1	2,95	40 550	43 400	46 250	49 100	51 950	54 800
28,5	6	3	11 à 1,25	11 à 2,15	44,0	320	1	3,3	45 560	48 760	51 960	55 160	58 360	61 560
30	6	3	9 à 1,41	12 à 2,14	43,2	342	1	3,7	48 300	51 750	55 170	58 590	62 000	65 430
32	6	3	9 à 1,68	12 à 2,30	50,7	418	1	4,2	58 840	63 020	67 200	71 380	75 560	79 740
34	6	3	12 à 1,55	14 à 2,12	73,8	431	1	4,7	62 670	66 980	71 290	75 600	79 910	84 220
36	6	3	12 à 1,70	14 à 2,25	98,6	496	1	5,35	73 350	78 310	83 270	88 230	93 190	98 150
38	6	3	12 à 1,77	14 à 2,40	104,4	556	1	6,0	81 750	87 320	92 880	98 450	104 000	109 580
40	6	3	12 à 1,84	14 à 2,52	112,0	609	1	6,6	89 120	95 210	101 400	107 480	113 570	119 660
42	6	3	12 à 1,92	14 à 2,65	126,0	671	1	7,25	98 540	105 250	111 960	118 670	125 370	132 080
44	6	3	12 à 2,00	14 à 2,75	135,0	724	1	7,9	106 270	113 510	120 750	127 990	135 230	142 470
46	6	3	12 à 2,16	15 à 2,70	159,0	778	1	8,4	115 490	123 270	131 050	138 840	146 620	153 400
48	6	3	12 à 2,25	15 à 2,85	163,8	860	1	9,25	126 600	135 210	143 810	152 420	161 020	169 630
50	6	3	12 à 2,44	16 à 2,80	189,7	926	1	10,3	137 450	146 710	155 970	165 230	174 490	183 750
52	6	3	12 à 2,50	16 à 2,91	214,0	991	1	11,0	148 110	158 000	167 940	177 850	187 760	197 670
54	6	3	13 à 2,55	17 à 2,90	270,0	1080	1	12,2	164 700	175 500	186 300	197 100	207 900	226 700
56	6	3	13 à 2,80	18 à 2,90	285,0	1203	1	13,4	182 000	194 000	206 100	218 100	230 100	242 100
58	6	3	13 à 2,85	19 à 2,90	324,0	1249	1	14,5	191 530	204 000	216 500	229 000	241 500	254 000

Die Bruchfestigkeit der Formdrähte ist in obiger Tabelle mit 90 kg pro Quadratmillimeter in Anrechnung gebracht. Die größere Sicherheit der Dreikantlitzen-Seile gegenüber den gewöhnlichen Runddrahtlitzen-Seilen ist dadurch begründet, daß bei den Dreikantlitzen-Seilen die einzelnen Drähte sich näher aneinanderfügen, wodurch eine gleichmäßigere Verteilung der Beanspruchung auf die einzelnen Drähte gewährleistet wird. Die längere Haltbarkeit dieser Seile, ihr ruhiger Lauf und ihre größere Unempfindlichkeit gegen seitliche Reibung, endlich der geringere Verschleiß an Rollen und Seilscheiben erklärt sich durch die geschlossener und glattere Oberfläche dieser Seilkonstruktion. Die Haltbarkeit wird auch noch durch die Lagerung der einzelnen Litzen gegeneinander, da hier Fläche gegen Fläche ruht und sich infolgedessen der Druck sehr günstig verteilt, wesentlich unterstützt.

Drahtseile in verschlossener feindrätiger Konstruktion
(Förderseile) Figur 204.

Seildurchmesser	Ungef. Gewicht für 1 m	Rechnungsmäß. Bruch- festigkeit des Seiles aus Patent-Gußstahldraht v. 120 kg Bruchfestigkeit pro qmm	Kleinster zulässiger Trommel- und Scheibendurchmesser
mm	kg	pro qmm	m
12	0,85	11 000	1,50
13	0,95	13 100	1,50
14	1,10	15 200	2,00
15	1,25	17 300	2,00
16	1,40	20 400	2,00
17	1,60	23 300	2,25
18	1,85	26 200	2,25
19	2,00	27 400	2,25
20	2,20	31 100	2,50
21	2,40	35 000	2,50
22	2,74	38 800	2,75
23	2,85	42 000	2,75
24	3,10	45 200	3,00
25	3,40	48 300	3,00
26	3,70	54 900	3,25
27	4,00	58 700	3,25
28	4,30	62 500	3,50
29	4,65	66 400	3,50
30	5,10	73 500	3,75
31	5,46	79 400	3,75
32	5,81	85 300	4,00
33	6,17	88 300	4,00
34	6,55	92 200	4,25
35	6,75	98 500	4,25
36	7,00	104 800	4,50
37	7,60	116 200	4,50
38	8,15	120 700	4,75
39	8,70	125 200	4,75
40	9,30	129 700	5,00

Die angegebenen Bruchfestigkeiten können, wenn erforderlich, bis um 10 % erhöht werden.

Tabelle 9.

Bergwerks-, Schiffs- und Kranketten von H. Schlieper Sohn, Grüne i. Westfalen.

Zulässige Belastung kg	Probe-Belastung kg	Annähern- des Gewicht per 100 m kg	Eisen- Stärke der Ketten mm	Zulässige Belastung kg	Probe- Belastung kg	Annähern- des Gewicht per 100 m kg	Eisen- Stärke der Ketten mm
250	450	60	5	4 840	9 150	1100	22
360	700	80	6	5 300	10 000	1200	23
400	850	90	6,5	5 760	10 880	1300	24
490	1000	110	7	6 260	11 810	1400	25
640	1200	140	8	6 760	12 780	1600	26
810	1600	180	9	7 810	14 820	1800	28
1000	1890	230	10	8 300	16 000	1900	29
1210	2290	270	11	9 000	17 000	2100	30
1440	2720	320	12	10 260	21 703	2300	32
1690	3190	380	13	10 890	23 093	2500	33
1960	3700	440	14	12 960	27 483	3000	36
2250	4250	510	15	16 030	32 254	3600	40
2560	4840	600	16	16 840	36 476	3800	41
2900	5460	700	17	17 660	37 406	4000	42
3240	6120	730	18	20 250	42 941	4500	45
3600	6820	810	19	23 050	48 859	5100	48
4000	7560	900	20	26 020	55 156	5800	51
4400	8330	1000	21				

Für Steg-Ketten

werden gerechnet 20 % Aufschlag auf die Preise der Ketten ohne Steg bei 25 % höherer Belastungsfähigkeit der Steg-Ketten gegenüber der Belastungsfähigkeit der Ketten ohne Steg.

Tabelle
Kalibrierte Gliederketten
 Welter Elektrizitäts- und Hebezeug-

Ketteneisen- dicke mm	Innere Gliedlänge mm	Äußerste Betriebs- belastung kg	Ketten					
			(obere Zahl: Teil- (untere Zahl					
4,5	16	125	62	102	153	173		
			7	10	15	17		
5	18,5	155	58	72	83	95	118	212
			5	6	7	8	10	18
6	18,5	225	72	83	95	118	130	142
			6	7	8	10	11	12
6	20	225	76	140	166	179	204	255
			6	11	13	14	16	20
7	22,5	300	73	85	100	115	143	172
			5	6	7	8	10	12
8	22,5	400	73	85	100	115	143	158
			5	6	7	8	10	11
9	25	500	82	97	128	160	176	239
			5	6	8	10	11	15
9,5	31	565	100	120	159	198	238	316
			5	6	8	10	12	16
11	30	750	98	114	135	153	192	211
			5	6	7	8	10	11
	36	1050	117	137	162	185	207	230
			5	6	7	8	9	10
14,5	42,5	1300	165	218	272	320	380	407
			6	8	10	12	14	15
16	48	1600	156	186	216	275	337	362
			5	6	7	9	11	12
18	54	2000	175	210	243	277	311	332
			5	6	7	8	9	10
20	62,5	2500	200	242	281	320	360	
			5	6	7	8	9	
22	62,5	3025	243	282	321	361	479	796
			6	7	8	9	12	20
25	72	3900	236	279	325	370	415	565
			5	6	7	8	9	12
30	80	5600	260	310	361	411		
			5	6	7	8		
32	80	6375	310	411				
			6	8				

Tabelle 11.
Gallsche Gelenkketten.

Garantierte Belastung P bei 5facher Sicherheit kg	Teilung oder Baulänge L	Länge		Stärke	Zapfen- stärke d	Plattenzahl i	Platten- dicke δ	Platten- breite b	Größte Gesamt- breite der Kette B		Gewicht pro m ca. kg
		des Mittelbolzens									
		e	D								
100	15	12	5	4	2	1,5	12	23	ohne Unter- legscheiben vernietet	0,7	
250	20	15	7,5	6	2	2	15	28		1	
500	25	18	10	8	2	3	18	38		2	
750	30	20	11	9	4	2	20	45		2,7	
1 000	35	22	12	10	4	2	27	50		3,8	
1 500	40	25	14	12	4	2,5	30	60	5		
2 000	45	30	17	14	4	3	35	67	mit Unterlegscheiben vernietet	7,1	
3 000	50	35	22	17,5	6	3	38	90		11,1	
4 000	55	40	24	21	6	4	40	110		16,5	
5 000	60	45	26	23	6	4	46	118		19	
6 000	65	45	28	24	6	4	53	125		24	
7 500	70	50	32	26	8	4,5	53	150	31,5		
10 000	80	60	34	30	8	4,5	65	165	versplintet	34	
12 500	85	65	35	31	8	5	70	180		44,8	
15 000	90	70	38	34	8	5,5	75	195		51,1	
17 500	100	75	40	36	8	6	80	208		58,1	
20 000	110	80	43	37	8	6	85	215		74,4	
25 000	120	90	45	40	8	6,5	100	235	83,3		
30 000	130	100	50	45	8	7	106	255	100		

Tabelle 12.

Gelenkketten von Zobel, Neubert & Co., Schmalkalden.

Für eine Spannung P von kg	Teilung oder Baulänge L	Länge		Stärke	Stärke des Innenbolzens d	Platten- zahl i	Platten- dicke δ	Platten- breite b	Ganze Breite der Kette B		Gewicht pro m ca. kg
		des freien Mittelbolzens									
		e	D								
100	20	14	10	6	2	2	14	30	vernietete Bolzen	1,6	
150	20	16	12	7,5	2	3	16	38		2,2	
200	25	18	14	9	2	3	21	40		2,5	
300	30	20	17	11	2	3,5	25	46		3,9	
400	35	22	18	12	2	4	27	50		4,1	
500	40	25	20	14	2	4	30	54	4,6		
750	45	30	22	16	2	5	35	64	mit Scheiben versplintet	6,7	
1000	50	35	26	18	2	6	38	72		9,0	
1500	55	45	28	20	4	4	40	97		13,0	
2000	60	50	32	24	4	5	46	113		14,0	
2500	65	55	36	28	4	5	53	120		18,0	
3000	70	60	40	32	4	5	60	125	19,5		
4000	80	70	44	34	6	4,5	65	146	27,2		
5000	90	80	48	36	6	4,5	75	156	33,0		

Tabelle 13.
Normal-Table für gußeiserne Flanschenrohre.

Lichter Durch- messer D	Normal- Wand- dicke δ	Äußerer Rohr- Durch- messer D_1	Üb- liche Bau- länge m	Flanschen				Dichtungsleiste		Gewicht			
				Durch- messer	Dicke	Lochkreis- Durch- messer	Anzahl	Schraubens- Dicke		Breite	Höhe	pro lfd. m Baulänge	kg
								engl.	Zoll				
40	8	56	2	140	18	110	4	$\frac{1}{2}$	13	25	3	1,89	10,64
50	8	66	2	160	18	125	4	$\frac{5}{8}$	16	25	3	2,41	12,98
60	8,5	77	2	175	19	135	4	$\frac{5}{8}$	16	25	3	2,96	16,22
70	8,5	87	3	185	19	145	4	$\frac{5}{8}$	16	25	3	3,21	17,34
80	9	98	3	200	20	160	4	$\frac{5}{8}$	16	25	3	3,84	20,80
90	9	108	3	215	20	170	4	$\frac{5}{8}$	16	25	3	4,37	23,20
100	9	118	3	230	20	180	4	$\frac{3}{4}$	19	28	3	4,96	25,65
125	9,5	144	3	260	21	210	4	$\frac{3}{4}$	19	28	3	6,26	33,07
150	10	170	3	290	22	240	6	$\frac{3}{4}$	19	28	3	7,69	41,57
175	10,5	196	3	320	22	270	6	$\frac{3}{4}$	19	30	3	8,96	50,33
200	11	222	3	350	23	300	6	$\frac{3}{4}$	19	30	3	10,71	60,00
225	11,5	248	3	370	23	320	6	$\frac{3}{4}$	19	30	3	11,02	69,30
250	12	274	3	400	24	350	8	$\frac{3}{4}$	19	30	3	12,98	80,26
275	12,5	300	3	425	25	375	8	$\frac{3}{4}$	19	30	3	14,41	91,46
300	13	326	3	450	25	400	8	$\frac{3}{4}$	19	30	3	15,32	102,89
350	14	378	3	520	26	465	10	$\frac{7}{8}$	22	35	4	21,29	130,26
400	14,5	429	3	575	27	520	10	$\frac{7}{8}$	22	35	4	25,44	153,85
450	15	480	3	630	28	570	12	$\frac{7}{8}$	22	35	4	29,89	178,80
500	16	532	3	680	30	625	12	$\frac{7}{8}$	22	40	4	34,69	211,17
550	16,5	583	3	740	32	675	14	1	26	40	5	44,28	242,42
600	17	634	3	790	33	725	16	1	26	40	5	47,41	270,51
650	18	686	3	840	33	775	18	1	26	40	5	50,13	307,28
700	19	738	3	900	33	830	18	1	26	40	5	56,50	348,82
750	20	790	3	950	33	880	20	1	26	40	5	59,81	390,63

Tabelle 14.
Normal-Tabelle für gußeiserne Muffenrohre.

Lichter Durchmesser D	Normal-Wanddicke δ	Äußerer Rohrdurchmesser D_A		Übliche Baulänge m	Muffen						Gewicht			des Blei- rings
		Muffen-tiefe t	Bleifugendicke f		Lichte Weite D_2	Wanddicke y	Äußerer Durchmesser	Wulst		der Muffe	pro lfd. m Baulänge exkl. Muffe	inkl. Muffe	kg	
Durchmesser	Dicke und Breite			Durchmesser				mm	mm					mm
40	8	56	74	2	7	70	11	92	23	116	2,68	8,75	10	0,56
50	8	66	77	2	7,5	81	11	103	23	127	3,14	10,57	12	0,61
60	8,5	77	80	2	7,5	92	12	116	24	140	3,89	13,26	15	0,73
70	8,5	87	82	3	7,5	102	12	126	24	150	4,35	15,20	16,5	0,84
80	9	98	84	3	7,5	113	12,5	138	25	163	5,09	18,24	20	1,05
90	9	108	86	3	7,5	123	12,5	148	25	173	5,07	20,29	22	1,15
110	9	118	88	3	7,5	133	13	159	25	183	6,20	22,34	24	1,35
125	9,5	144	91	3	7,5	159	13,5	186	26	211	7,64	29,10	32	1,70
150	10	176	94	3	7,5	185	14	213	27	239	9,89	36,44	40	2,14
175	10,5	196	96	3	7,5	211	14,5	240	28	267	12,00	44,36	48	2,46
200	11	222	100	3	8	238	15	268	29	296	14,41	52,76	58	2,97
225	11,5	248	100	3	8	264	16	296	30	324	16,89	61,95	68	3,67
250	12	274	103	4	8,5	291	17	325	31	353	19,61	71,61	77	4,30
275	12,5	300	103	4	8,5	317	17,5	352	32	381	22,51	81,85	87	4,69
300	13	326	105	4	8,5	343	18	379	33	409	25,78	92,68	99	5,09
350	14	378	107	4	8,5	395	19,5	434	35	465	32,23	116,07	124	5,33
400	14,5	429	110	4	9,5	448	20,5	489	36	520	39,15	136,89	147	7,46
450	15	480	112	4	9,5	499	21	541	37	573	44,90	158,87	170	8,33
500	16	532	115	4	10	552	22,5	597	39	630	54,48	188,04	202	10,1
550	16,5	583	117	4	10	603	23	649	40	683	62,34	212,90	238	11,7
600	17	634	120	4	10,5	655	24	703	41	737	71,15	238,90	257	13,3
650	18	686	122	4	10,5	707	25	757	43	793	83,10	273,86	295	14,4
700	19	738	125	4	11	760	26,5	813	45	850	98,04	311,15	336	15,5
750	20	790	127	4	11	812	28	868	47	906	111,20	350,76	379	17,4

Tabelle 15.
Gezogene Messingrohre.

Dicke Millimeter	Wandstärke in Millimeter						
	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3
25	0,719	0,912	1,105	1,300	1,492	1,908	2,322
30	0,857	1,085	1,313	1,541	1,769	2,254	2,737
35	0,995	1,258	1,520	1,783	2,045	2,599	3,151
40	1,134	1,431	1,728	2,025	2,322	2,944	3,566
45	1,272	1,604	1,935	2,267	2,598	3,289	3,981
50	1,410	1,776	2,143	2,509	2,878	3,634	4,396
55		1,949	2,350	2,751	3,151	3,979	4,810
60		2,122	2,577	2,993	3,428	4,324	5,225
65		2,295	2,765	3,235	3,704	4,669	5,640
70		2,468	2,972	3,477	3,981	5,015	6,055
75			3,180	3,719	4,257	5,361	6,469
80			3,387	3,961	4,534	5,707	6,884
85			3,595	4,203	4,810	6,053	7,299
90			3,802	4,445	5,087	6,399	7,714
95			4,010	4,887	5,363	6,745	8,128
100			4,217	5,129	5,640	7,091	8,543
105					5,916	7,437	8,958
110					6,193	7,783	9,373
115					6,469	8,129	9,787
120					6,746	8,475	10,200

Auf Seite 260—279 folgt die

Tafel

der zweiten und dritten Potenzzahlen,
der zweiten und dritten Wurzeln,
der Briggs'schen Logarithmen,
des Tausendfachen der reziproken Werte,
der Kreisumfänge und Kreisflächen.

