

Stephan Jellinek

Transmissionen



Transmissionen.

Wellen – Lager – Kupplungen – Riemen-
und Seiltrieb – Anlagen.

Von

Ingenieur Stephan Jellinek

in Wien.

Mit 61 Textfiguren und 30 Tafeln.



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH 1912

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

ISBN 978-3-642-98524-9

ISBN 978-3-642-99338-1 (eBook)

DOI 10.1007/978-3-642-99338-1

Alle Rechte, insbesondere das der
Übersetzung in fremde Sprachen, vorbehalten.
Softcover reprint of the hardcover 1st edition 1912

Vorwort.

Das vorliegende Buch soll den Studierenden höherer Lehranstalten eine Sammlung guter Zeichnungen von Einzeltransmissionsteilen und ganzen Anlagen zur Unterstützung bei Konstruktionsübungen über Maschinenelemente bieten. Da sich der Text nicht nur auf eine Beschreibung der Tafeln beschränkt, sondern auch die Konstruktions- und Rechnungsgrundlagen für dieses Sondergebiet des Maschinenbaues zusammenfaßt, kann das Buch gleichzeitig zur Einführung in diesen Gegenstand dienen. Vorausgesetzt sind dabei Kenntnisse der Maschinenelemente und der Festigkeitslehre in dem Umfange, wie diese Fächer an den technischen Hochschulen in den ersten Semestern vorgetragen werden.

Eine eingehende Behandlung der Transmissionen überhaupt erscheint wohl trotz des Schlagwortes vom „elektrischen Einzelantriebe“ zeitgemäß, da gerade der Wettkampf mit der Elektrotechnik dazu geführt hat, daß die mechanische Kraftübertragung vielfach ebenso wirtschaftlich ist wie der elektrische Antrieb und diesen sogar vereinzelt übertrifft. Aber selbst dann, wenn man den Transmissionen als Ganzes jede Bedeutung abspricht, bleibt der Wert ihrer Einzelteile bestehen, da sie im allgemeinen Maschinenbau wie auch beim elektrischen Antriebe fast ausnahmslos wieder verwendet werden. Auch bietet sich hier eine Fülle von Beispielen zur Anwendung der Festigkeitslehre und der Mechanik für den Anfänger, der überdies durch den Entwurf ganzer Anlagen mit einfachen Mitteln bereits zum selbständigen Disponieren angeregt werden kann.

Bei der Auswahl der dargestellten Teile und Anlagen hat sich der Verfasser auf österreichische und deutsche Konstruktionen beschränkt. Tabellen, die den verschiedenen Hilfsbüchern und den leicht zugänglichen Katalogen der Spezialfabriken entnommen werden können, wurden aus didaktischen Gründen und um den Umfang nicht zu vergrößern, weggelassen. Ebenso sind auch Faustformeln u. ä. fast vollständig vermieden. Soweit als möglich wurde der Weg der Rechnung eingeschlagen, der immer eine, wenn auch zuweilen nur angenäherte Übersicht über die Kräftewirkungen ergibt, die eine richtigere Beurteilung der Abmessungen der einzelnen Teile zuläßt.

Die Gruppierung des Stoffes wurde so vorgenommen, wie sie für den Aufbau einer Anlage am zweckmäßigsten erscheint. Die theoretischen Erörterungen beim Riemen- und Seiltriebe wurden, auch mit Rücksicht auf die noch immer sehr verschiedenen Ansichten über diesen Gegenstand, nur kurz gehalten. Hingegen sind die Abschnitte über Lager und Reibungskupplungen nach Möglichkeit ausgestaltet worden. Zahnräder und die Vorrichtungen zum Verändern der Umdrehungszahl (Stufenscheiben, Tourenregler usw.) wurden mit Rücksicht auf ihre geringe Ver-

wendung im eigentlichen Transmissionsbau außer acht gelassen. Die Fachliteratur wurde eingehend berücksichtigt und, wenn notwendig, auf sie verwiesen. Von der Angabe der Nummern der Patente usw. der geschützten Konstruktionen wurde als für den Studierenden von geringem Werte Abstand genommen.

Der Verfasser spricht zum Schlusse auch an dieser Stelle allen jenen Firmen, die ihn durch Überlassung von Zeichnungen, Katalogen und sonstigen Mitteilungen unterstützt haben, seinen verbindlichsten Dank aus, ebenso Herrn Ingenieur Wilhelm Theuer, der ihm bei der Durchsicht der Tafeln behilflich war, sowie auch der Verlagsbuchhandlung, die für die Ausstattung des Buches in der gewohnten, vortrefflichen Weise gesorgt hat.

Mitteilungen über etwaige Abänderungen oder Ergänzungen werden dem Verfasser stets willkommen sein.

Wien, im August 1912.

Stephan Jellinek.

Inhaltsverzeichnis.

	Seite
Einleitung	1
I. Wellen	4
1. Berechnung	4
a) Festigkeitsrechnung	4
b) Berücksichtigung der Formänderungen	5
2. Tragzapfen	6
a) Reibungsverhältnisse	7
b) Berechnung der Zapfenabmessungen	8
3. Entwurf von Wellen	9
4. Hohlwellen	13
5. Beispiele	14
a) Berechnung einer Hauptantriebswelle	14
b) Berechnung eines Transmissionsstranges	17
II. Lager	19
1. Allgemeines	19
a) Lagermetalle	20
b) Schmierung	20
2. Stehlager ohne Ringschmierung	27
3. Ringschmierlager	30
4. Kugellager	34
5. Entwurf der Stehlager	37
6. Lagerkonstruktionen mit Verstellbarkeit der Höhenlage	38
7. Unterlagen für Stehlager	44
8. Mittel zur Befestigung von Lagern und Unterlagen an Fundamenten und Tragkonstruktionen	48
III. Kupplungen	52
1. Mittel zur Befestigung von Kupplungsteilen, Rädern usw. auf den Wellen	52
2. Feste Kupplungen	53
3. Bewegliche (nachgiebige) Kupplungen	56
4. Kraftmaschinenkupplungen	61
5. Ausrückbare Kupplungen	64
a) Zahn- (Klauen-) Kupplungen	64
b) Reibungskupplungen	69
Kegelkupplung	69
Benmkupplung	72
Reibscheibenkupplung von Lohmann & Stolterfoht	77
Haerberlinkupplung	78
Reibungskupplung der Prager M.-A.-G.	80
Doppelkegel-Reibungskupplung der Sächs. Maschinenfabrik	81
Zylinderreibungskupplung der Hannoverschen M.-A.-G.	83
Phönixkupplung	86
Hohlzylinder-Reibungskupplung	86
Hermannkupplung	87
Gnomkupplung	89
Schraubenfeder-Reibungskupplung (Triumphkupplung)	90
Elektromagnetische Reibungskupplung der Maschinenfabriks-A.-G. Vulkan	92
6. Ausrückvorrichtungen	93
IV. Kraftübertragung mittels indirektwirkender Reibungsräder	100
1. Allgemeines	100
2. Riementrieb	103
a) Riemenmaterial	103
b) Anordnung des Triebes für parallele Wellen	104

	Seite
c) Berechnung der Riemenabmessungen.	106
d) Konstruktion und Berechnung der Riemscheiben	108
e) Ausrückbare Riementriebe (Leerscheiben und deren Lagerung, Riemenausrückungen, Anpreßvorrichtungen für Leerscheiben)	114
f) Riementriebe bei nicht parallelen Scheibenachsen und unter Verwendung von Leitrollen	121
g) Spannrollentriebe. (Betriebsart 2.)	129
3. Hanfseiltrieb.	134
a) Seile und deren Berechnung	134
b) Hanfseiltrieb mit Dehnungsspannung	137
c) Konstruktion und Berechnung der Hanfseilscheiben	139
d) Ausführungsbeispiele von Hanfseiltrieben mit Dehnungsspannung	141
e) Hanfseiltrieb mit Belastungsspannung	142
4. Drahtseiltrieb	146
a) Drahtseile und deren Berechnung	146
b) Anordnung und Entwurf des Triebes	148
c) Drahtseilscheiben.	150
V. Transmissionsanlagen	153
1. Allgemeines (Entwurf)	153
2. Beispiele ausgeführter Anlagen	155
a) Elektrisch angetriebener Transmissionsstrang (Taf. XXVI)	155
b) Hauptantrieb (Taf. XXVII)	156
c) Kombinierte Antriebe	157
Haupttransmission (Kombinierter Dynamoantrieb, Taf. XXVIII, Fig. 1 und 2)	157
Anordnung eines kombinierten Dynamoantriebes (Taf. XXIX)	159
d) Transmissionsanlage (Kreisseiltrieb) (Taf. XXX)	160

Berichtigung.

S. 85, 2. Abs. ist in allen Formeln statt $d \left(\frac{h}{\operatorname{tg} \alpha} \right)$ $d (h \operatorname{tg} \alpha)$ zu setzen.

Verzeichnis der häufiger verwendeten Größen.

Alle Maße in den Berechnungen, falls nicht ausdrücklich hervorgehoben, in cm, alle Kräfte in kg, alle Beanspruchungen in kg/cm².

N Leistung in PS.

n Umdrehungszahl p. Minute.

M_d Drehmoment = 71 620 (72 000) N/n.

U Umfangskraft.

M_b Biegemoment.

W Widerstandsmoment [cm³].

J Trägheitsmoment [cm⁴].

k_d, k_b, k_z, k_s Drehungs-, Biege-, Zug- und Schub-Beanspruchung [kg/cm²].

$$\alpha = \frac{k_b}{1,3 k_d} \sim 1$$

E Elastizitätsmodul.

G Gleitmodul $\sim 3/8 E$.

ϑ Verdrehungswinkel zweier Wellenquerschnitte in ° pro m bei Beanspruchung durch ein Drehmoment M_d.

d, d₁, d₂ Wellendurchmesser (die letzten 2 Größen bei Hohlwellen).

d, l Zapfendurchmesser und -länge.

δ Schraubenstärke in cm.

z Anzahl der Schrauben.

v Geschwindigkeit in m/sek.

μ Reibungskoeffizient.

g Beschleunigung der Schwere = 9,81 m/sek².

e = 2,71828 Basis der natürlichen Logarithmen.

Einleitung.