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
1	1	1	1,0000	1,0000	0,00000	1000,000	3,142	0,7854	1
2	4	8	1,4142	1,2599	0,30103	500,000	6,283	3,1416	2
3	9	27	1,7321	1,4422	0,47712	333,333	9,425	7,0686	3
4	16	64	2,0000	1,5874	0,60206	250,000	12,566	12,5664	4
5	25	125	2,2361	1,7100	0,69897	200,000	15,708	19,6350	5
6	36	216	2,4495	1,8171	0,77815	166,667	18,850	28,2743	6
7	49	343	2,6458	1,9129	0,84510	142,857	21,991	38,4845	7
8	64	512	2,8284	2,0000	0,90309	125,000	25,133	50,2655	8
9	81	729	3,0000	2,0801	0,95424	111,111	28,274	63,6173	9
10	1 00	1 000	3,1623	2,1544	1,00000	100,000	31,416	78,5398	10
11	1 21	1 331	3,3166	2,2240	1,04139	90,9091	34,558	95,0332	11
12	1 44	1 728	3,4641	2,2894	1,07918	83,3333	37,099	113,097	12
13	1 69	2 197	3,6056	2,3513	1,11394	76,9231	40,841	132,732	13
14	1 96	2 744	3,7417	2,4101	1,14613	71,4286	43,982	153,938	14
15	2 25	3 375	3,8730	2,4662	1,17609	66,6667	47,124	176,715	15
16	2 56	4 096	4,0000	2,5198	1,20412	62,5000	50,265	201,062	16
17	2 89	4 913	4,1231	2,5713	1,23045	58,8235	53,407	226,980	17
18	3 24	5 832	4,2426	2,6207	1,25527	55,5556	56,549	254,469	18
19	3 61	6 859	4,3589	2,6684	1,27875	52,6316	59,690	283,529	19
20	4 00	8 000	4,4721	2,7144	1,30103	50,0000	62,832	314,159	20
21	4 41	9 261	4,5826	2,7589	1,32222	47,6190	65,973	346,361	21
22	4 84	10 648	4,6904	2,8020	1,34242	45,4545	69,115	380,133	22
23	5 29	12 167	4,7958	2,8439	1,36173	43,4783	72,257	415,476	23
24	5 76	13 824	4,8990	2,8845	1,38021	41,6667	75,398	452,389	24
25	6 25	15 625	5,0000	2,9240	1,39794	40,0000	78,540	490,874	25
26	6 76	17 576	5,0990	2,9625	1,41497	38,4615	81,681	530,929	26
27	7 29	19 683	5,1962	3,0000	1,43136	37,0370	84,823	572,555	27
28	7 84	21 952	5,2915	3,0366	1,44716	35,7143	87,965	615,752	28
29	8 41	24 389	5,3852	3,0723	1,46240	34,4828	91,106	660,520	29
30	9 00	27 000	5,4772	3,1072	1,47712	33,3333	94,248	706,858	30
31	9 61	29 791	5,5678	3,1414	1,49136	32,2581	97,389	754,768	31
32	10 24	32 768	5,6569	3,1748	1,50515	31,2500	100,531	804,248	32
33	10 89	35 937	5,7446	3,2075	1,51851	30,3030	103,673	855,299	33
34	11 56	39 304	5,8310	3,2396	1,53148	29,4118	106,814	907,920	34
35	12 25	42 875	5,9161	3,2711	1,54407	28,5714	109,956	962,113	35
36	12 96	46 656	6,0000	3,3019	1,55630	27,7778	113,097	1017,88	36
37	13 69	50 653	6,0828	3,3322	1,56820	27,0270	116,239	1075,21	37
38	14 44	54 872	6,1644	3,3620	1,57978	26,3158	119,381	1134,11	38
39	15 21	59 319	6,2450	3,3912	1,59106	25,6410	122,522	1194,59	39
40	16 00	64 000	6,3246	3,4200	1,60206	25,0000	125,66	1256,64	40
41	16 81	68 921	6,4031	3,4482	1,61278	24,3902	128,81	1320,25	41
42	17 64	74 088	6,4807	3,4760	1,62325	23,8095	131,95	1385,44	42
43	18 49	79 507	6,5574	3,5034	1,63347	23,2558	135,09	1452,20	43
44	19 36	85 184	6,6332	3,5303	1,64345	22,7273	138,23	1520,53	44
45	20 25	91 125	6,7082	3,5569	1,65321	22,2222	141,37	1590,43	45
46	21 16	97 336	6,7823	3,5830	1,66276	21,7391	144,51	1661,90	46
47	22 09	103 823	6,8557	3,6088	1,67210	21,2766	147,65	1734,94	47
48	23 04	110 592	6,9282	3,6342	1,68124	20,8333	150,80	1809,56	48
49	24 01	117 649	7,0000	3,6593	1,69020	20,4082	153,94	1885,74	49
50	25 00	125 000	7,0711	3,6840	1,69897	20,0000	157,08	1963,50	50

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
50	25 00	125 000	7,0711	3,6840	1,69897	20,0000	157,08	1963,50	50
51	26 01	132 651	7,1414	3,7084	1,70757	19,6078	160,22	2042,82	51
52	27 04	140 608	7,2111	3,7325	1,71600	19,2308	163,36	2123,72	52
53	28 09	148 877	7,2801	3,7563	1,72428	18,8679	166,50	2200,18	53
54	29 16	157 464	7,3485	3,7798	1,73239	18,5185	169,65	2290,22	54
55	30 25	166 375	7,4162	3,8030	1,74036	18,1818	172,79	2375,83	55
56	31 36	175 616	7,4833	3,8259	1,74819	17,8571	175,93	2463,01	56
57	32 49	185 193	7,5498	3,8485	1,75587	17,5439	179,07	2551,76	57
58	33 64	195 112	7,6158	3,8709	1,76343	17,2414	182,21	2642,08	58
59	34 81	205 379	7,6811	3,8930	1,77085	16,9492	185,35	2733,97	59
60	36 00	216 000	7,7460	3,9149	1,77815	16,6667	188,50	2827,43	60
61	37 21	226 981	7,8102	3,9365	1,78533	16,3934	191,64	2922,47	61
62	38 44	238 328	7,8740	3,9579	1,79239	16,1290	194,78	3019,07	62
63	39 69	250 047	7,9373	3,9791	1,79934	15,8730	197,92	3117,25	63
64	40 96	262 144	8,0000	4,0000	1,80618	15,6250	201,06	3216,99	64
65	42 25	274 625	8,0623	4,0207	1,81291	15,3846	204,20	3318,31	65
66	43 56	287 496	8,1240	4,0412	1,81954	15,1515	207,35	3421,19	66
67	44 89	300 763	8,1854	4,0615	1,82607	14,9254	210,49	3525,65	67
68	46 24	314 432	8,2462	4,0817	1,83251	14,7059	213,63	3631,68	68
69	47 61	328 509	8,3066	4,1016	1,83885	14,4928	216,77	3739,28	69
70	49 00	343 000	8,3666	4,1213	1,84510	14,2857	219,91	3848,45	70
71	50 41	357 911	8,4261	4,1408	1,85126	14,0845	223,05	3959,19	71
72	51 84	373 248	8,4853	4,1602	1,85733	13,8839	226,19	4071,50	72
73	53 29	389 017	8,5440	4,1793	1,86332	13,6986	229,34	4185,39	73
74	54 76	405 224	8,6023	4,1983	1,86923	13,5135	232,48	4300,84	74
75	56 25	421 875	8,6603	4,2172	1,87506	13,3333	235,62	4417,86	75
76	57 76	438 976	8,7178	4,2358	1,88081	13,1579	238,76	4536,46	76
77	59 29	456 533	8,7750	4,2543	1,88649	12,9870	241,90	4656,63	77
78	60 84	474 552	8,8318	4,2727	1,89209	12,8205	245,04	4778,36	78
79	62 41	493 039	8,8882	4,2908	1,89763	12,6582	248,19	4901,67	79
80	64 00	512 000	8,9443	4,3089	1,90309	12,5000	251,33	5026,55	80
81	65 61	531 441	9,0000	4,3267	1,90849	12,3457	254,47	5153,00	81
82	67 24	551 368	9,0554	4,3445	1,91381	12,1951	257,61	5281,02	82
83	68 89	571 787	9,1104	4,3621	1,91908	12,0482	260,75	5410,61	83
84	70 56	592 704	9,1652	4,3795	1,92428	11,9048	263,89	5541,77	84
85	72 25	614 125	9,2195	4,3968	1,92942	11,7647	267,04	5674,50	85
86	73 96	636 056	9,2736	4,4140	1,93450	11,6279	270,18	5808,80	86
87	75 69	658 503	9,3274	4,4310	1,93952	11,4943	273,32	5944,68	87
88	77 44	681 472	9,3808	4,4480	1,94448	11,3636	276,46	6082,12	88
89	79 21	704 969	9,4340	4,4647	1,94939	11,2360	279,60	6221,14	89
90	81 00	729 000	9,4868	4,4814	1,95424	11,1111	282,74	6361,73	90
91	82 81	753 571	9,5394	4,4979	1,95904	10,9900	285,88	6503,88	91
92	84 64	778 688	9,5917	4,5144	1,96379	10,8696	289,03	6647,61	92
93	86 49	804 357	9,6437	4,5307	1,96848	10,7527	292,17	6792,91	93
94	88 36	830 584	9,6954	4,5468	1,97313	10,6383	295,31	6939,78	94
95	90 25	857 375	9,7468	4,5629	1,97772	10,5263	298,45	7088,22	95
96	92 16	884 736	9,7980	4,5789	1,98227	10,4167	301,59	7238,23	96
97	94 09	912 673	9,8489	4,5947	1,98677	10,3093	304,73	7389,81	97
98	96 04	941 192	9,8995	4,6104	1,99123	10,2041	307,88	7542,96	98
99	98 01	970 299	9,9499	4,6261	1,99564	10,1010	311,02	7697,69	99
100	1 00 00	1 000 000	10,0000	4,6416	2,00000	10,0000	314,16	7853,98	100

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
100	10000	1000000	10,0000	4,6416	2,00000	10,0000	314,16	7853,98	100
101	10201	1030301	10,0499	4,6570	2,00432	9,90099	317,30	8011,85	101
102	10404	1061208	10,0995	4,6723	2,00860	9,80392	320,44	8171,28	102
103	10609	1092727	10,1489	4,6875	2,01284	9,70874	323,58	8332,29	103
104	10816	1124864	10,1980	4,7027	2,01703	9,61538	326,73	8494,87	104
105	11025	1157625	10,2470	4,7177	2,02119	9,52381	329,87	8659,01	105
106	11236	1191016	10,2956	4,7326	2,02531	9,43396	333,01	8824,73	106
107	11449	1225043	10,3441	4,7475	2,02938	9,34579	336,15	8992,02	107
108	11664	1259712	10,3923	4,7622	2,03342	9,25926	339,29	9160,88	108
109	11881	1295029	10,4403	4,7769	2,03743	9,17431	342,43	9331,32	109
110	12100	1331000	10,4881	4,7914	2,04139	9,09091	345,58	9503,32	110
111	12321	1367631	10,5357	4,8059	2,04532	9,00901	348,72	9676,89	111
112	12544	1404928	10,5830	4,8203	2,04922	8,92857	351,86	9852,03	112
113	12769	1442897	10,6301	4,8346	2,05308	8,84956	355,00	10028,7	113
114	12996	1481544	10,6771	4,8488	2,05690	8,77193	358,14	10207,0	114
115	13225	1520875	10,7238	4,8629	2,06070	8,69565	361,28	10386,9	115
116	13456	1560896	10,7703	4,8770	2,06446	8,62069	364,42	10568,3	116
117	13689	1601613	10,8167	4,8910	2,06819	8,54701	367,57	10751,3	117
118	13924	1643032	10,8628	4,9049	2,07188	8,47458	370,71	10935,9	118
119	14161	1685159	10,9087	4,9187	2,07555	8,40336	373,85	11122,0	119
120	14400	1728000	10,9545	4,9324	2,07918	8,33333	376,99	11309,7	120
121	14641	1771561	11,0000	4,9461	2,08279	8,26446	380,13	11499,0	121
122	14884	1815848	11,0454	4,9597	2,08636	8,19672	383,27	11689,9	122
123	15129	1860867	11,0905	4,9732	2,08991	8,13008	386,42	11882,3	123
124	15376	1906624	11,1355	4,9866	2,09342	8,06452	389,56	12076,3	124
125	15625	1953125	11,1803	5,0000	2,09691	8,00000	392,70	12271,8	125
126	15876	2000376	11,2250	5,0133	2,10037	7,93651	395,84	12469,0	126
127	16129	2048383	11,2694	5,0265	2,10380	7,87402	398,98	12667,7	127
128	16384	2097152	11,3137	5,0397	2,10721	7,81250	402,12	12868,0	128
129	16641	2146689	11,3578	5,0528	2,11059	7,75194	405,27	13069,8	129
130	16900	2197000	11,4018	5,0658	2,11394	7,69231	408,41	13273,2	130
131	17161	2248091	11,4455	5,0788	2,11727	7,63359	411,55	13478,2	131
132	17424	2299968	11,4891	5,0916	2,12057	7,57576	414,69	13684,8	132
133	17689	2352637	11,5326	5,1045	2,12385	7,51880	417,83	13892,9	133
134	17956	2406104	11,5758	5,1172	2,12710	7,46269	420,97	14102,6	134
135	18225	2460375	11,6190	5,1299	2,13033	7,40741	424,12	14313,9	135
136	18496	2515456	11,6619	5,1426	2,13354	7,35294	427,26	14526,7	136
137	18769	2571353	11,7047	5,1551	2,13672	7,29927	430,40	14741,1	137
138	19044	2628072	11,7473	5,1676	2,13988	7,24638	433,54	14957,1	138
139	19321	2685619	11,7898	5,1801	2,14301	7,19424	436,68	15174,7	139
140	19600	2744000	11,8322	5,1925	2,14613	7,14286	439,82	15393,8	140
141	19881	2803221	11,8743	5,2048	2,14922	7,09220	442,96	15614,5	141
142	20164	2863288	11,9164	5,2171	2,15229	7,04225	446,11	15836,8	142
143	20449	2924207	11,9583	5,2293	2,15534	6,99301	449,25	16060,6	143
144	20736	2985984	12,0000	5,2415	2,15836	6,94444	452,39	16286,0	144
145	21025	3048625	12,0416	5,2536	2,16137	6,89655	455,53	16513,0	145
146	21316	3112136	12,0830	5,2656	2,16435	6,84932	458,67	16741,5	146
147	21609	3176523	12,1244	5,2776	2,16732	6,80272	461,81	16971,7	147
148	21904	3241792	12,1655	5,2896	2,17026	6,75676	464,96	17203,4	148
149	22201	3307949	12,2066	5,3015	2,17319	6,71141	468,10	17436,6	149
150	22500	3375000	12,2474	5,3133	2,17609	6,66667	471,24	17671,5	150

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
150	22500	3375000	12,2474	5,3133	2,17609	6,66667	471,24	17671,5	150
151	22801	3442951	12,2882	5,3251	2,17898	6,62252	474,38	17907,9	151
152	23104	3511808	12,3288	5,3368	2,18184	6,57895	477,52	18145,8	152
153	23409	3581577	12,3693	5,3485	2,18469	6,53595	480,66	18385,4	153
154	23716	3652264	12,4097	5,3601	2,18752	6,49351	483,81	18626,5	154
155	24025	3723875	12,4499	5,3717	2,19033	6,45161	486,95	18869,2	155
156	24336	3796416	12,4900	5,3832	2,19312	6,41026	490,09	19113,4	156
157	24649	3869893	12,5300	5,3947	2,19590	6,36943	493,23	19359,3	157
158	24964	3944312	12,5698	5,4061	2,19866	6,32911	496,37	19606,7	158
159	25281	4019679	12,6095	5,4175	2,20140	6,28931	499,51	19855,7	159
160	25600	4096000	12,6491	5,4288	2,20412	6,25000	502,65	20106,2	160
161	25921	4173281	12,6886	5,4401	2,20683	6,21118	505,80	20358,3	161
162	26244	4251528	12,7279	5,4514	2,20952	6,17284	508,94	20612,0	162
163	26569	4330747	12,7671	5,4626	2,21219	6,13497	512,08	20867,2	163
164	26896	4410944	12,8062	5,4737	2,21484	6,09756	515,22	21124,1	164
165	27225	4492125	12,8452	5,4848	2,21748	6,06061	518,36	21382,5	165
166	27556	4574296	12,8841	5,4959	2,22011	6,02410	521,50	21642,4	166
167	27889	4657463	12,9228	5,5069	2,22272	5,98802	524,65	21904,0	167
168	28224	4741632	12,9615	5,5178	2,22531	5,95238	527,79	22167,1	168
169	28561	4826809	13,0000	5,5288	2,22789	5,91716	530,93	22431,8	169
170	28900	4913000	13,0384	5,5397	2,23045	5,88235	534,07	22698,0	170
171	29241	5000211	13,0767	5,5505	2,23300	5,84795	537,21	22965,8	171
172	29584	5088448	13,1149	5,5613	2,23553	5,81395	540,35	23235,2	172
173	29929	5177717	13,1529	5,5721	2,23805	5,78035	543,50	23506,2	173
174	30276	5268024	13,1909	5,5828	2,24055	5,74713	546,64	23778,7	174
175	30625	5359375	13,2288	5,5934	2,24304	5,71429	549,78	24052,8	175
176	30976	5451776	13,2665	5,6041	2,24551	5,68182	552,92	24328,5	176
177	31329	5545233	13,3041	5,6147	2,24797	5,64972	556,06	24605,7	177
178	31684	5639752	13,3417	5,6252	2,25042	5,61798	559,20	24884,6	178
179	32041	5735339	13,3791	5,6357	2,25285	5,58659	562,35	25164,9	179
180	32400	5832000	13,4164	5,6462	2,25527	5,55556	565,49	25446,9	180
181	32761	5929741	13,4536	5,6567	2,25768	5,52486	568,63	25730,4	181
182	33124	6028568	13,4907	5,6671	2,26007	5,49451	571,77	26015,5	182
183	33489	6128487	13,5277	5,6774	2,26245	5,46448	574,91	26302,2	183
184	33856	6229504	13,5647	5,6877	2,26482	5,43478	578,05	26590,4	184
185	34225	6331625	13,6015	5,6980	2,26717	5,40541	581,19	26880,3	185
186	34596	6434856	13,6382	5,7083	2,26951	5,37634	584,34	27171,6	186
187	34969	6539203	13,6748	5,7185	2,27184	5,34759	587,48	27464,6	187
188	35344	6644672	13,7113	5,7287	2,27416	5,31915	590,62	27759,1	188
189	35721	6751269	13,7477	5,7388	2,27646	5,29101	593,76	28055,2	189
190	36100	6859000	13,7840	5,7489	2,27875	5,26316	596,90	28352,9	190
191	36481	6967871	13,8203	5,7590	2,28103	5,23560	600,04	28652,1	191
192	36864	7077888	13,8564	5,7690	2,28330	5,20833	603,19	28952,9	192
193	37249	7189057	13,8924	5,7790	2,28556	5,18135	606,33	29255,3	193
194	37636	7301384	13,9284	5,7890	2,28780	5,15464	609,47	29559,2	194
195	38025	7414875	13,9642	5,7989	2,29003	5,12821	612,61	29864,8	195
196	38416	7529536	14,0000	5,8088	2,29226	5,10204	615,75	30171,9	196
197	38809	7645373	14,0357	5,8186	2,29447	5,07614	618,89	30480,5	197
198	39204	7762392	14,0712	5,8285	2,29667	5,05051	622,04	30790,7	198
199	39601	7880599	14,1067	5,8383	2,29885	5,02513	625,18	31102,6	199
200	40000	8000000	14,1421	5,8480	2,30103	5,00000	628,32	31415,9	200