Die direkte Verbindung einer Kraftmaschine mit den von ihr angetriebenen Arbeitsmaschinen ist nur in wenigen Fällen möglich. Teils stehen die örtlichen Verhältnisse hindernd entgegen, teils die verschiedenen Umdrehungszahlen der einzelnen Maschinen. Man ist daher meist zur Einschaltung von Zwischengliedern genötigt, deren Gesamtheit als Krafttransmissionen oder Transmissionen schlechtweg bezeichnet wird. (Die Bezeichnung Triebwerke umfaßt auch eine Reihe von Teilen der Maschine selbst und stimmt daher nicht vollständig mit dem, was gewöhnlich als Transmissionen bezeichnet wird, überein.)

Die Transmissionen bestehen aus einer Reihe von Teilen und zwar solchen der Kraftleitung, sowie der Kraftübertragung. Nimmt man z. B. die Verbindung einer Dampfmaschine mit einer Dynamomaschine, so ist es entweder möglich, daß sich die Dynamomaschine direkt auf der Antriebswelle der ersteren befindet, wobei die mechanische Arbeit von der Kurbel aus in der Richtung der Wellenachse bis zur Dynamomaschine hin nur weitergeleitet wird. Bei verschiedenen Umlaufzahlen beider Maschinen ist es aber nötig, deren Wellen auf geeignete Weise zu verbinden, also die Leistung von einer Welle auf die zweite zu übertragen. Zur Weiterleitung der Kraft dienen, wie sonst im Maschinenbau, Wellen, das sind umlaufende zylindrische Körper von vollem Kreisquerschnitte, dessen Wahl bekanntlich sowohl aus Festigkeits- als auch Herstellungsrücksichten begründet ist. Im Transmissionsbau kommt noch der Kreisring (siehe unter Hohlwellen), jedoch nur unter besonderen Umständen vor, da die Gründe, die sonst für seine Benutzung maßgebend sind, hier nicht in Betracht kommen. Die Stützung der Wellen geschieht in Lagern, welche einzelne Teile der ersteren aufnehmen. Zur Anordnung der Lager dienen teils eigene Sockel (Bodentransmission) meist aber vorhandene Mauern, Deckenkonstruktionen, Säulen usw. (Wand- und Deckentransmissionen.) Das Verbinden zweier anschließender Wellenstücke wird mittels Kupplungen bewirkt. In erster Linie handelt es sich um eine solche Verbindung, daß die beiden Wellenstücke, deren Länge durch Herstellungs- und Transportrücksichten begrenzt ist (aus letzterem Grunde selten länger als 7 m), zu einem Ganzen vereinigt werden sollen. Dazu dienen die sogenannten festen, in gewissen Fällen auch bewegliche Kupplungen. Wenn jedoch ein Wellenstück von einem benachbarten zeitweilig abgeschaltet werden soll, falls z. B. die von dem letzteren angetriebenen Arbeitsmaschinen stillstehen, das Wiedereinschalten aber ohne viel Arbeit, manchmal auch sogar während des Laufes der einen Welle möglich sein muß, benutzt man die ausrückbaren Kupplungen. Die Mechanismen zum Ein- und Ausrücken werden als Ausrückvorrichtungen bezeichnet. Die Ausrückkupplungen bestehen grundsätzlich aus zwei Teilen, deren jeder mit einem der beiden Wellenstücke verbunden ist und die nach Bedarf in einen derartigen Zusammenhang gebracht werden, daß eine Weiterleitung der mechanischen Arbeit von dem treibenden auf das getriebene Wellenstück stattfindet. Wird dieser Zusammenhang gelöst, so ist damit auch die Verbindung, bzw. Kraftleitung zwischen den beiden Wellenstücken unterbrochen.

Von den verschiedenen Anordnungen der ausrückbaren Kupplungen sei nur eine noch besonders zur Erläuterung des Begriffes Hohlwelle erwähnt. Muß z. B. eine ausrückbare Maschine von einer Stelle in der Mitte der Welle angetrieben werden, welche also darüber hinaus zu verlängern ist, so kann an der betreffenden Stelle über die Vollwelle ein konzentrisches Rohr von größerem inneren Durchmesser gezogen werden, welches eigene Lager besitzt, so daß in dieser Hinsicht keine Verbindung mit der Vollwelle besteht. Das eine Ende dieser Hohlwelle wird mit der einen Hälfte einer ausrückbaren Kupplung verbunden, deren zweite Hälfte auf der vollen Welle angeordnet ist. Bei eingerückter Kupplung dreht sich die Hohlwelle mit und es erfolgt von dieser aus die Kraftabgabe. Bei ausgerückter Kupplung steht die Hohlwelle still, ohne jedoch die innerhalb laufende Vollwelle zu belasten. Dadurch wird die nutzlos aufgewendete Reibungsarbeit soweit als möglich verringert. Die gleiche Anordnung gilt auch für zeitweilige Kraftabgabe an die Vollwelle in der Mitte derselben.

Für die Kraftübertragung zwischen zwei Wellen wird in erster Linie die Reibung herangezogen. Denkt man zunächst auf den beiden, der Einfachheit halber parallel liegend angenommenen Wellen je eine Scheibe mit einem entsprechenden Belage an ihrem Umfange so befestigt, daß sich die beiden Umfänge berühren, so wird, falls sie aneinandergedreht werden, bei Drehung der einen Welle die zweite mitgenommen und daher je nach der Größe der Anpressung auch eine gewisse Arbeit an dieselbe übertragen werden, die dann weitergeleitet wird. Solche direkt wirkende Reibungsräder eignen sich nur für geringe Leistungen und kleine Wellenentfernungen und werden daher wenig verwendet, meist innerhalb der Maschinen selbst, weshalb nicht weiter darauf eingegangen werden soll (1 *). Am häufigsten wird über die beiden auf den zu verbindenden Wellen befindlichen Scheiben mit zweckmäßig ausgebildeten Umfängen ein Zugmittel mit entsprechender Spannung herumgeschlungen. (Indirekt wirkende Reibungsräder.) Auch in diesem Falle bewirkt die Reibung bei der Drehung der einen Welle durch das Zugmittel als Bindeglied die Mitnahme der Scheibe auf der zweiten Welle. Durch die Spannung des Zugmittels werden die Wellen in nicht unbeträchtlichem Maße belastet; dies läßt sich jedoch bei keiner Art der Kraftübertragung umgehen. Die Größe der übertragenen Arbeit ist von der Spannung des Zugmittels abhängig und findet bei Überschreitung eines gewissen größten Widerstandes Gleiten zwischen Scheiben und Zugmittel statt, wodurch ein Schutz gegen Überlastung der Antriebsmaschine gegeben ist. Als Zugmittel kommen Lederriemen und Hanfseile, für beide auch Ersatzmittel, sowie Drahtseile in Betracht. Die Scheiben besitzen im ersteren Falle glatte Umfänge von einer Breite, die jener des benutzten Riemens entspricht, andernfalls Rillen für die Seile. Diese Art der Kraftübertragung ist bei richtiger Anordnung der Scheiben und Wahl des Zugmittels sowohl von der Größe der übertragenen Leistung, der Lage, bzw. Entfernung der treibenden und getriebenen Wellen, der Zahl der letzteren, sowie deren verschiedenen Umlaufzahlen unabhängig und steht derzeit bei Transmissionen im engeren Sinne einzig in Verwendung. Die zweite Art der Kraftübertragung ist eine starre mittels Zahnräder, meist direkt wirkender, deren Zähne ineinandergreifen und die daher auch nur für geringere Wellenentfernungen, in erster Linie für den Zusammenbau von Antriebs- und Arbeitsmaschine in Frage kommen. Sind zwei entfernte Wellen zu verbinden, so geschieht dies mittels besonderer, um die beiden Räder gelegte Ketten. (Indirekt wirkende oder Kettenzahnrad.) Diese Art der Kraftübertragung ist im Transmissionsbau nur sehr wenig im Gebrauch, so daß auch von der Besprechung der Zahnräder vollständig abgesehen wurde (2).

*) Die Literaturhinweise befinden sich jeweilig am Schlusse des Abschnittes.

Im Gegensatz zur bisher erwähnten, den Gegenstand dieses Buches bildenden mechanischen Kraftübertragung steht in erster Linie die elektrische Kraftübertragung. Dabei leitet das Kabel die in der Dynamomaschine erzeugte elektrische Energie bis zu den einzelnen Elektromotoren, welche dann wieder sekundäre Antriebsmaschinen bilden. Zwischen diesen und den Arbeitsmaschinen muß jedoch noch vielfach eine Verbindung durch mechanische Transmissionen hergestellt werden und ist ein vollständiges Unterdrücken aller Zwischenglieder nur selten möglich. In der Mitte zwischen dem elektrischen Einzelantriebe, wobei jede Arbeitsmaschine von einem eigenen Elektromotor angetrieben wird und der mechanischen Kraftübertragung steht der sogenannte Gruppenantrieb. Dabei wird die gesamte benötigte Leistung an mehrere Elektromotoren abgegeben, welche einen oder mehrere Transmissionsstränge zum Antrieb je einer Gruppe von Arbeitsmaschinen betätigen. Die Frage, welche der genannten Arbeitsübertragungen in jedem besonderen Falle zu wählen ist, fällt außerhalb des Rahmens dieses Buches (3).

Die sonstigen Arten der Übertragung der mechanischen Arbeit mittels Druckluft oder Druckwasser spielen heute fast gar keine Rolle mehr.

1. S. Bach, Die Maschinenelemente. 10. Aufl. Stuttgart 1908. [Im folgenden mit Bach X bezeichnet]. — Grove, Einfache Maschinenteile. Leipzig 1906. — Reuleaux, Der Konstrukteur. 4. Aufl. Braunschweig 1889. — Ernst, Die Hebezeuge. 4. Aufl. Berlin 1903.

2. Bach X., Grove, s. o. — Lindner, Maschinenelemente. Stuttgart 1910. [Die darin angezogenen Stellen sind auch in Luegers Lexikon der gesamten Technik, 2. Aufl., Stuttgart 1910, zu finden. In beiden Werken finden sich sehr ausführliche, weitere Literaturangaben über die gesamten Maschinenelemente.]

3. Jakobi, Elektromotorische Antriebe. München 1910.

I. Wellen.

1. Berechnung.

Für die Bestimmung des Durchmessers an einer bestimmten Stelle der Welle sind in erster Linie die Beanspruchung durch die infolge der Kraftleitung und Kraftübertragung auftretenden Dreh- und Biegemomente und die durch dieselben hervorgerufene Formänderung maßgebend.

a) Festigkeitsrechnung.

Im allgemeinsten Falle kommen für einen Wellenquerschnitt folgende Beanspruchungen in Betracht: Ein Drehmoment von der Fortleitung der Kraft in der Richtung der Wellenachse und Biegemomente von Seil- oder Riemenzügen, vom Gewicht der auf der Welle sitzenden Scheiben und Kupplungen, sowie von ihrem Eigengewichte herrührend, endlich die mit den Momenten immer gleichzeitig auftretenden Schubkräfte, doch ist die Beanspruchung, welche die Welle durch sie erleidet, gegenüber den zuerst erwähnten immer zu vernachlässigen.

Bei einem Wellenstücke, in welchem gar keine oder nur geringe Kraftabgabe stattfindet und auf dem überdies die Scheiben in der Nähe der Lagerstellen angeordnet sind, wird von der genauen Berücksichtigung der Biegemomente, die dann verhältnismäßig klein sind, abgesehen und die Welle nach folgender Gleichung als reine Torsionswelle berechnet.

$$M_d = W k_d \dots \dots \dots 1.$$

Für den vollen Kreisquerschnitt geht Gleichung 1 über in

$$M_d = \frac{1}{5} d^3 k_d \dots \dots \dots 1a,$$

für den Kreisringquerschnitt (Hohl- und Rohrwellen) in

$$M_d = \frac{1}{5} \frac{d_1^4 - d_2^4}{d_1} k_d \dots \dots \dots 1b.$$

Bei der Wahl von k_d ist den, wenn auch geringen, doch immer vorhandenen Biegemomenten Rechnung zu tragen. Bach hat vorgeschlagen, für Wellen, welche den oben erwähnten Bedingungen entsprechen, unter weiterer Berücksichtigung von Verschwächungen durch Keilnuten, Zusatzbeanspruchungen durch Aufziehen von Kupplungsteilen usw., bei Verwendung von gewöhnlichem Walzeisen $k_d = 120 \text{ kg/cm}^2$ zu setzen, so daß Gleichung 1a mit Benutzung der bekannten Beziehung zwischen M_d , N und n lautet

$$d = \sqrt[3]{3000 \frac{N}{n}} = 14,4 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \dots \dots \dots 2.$$

Der Wert von k_d kann bis auf 250 kg/cm^2 gesteigert werden, um so mehr, als die Rücksicht auf die zulässige Größe des Verdrehungswinkels meist größere Durchmesser als nach Gleichung 2 verlangt. Man kann daher zur Berechnung der Stärke gewöhnlicher Nebenstränge auch nachstehende Gleichung benutzen, die sich aus 1a mit $k_d = 215 \text{ kg/cm}^2$ ergibt:

$$d = 12 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \dots \dots \dots 2a.$$

Von Gleichung 2 kann man beim vorläufigen Entwurfe von Hauptantriebswellen mit Vorteil Gebrauch machen.

Bei einer genauen Berechnung solcher Wellen müssen auch die Biegemomente berücksichtigt werden. Es gilt dann

$$M_i = 0,35 M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + (\alpha M_d)^2} = \frac{1}{10} d^3 k_b \dots \dots \dots 3.$$

Nach Bach kann k_b gewählt werden: Für Flußstahl mit $400\text{--}500 \text{ kg/cm}^2$, für Flußeisen (Schweißeisen) mit $300\text{--}400 \text{ kg/cm}^2$. Gußeisen oder Stahlguß kommt für den vollen Kreisquerschnitt nicht in Betracht.

Gleichung 3 gestattet für ein Wellenstück, für das die gegenseitige Entfernung der Lager und Angriffspunkte der biegenden Kräfte, sowie die Größe der letzteren und des weiterzuleitenden Drehmomentes bekannt sind, in jedem Querschnitte, nachdem für diesen auf übliche Weise das biegende Moment bestimmt ist, die Größe des Durchmessers zu ermitteln. Führt man dies für sämtliche Querschnitte des betreffenden Wellenstückes aus, so erhält man für letzteres damit ein theoretisches Profil, welches jedoch nur zur Übersicht über die Wellenform dient, da die Ausführung der Welle meist sehr stark davon abweicht.

b) Berücksichtigung der Formänderung.

Nach Saint-Venant gilt für den verhältnismäßigen Verdrehungswinkel

$$\vartheta = \frac{1}{10} \frac{M_d}{d^4 G} \dots \dots \dots 4.$$

Wird, wie üblich ϑ mit $\frac{1}{4}^\circ$ pro laufenden Meter bemessen, so geht 4 über in

$$d = 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} \dots \dots \dots 4a.$$

Der sich aus dieser Gleichung ergebende Wert von d (in den Preisbüchern der Fabriken als „theoretischer Wellendurchmesser“ bezeichnet) wird allgemein statt des der Gleichung 2a entsprechenden verwendet, da er für $N/n < 1$, wie ein Vergleich von 2a und 4a ergibt, größer ist als der aus Gleichung 2a. Für $N/n = 1$ geben beide Gleichungen denselben Wert (120 mm), von da an ist 2a zu benutzen.

Bezüglich des angeführten Wertes von ϑ ist zu bemerken, daß bei langen Wellen der gesamte Verdrehungswinkel sehr groß ausfallen kann, die Welle gerät dann in Schwingungen, wodurch nicht nur die Gleichförmigkeit der Rotation gestört wird, sondern auch noch eine zusätzliche Beanspruchung der Welle auftritt. Man wird daher in solchen Fällen diesen willkürlich gewählten Wert, zu dessen Rechtfertigung keine Versuchsergebnisse vorliegen, entsprechend verkleinern. Bei Rücksichtnahme auf Gleichung 4 bietet die Benutzung von Stahl statt Schmiedeeisen keinerlei Vorteil, da der Gleitmodul beider Materialien fast gleich groß ist. Nur bei Hauptantriebswellen, wo die größere Festigkeit in erster Linie maßgebend ist, findet Stahl fast immer Verwendung.

Treten große biegende Kräfte auf (Hauptantriebswellen), so ist auch eine Berücksichtigung der durch diese hervorgerufenen Formänderung der Welle geboten, und zwar kommt weniger die absolut größte Durchbiegung in Betracht, die immer

verhältnismäßig klein ist und bei den üblichen Umlaufzahlen keine schädlichen Beanspruchungen durch auftretende Fliehkräfte hervorruft, als die Neigung der wirklichen Wellenachse zur Verbindungsgeraden der Lagermittelpunkte (der theoretischen Wellenachse) an den Lagerstellen. Diese hat eine ganz ungleichmäßige Verteilung des Lagerdruckes zur Folge, die zum sogenannten Fressen der Lager, Heißlaufen derselben und sogar zu Wellenbrüchen führen kann. Es ist einzusehen, daß diese Erscheinungen bei gleicher Neigung der Welle bei Lagern mit langen Schalen mehr zur Wirkung kommen, selbst dann, wenn sich die Schalen der Durchbiegung der Welle anpassen können, da ja auch der Teil der letzteren innerhalb des Lagers nicht ganz gerade bleibt.

Für die Größe der Durchbiegung, sowie der Neigung der Welle in den Lagern lassen sich allgemeine Angaben nicht machen, da nach dem obigen ein sehr klein scheinender Wert noch immer in gewissen Fällen unzulässig sein kann. Der von Bach vorgeschlagene Wert für die größte Durchbiegung von ca. $1/3000$ der Lagerentfernung dürfte im allgemeinen ausreichend sein. Beim Entwurfe von Wellen begnügt man sich damit, nach Festlegung aller Abmessungen, wie bei Trägern, aus den biegenden Kräften die elastische Linie und besonders deren Neigung in den Stützpunkten zu bestimmen. Ist der Wellenquerschnitt nicht konstant, so kann sowohl das graphische Verfahren nach Mohr, als auch das rechnerische verwendet werden. Man zerlegt für das erstere alle Kräfte in ihre Komponenten in zwei aufeinander senkrecht stehenden Richtungen und bestimmt für jede Gruppe dieser Teilkräfte das Momentendiagramm der Welle. Ist der Wellendurchmesser veränderlich, d. h. das Trägheitsmoment der einzelnen Querschnitte verschieden, so sind die Ordinaten der Momentenfläche auf ein konstantes Trägheitsmoment zu reduzieren und hierauf ist mit der so erhaltenen Momentenfläche als Belastungsfläche ein neues Diagramm zu entwerfen, dessen Begrenzungslinie die elastische Linie in entsprechender Verzerrung darstellt. Der Verzerrungsmaßstab und damit die gesuchte Neigung an den Auflagern, bzw. die größte Durchbiegung ist wie bei Momentendiagrammen allgemein üblich festzustellen. Dieser Vorgang muß für beide gewählte Richtungen durchgeführt und sodann die resultierende Neigung und Durchbiegung durch Zusammensetzen der Teilresultate bestimmt werden. Das Verfahren ist bei der Ausführung ziemlich zeitraubend und liefert nur bei sehr genauer Arbeit brauchbare Resultate, so daß man davon nur fall- unumgänglich nötig Gebrauch machen wird. Meist ist es aber möglich, die Formänderungsgrößen auf rechnerischem Wege rasch zu bestimmen. Zweckmäßig führt man für jede Einzelkraft, bzw. Komponente die Rechnung, die unter 5 a an einem Beispiele erläutert ist, durch und setzt die so erhaltenen Resultate zusammen. Ist bei konischen Stücken eine näherungsweise Annahme, wie im Beispiele, nicht möglich, so ersetzt man das Stück durch ein solches mit konstantem mittleren Durchmesser. Ergeben sich für die Formänderungsgrößen unzulässige Werte, so ist eine entsprechende Verstärkung der Abmessungen und eine nochmalige Nachrechnung vorzunehmen.

2. Tragzapfen.

Diejenigen Wellenteile, welche in den Lagern laufen, werden als **Tragzapfen**, und zwar solche am Wellenende als **Stirnzapfen**, sonst als **Halszapfen** bezeichnet. Beim Entwurfe der Welle müssen ihre Abmessungen bereits zumindest angenähert bekannt sein und reicht hierfür die Festigkeitsrechnung allein nicht aus. Überdies ist die richtige Bemessung der Zapfen für die Güte einer Krafttransmission von großer Bedeutung, so daß eine genauere Besprechung nötig erscheint. Im Folgenden soll nur von Zapfen, die in Gleitlagern laufen, die Rede sein, die Verhältnisse bei Kugellagern sind bei den zugehörigen Lagerkonstruktionen behandelt.

a) Reibungsverhältnisse.