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
200	40000	8000000	14,1421	5,8480	2,30103	5,00000	628,32	31415,9	200
201	40401	8120601	14,1774	5,8578	2,30320	4,97512	631,46	31730,9	201
202	40804	8242408	14,2127	5,8675	2,30535	4,95050	634,60	32047,4	202
203	41209	8365427	14,2478	5,8771	2,30750	4,92611	637,74	32365,5	203
204	41616	8489664	14,2829	5,8868	2,30963	4,90196	640,88	32685,1	204
205	42025	8615125	14,3178	5,8964	2,31175	4,87805	644,03	33006,4	205
206	42436	8741816	14,3527	5,9059	2,31387	4,85437	647,17	33329,2	206
207	42849	8869743	14,3875	5,9155	2,31597	4,83092	650,31	33653,5	207
208	43264	8998912	14,4222	5,9250	2,31806	4,80769	653,45	33979,5	208
209	43681	9129329	14,4568	5,9345	2,32015	4,78469	656,59	34307,0	209
210	44100	9261000	14,4914	5,9439	2,32222	4,76190	659,73	34636,1	210
211	44521	9393931	14,5258	5,9533	2,32428	4,73934	662,88	34966,7	211
212	44944	9528128	14,5602	5,9627	2,32634	4,71698	666,02	35298,9	212
213	45369	9663597	14,5945	5,9721	2,32838	4,69484	669,16	35632,7	213
214	45796	9800344	14,6287	5,9814	2,33041	4,67290	672,30	35968,1	214
215	46225	9938375	14,6629	5,9907	2,33244	4,65116	675,44	36305,0	215
216	46656	10077696	14,6969	6,0000	2,33445	4,62963	678,58	36643,5	216
217	47089	10218313	14,7309	6,0092	2,33646	4,60829	681,73	36983,6	217
218	47524	10360232	14,7648	6,0185	2,33846	4,58716	684,87	37325,3	218
219	47961	10503459	14,7986	6,0277	2,34044	4,56621	688,01	37668,5	219
220	48400	10648000	14,8324	6,0368	2,34242	4,54545	691,15	38013,3	220
221	48841	10793861	14,8661	6,0459	2,34439	4,52489	694,29	38359,6	221
222	49284	10941048	14,8997	6,0550	2,34635	4,50450	697,43	38707,6	222
223	49729	11089567	14,9332	6,0641	2,34830	4,48430	700,58	39057,1	223
224	50176	11239424	14,9666	6,0732	2,35025	4,46429	703,72	39408,1	224
225	50625	11390625	15,0000	6,0822	2,35218	4,44444	706,86	39760,8	225
226	51076	11543176	15,0333	6,0912	2,35411	4,42478	710,00	40115,0	226
227	51529	11697083	15,0665	6,1002	2,35603	4,40529	713,14	40470,8	227
228	51984	11852352	15,0997	6,1091	2,35793	4,38596	716,28	40828,1	228
229	52441	12008989	15,1327	6,1180	2,35984	4,36681	719,42	41187,1	229
230	52900	12167000	15,1658	6,1269	2,36173	4,34783	722,57	41547,6	230
231	53361	12326391	15,1987	6,1358	2,36361	4,32900	725,71	41909,6	231
232	53824	12487168	15,2315	6,1446	2,36549	4,31034	728,85	42273,3	232
233	54289	12649337	15,2643	6,1534	2,36736	4,29185	731,99	42638,5	233
234	54756	12812904	15,2971	6,1622	2,36922	4,27352	735,13	43005,3	234
235	55225	12977875	15,3297	6,1710	2,37107	4,25532	738,27	43373,6	235
236	55696	13144256	15,3623	6,1797	2,37291	4,23729	741,42	43743,5	236
237	56169	13312053	15,3948	6,1885	2,37475	4,21941	744,56	44115,0	237
238	56644	13481272	15,4272	6,1972	2,37658	4,20168	747,70	44488,1	238
239	57121	13651919	15,4596	6,2058	2,37840	4,18410	750,84	44862,7	239
240	57600	13824000	15,4919	6,2145	2,38021	4,16667	753,98	45238,9	240
241	58081	13997521	15,5242	6,2231	2,38202	4,14938	757,12	45616,7	241
242	58564	14172488	15,5563	6,2317	2,38382	4,13223	760,27	45996,1	242
243	59049	14348907	15,5885	6,2403	2,38561	4,11523	763,41	46377,0	243
244	59536	14526784	15,6205	6,2488	2,38739	4,09836	766,55	46759,5	244
245	60025	14706125	15,6525	6,2573	2,38917	4,08163	769,69	47143,5	245
246	60516	14886936	15,6844	6,2658	2,39094	4,06504	772,83	47529,2	246
247	61009	15069223	15,7162	6,2743	2,39270	4,04858	775,97	47916,4	247
248	61504	15252992	15,7480	6,2828	2,39445	4,03226	779,11	48305,1	248
249	62001	15438249	15,7797	6,2912	2,39620	4,01606	782,26	48695,5	249
250	62500	15625000	15,8114	6,2996	2,39794	4,00000	785,40	49087,4	250

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
250	62500	15625000	15,8114	6,2996	2,39794	4,00000	785,40	49087,4	250
251	63001	15813251	15,8430	6,3080	2,39967	3,98406	788,54	49480,9	251
252	63504	16003008	15,8745	6,3164	2,40140	3,96825	791,68	49875,9	252
253	64009	16194277	15,9060	6,3247	2,40312	3,95257	794,82	50272,6	253
254	64516	16387064	15,9374	6,3330	2,40483	3,93701	797,96	50670,7	254
255	65025	16581375	15,9687	6,3413	2,40654	3,92157	801,11	51070,5	255
256	65536	16777216	16,0000	6,3496	2,40824	3,90625	804,25	51471,9	256
257	66049	16974593	16,0312	6,3579	2,40993	3,89105	807,39	51874,8	257
258	66564	17173512	16,0624	6,3661	2,41162	3,87597	810,53	52279,2	258
259	67081	17373979	16,0935	6,3743	2,41330	3,86100	813,67	52685,3	259
260	67600	17576000	16,1245	6,3825	2,41497	3,84615	816,81	53092,9	260
261	68121	17779581	16,1555	6,3907	2,41664	3,83142	819,96	53502,1	261
262	68644	17984728	16,1864	6,3988	2,41830	3,81679	823,10	53912,9	262
263	69169	18191447	16,2173	6,4070	2,41996	3,80228	826,24	54325,2	263
264	69696	18399744	16,2481	6,4151	2,42160	3,78788	829,38	54739,1	264
265	70225	18609625	16,2788	6,4232	2,42325	3,77358	832,52	55154,6	265
266	70756	18821096	16,3095	6,4312	2,42488	3,75940	835,66	55571,6	266
267	71289	19034163	16,3401	6,4393	2,42651	3,74532	838,81	55990,2	267
268	71824	19248832	16,3707	6,4473	2,42813	3,73134	841,95	56410,4	268
269	72361	19465109	16,4012	6,4553	2,42975	3,71747	845,09	56832,2	269
270	72900	19683000	16,4317	6,4633	2,43136	3,70370	848,23	57255,5	270
271	73441	19902511	16,4621	6,4713	2,43297	3,69004	851,37	57680,4	271
272	73984	20123648	16,4924	6,4792	2,43457	3,67647	854,51	58106,9	272
273	74529	20346417	16,5227	6,4872	2,43616	3,66300	857,65	58534,9	273
274	75076	20570824	16,5529	6,4951	2,43775	3,64964	860,80	58964,6	274
275	75625	20796875	16,5831	6,5030	2,43933	3,63636	863,94	59395,7	275
276	76176	21024576	16,6132	6,5108	2,44091	3,62319	867,08	59828,5	276
277	76729	21253933	16,6433	6,5187	2,44248	3,61011	870,22	60262,8	277
278	77284	21484952	16,6733	6,5265	2,44404	3,59712	873,36	60698,7	278
279	77841	21717639	16,7033	6,5343	2,44560	3,58423	876,50	61136,2	279
280	78400	21952000	16,7332	6,5421	2,44716	3,57143	879,65	61575,2	280
281	78961	22188041	16,7631	6,5499	2,44871	3,55872	882,79	62015,8	281
282	79524	22425768	16,7929	6,5577	2,45025	3,54610	885,93	62458,0	282
283	80089	22665187	16,8226	6,5654	2,45179	3,53357	889,07	62901,8	283
284	80656	22906304	16,8523	6,5731	2,45332	3,52113	892,21	63347,1	284
285	81225	23149125	16,8819	6,5808	2,45484	3,50877	895,35	63794,0	285
286	81796	23393656	16,9115	6,5885	2,45637	3,49650	898,50	64242,4	286
287	82369	23639903	16,9411	6,5962	2,45788	3,48432	901,64	64692,5	287
288	82944	23887872	16,9706	6,6039	2,45939	3,47222	904,78	65144,1	288
289	83521	24137569	17,0000	6,6115	2,46090	3,46021	907,92	65597,2	289
290	84100	24389000	17,0294	6,6191	2,46240	3,44828	911,06	66052,0	290
291	84681	24642171	17,0587	6,6267	2,46389	3,43643	914,20	66508,3	291
292	85264	24897088	17,0880	6,6343	2,46538	3,42466	917,35	66966,2	292
293	85849	25153757	17,1172	6,6419	2,46687	3,41297	920,49	67425,6	293
294	86436	25412184	17,1464	6,6494	2,46835	3,40136	923,63	67886,7	294
295	87025	25672375	17,1756	6,6569	2,46982	3,38983	926,77	68349,3	295
296	87616	25934336	17,2047	6,6644	2,47129	3,37838	929,91	68813,4	296
297	88209	26198073	17,2337	6,6719	2,47276	3,36700	933,05	69279,2	297
298	88804	26463592	17,2627	6,6794	2,47422	3,35570	936,19	69746,5	298
299	89401	26730899	17,2916	6,6869	2,47567	3,34448	939,34	70215,4	299
300	90000	27000000	17,3205	6,6943	2,47712	3,33333	942,48	70685,8	300

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
300	90000	27000000	17,3205	6,6943	2,47712	3,33333	942,48	70685,8	300
301	90601	27270901	17,3494	6,7018	2,47857	3,32226	945,62	71157,9	301
302	91204	27543608	17,3781	6,7092	2,48001	3,31126	948,76	71631,5	302
303	91809	27818127	17,4069	6,7166	2,48144	3,30033	951,90	72106,6	303
304	92416	28094464	17,4356	6,7240	2,48287	3,28947	955,04	72583,4	304
305	93025	28372625	17,4642	6,7313	2,48430	3,27869	958,19	73061,7	305
306	93636	28652616	17,4929	6,7387	2,48572	3,26797	961,33	73541,5	306
307	94249	28934443	17,5214	6,7460	2,48714	3,25733	964,47	74023,0	307
308	94864	29218112	17,5499	6,7533	2,48855	3,24675	967,61	74506,0	308
309	95481	29503629	17,5784	6,7606	2,48996	3,23625	970,75	74990,6	309
310	96100	29791000	17,6068	6,7679	2,49136	3,22581	973,89	75476,8	310
311	96721	30080231	17,6352	6,7752	2,49276	3,21543	977,04	75964,5	311
312	97344	30371328	17,6635	6,7824	2,49415	3,20519	980,18	76453,8	312
313	97969	30664297	17,6918	6,7897	2,49554	3,19489	983,32	76944,7	313
314	98596	30959144	17,7200	6,7969	2,49693	3,18471	986,46	77437,1	314
315	99225	31255875	17,7482	6,8041	2,49831	3,17460	989,60	77931,1	315
316	99856	31554496	17,7764	6,8113	2,49969	3,16456	992,74	78426,7	316
317	100489	31855013	17,8045	6,8185	2,50106	3,15457	995,88	78923,9	317
318	101124	32157432	17,8326	6,8256	2,50243	3,14465	999,03	79422,6	318
319	101761	32461759	17,8606	6,8328	2,50379	3,13480	1002,2	79922,9	319
320	102400	32768000	17,8885	6,8399	2,50515	3,12500	1005,3	80424,8	320
321	103041	33076161	17,9165	6,8470	2,50651	3,11526	1008,5	80928,2	321
322	103684	33386248	17,9444	6,8541	2,50786	3,10559	1011,6	81433,2	322
323	104329	33698267	17,9722	6,8612	2,50920	3,09598	1014,7	81939,8	323
324	104976	34012224	18,0000	6,8683	2,51055	3,08642	1017,9	82448,0	324
325	105625	34328125	18,0278	6,8753	2,51188	3,07692	1021,0	82957,7	325
326	106276	34645976	18,0555	6,8824	2,51322	3,06748	1024,2	83469,0	326
327	106929	34965783	18,0831	6,8894	2,51455	3,05810	1027,3	83981,8	327
328	107584	35287552	18,1108	6,8964	2,51587	3,04878	1030,4	84496,3	328
329	108241	35611289	18,1384	6,9034	2,51720	3,03951	1033,6	85012,3	329
330	108900	35937000	18,1659	6,9104	2,51851	3,03030	1036,7	85529,9	330
331	109561	36264691	18,1934	6,9174	2,51983	3,02115	1039,9	86049,0	331
332	110224	36594368	18,2209	6,9244	2,52114	3,01205	1043,0	86569,7	332
333	110889	36926037	18,2483	6,9313	2,52244	3,00300	1046,2	87092,0	333
334	111556	37259704	18,2757	6,9382	2,52375	2,99401	1049,3	87615,9	334
335	112225	37595375	18,3030	6,9451	2,52504	2,98507	1052,4	88141,3	335
336	112896	37933056	18,3303	6,9521	2,52634	2,97619	1055,6	88668,3	336
337	113569	38272753	18,3576	6,9589	2,52763	2,96736	1058,7	89196,9	337
338	114244	38614472	18,3848	6,9658	2,52892	2,95858	1061,9	89727,0	338
339	114921	38958219	18,4120	6,9727	2,53020	2,94985	1065,0	90258,7	339
340	115600	39304000	18,4391	6,9795	2,53148	2,94118	1068,1	90792,0	340
341	116281	39651821	18,4662	6,9864	2,53275	2,93255	1071,3	91326,9	341
342	116964	40001688	18,4932	6,9932	2,53403	2,92398	1074,4	91863,3	342
343	117649	40353607	18,5203	7,0000	2,53529	2,91545	1077,6	92401,3	343
344	118336	40707584	18,5472	7,0068	2,53656	2,90698	1080,7	92940,9	344
345	119025	41063625	18,5742	7,0136	2,53782	2,89855	1083,8	93482,0	345
346	119716	41421736	18,6011	7,0203	2,53908	2,89017	1087,0	94024,7	346
347	120409	41781923	18,6279	7,0271	2,54033	2,88184	1090,1	94569,0	347
348	121104	42144192	18,6548	7,0338	2,54158	2,87356	1093,3	95114,9	348
349	121801	42508549	18,6815	7,0406	2,54283	2,86533	1096,4	95662,3	349
350	122500	42875000	18,7083	7,0473	2,54407	2,85714	1099,6	96211,3	350