Wirkt auf einen Tragzapfen von den Abmessungen l und d eine Kraft P (normal zur Zapfenachse), so bezeichnet man

$$p_m = \frac{P}{ld} \quad \dots \dots \dots 5.$$

als mittlere spezifische Flächenpressung. Die maximale spezifische Pressung hat nach der üblichen Theorie der Zapfenreibung die Größe $p_{\max} = \frac{4}{\pi} p_m$ und tritt an der Stelle gegenüber der Wirkung der Kraft auf. Wichtig ist, daß die an den einzelnen Punkten eines Querschnittes des Zapfens, bzw. der Schale verschieden große spezifische Pressung in dem zur Krafttrichtung normalen Durchmesser den Wert 0 hat, welcher Umstand die Zuführung von Schmiermaterial zu den stärksten belasteten Stellen erleichtert. Für die Reibungsarbeit, die bei der Umdrehung des Zapfens erzeugt wird, gilt

$$A^{\text{mkg/sek}} = \frac{4}{\pi} \mu P v \quad \dots \dots \dots 6,$$

für die spezifische Reibungsarbeit

$$A_z = \frac{A}{ld} = \frac{4}{\pi} \mu p_m v \quad \dots \dots \dots 6a.$$

Die Theorie nimmt die Verteilung des Druckes in sämtlichen Querschnitten längs des ganzen Zapfens als gleich an. Diesbezüglich liegen jedoch Versuche von Tower (1) vor, wonach die spezifische Pressung in der Mitte des Lagers bedeutend höher ist als der berechnete Wert von p_m , bzw. p_{\max} (ca. $1\frac{1}{2}$ mal so groß) und gegen die Enden zu abnimmt. Darauf ist bei Bemessung der zulässigen Flächenpressung Rücksicht zu nehmen. Zur Klarstellung der Reibungsverhältnisse sind in den Jahren 1901 und 1902 von Stribeck und Lasche umfangreiche Versuche mit Lagern unter den verschiedensten Verhältnissen durchgeführt worden (2). Eine Hauptaufgabe hierbei war die Bestimmung der Größe des Reibungskoeffizienten, der sich als außerordentlich klein (meist unter 0,01) und von der Flächenpressung, der Umlaufgeschwindigkeit des Zapfens und der Temperatur des Lagerkörpers abhängig erwies. Es widerspricht dies wohl der üblichen Annahme eines konstanten Reibungskoeffizienten, doch hat man es hier nicht mit der Reibung zweier fester Körper, sondern der Hauptsache nach mit der Reibung flüssiger Körper zu tun, da das zwischen dem Zapfen und der Lagerschale sich befindliche Schmiermaterial an beiden festen Körpern haftet, so daß eben nur die vorerwähnte Reibung zwischen den Flüssigkeitsteilchen auftritt.

Eine direkte Verwertung der Resultate dieser Versuche für die Zapfenberechnung bei Transmissionswellen ist nicht möglich, da man im normalen Betriebe nicht mit so günstigen Verhältnissen wie bei Versuchen und auch nicht mit so kleinen Werten von μ rechnen kann. Es erscheint für den vorliegenden Fall zweckmäßig, auf die Veränderlichkeit des Reibungskoeffizienten, die übrigens in dem hier in Betracht kommenden Gebiete von p_m und v nicht sehr bedeutend ist, keine Rücksicht zu nehmen. Der absolute Wert von μ dürfte bei normalen Ringschmierlagern, wie sie heute fast ausschließlich verwendet werden, höchstens 0,015—0,03 betragen und kann man den letzteren Wert auch bei Berechnung der Reibungsarbeit zugrunde legen. (Bei Lagern ohne Ringschmierung dürften die Werte etwa doppelt so groß sein.) Der von Bach vorgeschlagene Wert von $\mu = 0,05$ erscheint jedenfalls zu hoch, da dann die berechnete Reibungsarbeit so groß wird, daß in Wirklichkeit eine Abführung der ihr entsprechenden Wärmemenge ohne Zuhilfenahme

künstlicher Kühlung nicht möglich wäre. Um überdies der Unsicherheit in der Größe des Reibungskoeffizienten Rechnung zu tragen, ist bei den folgenden Ermittlungen der Zapfenabmessungen sein absoluter Wert so weit als möglich umgangen.

b) Berechnung der Zapfenabmessungen.

Als bekannt ist dabei die Größe des Zapfendruckes und die Umdrehungszahl der Welle voranzusetzen. Bei Halszapfen ist es beim Überwiegen des Drehmomentes der Welle über das für den Zapfen in Betracht kommende Biegemoment möglich, daß sein Durchmesser nur von dem ersteren abhängt, so daß sich die Rechnung nur auf die Bestimmung seiner Länge, bzw. die Kontrolle derselben erstreckt. Von diesem Falle abgesehen, sowie bei Stirnzapfen hat man zur Bestimmung der Abmessungen des Zapfens folgende Gleichungen zur Verfügung:

Unter der Voraussetzung, daß sich der Zapfendruck gleichmäßig über die ganze Zapfenlänge verteilt, gilt

$$\frac{Pl}{2} = \frac{1}{10} d^3 k_b \dots \dots \dots 7.$$

Ferner soll die spezifische Reibungsarbeit noch unter der Grenze liegen, die durch die Wärmeabfuhr ohne künstliche Kühlung gegeben ist. Statt Gleichung 6 a zu benutzen, kann man, μ als konstant vorausgesetzt, auch von dem Produkte $p_m v$ ausgehen. Bewährte Ausführungen von Weißmetallagern mit Ringschmierung, die für Hauptantriebe am häufigsten vorkommende Type, zeigen

$$p_m v = 10 - 20 \dots \dots \dots 8.$$

Den Zusammenhang zwischen diesen beiden Beziehungen stellt die Gleichung 5 her und aus dieser, sowie 7 und 8 können die Zapfenlänge und dessen Durchmesser bestimmt werden. Die so ermittelten Werte sind jedoch in vielen Fällen nicht beizubehalten, da die obigen Gleichungen einzeln mit den Anforderungen, die an den Zapfen gestellt werden und auch untereinander in Widerspruch stehen. Der Durchmesser soll mit Rücksicht auf Steifheit der Welle, sowie zur Verringerung des spezifischen Flächendruckes möglichst groß, mit Rücksicht auf Gleichung 6, da die gesamte, für den Wirkungsgrad der Transmission maßgebende Reibungsarbeit des Zapfens dem Durchmesser proportional ist, wieder möglichst klein sein. Die Lagerlänge hingegen soll ebenfalls wegen der Flächenpressung möglichst groß sein. Dies bedingt jedoch infolge des größeren Biegemomentes am Zapfenende auch ein Anwachsen des Durchmessers, außerdem aber kann über ein gewisses Verhältnis von l/d hinaus nicht mehr auf ein sicheres Anliegen des Zapfens längs der ganzen Schale gerechnet werden.

Nimmt man auf Vorstehendes vorläufig keine Rücksicht, so ergibt sich aus den Gleichungen in erster Linie, daß das Verhältnis l/d mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit des Zapfens ebenfalls steigt. In der Praxis ist es selbstverständlich unmöglich, die Lager für jeden Fall einzeln zu entwerfen und herzustellen. Um aber die Größe der Zapfengeschwindigkeit zu berücksichtigen, ist es üblich, zwei Serien von normalen Lagern zu bauen und zwar solche mit $l/d = 2,2-2,4$ für Umdrehungszahlen bis ca. 200 p.M. und solche mit $l/d = 3-3,5$ für höhere Umdrehungszahlen.

Über dieses Verhältnis geht man aus dem angeführten Grunde nicht gerne hinaus. Bei Umdrehungszahlen von 400—500 p. M. behält man gewöhnlich den berechneten Wert von l bei und vergrößert nur den Wellendurchmesser, um dadurch das meist schon unzulässig große Verhältnis l/d entsprechend herabzumindern. Außerdem werden die Lagerschalen nachgiebig (drehbar) ausgebildet. (Vgl. z. B.

Fig. 2, Taf. III.) Die mittlere Flächenpressung ist so zu bemessen, daß nicht ein Herausdrängen des Schmiermaterials aus dem Raume zwischen Zapfen und Schale und damit Heißlaufen des Lagers usw. eintritt. Zulässig sind wohl bei Weißmetallagern Werte von p_m bis 25 kg/cm^2 , bei Bronzelagern bis 30 kg/cm^2 . Bei guten Ausführungen findet man jedoch nie größere Werte als $10\text{--}15 \text{ kg/cm}^2$, vielfach aus Gründen der Betriebssicherheit sogar noch geringere. Bei Gußeisenschalen (Sellerslager) wird der mittlere Flächendruck mit $4\text{--}6 \text{ kg/cm}^2$ gewählt.

Bei der Festlegung der Zapfenabmessungen sollen, wenn diese auf Grund der angeführten Gleichungen vorläufig bestimmt sind, alle oben erwähnten Erwägungen berücksichtigt und dann mit den endgültigen Maßen die wirkliche Größe des spezifischen Flächendruckes berechnet werden. Die gesamte Zapfenreibungsarbeit ist nur für die Bestimmung des Wirkungsgrades einer Anlage nötig.

Die vorstehenden Angaben dürften in der überwiegenden Zahl der vorkommenden Fälle vollständig ausreichen. Bei sehr schweren Betrieben jedoch, wo man zur künstlichen Kühlung des Lagers greifen muß, kann eine genauere Berechnung der Zapfen unter Berücksichtigung der Veränderlichkeit des Reibungskoeffizienten und der Wärmeabfuhr erwünscht sein und ist dann auf die von Lasche (2) angegebene Berechnung zurückzugreifen (3).