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
350	122500	42875000	18,7083	7,0473	2,54407	2,85714	1099,6	96211,3	350
351	123201	43243551	18,7350	7,0540	2,54531	2,84900	1102,7	96761,8	351
352	123904	43614208	18,7617	7,0607	2,54654	2,84091	1105,8	97314,0	352
353	124609	43986977	18,7883	7,0674	2,54777	2,83286	1109,0	97867,7	353
354	125316	44361864	18,8149	7,0740	2,54900	2,82486	1112,1	98423,0	354
355	126025	44738875	18,8414	7,0807	2,55023	2,81690	1115,3	98979,8	355
356	126736	45118016	18,8680	7,0873	2,55145	2,80899	1118,4	99538,2	356
357	127449	45499293	18,8944	7,0940	2,55267	2,80112	1121,5	100098	357
358	128164	45882712	18,9209	7,1006	2,55388	2,79330	1124,7	100660	358
359	128881	46268279	18,9473	7,1072	2,55509	2,78552	1127,8	101223	359
360	129600	46656000	18,9737	7,1138	2,55630	2,77778	1131,0	101788	360
361	130321	47045881	19,0000	7,1204	2,55751	2,77008	1134,1	102354	361
362	131044	47437928	19,0263	7,1269	2,55871	2,76243	1137,3	102922	362
363	131769	47832147	19,0526	7,1335	2,55991	2,75482	1140,4	103491	363
364	132496	48228544	19,0788	7,1400	2,56110	2,74725	1143,5	104062	364
365	133225	48627125	19,1050	7,1466	2,56229	2,73973	1146,7	104635	365
366	133956	49027896	19,1311	7,1531	2,56348	2,73224	1149,8	105209	366
367	134689	49430863	19,1572	7,1596	2,56467	2,72480	1153,0	105785	367
368	135424	49836032	19,1833	7,1661	2,56585	2,71739	1156,1	106362	368
369	136161	50243409	19,2094	7,1726	2,56703	2,71003	1159,2	106941	369
370	136900	50653000	19,2354	7,1791	2,56820	2,70270	1162,4	107521	370
371	137641	51064811	19,2614	7,1855	2,56937	2,69542	1165,5	108103	371
372	138384	51478848	19,2873	7,1920	2,57054	2,68817	1168,7	108687	372
373	139129	51895117	19,3132	7,1984	2,57171	2,68097	1171,8	109272	373
374	139876	52313624	19,3391	7,2048	2,57287	2,67380	1175,0	109858	374
375	140625	52734375	19,3649	7,2112	2,57403	2,66667	1178,1	110447	375
376	141376	53157376	19,3907	7,2177	2,57519	2,65957	1181,2	111036	376
377	142129	53582633	19,4165	7,2240	2,57634	2,65252	1184,4	111628	377
378	142884	54010152	19,4422	7,2304	2,57749	2,64550	1187,5	112221	378
379	143641	54439935	19,4679	7,2368	2,57864	2,63852	1190,7	112815	379
380	144400	54872000	19,4936	7,2432	2,57978	2,63158	1193,8	113411	380
381	145161	55306341	19,5192	7,2495	2,58092	2,62467	1196,9	114009	381
382	145924	55742968	19,5448	7,2558	2,58206	2,61780	1200,1	114608	382
383	146689	56181887	19,5704	7,2622	2,58320	2,61097	1203,2	115209	383
384	147456	56623104	19,5959	7,2685	2,58433	2,60417	1206,4	115812	384
385	148225	57066625	19,6214	7,2748	2,58546	2,59740	1209,5	116416	385
386	148996	57512456	19,6469	7,2811	2,58659	2,59067	1212,7	117021	386
387	149769	57960603	19,6723	7,2874	2,58771	2,58398	1215,8	117628	387
388	150544	58411072	19,6977	7,2936	2,58883	2,57732	1218,9	118237	388
389	151321	58863869	19,7231	7,2999	2,58995	2,57069	1222,1	118847	389
390	152100	59319000	19,7484	7,3061	2,59106	2,56410	1225,2	119459	390
391	152881	59776471	19,7737	7,3124	2,59218	2,55754	1228,4	120072	391
392	153664	60236288	19,7990	7,3186	2,59329	2,55102	1231,5	120687	392
393	154449	60698457	19,8242	7,3248	2,59439	2,54453	1234,6	121304	393
394	155236	61162984	19,8494	7,3310	2,59550	2,53807	1237,8	121922	394
395	156025	61629875	19,8746	7,3372	2,59660	2,53165	1240,9	122542	395
396	156816	62099136	19,8997	7,3434	2,59770	2,52525	1244,1	123163	396
397	157609	62570773	19,9249	7,3496	2,59879	2,51889	1247,2	123786	397
398	158404	63044792	19,9499	7,3558	2,59988	2,51256	1250,4	124410	398
399	159201	63521199	19,9750	7,3619	2,60097	2,50627	1253,5	125036	399
400	160000	64000000	20,0000	7,3681	2,60206	2,50000	1256,6	125664	400

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
100	160000	64000000	20,0000	7,3681	2,60206	2,50000	1256,6	125664	100
401	160801	64481201	20,0250	7,3742	2,60314	2,49377	1259,8	126293	401
402	161604	64964808	20,0499	7,3803	2,60423	2,48756	1262,9	126923	402
403	162409	65450827	20,0749	7,3864	2,60531	2,48139	1266,1	127556	403
404	163216	65939264	20,0998	7,3925	2,60638	2,47525	1269,2	128190	404
405	164025	66430125	20,1246	7,3986	2,60746	2,46914	1272,3	128825	405
406	164836	66923416	20,1494	7,4047	2,60853	2,46305	1275,5	129462	406
407	165649	67419143	20,1742	7,4108	2,60959	2,45700	1278,6	130100	407
408	166464	67917312	20,1990	7,4169	2,61066	2,45098	1281,8	130741	408
409	167281	68417929	20,2237	7,4229	2,61172	2,44499	1284,9	131382	409
410	168100	68921000	20,2485	7,4290	2,61278	2,43902	1288,1	132025	410
411	168921	69426531	20,2731	7,4350	2,61384	2,43309	1291,2	132670	411
412	169744	69934528	20,2978	7,4410	2,61490	2,42718	1294,3	133317	412
413	170569	70444997	20,3224	7,4470	2,61595	2,42131	1297,5	133965	413
414	171396	70957944	20,3470	7,4530	2,61700	2,41546	1300,6	134614	414
415	172225	71473375	20,3715	7,4590	2,61805	2,40964	1303,8	135265	415
416	173056	71991296	20,3961	7,4650	2,61909	2,40385	1306,9	135918	416
417	173889	72511713	20,4206	7,4710	2,62014	2,39808	1310,0	136572	417
418	174724	73034632	20,4452	7,4770	2,62118	2,39234	1313,2	137228	418
419	175561	73560059	20,4695	7,4829	2,62221	2,38663	1316,3	137885	419
420	176400	74088000	20,4939	7,4889	2,62325	2,38095	1319,5	138544	420
421	177241	74618461	20,5183	7,4948	2,62428	2,37530	1322,6	139205	421
422	178084	75151448	20,5426	7,5007	2,62531	2,36967	1325,8	139867	422
423	178929	75686967	20,5670	7,5067	2,62634	2,36407	1328,9	140531	423
424	179776	76225024	20,5913	7,5126	2,62737	2,35849	1332,0	141196	424
425	180625	76765625	20,6155	7,5185	2,62839	2,35294	1335,2	141863	425
426	181476	77308776	20,6398	7,5244	2,62941	2,34742	1338,3	142531	426
427	182329	77854483	20,6640	7,5302	2,63043	2,34192	1341,5	143201	427
428	183184	78402752	20,6882	7,5361	2,63144	2,33645	1344,6	143872	428
429	184041	78953589	20,7123	7,5420	2,63246	2,33100	1347,7	144545	429
430	184900	79507000	20,7364	7,5478	2,63347	2,32558	1350,9	145220	430
431	185761	80062991	20,7605	7,5537	2,63448	2,32019	1354,0	145896	431
432	186624	80621568	20,7846	7,5595	2,63548	2,31481	1357,2	146574	432
433	187489	81182737	20,8087	7,5654	2,63649	2,30947	1360,3	147254	433
434	188356	81746504	20,8327	7,5712	2,63749	2,30415	1363,5	147934	434
435	189225	82312875	20,8567	7,5770	2,63849	2,29885	1366,6	148617	435
436	190096	82881856	20,8806	7,5828	2,63949	2,29358	1369,7	149301	436
437	190969	83453453	20,9045	7,5886	2,64048	2,28833	1372,9	149987	437
438	191844	84027672	20,9284	7,5944	2,64147	2,28311	1376,0	150674	438
439	192721	84604519	20,9523	7,6001	2,64246	2,27790	1379,2	151363	439
440	193600	85184000	20,9762	7,6059	2,64345	2,27273	1382,3	152053	440
441	194481	85766121	21,0000	7,6117	2,64444	2,26757	1385,4	152745	441
442	195364	86350888	21,0238	7,6174	2,64542	2,26244	1388,6	153439	442
443	196249	86938307	21,0476	7,6232	2,64640	2,25734	1391,7	154134	443
444	197136	87528384	21,0713	7,6289	2,64738	2,25225	1394,9	154830	444
445	198025	88121125	21,0950	7,6346	2,64836	2,24719	1398,0	155528	445
446	198916	88716536	21,1187	7,6403	2,64933	2,24215	1401,2	156228	446
447	199809	89314623	21,1424	7,6460	2,65031	2,23714	1404,3	156930	447
448	200704	89915392	21,1660	7,6517	2,65128	2,23214	1407,4	157633	448
449	201601	90518849	21,1896	7,6574	2,65225	2,22717	1410,6	158337	449
450	202500	91125000	21,2132	7,6631	2,65321	2,22222	1413,7	159043	450

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
450	202500	91125000	21,2132	7,6631	2,65321	2,22222	1413,7	159043	450
451	203401	91733851	21,2368	7,6688	2,65418	2,21729	1416,9	159751	451
452	204304	92345408	21,2603	7,6744	2,65514	2,21239	1420,0	160460	452
453	205209	92959677	21,2838	7,6801	2,65610	2,20751	1423,1	161171	453
454	206116	93576664	21,3073	7,6857	2,65706	2,20264	1426,3	161883	454
455	207025	94196375	21,3307	7,6914	2,65801	2,19780	1429,4	162597	455
456	207936	94818816	21,3542	7,6970	2,65896	2,19298	1432,6	163313	456
457	208849	95443993	21,3776	7,7026	2,65992	2,18818	1435,7	164030	457
458	209764	96071912	21,4009	7,7082	2,66087	2,18341	1438,8	164748	458
459	210681	96702579	21,4243	7,7138	2,66181	2,17865	1442,0	165468	459
460	211600	97336000	21,4476	7,7194	2,66276	2,17391	1445,1	166190	460
461	212521	97972181	21,4709	7,7250	2,66370	2,16920	1448,3	166914	461
462	213444	98611128	21,4942	7,7306	2,66464	2,16450	1451,4	167639	462
463	214369	99252847	21,5174	7,7362	2,66558	2,15983	1454,6	168365	463
464	215296	99897344	21,5407	7,7418	2,66652	2,15517	1457,7	169093	464
465	216225	100544625	21,5639	7,7473	2,66745	2,15054	1460,8	169823	465
466	217156	101194696	21,5870	7,7529	2,66839	2,14592	1464,0	170554	466
467	218089	101847563	21,6102	7,7584	2,66932	2,14133	1467,1	171287	467
468	219024	102503232	21,6333	7,7639	2,67025	2,13675	1470,3	172021	468
469	219961	103161709	21,6564	7,7695	2,67117	2,13220	1473,4	172757	469
470	220900	103823000	21,6795	7,7750	2,67210	2,12766	1476,5	173494	470
471	221841	104487111	21,7025	7,7805	2,67302	2,12314	1479,7	174234	471
472	222784	105154048	21,7256	7,7860	2,67394	2,11864	1482,8	174974	472
473	223729	105823817	21,7486	7,7915	2,67486	2,11416	1486,0	175716	473
474	224676	106496424	21,7715	7,7970	2,67578	2,10970	1489,1	176460	474
475	225625	107171875	21,7945	7,8025	2,67669	2,10526	1492,3	177205	475
476	226576	107850176	21,8174	7,8079	2,67761	2,10084	1495,4	177952	476
477	227529	108531333	21,8403	7,8134	2,67852	2,09644	1498,5	178701	477
478	228484	109215352	21,8632	7,8188	2,67943	2,09205	1501,7	179451	478
479	229441	109902239	21,8861	7,8243	2,68034	2,08768	1504,8	180203	479
480	230400	110592000	21,9089	7,8297	2,68124	2,08333	1508,0	180956	480
481	231361	111284641	21,9317	7,8352	2,68215	2,07900	1511,1	181711	481
482	232324	111980168	21,9545	7,8406	2,68305	2,07469	1514,2	182467	482
483	233289	112678587	21,9773	7,8460	2,68395	2,07039	1517,4	183225	483
484	234256	113379904	22,0000	7,8514	2,68485	2,06612	1520,5	183984	484
485	235225	114084125	22,0227	7,8568	2,68574	2,06186	1523,7	184745	485
486	236196	114791256	22,0454	7,8622	2,68664	2,05761	1526,8	185508	486
487	237169	115501303	22,0681	7,8676	2,68753	2,05339	1530,0	186272	487
488	238144	116214272	22,0907	7,8730	2,68842	2,04918	1533,1	187038	488
489	239121	116930169	22,1133	7,8784	2,68931	2,04499	1536,2	187805	489
490	240100	117649000	22,1359	7,8837	2,69020	2,04082	1539,4	188574	490
491	241081	118370771	22,1585	7,8891	2,69108	2,03666	1542,5	189345	491
492	242064	119095488	22,1811	7,8944	2,69197	2,03252	1545,7	190117	492
493	243049	119823157	22,2036	7,8998	2,69285	2,02840	1548,8	190890	493
494	244036	120553784	22,2261	7,9051	2,69373	2,02429	1551,9	191665	494
495	245025	121287375	22,2486	7,9105	2,69461	2,02020	1555,1	192442	495
496	246016	122023936	22,2711	7,9158	2,69548	2,01613	1558,2	193221	496
497	247009	122763473	22,2935	7,9211	2,69636	2,01207	1561,4	194000	497
498	248004	123505992	22,3159	7,9264	2,69723	2,00803	1564,5	194782	498
499	249001	124251499	22,3383	7,9317	2,69810	2,00401	1567,7	195565	499
500	250000	125000000	22,3607	7,9370	2,69897	2,00000	1570,8	196350	500

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
500	250000	125000000	22,3607	7,9370	2,69897	2,00000	1570,8	196350	500
501	251001	125751501	22,3830	7,9423	2,69984	1,99601	1573,9	197136	501
502	252004	126506008	22,4054	7,9476	2,70070	1,99203	1577,1	197923	502
503	253009	127263527	22,4277	7,9528	2,70157	1,98807	1580,2	198713	503
504	254016	128024064	22,4499	7,9581	2,70243	1,98413	1583,4	199504	504
505	255025	128787625	22,4722	7,9634	2,70329	1,98020	1586,5	200296	505
506	256036	129554216	22,4944	7,9686	2,70415	1,97628	1589,6	201090	506
507	257049	130323843	22,5167	7,9739	2,70501	1,97239	1592,8	201886	507
508	258064	131096512	22,5389	7,9791	2,70586	1,96850	1595,9	202683	508
509	259081	131872229	22,5610	7,9843	2,70672	1,96464	1599,1	203482	509
510	260100	132651000	22,5832	7,9896	2,70757	1,96078	1602,2	204282	510
511	261121	133432831	22,6053	7,9948	2,70842	1,95695	1605,4	205084	511
512	262144	134217728	22,6274	8,0000	2,70927	1,95312	1608,5	205887	512
513	263169	135005697	22,6495	8,0052	2,71012	1,94932	1611,6	206692	513
514	264196	135796744	22,6716	8,0104	2,71096	1,94553	1614,8	207499	514
515	265225	136590875	22,6936	8,0156	2,71181	1,94175	1617,9	208307	515
516	266256	137388096	22,7156	8,0208	2,71265	1,93798	1621,1	209117	516
517	267289	138188413	22,7376	8,0260	2,71349	1,93424	1624,2	209928	517
518	268324	138991832	22,7596	8,0311	2,71433	1,93050	1627,3	210741	518
519	269361	139798359	22,7816	8,0363	2,71517	1,92678	1630,5	211556	519
520	270400	140608000	22,8035	8,0415	2,71600	1,92308	1633,6	212372	520
521	271441	141420761	22,8254	8,0466	2,71684	1,91939	1636,8	213189	521
522	272484	142236648	22,8473	8,0517	2,71767	1,91571	1639,9	214008	522
523	273529	143055667	22,8692	8,0569	2,71850	1,91205	1643,1	214829	523
524	274576	143877824	22,8910	8,0620	2,71933	1,90840	1646,2	215651	524
525	275625	144703125	22,9129	8,0671	2,72016	1,90476	1649,3	216475	525
526	276676	145531576	22,9347	8,0723	2,72099	1,90114	1652,5	217301	526
527	277729	146363183	22,9565	8,0774	2,72181	1,89753	1655,6	218128	527
528	278784	147197952	22,9783	8,0825	2,72263	1,89394	1658,8	218956	528
529	279841	148035889	23,0000	8,0876	2,72346	1,89036	1661,9	219787	529
530	280900	148877000	23,0217	8,0927	2,72428	1,88679	1665,0	220618	530
531	281961	149721291	23,0434	8,0978	2,72509	1,88324	1668,2	221452	531
532	283024	150568768	23,0651	8,1028	2,72591	1,87970	1671,3	222287	532
533	284089	151419437	23,0868	8,1079	2,72673	1,87617	1674,5	223123	533
534	285156	152273304	23,1084	8,1130	2,72754	1,87266	1677,6	223961	534
535	286225	153130375	23,1301	8,1180	2,72835	1,86916	1680,8	224801	535
536	287296	153990656	23,1517	8,1231	2,72916	1,86567	1683,9	225642	536
537	288369	154854153	23,1733	8,1281	2,72997	1,86220	1687,0	226484	537
538	289444	155720872	23,1948	8,1332	2,73078	1,85874	1690,2	227329	538
539	290521	156590819	23,2164	8,1382	2,73159	1,85529	1693,3	228175	539
540	291600	157464000	23,2379	8,1433	2,73239	1,85185	1696,5	229022	540
541	292681	158340421	23,2594	8,1483	2,73320	1,84843	1699,6	229871	541
542	293764	159220088	23,2809	8,1533	2,73400	1,84502	1702,7	230722	542
543	294849	160103007	23,3024	8,1583	2,73480	1,84162	1705,9	231574	543
544	295936	160989184	23,3238	8,1633	2,73560	1,83824	1709,0	232428	544
545	297025	161878625	23,3452	8,1683	2,73640	1,83486	1712,2	233283	545
546	298116	162771336	23,3666	8,1733	2,73719	1,83150	1715,3	234140	546
547	299209	163667323	23,3880	8,1783	2,73799	1,82815	1718,5	234998	547
548	300304	164566592	23,4094	8,1833	2,73878	1,82482	1721,6	235858	548
549	301401	165469149	23,4307	8,1882	2,73957	1,82149	1724,7	236720	549
550	302500	166375000	23,4521	8,1932	2,74036	1,81818	1727,9	237583	550