3. Entwurf von Wellen.

In erster Linie ist hier die Lagerentfernung zu bestimmen oder zu wählen, welche man bei Auftreten von großen biegenden Kräften immer möglichst zu verringern sucht. Bei gewöhnlichen Wellen für Nebenstränge, wo die Bedingungen für die Verwendung der Gleichung 2a oder 4a gegeben sind, kann man bei Bestimmung der Lagerentfernung (meist auf der ganzen Länge des Stranges gleich groß) nach Bach derart vorgehen, daß man die Welle gleichmäßig mit einer Kraft belastet denkt, welche, um die Biegemomente zu berücksichtigen, gleich dem 4—5fachen Wellengewichte gewählt wird und dann die Länge bestimmt, bei der die Welle noch die angegebene Belastung mit entsprechender Sicherheit aufnehmen kann. Man erhält auf diese Weise, je nachdem die Welle nur innerhalb zweier Lager liegt, oder sich über dieselben hinaus fortsetzt, für die Lagerentfernung (E) die Formel $E = 100 \sqrt{d}$, bzw. $125 \sqrt{d}$. Die ausführenden Fabriken empfehlen ca. 2 m bis 50 mm Wellendurchmesser, 2,5 m bis 100 mm und 3 m für größere Wellendurchmesser. Diese Angaben dienen meist jedoch nur als Anhaltspunkte, da man an vorhandene Säulen, Pfeiler usw. zur Anbringung der Lager im vorhinein gebunden ist, um komplizierte Lagerkonstruktionen zu umgehen. Deshalb geht man andererseits manchmal sogar weit über die angegebenen Werte hinaus, bis zu 5 m Lagerentfernung, wenn es sich z. B. um Überführung eines Wellenstranges über einen Graben oder eine Durchfahrt handelt und auf dem betreffenden Wellenstücke keine Kraftabgabe stattfindet. Vorteilhaft benutzt man in diesem Falle statt der Vollwelle ein Stahlrohr, das bei gleicher Festigkeit geringeres Gewicht besitzt und sich daher auch nur weniger durchbiegt.

Was die Anordnung der Lager in bezug auf die anderen Teile der Transmission anlangt, wird man schwere Scheiben und Kupplungen möglichst nahe an die ersteren heranrücken, um die Biegemomente zu verkleinern. Ist dies nicht möglich, so empfiehlt es sich, die Lager überhaupt in kleineren Entfernungen anzubringen, um ein Schlagen der Welle zu verhindern.

Im Nachstehenden sind nur Wellenstücke mit 2 Lagern besprochen. Bei 3 oder mehr Lagern sind bei einer genauen Berechnung aus den Kräften und den Lagerentfernungen zuerst die Lagerdrücke mit Hilfe der elastischen Linie (Berechnung als durchlaufender Träger) zu bestimmen. Der weitere Vorgang ist der

gleiche wie bei Wellenstücken mit nur 2 Lagerstellen. Häufig begnügt man sich jedoch damit, den betreffenden Teil der Welle in Stücke mit 2 Lagern zu zerlegen und diese auf gewöhnliche Art zu berechnen, gegen welches Verfahren nichts einzuwenden ist, da der den ganzen Ermittlungen zugrunde gelegte Sicherheitskoeffizient ziemlich groß ist.

Beim Berechnen und Entwerfen eines Wellenstückes mit Berücksichtigung der Biegemomente kann folgender Vorgang eingeschlagen werden. Meist ist für die in Betracht kommende Welle, z. B. die erste Vorgelegswelle der Antriebsmaschine, bei einem Elektromotor die direkte Fortsetzung seiner Welle usw., nur die zu übertragende Leistung, Umdrehungszahl, sowie die Art der Kraftübertragung (mittels Riemen, Seil usw.) und die Größe der Scheiben bekannt, aus welchen Angaben auch die auf die Welle wirkenden biegenden Kräfte (Riemen- bzw. Seilzüge und Gewichte der Scheiben) bestimmt werden können. Ist nur eine Scheibe vorhanden, so wird man diese im allgemeinen in die Mitte zwischen beide Lager setzen. Liegen aber schon angenähert bestimmte Entfernungen zwischen den einzelnen Scheiben oder auch zwischen diesen und den Lagern vor, so muß die Entfernung der letzteren geschätzt und daraus die Bestimmung der Lagerdrücke vorgenommen werden. Reichen die vorliegenden Angaben dazu nicht aus, so bestimme man den Wellendurchmesser vorläufig aus Gleichung 2 und die Lagerlänge aus den im früheren angegebenen Werten für l/d . Aus den Lagerlängen, den Scheibenbreiten und der Lageraufstellung (auf Sockeln, an der Decke usw.), die für die kleinsten Zwischenräume zwischen Lagern und Scheiben maßgebend ist, kann die Lagerentfernung angenähert durch Aufzeichnen der Welle oder Rechnung ermittelt werden und sodann aus den Auflagerdrücken und den bekannten Drehmomenten die Wellenstärke nach Gleichung 3 an den hauptsächlich in Betracht kommenden Stellen (Mitten der Scheiben und Lagermitten). Für die letzteren sind die sich ergebenden Werte mit jenen aus der bereits vorausgegangenen Zapfenberechnung zu vergleichen. An den Stellen, wo Keilnuten in der Welle vorhanden sind, müssen die berechneten Werte etwa um die Tiefe der Nut vergrößert werden, um die durch die Keilnut selbst und deren Herstellung verursachte Schwächung auszugleichen.

Bei den meisten stärker belasteten Wellen ergibt sich deren Durchmesser an den Stellen, wo Scheiben sitzen, größer als in den Lagern (Wellenbrust). Man behält den größten Durchmesser, besonders wenn die Lager eng beisammen liegen, aus Herstellungsrücksichten bis knapp zu den letzteren, zumindest aber auf die Breite der Scheibe bei, um dann direkt auf den Lagerdurchmesser abzusetzen. Bei größerer Lagerentfernung wird entweder ein Stück von mittlerem Durchmesser zwischen Wellenbrust und Lager eingeschaltet, oder dieses Zwischenstück gegen das Lager zu konisch verjüngt ausgeführt. Dabei kann man auch das theoretische Wellenprofil mit zum Entwerfe heranziehen.

Mit besonderer Sorgfalt muß bei Wellenabsätzen vorgegangen werden. Es wäre z. B. ganz unzulässig, bei den Absätzen der Welle in Fig. 5 (S. 14) von 180 mm Durchmesser auf 140 mm Krümmungsradien von nur etwa 5 mm einzuschalten, da der-

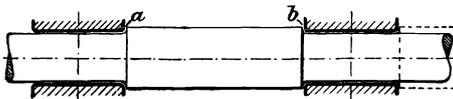


Fig. 1.

artige plötzliche Querschnittsänderungen die Beanspruchung der Welle an der betreffenden Stelle, abgesehen von durch die Herstellung bedingten Zusatzbeanspruchungen, ganz bedeutend erhöhen. Man wird daher diese Absätze, wie in der Figur ersichtlich,

mit möglichst flachen Übergangsbögen ausführen. Aus den gleichen Gründen sind auch Ausführungen nach Fig. 1 oder die früher sehr häufigen eingedrehten Lagerstellen (Fig. 1 rechts strichliert) zu vermeiden. Eine Untersuchung der Beanspruchung solcher Absätze ist von Föppl vorgenommen worden (4).

Die derart ermittelte Wellenform kann, abgesehen von meist nur geringfügigen Änderungen, wie z. B. eine auf Grund der Berechnung mögliche Verkleinerung der Abstände zwischen Lagern und Scheiben für die Ausführung beibehalten werden, vorbehaltlich der Kontrolle der Formänderungsgrößen, die besonders bei Wellen, bei denen die Lagerstellen gegenüber der Wellenbrust verhältnismäßig schwach sind (Wellen mit großer Entfernung der Lager) nicht unterlassen werden sollte, da man häufig gezwungen ist, die Welle in den Lagern zu verstärken, um nicht unzulässig große Durchbiegungen zu erhalten. Der Vorgang beim Entwerfen ist an einem Beispiele unter 5 a nochmals erläutert und sind weitere Ausführungen derartiger Façonwellen bei der Anlage auf Tafel XXII (s. Taf. XXIII und S. 141) dargestellt.

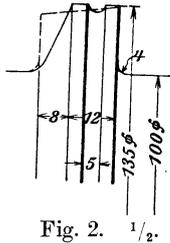
Bei Nebensträngen werden fast nur glatte Wellen verwendet. Findet hier die Kraftabgabe von einer Stelle angefangen gegen das Ende zu in mehreren Teilen statt, so wird man den Strang aus mehreren Stücken von entsprechend abnehmendem Durchmesser zusammensetzen (siehe auch das Beispiel auf S. 17), wobei aber zu ermitteln ist, ob nicht eine spätere Vergrößerung der Kraftabgabe auf dem betreffenden Strange, für welche natürlich eine derart abgesetzte Welle zum größten Teile unbrauchbar wäre, in Betracht kommt.

Von Wichtigkeit sind noch die Maßnahmen zur Sicherung der Welle gegen Verschiebungen in achsialer Richtung. Man sieht zu diesem Zwecke Verstärkungen, die mit ihr fest oder lösbar verbunden sein können, vor. Diese stützen sich gegen die Endflächen der Lagerschalen und verhindern so eine Verschiebung der Welle. Die Sicherung muß derart erfolgen, daß sich die Welle unter dem Einflusse der Wärme frei ausdehnen kann, weshalb man sie tunlichst nur in einem Lager festlegen wird. Das früher vielfach ausgeführte Anlaufenlassen der Welle an die beiden einander zugekehrten Seiten zweier Lager (Fig. 1 bei a und b) ist auch aus diesem Grunde zu verwerfen. Nimmt man an, daß die Welle bei einer bestimmten Temperatur in a und b wirklich genau anliegt und sich dann z. B. nur um 10^0 noch erwärmt, so dehnt sie sich bei einem Ausdehnungskoeffizienten von $1/80\ 000$ um $1/8000$ ihrer Länge aus. Sind die Lagerschalen unnachgiebig (aus Bronze), so würde infolge dieser Ausdehnung mit $E = 2\ 000\ 000\ \text{kg/cm}^2$ eine Spannung von $250\ \text{kg/cm}^2$ und bei einer Welle von $100\ \text{mm}$ Durchmesser, d. i. ca. $80\ \text{cm}^2$ Querschnitt, eine Achsialkraft von rund $20\ 000\ \text{kg}$ entstehen, die leicht eine Zerstörung der Anlage herbeiführen könnte. Wenn auch in Wirklichkeit infolge des nicht vollständig genauen Anliegens der Welle ein solches Klemmen nur sehr selten eintreten wird, ist doch mit Rücksicht auf diese Möglichkeit eine derartige Festlegung der Welle nicht auszuführen, ebenso sind auch deshalb eingedrehte Lagerstellen zu vermeiden.