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
550	302500	166375000	23,4521	8,1932	2,74036	1,81818	1727,9	237583	550
551	303601	167284151	23,4734	8,1982	2,74115	1,81488	1731,0	238448	551
552	304704	168196608	23,4947	8,2031	2,74194	1,81159	1734,2	239314	552
553	305809	169112377	23,5160	8,2081	2,74273	1,80832	1737,3	240182	553
554	306916	170031464	23,5372	8,2130	2,74351	1,80505	1740,4	241051	554
555	308025	170953875	23,5584	8,2180	2,74429	1,80180	1743,6	241922	555
556	309136	171879616	23,5797	8,2229	2,74507	1,79856	1746,7	242795	556
557	310249	172808693	23,6008	8,2278	2,74586	1,79533	1749,9	243669	557
558	311364	173741112	23,6220	8,2327	2,74663	1,79211	1753,0	244545	558
559	312481	174676879	23,6432	8,2377	2,74741	1,78891	1756,2	245422	559
560	313600	175616000	23,6643	8,2426	2,74819	1,78571	1759,3	246301	560
561	314721	176558481	23,6854	8,2475	2,74896	1,78253	1762,4	247181	561
562	315844	177504328	23,7065	8,2524	2,74974	1,77936	1765,6	248063	562
563	316969	178453547	23,7276	8,2573	2,75051	1,77620	1768,7	248947	563
564	318096	179406144	23,7487	8,2621	2,75128	1,77305	1771,9	249832	564
565	319225	180362125	23,7697	8,2670	2,75205	1,76991	1775,0	250719	565
566	320356	181321496	23,7908	8,2719	2,75282	1,76678	1778,1	251607	566
567	321489	182284263	23,8118	8,2768	2,75358	1,76367	1781,3	252497	567
568	322624	183250432	23,8328	8,2816	2,75435	1,76056	1784,4	253388	568
569	323761	184220009	23,8537	8,2865	2,75511	1,75747	1787,6	254281	569
570	324900	185193000	23,8747	8,2913	2,75587	1,75439	1790,7	255176	570
571	326041	186169411	23,8956	8,2962	2,75664	1,75131	1793,8	256072	571
572	327184	187149248	23,9165	8,3010	2,75740	1,74825	1797,0	256970	572
573	328329	188132517	23,9374	8,3059	2,75815	1,74520	1800,1	257869	573
574	329476	189119224	23,9583	8,3107	2,75891	1,74216	1803,3	258770	574
575	330625	190109375	23,9792	8,3155	2,75967	1,73913	1806,4	259672	575
576	331776	191102976	24,0000	8,3203	2,76042	1,73611	1809,6	260576	576
577	332929	192100033	24,0208	8,3251	2,76118	1,73310	1812,7	261482	577
578	334084	193100552	24,0416	8,3300	2,76193	1,73010	1815,8	262389	578
579	335241	194104539	24,0624	8,3348	2,76268	1,72712	1819,0	263298	579
580	336400	195112000	24,0832	8,3396	2,76343	1,72414	1822,1	264208	580
581	337561	196122941	24,1039	8,3443	2,76418	1,72117	1825,3	265120	581
582	338724	197147488	24,1247	8,3491	2,76492	1,71821	1828,4	266033	582
583	339889	198185527	24,1454	8,3539	2,76567	1,71527	1831,6	266948	583
584	341056	1992276704	24,1661	8,3587	2,76641	1,71233	1834,7	267865	584
585	342225	200283325	24,1868	8,3634	2,76716	1,70940	1837,8	268783	585
586	343396	2013520056	24,2074	8,3682	2,76790	1,70648	1841,0	269703	586
587	344569	2024342003	24,2281	8,3730	2,76864	1,70358	1844,1	270624	587
588	345744	2035297472	24,2487	8,3777	2,76938	1,70068	1847,3	271547	588
589	346921	2046386469	24,2693	8,3825	2,77012	1,69779	1850,4	272471	589
590	348100	205759000	24,2899	8,3872	2,77085	1,69492	1853,5	273397	590
591	349281	206891921	24,3105	8,3919	2,77159	1,69205	1856,7	274325	591
592	350464	2080374688	24,3311	8,3967	2,77232	1,68919	1859,8	275254	592
593	351649	209195857	24,3516	8,4014	2,77305	1,68634	1863,0	276184	593
594	352836	2093584584	24,3721	8,4061	2,77379	1,68350	1866,1	277117	594
595	354025	2105244875	24,3926	8,4108	2,77452	1,68067	1869,2	278051	595
596	355216	2117038736	24,4131	8,4155	2,77525	1,67785	1872,4	278986	596
597	356409	2128967173	24,4336	8,4202	2,77597	1,67504	1875,5	279923	597
598	357604	2141037192	24,4540	8,4249	2,77670	1,67224	1878,7	280862	598
599	358801	214921799	24,4745	8,4296	2,77743	1,66945	1881,8	281802	599
600	360000	216000000	24,4949	8,4343	2,77815	1,66667	1885,0	282743	600

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
600	360000	216000000	24,4949	8,4343	2,77815	1,66667	1885,0	282743	600
601	361201	217081801	24,5153	8,4390	2,77887	1,66389	1888,1	283687	601
602	362404	218167208	24,5357	8,4437	2,77960	1,66113	1891,2	284631	602
603	363609	219256227	24,5561	8,4484	2,78032	1,65837	1894,4	285578	603
604	364816	220348864	24,5764	8,4530	2,78104	1,65563	1897,5	286526	604
605	366025	221445125	24,5967	8,4577	2,78176	1,65289	1900,7	287475	605
606	367236	222545016	24,6171	8,4623	2,78247	1,65017	1903,8	288426	606
607	368449	223648543	24,6374	8,4670	2,78319	1,64745	1906,9	289379	607
608	369664	224755712	24,6577	8,4716	2,78390	1,64474	1910,1	290333	608
609	370881	225866529	24,6779	8,4763	2,78462	1,64204	1913,2	291289	609
610	372100	226981000	24,6982	8,4809	2,78533	1,63934	1916,4	292247	610
611	373321	228099131	24,7184	8,4856	2,78604	1,63666	1919,5	293206	611
612	374544	229220928	24,7386	8,4902	2,78675	1,63399	1922,7	294166	612
613	375769	230346397	24,7588	8,4948	2,78746	1,63132	1925,8	295128	613
614	376996	231475544	24,7790	8,4994	2,78817	1,62866	1928,9	296092	614
615	378225	232608375	24,7992	8,5040	2,78888	1,62602	1932,1	297057	615
616	379456	233744896	24,8193	8,5086	2,78958	1,62338	1935,2	298024	616
617	380689	234885113	24,8395	8,5132	2,79029	1,62075	1938,4	298992	617
618	381924	236029032	24,8596	8,5178	2,79099	1,61812	1941,5	299962	618
619	383161	237176659	24,8797	8,5224	2,79169	1,61551	1944,6	300934	619
620	384400	238328000	24,8998	8,5270	2,79239	1,61290	1947,8	301907	620
621	385641	239483061	24,9199	8,5316	2,79309	1,61027	1950,9	302882	621
622	386884	240641848	24,9399	8,5362	2,79379	1,60771	1954,1	303858	622
623	388129	241804367	24,9600	8,5408	2,79449	1,60514	1957,2	304836	623
624	389376	242970624	24,9800	8,5453	2,79518	1,60256	1960,4	305815	624
625	390625	244140625	25,0000	8,5499	2,79588	1,60000	1963,5	306796	625
626	391876	245314376	25,0200	8,5544	2,79657	1,59744	1966,6	307779	626
627	393129	246491883	25,0400	8,5590	2,79727	1,59490	1969,8	308763	627
628	394384	247673152	25,0599	8,5635	2,79796	1,59236	1972,9	309748	628
629	395641	248858189	25,0799	8,5681	2,79865	1,58983	1976,1	310736	629
630	396900	250047000	25,0998	8,5726	2,79934	1,58730	1979,2	311725	630
631	398161	251239591	25,1197	8,5772	2,80003	1,58479	1982,3	312715	631
632	399424	252435968	25,1396	8,5817	2,80072	1,58228	1985,5	313707	632
633	400689	253636137	25,1595	8,5862	2,80140	1,57978	1988,6	314700	633
634	401956	254840104	25,1794	8,5907	2,80209	1,57729	1991,8	315696	634
635	403225	256047875	25,1992	8,5952	2,80277	1,57480	1994,9	316692	635
636	404496	257259456	25,2190	8,5997	2,80346	1,57233	1998,1	317690	636
637	405769	258474853	25,2389	8,6043	2,80414	1,56986	2001,2	318690	637
638	407044	259694072	25,2587	8,6088	2,80482	1,56740	2004,3	319692	638
639	408321	260917119	25,2784	8,6132	2,80550	1,56495	2007,5	320695	639
640	409600	262144000	25,2982	8,6177	2,80618	1,56250	2010,6	321699	640
641	410881	263374721	25,3180	8,6222	2,80686	1,56006	2013,8	322705	641
642	412164	264609288	25,3377	8,6267	2,80754	1,55763	2016,9	323713	642
643	413449	265847707	25,3574	8,6312	2,80821	1,55521	2020,0	324722	643
644	414736	267089984	25,3772	8,6357	2,80889	1,55280	2023,2	325733	644
645	416025	268336125	25,3969	8,6401	2,80956	1,55039	2026,3	326745	645
646	417316	269586136	25,4165	8,6446	2,81023	1,54799	2029,5	327759	646
647	418609	270840023	25,4362	8,6490	2,81090	1,54560	2032,6	328775	647
648	419904	272097792	25,4558	8,6535	2,81158	1,54321	2035,8	329792	648
649	421201	273359449	25,4755	8,6579	2,81224	1,54083	2038,9	330810	649
650	422500	274625000	25,4951	8,6624	2,81291	1,53846	2042,0	331831	650

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^3}{4}$	n
650	422500	274625000	25,4951	8,6624	2,81291	1,53846	2042,0	331831	650
651	423801	275894451	25,5147	8,6668	2,81358	1,53610	2045,2	332853	651
652	425104	277167808	25,5343	8,6713	2,81425	1,53374	2048,3	333876	652
653	426409	278445077	25,5539	8,6757	2,81491	1,53139	2051,5	334901	653
654	427716	279726264	25,5734	8,6801	2,81558	1,52905	2054,6	335927	654
655	429025	281011375	25,5930	8,6845	2,81624	1,52672	2057,7	336955	655
656	430336	282300416	25,6125	8,6890	2,81690	1,52439	2060,9	337985	656
657	431649	283593393	25,6320	8,6934	2,81757	1,52207	2064,0	339016	657
658	432964	284890312	25,6515	8,6978	2,81823	1,51976	2067,2	340049	658
659	434281	286191179	25,6710	8,7022	2,81889	1,51745	2070,3	341084	659
660	435600	287496000	25,6905	8,7066	2,81954	1,51515	2073,5	342119	660
661	436921	288804781	25,7099	8,7110	2,82020	1,51286	2076,6	343157	661
662	438244	290117528	25,7294	8,7154	2,82086	1,51057	2079,7	344196	662
663	439569	291434247	25,7488	8,7198	2,82151	1,50830	2082,9	345237	663
664	440896	292754944	25,7682	8,7241	2,82217	1,50602	2086,0	346279	664
665	442225	294079625	25,7876	8,7285	2,82282	1,50376	2089,2	347323	665
666	443556	295408296	25,8070	8,7329	2,82347	1,50150	2092,3	348368	666
667	444889	296740963	25,8263	8,7373	2,82413	1,49925	2095,4	349415	667
668	446224	298077632	25,8457	8,7416	2,82478	1,49701	2098,6	350464	668
669	447561	299418309	25,8650	8,7460	2,82543	1,49477	2101,7	351514	669
670	448900	300763000	25,8844	8,7503	2,82607	1,49254	2104,9	352565	670
671	450241	302111711	25,9037	8,7547	2,82672	1,49031	2108,0	353618	671
672	451584	303464448	25,9230	8,7590	2,82737	1,48810	2111,2	354673	672
673	452929	304821217	25,9422	8,7634	2,82802	1,48588	2114,3	355730	673
674	454276	306182024	25,9615	8,7677	2,82866	1,48368	2117,4	356788	674
675	455625	307546875	25,9808	8,7721	2,82930	1,48148	2120,6	357847	675
676	456976	308915776	26,0000	8,7764	2,82995	1,47929	2123,7	358908	676
677	458329	310288733	26,0192	8,7807	2,83059	1,47710	2126,9	359971	677
678	459684	311665752	26,0384	8,7850	2,83123	1,47493	2130,0	361035	678
679	461041	313046839	26,0576	8,7893	2,83187	1,47275	2133,1	362101	679
680	462400	314432000	26,0768	8,7937	2,83251	1,47059	2136,3	363168	680
681	463761	315821241	26,0960	8,7980	2,83315	1,46843	2139,4	364237	681
682	465124	317214568	26,1151	8,8023	2,83378	1,46628	2142,6	365308	682
683	466489	318611987	26,1343	8,8066	2,83442	1,46413	2145,7	366380	683
684	467856	320013504	26,1534	8,8109	2,83506	1,46199	2148,8	367453	684
685	469225	321419125	26,1725	8,8152	2,83569	1,45985	2152,0	368528	685
686	470596	322828856	26,1916	8,8194	2,83632	1,45773	2155,1	369605	686
687	471969	324242703	26,2107	8,8237	2,83696	1,45560	2158,3	370684	687
688	473344	325660672	26,2298	8,8280	2,83759	1,45349	2161,4	371764	688
689	474721	327082769	26,2488	8,8323	2,83822	1,45138	2164,6	372845	689
690	476100	328509000	26,2679	8,8366	2,83885	1,44928	2167,7	373928	690
691	477481	329939371	26,2869	8,8408	2,83948	1,44718	2170,8	375013	691
692	478864	331373888	26,3059	8,8451	2,84011	1,44509	2174,0	376099	692
693	480249	332812557	26,3249	8,8493	2,84073	1,44300	2177,1	377187	693
694	481636	334255384	26,3439	8,8536	2,84136	1,44092	2180,3	378276	694
695	483025	335702375	26,3629	8,8578	2,84198	1,43885	2183,4	379367	695
696	484416	337153536	26,3818	8,8621	2,84261	1,43678	2186,5	380459	696
697	485809	338608873	26,4008	8,8663	2,84323	1,43472	2189,7	381553	697
698	487204	340068392	26,4197	8,8706	2,84386	1,43266	2192,8	382649	698
699	488601	341532099	26,4386	8,8748	2,84448	1,43062	2196,0	383746	699
700	490000	343000000	26,4575	8,8790	2,84510	1,42857	2199,1	384845	700

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
700	490000	343000000	26,4575	8,8790	2,84510	1,42857	2199,1	384845	700
701	491401	344472101	26,4764	8,8833	2,84572	1,42653	2202,3	385945	701
702	492804	345948408	26,4953	8,8875	2,84634	1,42450	2205,4	387047	702
703	494209	347428927	26,5141	8,8917	2,84696	1,42248	2208,5	388151	703
704	495616	348913664	26,5330	8,8959	2,84757	1,42045	2211,7	389256	704
705	497025	350402625	26,5518	8,9001	2,84819	1,41844	2214,8	390363	705
706	498436	351895816	26,5707	8,9043	2,84880	1,41643	2218,0	391471	706
707	499849	353393243	26,5895	8,9085	2,84942	1,41443	2221,1	392580	707
708	501264	354894912	26,6083	8,9127	2,85003	1,41243	2224,2	393692	708
709	502681	356400829	26,6271	8,9169	2,85065	1,41044	2227,4	394805	709
710	504100	357911000	26,6458	8,9211	2,85126	1,40845	2230,5	395919	710
711	505521	359425431	26,6646	8,9253	2,85187	1,40647	2233,7	397035	711
712	506944	360944128	26,6833	8,9295	2,85248	1,40449	2236,8	398153	712
713	508369	362467097	26,7021	8,9337	2,85309	1,40252	2240,0	399272	713
714	509796	363994344	26,7208	8,9378	2,85370	1,40056	2243,1	400393	714
715	511225	365525875	26,7395	8,9420	2,85431	1,39860	2246,2	401515	715
716	512656	367061696	26,7582	8,9462	2,85491	1,39665	2249,4	402639	716
717	514089	368601813	26,7769	8,9503	2,85552	1,39470	2252,5	403765	717
718	515524	370146232	26,7955	8,9545	2,85612	1,39276	2255,7	404892	718
719	516961	371694959	26,8142	8,9587	2,85673	1,39082	2258,8	406020	719
720	518400	373248000	26,8328	8,9628	2,85733	1,38889	2261,9	407150	720
721	519841	374805361	26,8514	8,9670	2,85794	1,38696	2265,1	408282	721
722	521284	376367048	26,8701	8,9711	2,85854	1,38504	2268,2	409415	722
723	522729	377933067	26,8887	8,9752	2,85914	1,38313	2271,4	410550	723
724	524176	379503424	26,9072	8,9794	2,85974	1,38122	2274,5	411687	724
725	525625	381078125	26,9258	8,9835	2,86034	1,37931	2277,7	412825	725
726	527076	382657176	26,9444	8,9876	2,86094	1,37741	2280,8	413965	726
727	528529	384240583	26,9629	8,9918	2,86153	1,37552	2283,9	415106	727
728	529984	385828352	26,9815	8,9959	2,86213	1,37363	2287,1	416248	728
729	531441	387420489	27,0000	9,0000	2,86273	1,37174	2290,2	417393	729
730	532900	389017000	27,0185	9,0041	2,86332	1,36986	2293,4	418539	730
731	534361	390617891	27,0370	9,0082	2,86392	1,36799	2296,5	419686	731
732	535824	3922223168	27,0555	9,0123	2,86451	1,36612	2299,6	420835	732
733	537289	393832837	27,0740	9,0164	2,86510	1,36426	2302,8	421986	733
734	538756	395446904	27,0924	9,0205	2,86570	1,36240	2305,9	423138	734
735	540225	397065375	27,1109	9,0246	2,86629	1,36054	2309,1	424293	735
736	541696	398688256	27,1293	9,0287	2,86688	1,35870	2312,2	425447	736
737	543169	400315553	27,1477	9,0328	2,86747	1,35685	2315,4	426604	737
738	544644	401947272	27,1662	9,0369	2,86806	1,35501	2318,5	427762	738
739	546121	403583419	27,1846	9,0410	2,86864	1,35318	2321,6	428922	739
740	547600	405224000	27,2029	9,0450	2,86923	1,35135	2324,8	430084	740
741	549081	406869021	27,2213	9,0491	2,86982	1,34953	2327,9	431247	741
742	550564	408518488	27,2397	9,0532	2,87040	1,34771	2331,1	432412	742
743	552049	410172407	27,2580	9,0572	2,87099	1,34590	2334,2	433578	743
744	553536	411830784	27,2764	9,0613	2,87157	1,34409	2337,3	434746	744
745	555025	413493625	27,2947	9,0654	2,87216	1,34228	2340,5	435916	745
746	556516	415160936	27,3130	9,0694	2,87274	1,34048	2343,6	437087	746
747	558009	416832723	27,3313	9,0735	2,87332	1,33869	2346,8	438259	747
748	559504	418508992	27,3496	9,0775	2,87390	1,33690	2349,9	439433	748
749	561001	420189749	27,3679	9,0816	2,87448	1,33511	2353,1	440609	749
750	562500	421875000	27,3861	9,0856	2,87506	1,33333	2356,2	441786	750