Welches Lager an einem Wellenstrange zur Festlegung zu benutzen ist, hängt von der Disposition der Scheiben und Kupplungen ab. Sind Reibungskupplungen oder Kegelräder vorhanden, so empfiehlt es sich, ein Lager, das nahe diesen Teilen liegt, zur Sicherung zu verwenden. Andernfalls benützt man ein Lager nächst der Antriebsscheibe. Immer ist jedoch darauf zu achten, daß nicht etwa einzelne Lager zu weit von der Stelle, wo die Welle festgehalten ist, entfernt sind, wodurch infolge der Ausdehnung beträchtliche Teile der Lagerschalen mit neuen, nicht eingelaufenen Wellenstücken in Berührung kämen und eine Vergrößerung der Reibung eintreten würde. Durch Einbau von Ausdehnungskupplungen (s. S. 57) kann diesem Übelstande am einfachsten abgeholfen werden.

Zur Sicherung dienen entweder Bunde, welche mit der Welle unlöslich verbunden sind (Fig. 2 und 5), oder Stellringe (Fig. 3 und 4), die auf die Welle aufgeklemmt werden. Das erste Verfahren hat aber eine Reihe von Nachteilen, die seine Verwendung stark eingeschränkt haben. Die Bunde, die bei glatten Wellen entweder warm aufgezogen oder aufgeschweißt, bei Façonwellen meist aus dem

vollen gedreht werden, bieten beim Aufbringen von einteiligen Scheiben häufig Schwierigkeiten. Sie gestatten keine Nachstellbarkeit bei eintretender Abnützung, endlich ist auch eine Verschiebung der Welle in achsialer Richtung, ohne sie aus ihren Lagern herauszuheben, nicht möglich. Da bei wichtigen Wellen immer zweiteilige Scheiben verwendet werden und auch ein Verschieben kaum in Betracht



kommt, werden in solchen Fällen fast ausschließlich Bunde zur Festlegung benutzt und zwar bisher meist 2 (in Fig. 5 strichpunktirt) an den Enden der Lagerschale (Lauffläche), von der Form der Fig. 2, wobei die konische Fläche oder die eingedrehte Rille das Abspritzen des Öles erleichtert. Bei Lagern mit Ölkammern müssen die Bunde selbstverständlich innerhalb derselben liegen, da nur dadurch den Berührungsflächen mit den Lagerschalen das nötige Schmiermaterial zugeführt werden kann. Die Abmessungen der Bunde werden empirisch, der Wellenstärke entsprechend, gewählt und geben verschiedene Beispiele auf den Tafeln hierfür Anhaltswerte. (Vollständige Tabellen finden sich in den Preisbüchern der Transmissionsfabriken.) Nur bezüglich der Abrundungsradien bei aufgeschweißten oder aus dem vollen gedrehten Bunden sei auch hier darauf hingewiesen, daß dieselben nicht zu klein zu halten sind, etwa von 3 mm angefangen bei 30 mm Wellendurchmesser bis 7 mm bei 200 mm und darüber. Größere Radien, so erwünscht dieselben auch wären, sind mit Rücksicht auf die beschränkten Abmessungen der Bunde und deren sicheres Anliegen nicht möglich.

Für große Achsialdrücke genügen 2 Bunde nicht mehr. Man kann dann noch einen Mittelbund (z. B. alle 3 an dem einen Lager der Fig. 5 gezeichneten Bunde) und, wenn auch dies noch nicht ausreicht, 2 derart ausgestaltete Lager nebeneinander verwenden. Kammlager mit mehreren Bunden innerhalb eines Lagers kommen bei normalen Transmissionen sehr selten vor, da so große Achsialdrücke fast nie vorhanden sind (5).

Bei Lagern mit beweglichen Schalen (Sellerslagern) wurde schon seit längerer Zeit statt der 2 Außenbunde ein Mittelbund, der etwas stärker zu halten ist als die ersteren, verwendet (siehe Fig. 2, Taf. IV), welcher jedenfalls im Interesse der Einstellbarkeit des Lagers vorzuziehen ist. In letzter Zeit sind solche Mittelbunde auch für Lager mit festen Schalen für schwere Wellen vielfach in Gebrauch gekommen, wie dies Fig. 5 erkennen läßt. Abgesehen von der einfacheren Herstellung ist auch ein genaueres Passen des Bundes möglich.

Außer den schon angeführten Nachteilen der Bunde wäre noch zu erwähnen, daß auch durch die Herstellung derselben Mehrbeanspruchungen der Welle auftreten. Wird der Bund aus dem vollen gedreht, so bedeutet dies eine plötzliche Querschnittsänderung der Welle mit kleinen Übergangsradien. Geschieht die Herstellung jedoch durch Aufziehen oder Aufschießen, so tritt auch dabei fast immer eine Zusatzbeanspruchung der Welle auf.

Als einziger und überdies nur bei sehr großen Achsialdrücken zur Geltung kommende Vorteil der Bunde bleibt der übrig, daß bei ihnen gegenüber den Stellringen ein Lösen ausgeschlossen ist, welches bei den letzteren, falls die Schrauben genügend scharf angezogen und nicht zu klein sind, jedoch äußerst selten vorkommt, so daß die Verwendung von Stellringen, denen die angeführten Nachteile der Bunde nicht anhaften, auch für schwerere Wellen immer häufiger wird.

Die gewöhnlichen Ausführungen der Stellringe sind in Fig. 3 und 4 nach Zeichnungen der Maschinenfabrik Tannwald in Tannwald (Böhmen) dargestellt. Sie besitzen gewöhnlich rechteckigen Querschnitt (Fig. 3 und der 35 mm breite Teil des Ringes Fig. 4) und werden sowohl ein- als auch zweiteilig hergestellt. Zu ihrer Feststellung auf der Welle werden eine, bei größeren Ausführungen 2 versenkte

Stahlschrauben verwendet, die sich mit ihrer Spitze oder einer ringförmigen Kante in die Welle eindrücken. Auch können die Ringe nur durch die Teilungsschrauben, ähnlich wie bei den Schalenkupplungen (s. S. 54), auf die Welle aufgeklemmt werden (Ausführung der Maschinenbauanstalt Humboldt in Kalk b. Köln).

Die Stellringe müssen sich, wie die Bunde, bei Lagern mit Ölkammern (Ringschmierlagern) an die Endflächen der Lagerschalen legen. Bei Verwendung von gewöhnlichen Stellringen nach Fig. 3, die also dann innerhalb der Ölkammern liegen würden, wären die letzteren deshalb ziemlich groß auszuführen und benützt man

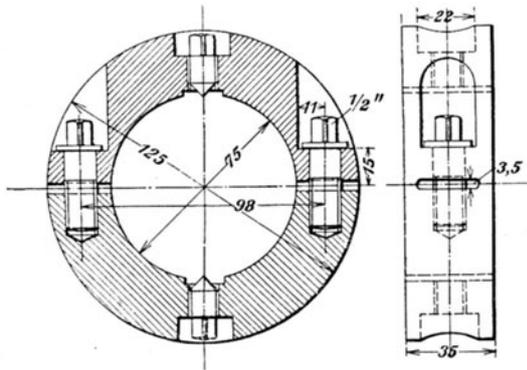


Fig. 3. Stellring. (Mf. Tannwald.) $\frac{1}{3}$.

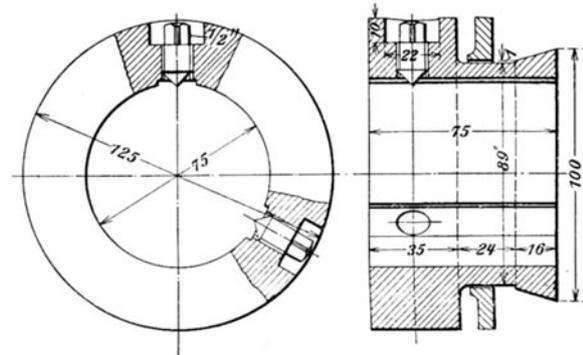


Fig. 4. Bundstellring. (Mf. Tannwald.) $\frac{1}{3}$.

daher den in Fig. 4 dargestellten Bundstellring, dessen rechte Endfläche sich gegen die Lagerschale legt; der Teil, der die Feststellschrauben trägt, liegt außerhalb der in der Figur auch angedeuteten Ölkammer, deren Abmessungen in keiner Weise vergrößert werden müssen.

Auch die Abmessungen der Stellringe werden nur nach der Erfahrung bestimmt. Die Stärke der Klemmschrauben steigt bei Wellendurchmessern von 30 bis 150 mm von $\frac{3}{8}$ '' auf $\frac{3}{4}$ '', die Breite des Ringes beträgt mit Rücksicht auf entsprechende Stärke des Materials neben den Schrauben und deren Schlüsselweite etwas mehr als der dreifache Schraubendurchmesser, der äußere Ringdurchmesser ist etwa gleich dem $1\frac{1}{2}$ fachen Wellendurchmesser. Die Verbindungsschrauben erhalten die gleiche Stärke wie die Klemmschrauben. Sind von den letzteren 2 (von ca. 75 mm Wellendurchmesser an) vorhanden, so werden sie bei einteiligen Ringen unter einem Winkel von 90° oder 120° , bei zweiteiligen je nach dem vorhandenen Platze unter dem letztgenannten Winkel oder auch unter 150° und 180° versetzt.

4. Hohlwellen.

Abgesehen von den sehr seltenen Stahlrohrwellen hat der Kreisringquerschnitt noch Verwendung bei den Hohlwellen gefunden. Als Material für dieselben kommt Gußeisen, eventuell Stahlguß, bei sehr großen Kräften auch Stahl in Betracht. Ist die Kraftabgabe an die Hohlwelle im Verhältnis zur Kraftleitung der Vollwelle relativ gering, so ist eine rechnerische Bestimmung der Abmessungen der ersteren überflüssig. Man wählt den inneren Durchmesser um 5—10 mm größer als jenen der durchgehenden Vollwelle, welcher Spielraum auch ein Streifen der beiden Wellen aneinander infolge der Durchbiegung sicher verhindert. Die Stärke der Hohlwelle beträgt an den Lagerstellen je nach dem Durchmesser der Vollwelle 20—30 mm, an jener Stelle, wo die Scheibe sitzt, wird diese Stärke mit Rücksicht auf die Keilnut noch etwas vergrößert und dieser Teil auch

als Wellenbrüst ausgebildet. Die Länge der Lager ist mit Rücksicht auf den großen Durchmesser meist gering und beträgt im Durchschnitt 1,3—1,6, höchstens das zweifache vom Hohlwellendurchmesser. Die Entfernung der beiden Lager wird auch hier möglichst klein gehalten und schwankt im allgemeinen zwischen 900 und 1000 mm. Eine Hohlwelle nach Ausführung der Maschinenfabrik J. Weipert & Söhne in Stockerau b. Wien zeigt Taf. XXIX. (Weitere Beispiele siehe auf derselben Tafel und auf Taf. XXVII.) Das Sichern gegen achsiale Verschiebung geschieht bei den Hohlwellen der einfacheren Herstellung halber immer mit Bunden (auch einem Mittelbunde). An dem freien Ende wird die Hohlwelle etwas über die Ölkammer des Lagers hinausgeführt, weil sonst das innerhalb der letzteren abgespritzte Öl leicht längs der Vollwelle aus dem Lager herausfließen könnte. Besondere Sorgfalt erfordert die Verbindung der Hohlwelle mit dem betreffenden Teile der Kupplung. Die dargestellte Welle besitzt einen Flansch und ist durch Schrauben, zu denen manchmal noch kräftige Prisonstifte hinzutreten, mit der Kupplung verbunden. Die Berechnung der Zahl und Stärke der Schrauben hat wie bei Scheibenkupplungen (s. S. 55) zu erfolgen. Vereinzelt wird der Kupplungsteil mit der Hohlwelle zusammen aus einem Stück gegossen, oder auch auf diese aufgekeilt (Taf. XXVII), wobei das Wellenende zu verstärken ist.

Bezüglich der Berechnung soll noch bemerkt werden, daß man bei empirischer Bestimmung der Stärken höchstens die der Wellenbrüst wie bei Vollwellen, jedoch mit $\frac{1}{10} \frac{d_1^4 - d_2^4}{d_1}$ als Widerstandsmoment nachrechnet. Die Biegebungsbeanspruchung der Welle ist bei Gußeisen mit ca. 100 kg/cm², bei Stahlguß mit 250 kg/cm², bei Stahl mit 350 kg/cm² anzunehmen.

5. Beispiele.

a) Berechnung einer Hauptantriebswelle.

Es soll die in Fig. 5 nach einer Ausführung der Maschinenfabrik J. M. Voith in St. Pölten b. Wien dargestellte Welle, die Fortsetzung derjenigen eines Elektromotors, die links von der gezeichneten zu denken ist, berechnet und entworfen werden. Beide Teile sind durch eine Bandkupplung (s. S. 59) verbunden. Die maximale Leistung des Elektromotors beträgt 400 PS, die minutliche Umdrehungs-

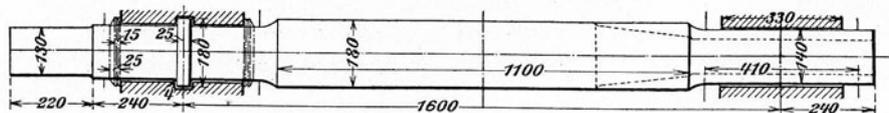


Fig. 5. Hauptantriebswelle. (J. M. Voith.) $\frac{1}{20}$.

zahl 500. In der Mitte der Welle sitzt eine 600 mm breite Riemscheibe. Der Riemenzug von ca. 5000 kg wirkt unter 15° schräg nach abwärts. Diese Kraft wäre mit dem vertikal nach abwärts wirkenden Gewichte der Scheibe zusammzusetzen. Da dieses jedoch nur 500 kg beträgt, so weicht die Größe der resultierenden Kraft fast gar nicht von dem zuerst angeführten Werte ab. Aus dem gleichen Grunde kann man auch das Gewicht der Kupplungshälfte vernachlässigen. Für die Welle ist noch bekannt, daß die Lager auf gußeisernen Böcken und diese wieder auf Betonsockeln aufgestellt sind.

Dem unter 3 angegebenen Vorgange entsprechend, werden zuerst die Abmessungen der Zapfen ermittelt. Aus den Gleichungen 5, 7 und 8 ergibt sich bei

einem Zapfendrucke von 2500 kg mit $k_b = 500 \text{ kg/cm}^2$ für Stahl und der Konstanten in Gl. 8 mit 20 der Zapfendurchmesser mit 95 mm, dessen Länge mit 330 mm. Wählt man die Konstante in Gleichung 8 kleiner, so erhält man größere Zapfenabmessungen; der spezifische Flächendruck sinkt dadurch wohl etwas, die gesamte Zapfenreibrarbeit wird jedoch größer, so daß bei den an sich geringen Flächendrücken kein Grund vorliegt, von den obigen Werten vorläufig abzugehen. Die Lagerentfernung (von Mitte zu Mitte) bestimmt sich aus der Riemscheibenbreite (600 mm), der Breite eines Sockels (selten weniger als 600, hier 700 mm) und den Zwischenräumen der genannten Teile (hier reichlich mit 150 mm gewählt) zu $600 + 700 + 2 \cdot 150 = 1600 \text{ mm}$.

Würde die Welle zu einer Wandtransmission gehören, so könnte dieser Wert ziemlich verkleinert werden. In diesem Falle käme nicht mehr die Sockelbreite, sondern die Lagerlänge (bei 330 mm Schalenlänge ca. 400 mm, nach den Tabellen der Firma oder Fig. 3, Taf. II genau 410 mm) in Betracht und ließe sich bei einem Abstände zwischen Riemscheibe und Lager von nur 100 mm die Lagerentfernung auf $400 + 600 + 2 \cdot 100 = 1200 \text{ mm}$ herabmindern.

Mit dem so erhaltenen Werte (1600 mm) kann jetzt die Stärke der Welle in der Mitte bestimmt werden. Es beträgt daselbst das Biegemoment $M_b = 2500 \text{ kg} \cdot 80 \text{ cm} = 200\,000 \text{ kgcm}$, das Drehmoment $\frac{72\,000 \cdot 400}{500} = 58\,000 \text{ kgcm}$ und kann bei dem vorliegenden Verhältnisse $M_d/M_b = 1/4$, wie bekannt, das ideale Moment ohne Fehler dem Biegemomente gleichgesetzt werden. Aus Gleichung 3 ergibt sich mit $k_b = 500 \text{ kg/cm}^2$ der Wellendurchmesser an der Wellenbrust zu 160 mm, welcher Wert jedoch mit Rücksicht auf die hier etwa 10 mm tiefe Keilnut auf 180 mm zu erhöhen ist, wie auch ausgeführt.

Diese Stärke muß mindestens auf die Breite der Riemscheibennabe, ungefähr also auf Scheibenbreite, beibehalten werden. Die Verstärkung der Welle könnte etwa 250 mm von Lagermitte, mit Rücksicht auf die Länge des Lagerkörpers, beginnen und das dann ca. 250 mm lange Verbindungsstück konisch ausgeführt werden, wie in der rechten Hälfte der Figur strichliert angedeutet. Eine Nachrechnung der Wellenstärke an den Lagerstellen ergibt für das linke Lager keinen höheren Wert als 95 mm, für das rechte Lager kommt überhaupt nur der Zapfendruck in Betracht, so daß sich damit die gleiche Ausführung beider Zapfen rechtfertigt.

Gegen die Beibehaltung der so ermittelten Wellenform spricht jedoch, daß die Zapfenstärke nur etwa die Hälfte des Durchmessers an der Wellenbrust beträgt und das Übergangsstück ziemlich kurz ist, daher die Neigung der Welle in den Lagern verhältnismäßig groß sein dürfte. Um darüber Aufschluß zu erhalten, ist nachstehend die Bestimmung der Wellenneigung, und zwar auf rechnerischem Wege, durchgeführt. Die Grundlage derselben bildet die Differentialgleichung der elastischen

Linie $\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{M_b}{E \cdot J}$. Im vorliegenden Falle ist das Moment im Abstände x vom Lager gleich $\frac{5000}{2} x$, $E = 2\,000\,000 \text{ kg/cm}^2$ und $J = \frac{1}{20} d^4$ zu setzen. Mit diesen

Werten geht die obige Gleichung über in $\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{x}{40 d^4}$. In den Teilen mit konstantem Wellendurchmesser ist die Integration dieser Gleichung ohne Schwierigkeiten möglich. Bei dem konischen Verbindungsstücke sei zur Vereinfachung angenommen, daß der Durchmesser von 250 mm Entfernung von Lagermitte an proportional dieser Größe wächst, also bereits in einem Abstände von ca. 470 mm (statt 500 mm wie gezeichnet) die Größe von 180 mm erreicht. (Derartige oder ähnliche Annäherungen sind in der Mehrzahl der vorkommenden Fälle möglich.) Auf diesem Stücke hat also der Durchmesser die Größe $\frac{9,5}{25} x$. Die Integration der Gleichung

ist jetzt auch für den mittleren Teil möglich. Die Bezeichnungen 0, 1, 2 und 3 beziehen sich auf die Größen am Auflager, bzw. in einer Entfernung von 250, 470 und 800 mm davon. Es gilt dann

$$\left(\frac{dy}{dx}\right)_1 = \int_0^1 \frac{x \, dx}{40 d_0^4} + \left(\frac{dy}{dx}\right)_0 = \frac{1}{80} \frac{x_1^2}{d_0^4} + \left(\frac{dy}{dx}\right)_0 [d_0 = 9,5 \text{ cm}, x_1 = 25 \text{ cm}]$$

$$\begin{aligned} \left(\frac{dy}{dx}\right)_2 &= \int_1^2 \frac{x \, dx}{40 \left(\frac{9,5}{25} x\right)^4} + \left(\frac{dy}{dx}\right)_1 = \int_1^2 \frac{47,5 \, dx}{40 x^3} + \left(\frac{dy}{dx}\right)_1 \\ &= \frac{47,5}{80} \left[\frac{1}{x_1^2} - \frac{1}{x_2^2} \right] + \left(\frac{dy}{dx}\right)_1 [x_2 = 47 \text{ cm}] \end{aligned}$$

$$\left(\frac{dy}{dx}\right)_3 = \int_2^3 \frac{x \, dx}{40 d_3^4} + \left(\frac{dy}{dx}\right)_2 = \frac{1}{80} \frac{x_3^2 - x_2^2}{d_3^4} + \left(\frac{dy}{dx}\right)_2 [d_3 = 18 \text{ cm}, x_3 = 80 \text{ cm}]$$

$\left(\frac{dy}{dx}\right)_3$ hat den Wert 0, da doch die elastische Linie hier parallel zur Achse ist und es

kann durch Addition der drei Gleichungen $\left(\frac{dy}{dx}\right)_0$ d. i. die Neigung der elastischen Linie im Lager bestimmt werden, die sich zu 0,0021 ergibt. Multipliziert man diesen Wert mit der Lagerlänge (330 mm), so erhält man einen Betrag von ca. 0,7 mm, welcher den Höhenunterschied der beiden Punkte der Wellenachse an den Lagerenden angibt und der bei den geringen üblichen Spielräumen von höchstens 0,1 mm zwischen Zapfen und Schale bei festen Schalen kaum mehr zulässig erscheint. Es wären daher, falls die Abmessungen beibehalten werden, bei einer derartigen Neigung bereits einstellbare Schalen zu verwenden. Auch die Bestimmung der Durchbiegung in der Mitte der Welle ist leicht möglich. Zwischen der Formänderungsarbeit A, der biegenden Kraft P und der Durchbiegung y besteht die Beziehung $A = \frac{1}{2} P y$.