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
750	562500	421875000	27,3861	9,0856	2,87506	1,33333	2356,2	441786	750
751	564001	423564751	27,4044	9,0896	2,87564	1,33156	2359,3	442965	751
752	565504	425259008	27,4226	9,0937	2,87622	1,32979	2362,5	444146	752
753	567009	426957777	27,4408	9,0977	2,87679	1,32802	2365,6	445328	753
754	568516	428661064	27,4591	9,1017	2,87737	1,32626	2368,8	446511	754
755	570025	430368875	27,4773	9,1057	2,87795	1,32450	2371,9	447697	755
756	571536	432081216	27,4955	9,1098	2,87852	1,32275	2375,0	448883	756
757	573049	433798093	27,5136	9,1138	2,87910	1,32100	2378,2	450072	757
758	574564	435519512	27,5318	9,1178	2,87967	1,31926	2381,3	451262	758
759	576081	437245479	27,5500	9,1218	2,88024	1,31752	2384,5	452454	759
760	577600	438976000	27,5681	9,1258	2,88081	1,31579	2387,6	453646	760
761	579121	440711081	27,5862	9,1298	2,88138	1,31406	2390,8	454841	761
762	580644	442450728	27,6043	9,1338	2,88195	1,31234	2393,9	456037	762
763	582169	444194947	27,6225	9,1378	2,88252	1,31062	2397,0	457234	763
764	583696	445943744	27,6405	9,1418	2,88309	1,30890	2400,2	458434	764
765	585225	447697125	27,6586	9,1458	2,88366	1,30719	2403,3	459635	765
766	586756	449455096	27,6767	9,1498	2,88423	1,30548	2406,5	460837	766
767	588289	451217663	27,6948	9,1537	2,88480	1,30378	2409,6	462041	767
768	589824	452984832	27,7128	9,1577	2,88536	1,30208	2412,7	463247	768
769	591361	454756609	27,7308	9,1617	2,88593	1,30039	2415,9	464454	769
770	592900	456533000	27,7489	9,1657	2,88649	1,29870	2419,0	465663	770
771	594441	458314011	27,7669	9,1696	2,88705	1,29702	2422,2	466873	771
772	595984	460099648	27,7849	9,1736	2,88762	1,29534	2425,3	468085	772
773	597529	461889917	27,8029	9,1775	2,88818	1,29366	2428,5	469298	773
774	599076	463684824	27,8209	9,1815	2,88874	1,29199	2431,6	470513	774
775	600625	465484375	27,8388	9,1855	2,88930	1,29032	2434,7	471730	775
776	602176	467288576	27,8568	9,1894	2,88986	1,28866	2437,9	472948	776
777	603729	469097433	27,8747	9,1933	2,89042	1,28700	2441,0	474168	777
778	605284	470910952	27,8927	9,1973	2,89098	1,28535	2444,2	475389	778
779	606841	472729139	27,9106	9,2012	2,89154	1,28370	2447,3	476612	779
780	608400	474552000	27,9285	9,2052	2,89209	1,28205	2450,4	477836	780
781	609961	476379541	27,9464	9,2091	2,89265	1,28041	2453,6	479062	781
782	611524	478211768	27,9643	9,2130	2,89321	1,27877	2456,7	480290	782
783	613089	480048687	27,9821	9,2170	2,89376	1,27714	2459,9	481519	783
784	614656	481890304	28,0000	9,2209	2,89432	1,27551	2463,0	482750	784
785	616225	483736625	28,0179	9,2248	2,89487	1,27389	2466,2	483982	785
786	617796	485587656	28,0357	9,2287	2,89542	1,27226	2469,3	485216	786
787	619369	487443403	28,0535	9,2326	2,89597	1,27065	2472,4	486451	787
788	620944	489303872	28,0713	9,2365	2,89653	1,26904	2475,6	487688	788
789	622521	491169069	28,0891	9,2404	2,89708	1,26743	2478,7	488927	789
790	624100	493039000	28,1069	9,2443	2,89763	1,26582	2481,9	490167	790
791	625681	494913671	28,1247	9,2482	2,89818	1,26422	2485,0	491409	791
792	627264	496793088	28,1425	9,2521	2,89873	1,26263	2488,1	492652	792
793	628849	498677257	28,1603	9,2560	2,89927	1,26103	2491,3	493897	793
794	630436	500566184	28,1780	9,2599	2,89982	1,25945	2494,4	495143	794
795	632025	502459875	28,1957	9,2638	2,90037	1,25786	2497,6	496391	795
796	633616	504358336	28,2135	9,2677	2,90091	1,25628	2500,7	497641	796
797	635209	506261573	28,2312	9,2716	2,90146	1,25471	2503,8	498892	797
798	636804	508169592	28,2489	9,2754	2,90200	1,25313	2507,0	500145	798
799	638401	510082399	28,2666	9,2793	2,90255	1,25156	2510,1	501399	799
800	640000	512000000	28,2843	9,2832	2,90309	1,25000	2513,3	502655	800

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^3}{4}$	n
800	640000	512000000	28,2843	9,2832	2,90309	1,25000	2513,3	502655	800
801	641601	5139222401	28,3019	9,2870	2,90363	1,24844	2516,4	503912	801
802	643204	515849608	28,3196	9,2909	2,90417	1,24688	2519,6	505171	802
803	644809	517781627	28,3373	9,2948	2,90472	1,24533	2522,7	506432	803
804	646416	519718464	28,3549	9,2986	2,90526	1,24378	2525,8	507694	804
805	648025	521660125	28,3725	9,3025	2,90580	1,24224	2529,0	508958	805
806	649636	523606616	28,3901	9,3063	2,90634	1,24069	2532,1	510223	806
807	651249	525557943	28,4077	9,3102	2,90687	1,23916	2535,3	511490	807
808	652864	527514112	28,4253	9,3140	2,90741	1,23762	2538,4	512758	808
809	654481	529475129	28,4429	9,3179	2,90795	1,23609	2541,5	514028	809
810	656100	531441000	28,4605	9,3217	2,90849	1,23457	2544,7	515300	810
811	657721	533411731	28,4781	9,3255	2,90902	1,23305	2547,8	516573	811
812	659344	535387328	28,4956	9,3294	2,90956	1,23153	2551,0	517848	812
813	660969	537367797	28,5132	9,3332	2,91009	1,23001	2554,1	519124	813
814	662596	539353144	28,5307	9,3370	2,91062	1,22850	2557,3	520402	814
815	664225	541343375	28,5482	9,3408	2,91116	1,22699	2560,4	521681	815
816	665856	543338496	28,5657	9,3447	2,91169	1,22549	2563,5	522962	816
817	667489	545338513	28,5832	9,3485	2,91222	1,22399	2566,7	524245	817
818	669124	547343432	28,6007	9,3523	2,91275	1,22249	2569,8	525529	818
819	670761	549353259	28,6182	9,3561	2,91328	1,22100	2573,0	526814	819
820	672400	551368000	28,6356	9,3599	2,91381	1,21951	2576,1	528102	820
821	674041	553387661	28,6531	9,3637	2,91434	1,21803	2579,2	529391	821
822	675684	555412248	28,6705	9,3675	2,91487	1,21655	2582,4	530681	822
823	677329	557441767	28,6880	9,3713	2,91540	1,21507	2585,5	531973	823
824	678976	559476224	28,7054	9,3751	2,91593	1,21359	2588,7	533267	824
825	680625	561515625	28,7228	9,3789	2,91645	1,21212	2591,8	534562	825
826	682276	563559976	28,7402	9,3827	2,91698	1,21065	2595,0	535858	826
827	683929	565609283	28,7576	9,3865	2,91751	1,20919	2598,1	537157	827
828	685584	567663552	28,7750	9,3902	2,91803	1,20773	2601,2	538456	828
829	687241	569722789	28,7924	9,3940	2,91855	1,20627	2604,4	539758	829
830	688900	571787000	28,8097	9,3978	2,91908	1,20482	2607,5	541061	830
831	690561	573856191	28,8271	9,4016	2,91960	1,20337	2610,7	542365	831
832	692224	575930368	28,8444	9,4053	2,92012	1,20192	2613,8	543671	832
833	693889	578009537	28,8617	9,4091	2,92065	1,20048	2616,9	544979	833
834	695556	580093704	28,8791	9,4129	2,92117	1,19904	2620,1	546288	834
835	697225	582182875	28,8964	9,4166	2,92169	1,19760	2623,2	547599	835
836	698896	584277056	28,9137	9,4204	2,92221	1,19617	2626,4	548912	836
837	700569	586376253	28,9310	9,4241	2,92273	1,19474	2629,5	550226	837
838	702244	588480472	28,9482	9,4279	2,92324	1,19332	2632,7	551541	838
839	703921	590589719	28,9655	9,4316	2,92376	1,19190	2635,8	552858	839
840	705600	592704000	28,9828	9,4354	2,92428	1,19048	2638,9	554177	840
841	707281	594823321	29,0000	9,4391	2,92480	1,18906	2642,1	555497	841
842	708964	596947688	29,0172	9,4429	2,92531	1,18765	2645,2	556819	842
843	710649	599077107	29,0345	9,4466	2,92583	1,18624	2648,4	558142	843
844	712336	601211584	29,0517	9,4503	2,92634	1,18483	2651,5	559467	844
845	714025	603351125	29,0689	9,4541	2,92686	1,18343	2654,6	560794	845
846	715716	605495736	29,0861	9,4578	2,92737	1,18203	2657,8	562122	846
847	717409	607645423	29,1033	9,4615	2,92788	1,18064	2660,9	563452	847
848	719104	609800192	29,1204	9,4652	2,92840	1,17925	2664,1	564783	848
849	720801	611960049	29,1376	9,4690	2,92891	1,17786	2667,2	566116	849
850	722500	614125000	29,1548	9,4727	2,92942	1,17647	2670,4	567450	850

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
850	722500	614125000	29,1548	9,4727	2,92942	1,17647	2670,4	567450	850
851	724201	616295051	29,1719	9,4764	2,92993	1,17509	2673,5	568786	851
852	725904	618470208	29,1890	9,4801	2,93044	1,17371	2676,6	570124	852
853	727609	620650477	29,2062	9,4838	2,93095	1,17233	2679,8	571463	853
854	729316	622835864	29,2233	9,4875	2,93146	1,17096	2682,9	572803	854
855	731025	625026375	29,2404	9,4912	2,93197	1,16959	2686,1	574146	855
856	732736	627222016	29,2575	9,4949	2,93247	1,16822	2689,2	575490	856
857	734449	629422793	29,2746	9,4986	2,93298	1,16686	2692,3	576835	857
858	736164	631628712	29,2916	9,5023	2,93349	1,16550	2695,5	578182	858
859	737881	633839779	29,3087	9,5060	2,93399	1,16414	2698,6	579530	859
860	739600	636056000	29,3258	9,5097	2,93450	1,16279	2701,8	580880	860
861	741321	638277381	29,3428	9,5134	2,93500	1,16144	2704,9	582232	861
862	743044	640503928	29,3598	9,5171	2,93551	1,16009	2708,1	583585	862
863	744769	642735647	29,3769	9,5207	2,93601	1,15875	2711,2	584940	863
864	746496	644972544	29,3939	9,5244	2,93651	1,15741	2714,3	586297	864
865	748225	647214625	29,4109	9,5281	2,93702	1,15607	2717,5	587655	865
866	749956	649461896	29,4279	9,5317	2,93752	1,15473	2720,6	589014	866
867	751689	651714363	29,4449	9,5354	2,93802	1,15340	2723,8	590375	867
868	753424	653972032	29,4618	9,5391	2,93852	1,15207	2726,9	591738	868
869	755161	656234909	29,4788	9,5427	2,93902	1,15075	2730,0	593102	869
870	756900	658503000	29,4958	9,5464	2,93952	1,14943	2733,2	594468	870
871	758641	660776311	29,5127	9,5501	2,94002	1,14811	2736,3	595835	871
872	760384	663054848	29,5296	9,5537	2,94052	1,14679	2739,5	597204	872
873	762129	665338617	29,5466	9,5574	2,94101	1,14548	2742,6	598575	873
874	763876	667627624	29,5635	9,5610	2,94151	1,14416	2745,8	599947	874
875	765625	669921875	29,5804	9,5647	2,94201	1,14285	2748,9	601320	875
876	767376	672221376	29,5973	9,5683	2,94250	1,14155	2752,0	602696	876
877	769129	674526133	29,6142	9,5719	2,94300	1,14025	2755,2	604073	877
878	770884	676836152	29,6311	9,5756	2,94349	1,13895	2758,3	605451	878
879	772641	679151439	29,6479	9,5792	2,94399	1,13766	2761,5	606831	879
880	774400	681472000	29,6648	9,5828	2,94448	1,13636	2764,6	608212	880
881	776161	683797841	29,6816	9,5865	2,94498	1,13507	2767,7	609595	881
882	777924	686128968	29,6985	9,5901	2,94547	1,13379	2770,9	610980	882
883	779689	688465387	29,7153	9,5937	2,94596	1,13250	2774,0	612366	883
884	781456	690807104	29,7321	9,5973	2,94645	1,13122	2777,2	613754	884
885	783225	693154125	29,7489	9,6010	2,94694	1,12994	2780,3	615143	885
886	784996	695506456	29,7658	9,6046	2,94743	1,12867	2783,5	616534	886
887	786769	697864103	29,7825	9,6082	2,94792	1,12740	2786,6	617927	887
888	788544	700227072	29,7993	9,6118	2,94841	1,12613	2789,7	619321	888
889	790321	702595369	29,8161	9,6154	2,94890	1,12486	2792,9	620717	889
890	792100	704969000	29,8329	9,6190	2,94939	1,12360	2796,0	622114	890
891	793881	707347971	29,8496	9,6226	2,94988	1,12233	2799,2	623513	891
892	795664	709732288	29,8664	9,6262	2,95036	1,12108	2802,3	624913	892
893	797449	712121957	29,8831	9,6298	2,95085	1,11982	2805,4	626315	893
894	799236	714516984	29,8998	9,6334	2,95134	1,11857	2808,6	627718	894
895	801025	716917375	29,9166	9,6370	2,95182	1,11732	2811,7	629124	895
896	802816	719323136	29,9333	9,6406	2,95231	1,11607	2814,9	630530	896
897	804609	721734273	29,9500	9,6442	2,95279	1,11483	2818,0	631938	897
898	806404	724150792	29,9666	9,6477	2,95328	1,11359	2821,2	633348	898
899	808201	726572699	29,9833	9,6513	2,95376	1,11235	2824,3	634760	899
900	810000	729000000	30,0000	9,6549	2,95424	1,11111	2827,4	636173	900

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
900	810000	729000000	30,0000	9,6549	2,95424	1,11111	2827,4	636173	900
901	811801	731432701	30,0167	9,6585	2,95472	1,10988	2830,6	637587	901
902	813604	733870808	30,0333	9,6620	2,95521	1,10865	2833,7	639003	902
903	815409	736314327	30,0500	9,6656	2,95569	1,10742	2836,9	640421	903
904	817216	738763264	30,0666	9,6692	2,95617	1,10619	2840,0	641840	904
905	819025	741217625	30,0832	9,6727	2,95665	1,10497	2843,1	643261	905
906	820836	743677416	30,0998	9,6763	2,95713	1,10375	2846,3	644683	906
907	822649	746142643	30,1164	9,6799	2,95761	1,10254	2849,4	646107	907
908	824464	748613312	30,1330	9,6834	2,95809	1,10132	2852,6	647533	908
909	826281	751089429	30,1496	9,6870	2,95856	1,10011	2855,7	648960	909
910	828100	753571000	30,1662	9,6905	2,95904	1,09890	2858,8	650388	910
911	829921	756058031	30,1828	9,6941	2,95952	1,09766	2862,0	651818	911
912	831744	758550528	30,1993	9,6976	2,95999	1,09649	2865,1	653250	912
913	833569	761048497	30,2159	9,7012	2,96047	1,09529	2868,3	654684	913
914	835396	763551944	30,2324	9,7047	2,96095	1,09409	2871,4	656118	914
915	837225	766060875	30,2490	9,7082	2,96142	1,09290	2874,6	657555	915
916	839056	768575296	30,2655	9,7118	2,96190	1,09170	2877,7	658993	916
917	840889	771095213	30,2820	9,7153	2,96237	1,09051	2880,8	660433	917
918	842724	773620632	30,2985	9,7188	2,96284	1,08932	2884,0	661874	918
919	844561	776151559	30,3150	9,7224	2,96332	1,08814	2887,1	663317	919
920	846400	778688000	30,3315	9,7259	2,96379	1,08696	2890,3	664761	920
921	848241	781229961	30,3480	9,7294	2,96426	1,08578	2893,4	666207	921
922	850084	783777448	30,3645	9,7329	2,96473	1,08460	2896,5	667654	922
923	851929	786330467	30,3809	9,7364	2,96520	1,08342	2899,7	669103	923
924	853776	788889024	30,3974	9,7400	2,96567	1,08225	2902,8	670554	924
925	855625	791453125	30,4138	9,7435	2,96614	1,08108	2906,0	672006	925
926	857476	794022776	30,4302	9,7470	2,96661	1,07991	2909,1	673460	926
927	859329	796597983	30,4467	9,7505	2,96708	1,07875	2912,3	674915	927
928	861184	799178752	30,4631	9,7540	2,96755	1,07759	2915,4	676372	928
929	863041	801765089	30,4795	9,7575	2,96802	1,07643	2918,5	677831	929
930	864900	804357000	30,4959	9,7610	2,96848	1,07527	2921,7	679291	930
931	866761	806954491	30,5123	9,7645	2,96895	1,07411	2924,8	680752	931
932	868624	809557568	30,5287	9,7680	2,96942	1,07296	2928,0	682216	932
933	870489	812166237	30,5450	9,7715	2,96988	1,07181	2931,1	683680	933
934	872356	814780504	30,5614	9,7750	2,97035	1,07066	2934,2	685147	934
935	874225	817400375	30,5778	9,7785	2,97081	1,06952	2937,4	686615	935
936	876096	820025856	30,5941	9,7819	2,97128	1,06838	2940,5	688084	936
937	877969	822656953	30,6105	9,7854	2,97174	1,06724	2943,7	689555	937
938	879844	825293672	30,6268	9,7889	2,97220	1,06610	2946,8	691028	938
939	881721	827936019	30,6431	9,7924	2,97267	1,06496	2950,0	692502	939
940	883600	830584000	30,6594	9,7959	2,97313	1,06383	2953,1	693978	940
941	885481	833237621	30,6757	9,7993	2,97359	1,06270	2956,2	695455	941
942	887364	835896888	30,6920	9,8028	2,97405	1,06157	2959,4	696934	942
943	889249	838561807	30,7083	9,8063	2,97451	1,06045	2962,5	698415	943
944	891136	841232384	30,7246	9,8097	2,97497	1,05932	2965,7	699897	944
945	893025	843908625	30,7409	9,8132	2,97543	1,05820	2968,8	701380	945
946	894916	846590536	30,7571	9,8167	2,97589	1,05708	2971,9	702865	946
947	896809	849278123	30,7734	9,8201	2,97635	1,05597	2975,1	704352	947
948	898704	851971392	30,7896	9,8236	2,97681	1,05485	2978,2	705840	948
949	900601	854670349	30,8058	9,8270	2,97727	1,05374	2981,4	707330	949
950	902500	857375000	30,8221	9,8305	2,97772	1,05263	2984,5	708822	950

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
950	902500	857375000	30,8221	9,8305	2,97772	1,05263	2984,5	708822	950
951	904401	860085531	30,8383	9,8339	2,97818	1,05152	2987,7	710315	951
952	906304	862801408	30,8545	9,8374	2,97864	1,05042	2990,8	711809	952
953	908209	865523177	30,8707	9,8408	2,97909	1,04932	2993,9	713306	953
954	910116	868250664	30,8869	9,8443	2,97955	1,04822	2997,1	714803	954
955	912025	870983375	30,9031	9,8477	2,98000	1,04712	3000,2	716303	955
956	913936	873722816	30,9192	9,8511	2,98046	1,04603	3003,4	717804	956
957	915849	876467493	30,9354	9,8546	2,98091	1,04493	3006,5	719306	957
958	917764	879217912	30,9516	9,8580	2,98137	1,04384	3009,6	720810	958
959	919681	881974079	30,9677	9,8614	2,98182	1,04275	3012,8	722316	959
960	921600	884736000	30,9839	9,8648	2,98227	1,04167	3015,9	723823	960
961	923521	887503681	31,0000	9,8683	2,98272	1,04058	3019,1	725332	961
962	925444	890277128	31,0161	9,8717	2,98318	1,03950	3022,2	726842	962
963	927369	893056347	31,0322	9,8751	2,98363	1,03842	3025,4	728354	963
964	929296	895841344	31,0483	9,8785	2,98408	1,03734	3028,5	729867	964
965	931225	898632125	31,0644	9,8819	2,98453	1,03627	3031,6	731382	965
966	933156	901428696	31,0805	9,8854	2,98498	1,03520	3034,8	732899	966
967	935089	904231063	31,0966	9,8888	2,98543	1,03413	3037,9	734417	967
968	937024	907039232	31,1127	9,8922	2,98588	1,03306	3041,1	735937	968
969	938961	909853209	31,1288	9,8956	2,98632	1,03199	3044,2	737458	969
970	940900	912673000	31,1448	9,8990	2,98677	1,03093	3047,3	738981	970
971	942841	915498611	31,1609	9,9024	2,98722	1,02987	3050,5	740506	971
972	944784	918330048	31,1769	9,9058	2,98767	1,02881	3053,6	742032	972
973	946729	921167317	31,1929	9,9092	2,98811	1,02775	3056,8	743559	973
974	948676	924010424	31,2090	9,9126	2,98856	1,02669	3059,9	745088	974
975	950625	926859375	31,2250	9,9160	2,98900	1,02564	3063,1	746619	975
976	952576	929714176	31,2410	9,9194	2,98945	1,02459	3066,2	748151	976
977	954529	932574833	31,2570	9,9227	2,98989	1,02354	3069,3	749685	977
978	956484	935441352	31,2730	9,9261	2,99034	1,02249	3072,5	751221	978
979	958441	938313739	31,2890	9,9295	2,99078	1,02145	3075,6	752758	979
980	960400	941192000	31,3050	9,9329	2,99123	1,02041	3078,8	754296	980
981	962361	944076141	31,3209	9,9363	2,99167	1,01937	3081,9	755837	981
982	964324	946966168	31,3369	9,9396	2,99211	1,01833	3085,0	757378	982
983	966289	949862087	31,3528	9,9430	2,99255	1,01729	3088,2	758922	983
984	968256	952763904	31,3688	9,9464	2,99300	1,01626	3091,3	760466	984
985	970225	955671625	31,3847	9,9497	2,99344	1,01523	3094,5	762013	985
986	972196	958585256	31,4006	9,9531	2,99388	1,01420	3097,6	763561	986
987	974169	961504803	31,4166	9,9565	2,99432	1,01317	3100,8	765111	987
988	976144	964430272	31,4325	9,9598	2,99476	1,01215	3103,9	766662	988
989	978121	967361669	31,4484	9,9632	2,99520	1,01112	3107,0	768214	989
990	980100	970299000	31,4643	9,9666	2,99564	1,01010	3110,2	769769	990
991	982081	973242271	31,4802	9,9699	2,99607	1,00908	3113,3	771325	991
992	984064	976191488	31,4960	9,9733	2,99651	1,00806	3116,5	772882	992
993	986049	979146657	31,5119	9,9766	2,99695	1,00705	3119,6	774441	993
994	988036	982107784	31,5278	9,9800	2,99739	1,00604	3122,7	776002	994
995	990025	985074875	31,5436	9,9833	2,99782	1,00503	3125,9	777564	995
996	992016	988047936	31,5595	9,9866	2,99826	1,00402	3129,0	779128	996
997	994009	991026973	31,5753	9,9900	2,99870	1,00301	3132,2	780693	997
998	996004	994011992	31,5911	9,9933	2,99913	1,00200	3135,3	782260	998
999	998001	997002999	31,6070	9,9967	2,99957	1,00100	3138,5	783828	999

Sachregister.

- Absperrventile 220.
Absperrvorrichtungen 219.
Achsen 52.
Achsenentfernung der Drahtseilscheiben 125.
Axialschieber 233.
Anker 32.
Ankerketten 171, 253.
Antimonblei 89.
Anzug der Keile 34.
Alfakel 39.
Armhöhe der Zahnräder 140.
Arndt-Kupplung 81.
Ausdehnung der Wellen 57.
Ausdehnungskupplungen 68.
Ausgleichsrohre 97.
Ausrücker für Kupplungen 82.
Ausrückkupplungen 72.
Außenverzahnung 157, 162.
Autopneumatlager 96.
- B**amag-Ausdehnungskupplung 68.
— elastische Kupplung 70.
— Kreuzgelenkkupplung 72.
— Sparlager 94.
Bandkupplung von Zodel-Voith 69.
Baumwollriemen 109.
Baumwollseile 119, 245.
Baumwollseiltrieb 119.
Befestigungsschrauben 20, 26.
Benn-Kupplung 77.
Bewegliche Kupplungen 68.
Bewegungsschrauben 20, 27.
Biegsame Rohre 217.
Biegsame Federn 235.
Blattfederwerk 237.
Bläuelstange 188.
Bleikomposition 89.
Bleirohre 217.
Bronze 89.
Brown-Boveries Kupplung 69.
Bürstenkupplung 70.
- Chevronsräder 146.
Corlißbrundschieber 234.
Cykloide 156.
Cykloidenverzahnung 156.
- D**ampfabsperrschieber 234.
Dampfkesselflammrohre 218.
Dampfkesselvevietungen 10.
Dampfmantel 206.
Dampfzylinder 205.
Deckelschrauben 92, 206, 208.
Dehnungsrohre 217.
Deltametall 89.
Dichtungsmaterial 177, 182, 209.
Dohmen-Leblanc-Kupplung 76.
Doppelkegelreibungskupplung 76.
Doppelsitzventile 226.
Doppelte Punktverzahnung 158.
Drahtseile für Hubzwecke 167, 248.
— für Triebwerke 125, 246.
Drahtseilscheiben 128, 169.
Drahtseilschmiere 125.
Drahtseiltrieb 125.
Drehschieber 234.
Drehungsfedern 238.
Dreika-Kupplung 81.
Dreikantlitzenseile 251.
Dreiweghahn 235.
Dreyer, Rosenkranz & Droop-Ventil 223.
Drosselklappe 232.
Durchgangsventil 224.
Durchhängung der Drahtseile 126.
Dynamolager 95.
- E**ckventil 224.
Eingriffsbogen 157.
Eingriffsdauer 157.
Eingriffslinie 157.
Eingriffsstrecke 157.
Elastische Kupplungen 69.
Elektrische Kupplungen 79

- El-Is-Kupplung 70.
 Ellipsenlenker 202.
 Entlastete Ventile 221.
 Epizykloide 156.
 Evolvente 162.
 Evolventenverzahnung 162.
 Exzenter 197.
 Exzenterstangen 199.

 Federn 235.
 Federringe 179.
 Federventile 224.
 Feste Kupplungen 64.
 Festigkeitsverhältnis der Nietnähte 8.
 Flachdichtung 223.
 Flaches Gewinde 21.
 Flachkeile 38.
 Flachkopfschrauben 30.
 Flammrohre 218.
 Flammrohrversteifungen 219.
 Flanschenrohre 209, 257.
 Flanschschrauben 211.
 Flügelmutter 32.
 Flüssigkeitskupplungen 79.
 Friktionskraftregler 81.
 Fußschrauben der Lager 92.

 Gallsche Kette 171, 256.
 Galloway-Rohre 218.
 Ganghöhe der Schrauben 19.
 Gasgewinde 242.
 Gasmotorenkolben 181.
 Gasrohre 213, 242.
 Gefäßvernietungen 9.
 Gegenkurbel 198.
 Gehrzens Riemenberechnung 104.
 Gekröpfte Welle 195.
 Gelenkkette 171, 256.
 Gelenkstangen 202.
 Gelochte Riemen 109.
 Gelötete Rohre 215.
 Gemischte Wellen 58.
 Genietete Rohre 212.
 Geradflankenverzahnung 158.
 Geradföhungen 199.
 Geschränkter Riementrieb 111.
 Geschweißte Rohre 213.
 Gesteuerte Ventile 226.
 Geteilte Riemenscheiben 114.
 Gewichtsventile 224.
 Gewinde 20.
 Gewindeschneiden 22.
 Gleitbahn 201.

 Gleitschuhe 200.
 Gleitungswiderstand der Nietverbindungen 4.
 Gliederkette 170.
 Gliederrriemen 109.
 Glycometall 89.
 Grissongetriebe 153.
 Gummiklappenventil 231.
 Gummiriemen 108.
 Gußeisenrohre 208, 257, 258.

 Haartrreibriemen 109.
 Hahn 254.
 Haken 174.
 Hakenkette 171.
 Halbgeschränkter Riementrieb 111.
 Halslager 97.
 Halszapfen 41, 47.
 Handkurbel 197.
 Hanfliderung 177.
 Hanfseile für Hubzwecke 163, 245.
 — für Triebwerke 118, 245.
 Hanfseilscheiben 128.
 Hanfseiltrieb 118.
 Hanftreibriemen 109.
 Hängelager 83.
 Hartbleirohre 217.
 Hartpapierriemenscheiben 115.
 Heizrohre 215.
 Hildebrandtsche Kupplung 73.
 Hillsche Kupplung 77.
 Hochkeile 35.
 Hohlkeile 39.
 Höhenkeile 40.
 Hölzerne Wellen 62.
 Holzliderung 178.
 Holzriemenscheiben 115.
 Holzzähne 137, 139.
 Hookscher Schlüssel 72.
 Howaldtsche Packung 184.
 Hülsenkupplung 67.
 Hyperbelräder 135.
 Hypozykloide 157.

 Innenverzahnung 157, 162.
 Isolationskupplung 69.

 Kalibrierte Ketten 17, 254.
 Kaltaufziehen 18.
 Kamelhaarriemen 109.
 Kammerer-Kupplung 80.
 Kammlager 97.
 Kammzapfen 51.

- Kalypsollager 96.
 Kegelfeder 239.
 Kegelreibungskupplung 74.
 Kegelreibungsräder 134.
 Kegelventil 220, 230.
 Kegelzahnräder 147.
 Keilräder 132.
 Keilriemen 109.
 Keilsicherungen 40.
 Keilverbindungen 33, 243.
 Ketten 163, 170, 253.
 Kettenrollen 173, 254.
 Kettentriebe 162.
 Kettentrommeln 173.
 Klappenventil 231.
 Klauenkupplung 72.
 Kleinscher Hahn 235.
 Klinkenkupplung 74.
 Komposition 89.
 Kolben 175.
 Kolbendeckel 176.
 Kolbenringe 179.
 Kolbenstangen 181.
 Konische Riemenscheiben 111.
 Kordelschnüre 109.
 Kraftausgleichkupplung 80.
 Kranketten 171, 253.
 Kreisseiltrieb 120.
 Kreuzgelenkkupplung 72.
 Kreuzkopf 199.
 Kugelförmiger Spurzapfen 52.
 Kugelförmiger Tragzapfen 48.
 Kugelgelenk 72.
 Kugellager 99.
 Kugelventil 220.
 Küken 234.
 Kupferrohre 215.
 Kupplungen 63.
 Kurbel 193.
 Kurbellager 92.
 Kurbelmechanismus 185.
 Kurbelscheibe 197.
 Kurbelwelle 58.

 Labyrinthdichtung 184.
 Lager 83.
 Lagerböcke 93.
 Lagerentfernung 57.
 Lagermetalle 89.
 Lagerschalen 86, 91.
 Langgliedrige Kette 170.
 Längsbewegliche Kupplung 68.
 Längskeile 38.

 Lederklappenventil 321.
 Lederliderung 178.
 Lederriemen 108.
 Leer- oder Losscheibe 116.
 Leimen der Riemen 108.
 Leitrollen 111.
 Lenkerstange 188.
 Lentzsche Packung 185.
 Liederungsringe 179.
 Lohmann-Stolterfoth, Klinkenkupplung 74.
 — Reibungskupplung 78.
 Loos- oder Leerscheibe 116.

 Mannesmannrohre 215.
 Mannesmannröhrenkupplung 68.
 Mehrsitzige Ventile 226.
 Messingrohre 215, 259.
 Metalliderung 178.
 Metallschläuche 217.
 Modul 136.
 Morse-Kette 173.
 Motorenkupplung 80.
 Muffenkupplung 64.
 Muffenrohre 211, 258.
 Muschelschieber 232.
 Mutter 20.

 Nähen der Riemen 108.
 Nahtlose Rohre 215.
 Nietdurchmesser 5.
 Nietköpfe 3.
 Nietverbindungen 1.
 Normalschieber 232.
 Nutenkeile 38.

 Offener Riemetrieb 111.
 Ohnesorge-Kupplung 80.
 Ölfilzschmierung 96.
 Öl zum Schmieren 52.
 Oldhamsche Kupplung 69.

 Peet-Ventil 224.
 Peniger Ausdehnungskupplung 68.
 Perforierte Riemen 109.
 Perkinsrohre 213.
 Pfeilräder 146.
 Plungerkolben 175.
 Polysius elastische Kupplung 70
 — Reibungskupplung 77.
 Pleuelstange 188.
 Pressenzylinder 203.
 Pumpenzylinder 203.

- Querhaupt** 199.
Querkeile 35.
- Reibungskupplung** 74.
Reibungsräder 131.
Renold-Kette 173.
Rhein. Metallw. u. Masch.-Fabr.
 Rohre 215.
Riedler-Ventile 227.
Riemenausrücker 116.
Riemengeschwindigkeit 102
Riemenmaterial 108.
Riemenscheiben 112.
Riemenschmiermittel 112.
Riemenspannung 103.
Riementrieb 102.
Ringschmierlager 94.
Ringzapfen 50.
Rippenrohre 219.
Rohrhauträder 139.
Rohre 208.
Rohrformstücke 212.
Rohrkupplungen 216.
Rohrnormalien 257, 258.
Rohrstopfbüchsen 217.
Rohrverbindungen 208.
Rollenlager 97.
Rollkreis 157, 160.
Rotguß 89.
Rundes Gewinde 21.
Rundkeile 38.
Rundschieber 232.
- Satzräder** 160.
Schalenkupplung 66.
Scheibenkolben 175, 176.
Scheibenkupplung 65.
Schellingsche Packung 183.
Schieber 232.
Schieberkasten 207.
Schieberkastendeckel 207.
Schleppkurbel 69.
Schmiedeeiserne Riemenscheiben 115.
 — **Rohre** 212.
Schmierketten 95.
Schmierung der Lager 93.
Schmiermaterial 52.
Schmittsche Kupplung 68.
Schnecke 148.
Schneckenrad 148.
Schneidenlager 101.
Schraubenarten 29.
- Schraubenfeder** 239.
Schraubenfederreibungs-Kupplung 79.
Schraubenlinie 19.
Schraubenräder 148.
Schraubenschlüssel 32.
Schraubensicherungen 52.
Schraubenverbindungen 19.
Schrumpfanker 18.
Schrumpfringe 18.
Schubstange 188.
Schwabe-Packung 185.
Schweißen 19.
Seile für Hubzwecke 163, 245 u. f.
 — — **Triebwerke** 118.
Seilgeschwindigkeit 118.
Seilrollen für Hubzwecke 165.
Seilscheiben 128.
Seilschmiere 118.
Seiltrieb 117.
 — **mit Belastungsspannung** 121.
Seiltrommeln 165.
Selbstspanner 179.
Selbsttätige Ventile 224.
Sellers Gewinde 21.
 — **Lager** 92.
 — **Kupplung** 67.
S.-I.-Gewinde 21, 241.
Siederohre 213.
Skelettlager 90.
Sohlplatte 88.
Spannrollen 109.
Spannwagen 120.
Spiralfeder 237.
Spiralgeschweißte Rohre 213.
Spurlager 96.
Spurplatten 97.
Spurzapfen 49.
Stahlbandtriebe 117.
Stahlrohre 212.
Stegkette 253.
Stehbolzen 30.
Stehlager 83.
Steigungswinkel 19.
Steinschrauben 30.
Stellringe 63, 244.
Stiftschrauben 30.
Stirnzapfen 41.
Stopfbüchsen 182.
Stopfbüchsenpackung 182.
Stotzsche Kette 172.
Streckmaschinen 108.
Stuckenholz, Reibungskupplung 77.
Stufenscheibe 111.

- Tangentialkeile 40.
 Tangentialdruck 187.
 Taucherkolben 175.
 Tellerventil 220, 227.
 Totpunktlage 187.
 Tragzapfen 41.
 Transmissionsdrahtseile 125, 246.
 Transmissionshanfseile 118, 245.
 Transmissionswellen 56.
 Trapezgewinde 21.
 Treibstange 188.
 Triebstock 158.
 Triebwerksbaumwollseile 119, 245.
 Triebwerksdrahtseile 125, 246.
 Triebwerkshanfseile 118, 245.

 Uhlhornsche Kupplung 80.

 Ventile 220.
 Verbindungsschrauben 29.
 Verstemmen 2.
 Verzahnung 153.
 Vierkantkopfschrauben 30.
 Vulkanfiberräder 139.

 Walzwerkskupplungen 71.
 Wandlager 93.
 Wandkonsole 93.
 Warmaufziehen 18.
 Wasserleitungsrohre 217.
 Wasserradwellen, hölzerne 62.
 Wasserschieber 232.
 Wattsches Parallelogramm 212.
 Watzke-Kupplung 80.

 Wechselräder 22.
 Wechselrädernetze 146.
 Wechselventil 224.
 Weichbleirohre 217.
 Weißmetall 89.
 Wellen 55.
 Wellrohre 219.
 Whitworthsches Gewinde 20, 240.
 Winkelzähne 146.
 Wirkungsweise der Keile 33.
 — der Schrauben 25.
 Wölbung der Riemenscheiben 113.

 Zähnezahl 136.
 Zahnfuß 137.
 Zahnkopf 137.
 Zahnkranz 139.
 Zahnücke 137.
 Zahnprofil 153.
 Zahnräder 135.
 Zahnstange 158.
 Zahnstärke 137.
 Zahnteilung 137.
 Zapfen 41, 243.
 Zapfenreibung 43.
 Ziehkeile 39.
 Zinnrohre 217.
 Zobel-Neubertsche Kette 172, 256.
 Zodel-Voithsche Bandkupplung 69.
 Zwischenkopfschrauben 30.
 Zykloide 156.
 Zykloidenverzahnung 156.
 Zylinder 203.
 Zylinderdeckel 206.

Verlag von Julius Springer in Berlin.

Einzelkonstruktionen aus dem Maschinenbau. Herausgegeben von
Ingenieur C. Volk, Berlin.

Erstes Heft: Die Zylinder ortsfester Dampfmaschinen. Von
Oberingenieur H. Frey, Berlin. Mit 109 Textfiguren.

Steif broschiert Preis M. 2,40.

Zweites Heft: Kolben. I. Dampfmaschinen- und Gebläsekolben. Von
Ingenieur C. Volk, Berlin. II. Gasmaschinen- und Pumpenkolben.
Von A. Eckardt, Betriebsingenieur der Gasmotorenfabrik Deutz. Mit
247 Textfiguren.

Steif broschiert Preis M. 4,—.

Drittes Heft: Zahnräder. I. Teil. Stirn- und Kegeelräder mit geraden
Zähnen. Von Dr. A. Schiebel, a. o. Professor der k. k. deutschen
technischen Hochschule zu Prag. Mit 110 Textfiguren.

Steif broschiert Preis M. 3,—.

Das Skizzieren von Maschinenteilen in Perspektive. Von Ingenieur
Carl Volk. Dritte, erweiterte Auflage. Mit 68 Textskizzen.

In Leinwand geb. Preis M. 1,60.

Entwerfen und Herstellen. Eine Anleitung zum graphischen Berechnen
der Bearbeitungszeit von Maschinenteilen. Von Ingenieur Carl Volk.
Mit 18 Skizzen, 4 Figuren und 2 Tafeln. In Leinwand geb. Preis M. 2,—.

Das Skizzieren ohne und nach Modell für Maschinenbauer. Ein
Lehr- und Aufgabenbuch für den Unterricht. Von Karl Keiser, Zeichen-
lehrer an der Städtischen Gewerbeschule zu Leipzig. Mit 24 Textfiguren
und 23 Tafeln.

In Leinwand geb. Preis M. 3,—.

Technisches Zeichnen aus der Vorstellung mit Rücksicht auf die Her-
stellung in der Werkstatt. Von Ingenieur Rudolf Krause. Mit 97
Figuren im Text und auf 3 Tafeln.

In Leinwand geb. Preis M. 2,—.

Elementarmechanik für Maschinen-Techniker. Von Dipl.-Ing. R.
Vogdt, Oberlehrer an der Maschinenbauschule in Essen (Ruhr), Reg.-Bau-
meister a. D. Mit 154 Textfiguren.

In Leinwand geb. Preis M. 2,80.

Die Technologie des Maschinentechnikers. Von Professor Ing. Karl
Meyer, Oberlehrer an der Kgl. Verein. Maschinenbauschulen zu Köln.
Zweite, verbesserte Auflage. Mit 377 Textfiguren.

In Leinwand geb. Preis M. 8,—.

Hebemaschinen. Eine Sammlung von Zeichnungen ausgeführter Konstruk-
tionen mit besonderer Berücksichtigung der Hebemaschinen-Elemente.
Von C. Bessel, Ingenieur, Oberlehrer an der Kgl. Höheren Maschinenbau-
schule Altona. Zweite Auflage. 34 Tafeln.

In Leinwand geb. Preis M. 6,60.

Trigonometrie für Maschinenbauer und Elektrotechniker. Ein Lehr-
und Aufgabenbuch für den Unterricht und zum Selbststudium. Von
Dr. Adolf Heß, Professor am kantonalen Technikum in Winterthur.
Mit 112 Textfiguren.

In Leinwand gebunden Preis M. 2,80.

Lehrbuch der Mathematik. Für mittlere technische Fachschulen der
Maschinenindustrie. Von Dr. phil. R. Neuendorff, Oberlehrer an der
Königl. Höh. Schiff- und Maschinenbauschule, Privatdozent an der Uni-
versität in K el. Mit 425 Textfiguren und 1 Tafel.

In Leinwand gebunden Preis M. 5,—.

Zu beziehen durch jede Buchhandlung.

Festigkeitslehre nebst Aufgaben aus dem Maschinenbau und der Baukonstruktion. Ein Lehrbuch für Maschinenbauschulen und andere technische Lehranstalten sowie zum Selbstunterricht und für die Praxis. Von **Ernst Wehnert**, Ingenieur und Lehrer an der Städt. Gewerbe- und Maschinenbauschule in Leipzig.

I. Bd.: Einführung in die Festigkeitslehre. Zweite, verbesserte und vermehrte Auflage. Mit 247 Textfiguren.

In Leinwand gebunden Preis M. 6,—.

II. Bd.: Zusammengesetzte Festigkeitslehre. Mit 142 Textfiguren.

In Leinwand gebunden Preis M. 7,—.

Aufgaben aus der technischen Mechanik. Von Professor **Ferdinand Wittenbauer**, Graz.

I. Bd.: Allgemeiner Teil. 773 Aufgaben nebst Lösungen. Zweite, vollständig umgearbeitete Auflage. Mit 572 Textfiguren.

Preis M. 5,—; in Leinwand gebunden M. 5,80.

II. Bd.: Festigkeitslehre. 591 Aufgaben nebst Lösungen und einer Formelsammlung. Zweite, verbesserte Auflage. Mit 490 Textfiguren.

Preis M. 6,—; in Leinwand gebunden M. 6,80.

III. Bd.: Flüssigkeiten und Gase. 504 Aufgaben nebst Lösungen und einer Formelsammlung. Mit 339 Textfiguren.

Preis M. 6,—; in Leinwand gebunden M. 6,80.

Die Blechabwicklungen. Eine Sammlung praktischer Methoden, zusammengestellt von **Johann Jaschke**, Ingenieur in Graz. Mit 187 Textfiguren.

Preis M. 2,80.

Rationelle mechanische Metallbearbeitung. Gemeinverständliche Anleitung zur Durchführung einer Normalisierung und rationellen Serienfabrikation. Zum Gebrauch in Werkstatt und Bureau. Von **Martin H. Blanke**, Konsultierender Ingenieur für Fabrikation, Berlin. Mit 34 Textfiguren.

In Leinwand gebunden Preis M. 2,40.

Handbuch der Fräserei. Kurzgefaßtes Lehr- und Nachschlagebuch zum Gebrauch in Bureau und Werkstatt. Gemeinverständlich bearbeitet von **Emil Jurthe** und **Otto Mietzschke**, Ingenieure. Dritte, umgearbeitete und vermehrte Auflage. — Mit 330 Abbildungen, Tabellen und einem Anhang über Konstruktion der gebräuchlichsten Zahnformen bei Stirn- und konischen Getrieben, sowie Schnecken- und Schraubenrädern und die dafür festgelegten Normen.

In Leinwand gebunden Preis M. 8,—.

Die Werkzeugmaschinen und ihre Konstruktionselemente. Ein Lehrbuch zur Einführung in den Werkzeugmaschinenbau von **F. W. Hülle**, Oberlehrer an den Königlichen vereinigten Maschinenbauschulen in Dortmund. Dritte, verbesserte Auflage. Mit 877 Textfiguren und 6 Tafeln.

In Leinwand gebunden Preis M. 15,—.

Die Betriebsleitung insbesondere der Werkstätten. Autorisierte deutsche Ausgabe der Schrift: „Shop management“ von **Fred W. Taylor**, Philadelphia. Von **A. Wallichs**, Professor an der Technischen Hochschule zu Aachen. Zweite, vermehrte Auflage. Mit 15 Figuren und 2 Zahlentafeln.

In Leinwand gebunden Preis M. 6,—.

Die Kalkulation im Metallgewerbe und Maschinenbau. Mit 100 praktischen Beispielen und Zeichnungen. Von Ingenieur **Ernst Pieschel**, Oberlehrer und Abteilungsvorstand für Maschinenbau an der Städtischen Gewerbeschule in Dresden. Mit 80 Textfiguren. Kartoniert Preis M. 3,60.

Verlag von Julius Springer in Berlin.

Die Kalkulation im Schmiedegewerbe. Mit vielen praktischen Beispielen und Zeichnungen. Von Ingenieur **Ernst Pieschel**, Oberlehrer und Abteilungsvorstand für Maschinenbau an der Städtischen Gewerbeschule zu Dresden. Mit 24 Textfiguren. Kartoniert Preis M. 2,—.

Bei Bezug von 20 Exemplaren an Preis je M. 1,80.

Hilfsbuch für den Maschinenbau. Für Maschinentechiker sowie für den Unterricht an technischen Lehranstalten. Von Prof. **Fr. Freytag**, Lehrer an den Technischen Staatslehranstalten zu Chemnitz. Vierte, vermehrte und verbesserte Auflage. Mit 1108 Textfiguren, 10 Tafeln und einer Beilage für Österreich.

In Leinwand gebunden Preis M. 10,—; in Leder gebunden M. 12,—.

Anleitung zur Durchführung von Versuchen an Dampfmaschinen, und Dampfkesseln, Dampfturbinen und Dieselmotoren. Zugleich Hilfsbuch für den Unterricht in Maschinenlaboratorien technischer Lehranstalten. Von **Franz Seufert**, Ingenieur, Oberlehrer an der Kgl. Höheren Maschinenbauschule zu Stettin. Dritte, erweiterte Auflage. Mit 43 Abbildungen. In Leinwand geb. Preis M. 2,20.

Technische Untersuchungsmethoden zur Betriebskontrolle, insbesondere zur Kontrolle des Dampfbetriebes. Zugleich ein Leitfaden für die Arbeiten in den Maschinenlaboratorien technischer Lehranstalten. Von Ingenieur **Julius Brand**, Oberlehrer der Kgl. Vereinigten Maschinenbauschulen zu Elberfeld. Dritte, vermehrte und verbesserte Auflage. Erscheint im Juni.

Wärmetechnik des Gasgenerator- und Dampfkessel-Betriebes. Die Vorgänge, Untersuchungs- und Kontrollmethoden hinsichtlich Wärmeerzeugung und Wärmeverwendung im Gasgenerator und Dampfkessel-Betrieb. Von **Paul Fuchs**, Ingenieur. Dritte, erweiterte Auflage. Mit 43 Textfiguren. In Leinwand gebunden Preis M. 5,—.

Handbuch der Feuerungstechnik und des Dampfkesselbetriebes mit einem Anhang über allgemeine Wärmetechnik. Von Dr.-Ing. **Georg Herberg**, Beratender Ingenieur, Stuttgart. Mit 54 Abbildungen und Diagrammen, 87 Tabellen sowie 43 Rechnungsbeispielen.

In Leinwand geb. Preis M. 7,—.

Die Heizerschule. Vorträge über die Bedienung und den Betrieb von Dampfkesseln. Von **F. O. Morgner**, Königlichem Gewerbeinspektor, Leiter des Heizerunterrichts in Chemnitz. Mit 147 Textfiguren.

In Leinwand geb. Preis M. 2,80.

Technische Messungen bei Maschinen-Untersuchungen und im Betriebe. Zum Gebrauch in Maschinenlaboratorien und in der Praxis. Von Professor Dr.-Ing. **Anton Gramberg**, Dozent an der Technischen Hochschule Danzig. Zweite, umgearbeitete Auflage. Mit 233 Textfiguren.

In Leinwand geb. Preis M. 8,—.

Entwerfen und Berechnen der Dampfmaschinen. Ein Lehr- und Handbuch für Studierende und angehende Konstrukteure. Von **Heinrich Dubbel**, Ingenieur. Dritte, verbesserte Auflage. Mit 470 Textfiguren.

In Leinwand geb. Preis M. 10,—.

Die Steuerungen der Dampfmaschinen. Von Ingenieur **Heinrich Dubbel**. Mit 446 Textfiguren. In Leinwand geb. Preis M. 10,—.

Zu beziehen durch jede Buchhandlung.

Die ortsfesten Kolbendampfmaschinen. Ein Lehr- und Handbuch für Studierende und ausübende Konstrukteure. Von Professor **Fr. Freytag**, Kgl. Baurat, Lehrer an den Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz. Mit 319 in den Text gedruckten Figuren und 18 Tafeln.

Preis M. 14,—; in Leinwand geb. M. 16,—.

Die Dampfkessel. Ein Lehr- und Handbuch für Studierende technischer Hochschulen, Schüler höherer Maschinenbauschulen und Techniker sowie für Ingenieure und Techniker. Bearbeitet von Professor **F. Tetzner**, Oberlehrer an den Kgl. Vereinigten Maschinenbauschulen zu Dortmund. Vierte, verbesserte Auflage. Mit 162 Textfiguren und 45 lithogr. Tafeln.

In Leinwand geb. Preis M. 8,—.

Die Dampfkessel nebst ihren Zubehöerteilen und Hilfseinrichtungen. Ein Hand- und Lehrbuch zum praktischen Gebrauch für Ingenieure, Kesselbesitzer und Studierende. Von **R. Spalckhaver**, Regierungsbaumeister, Kgl. Oberlehrer in Altona a. E., und **Fr. Schneiders**, Ingenieur in M.-Gladbach (Rhld.). Mit 679 Textfiguren.

In Leinwand geb. Preis M. 24,—.

Transmissionen. Wellen, Lager, Kupplungen, Riemen- und Seiltrieb. Anlagen. Von Ingenieur **Stephan Jellinek** in Wien. Mit 61 Textfiguren und 30 Tafeln.

In Leinwand geb. Preis M. 12,—.

Wasserkraftmaschinen. Eine Einführung in Wesen, Bau und Berechnung moderner Wasserkraftmaschinen und -anlagen. Von Dipl.-Ing. **L. Quantz**, Oberlehrer an der Kgl. Höheren Maschinenbauschule zu Stettin. Zweite, erweiterte und verbesserte Auflage. Mit 159 Textfiguren.

In Leinwand geb. Preis M. 4,—.

Theorie und Konstruktion der Kolben- und Turbokompressoren.

Von Dipl.-Ing. **P. Ostertag**, Professor am Kantonalen Technikum in Winterthur. Mit 266 Textfiguren.

In Leinwand geb. Preis M. 11,—.

Dieselmotoren für Land- und Schiffsbetrieb. Von **A. P. Chalkley**. B. Sc. (Lond.) A. M. Inst. C. E. A. I. E. E. Mit einer Einleitung von Dr.-Ing. **Rudolf Diesel**, München, ins Deutsche übertragen von Dr. phil. **Ernst Müller**, Dipl.-Ing., Gent. Zweite, unveränderter Abdruck. Mit 90 Figuren.

In Leinwand geb. Preis M. 8,—.

Elektrische Starkstromanlagen. Maschinen, Apparate, Schaltungen, Betrieb. Kurzgefaßtes Hilfsbuch für Ingenieure und Techniker sowie zum Gebrauch an technischen Lehranstalten. Von Dipl.-Ing. **Emil Kosack**, Oberlehrer an den Königl. Vereinigten Maschinenbauschulen zu Magdeburg. Mit 259 Textfiguren.

In Leinwand geb. Preis M. 7,—.

Kurzer Leitfaden der Elektrotechnik für Unterricht und Praxis in allgemein verständlicher Darstellung. Von Ingenieur **Rudolf Krause**. Zweite, vermehrte Auflage. Mit 341 Textfiguren.

In Leinwand geb. Preis M. 5,—.

Hilfsbuch für die Elektrotechnik. Unter Mitwirkung einer Anzahl Fachgenossen bearbeitet und herausgegeben von Dr. **K. Strecker**, Geh. Oberposttrat und Professor. Achte, umgearbeitete und vermehrte Auflage. Mit 800 Textfiguren.

In Leinwand geb. Preis M. 18,—.

Taschenbuch für Bauingenieure. Unter Mitwirkung zahlreicher Fachgelehrter herausgegeben von Professor **M. Förster**, Dresden. Mit 2723 Textfiguren.

In Leinwand geb. Preis M. 20,—.