A hat aber auch den Wert $\frac{1}{2} \int_0^1 \frac{M^2 \, dx}{E J}$ (die Integration über die ganze Entfernung l

zwischen den Auflagern ausgedehnt), wofür man im vorliegenden Falle den doppelten Wert der Integration bis zur Mitte, welche wie bei der früheren Rechnung in 3 Teilen durchzuführen ist, einsetzen wird. Durch Gleichsetzung beider Ausdrücke ergibt sich die Durchbiegung in der Mitte nach Ausführung der Rechnung zu 0,7 mm. Die Formänderungsgrößen infolge der Schubkräfte, welche die obigen Werte im allgemeinen um ca. 10 v. H. vergrößern, brauchen nicht in Rechnung gezogen werden.

Um die Neigung der Welle in den Lagern zu verkleinern, wäre es am einfachsten, bereits an der Stelle, wo der Anfang des konischen Übergangsteiles gedacht war, den Durchmesser auf 180 mm zu vergrößern. Mit Rücksicht auf die dadurch entstehende plötzliche Querschnittsänderung erscheint jedoch dieser Weg nicht zweckmäßig. (Bezüglich der Formänderungsgrößen würde diese Ausführung bereits zulässig sein.) Für die Bemessung des Durchmessers in den Lagern liegen aber 2 Anhaltspunkte vor. Es beträgt die Wellenstärke am Ende der Elektromotorwelle bereits 130 mm und empfiehlt es sich, nicht unter diesem Werte zu bleiben. Die Größe von 130 mm entspricht überdies auch der Gleichung 2. Die tatsächliche Ausführung der Welle ist nun die folgende: Der Durchmesser in den Lagern ist etwas größer als jener des Endes der Motorwelle und beträgt 140 mm unter Beibehaltung der berechneten Lagerlänge von 330 mm. Am linken Ende beträgt die Stärke an dem Teile, auf dem die Kupplung aufgekeilt ist, 130 mm. Ein solcher

Absatz, der jedoch nur 1—2 mm zu betragen braucht, ist insbesondere beim Aufziehen von Kupplungsteilen von Vorteil. Die Übergangskurve zum Durchmesser der Wellenbrust beginnt sofort nach dem Austritt der Welle aus der Ölkammer und ist ca. 40 mm lang. Die Sicherung der Welle geschieht durch einen Mittelbund am linken Lager.

(Bei 2 Bunden, in Fig. 5 strichpunktiert, kommt noch oft eine falsche Ausführungsform vor. Es wird nämlich, statt wie gezeichnet, gegen die Wellenbrust zu, nicht nach dem Lager ein Bund vorgesehen und hierauf die Welle wieder abgesetzt, sondern diese wird gleich in voller Stärke weiter geführt (ähnlich wie in Fig. 1). Damit ist jedoch wieder die plötzliche Querschnittsänderung vorhanden, die vermieden werden soll und bei Bunden, wie auf Grund der Föppl'schen Untersuchungen geschlossen werden darf, wegen der geringen Breite derselben nur sehr wenig zur Wirkung kommen kann. Außerdem ist aber längs der verstärkten Welle ein Austritt von Schmiermaterial viel leichter möglich. Will man den Übergang der Durchmesser erleichtern, so kann man nach dem Bunde auf einen etwa 10 mm größeren Durchmesser als in der Lagerschale absetzen, womit die geschilderten Nachteile vermieden werden.)

Das rechte Wellenende ist symmetrisch ausgeführt, außerdem ragt die Welle aus dem Lager noch etwas heraus. Es wird dadurch deren wärmeabführende Oberfläche vergrößert, überdies bietet sich die Möglichkeit, an dem freien Ende Messungen der Umlaufzahl vorzunehmen. Hört aber die Welle bereits im Lager auf, so ist dieses auf der Stirnseite zu verschließen, um das Wegspritzen von Öl zu verhindern. Ist eine Fortsetzung der Welle über das freie Ende hinaus z. B. bei einer Vergrößerung der Anlage, zu erwarten, so muß das herausragende Stück so lang sein, daß es das Aufkeilen einer Kupplungshälfte gestattet. Außerdem wäre noch zu bemerken, daß bei Bunden am Ende der Welle (siehe z. B. die Welle des auf Taf. XXVI dargestellten Stranges) diese nur dann, wenn die Bunde aus dem Vollen gedreht sind, mit dem einen der letzteren innerhalb des Lagers abschließen darf. Andernfalls soll die Welle noch ein entsprechendes Stück weitergeführt werden, da bei großen Achsialkräften und aufgeschweißten oder aufgezogenen Bunden, falls sie sich am Wellenende befinden, nicht auf vollständig sicheres Festhalten derselben gerechnet werden kann.

Die Berechnung der Formänderungsgrößen für die ausgeführte Welle geschieht wie vorher. Es ergibt sich für die Neigung im Lager 0,00036, für die maximale Durchbiegung 0,45 mm. Die Reibungsarbeit, nach Gleichung 6 mit $\mu = 0,03$ bestimmt, hat für beide Lager zusammen die Größe von 9,3 PS, also ca. 2,3 % der gesamten Motorleistung, welcher Wert aber im Betriebe kaum erreicht werden dürfte. Der mittlere spezifische Flächendruck beträgt nur 5,5 kg/cm².

b) Berechnung eines Transmissionsstranges.

Es seien die Wellenstärken für die einzelnen Teile des Stranges IV auf Taf. XXX zu bestimmen. Die gesamte an den Strang übertragene Leistung beträgt 35 PS, von denen 20 PS an eine weitere Welle abgegeben werden, die restliche Kraft verteilt sich auf 10 Arbeitsmaschinen, d. h. 1,5 PS pro Maschine, die Umdrehungszahl beträgt 150 p. M.

Wie aus der Zeichnung ersichtlich, ist das erste Stück für eine zu übertragende Leistung von 35 PS zu berechnen, das zweite für 33,5 PS, die übrigen für 10,5 PS bzw. 7,5 PS, 4,5 PS und 1,5 PS. Es empfiehlt sich aber mit Rücksicht auf eventuellen zeitweilig größeren Kraftbedarf einzelner Maschinen mit entsprechend höheren Leistungen zu rechnen und sind daher statt der zuletzt angeführten 4 Werte 12, bzw. 9, 6 und 3 PS angenommen.

Es ergeben sich dann aus Gleichung 4a für die Durchmesser der aufeinander folgenden Stücke Werte von 85, 80—85, 65, 60, 55 und 50 mm. Die ausgeführten Stärken sind bei dem dritten und fünften Stücke etwas größer als wie vorstehend berechnet; vielfach wird die Abstufung der Durchmesser auf noch weniger Werte beschränkt, um möglichst viele gleichartige Lager und Kupplungsteile verwenden zu können, also die Zahl der Ersatzstücke einzuschränken.

1. Tower, The Engineer, Jahrg. 1884, II, S. 434, auch Bach X, S. 497.
2. Mitteilungen über Forschungsarbeiten. Herausgegeben vom Verein Deutscher Ingenieure. Heft 7 (Stribeck), bzw. Heft 9 (Lasche). Berlin 1902.
3. S. a. Stodola, Die Dampfturbinen. 4. Aufl. Berlin 1910, S. 309.
4. Föppl, Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure (Z. d. V. d. I.), Jahrg. 1905, S. 1032.
5. S. z. B. die in der Einleitung unter 1. angeführten Werke über Maschinenelemente.

II. Lager.

1. Allgemeines.

Die einfachen Stehlager sind heute nur mehr sehr wenig in Gebrauch (1). Als Beispiele dafür können, einige besondere Einzelheiten ausgenommen, die in Fig. 2 und 3, Taf. I dargestellten Konstruktionen gelten. Sie zeigen die üblichen Teile: Lagerkörper, Lagerdeckel, obere und untere Schale, sowie die sogenannten Deckelschrauben zum Festhalten des Deckels auf dem Lagerkörper. Mit den Lagerfußschrauben wird das Lager an der Unterlage, die der Aufstellungsart der Transmission entsprechen muß, befestigt.

Über die Berechnung der Hauptabmessungen dieser Lager, die auch für alle übrigen gilt, sei bemerkt: Schalenlänge und Durchmesser sind aus der Größe des Zapfendruckes bekannt. Für die Bestimmung der Stärke der Deckelschrauben wird die Richtung des Zapfendruckes möglichst ungünstig angenommen, da es nicht tunlich ist, für jeden besonderen Fall das Lager neu zu entwerfen, und zwar vertikal nach aufwärts. Man erhält mit den Ausführungen gut übereinstimmende Werte, wenn man eine Beanspruchung der Schrauben von 480 kg/cm^2 , entsprechend einer Belastung von $240\text{—}270 \delta^2$ (je nach der Stärke) zuläßt und p_m bei den am häufigsten verwendeten Lagern von $l = 2,2\text{—}2,4 d$ mit 30 kg/cm^2 wählt, bei z (2 oder 4) Schrauben aus

$$P = p_m \cdot l \cdot d = z \cdot 240 (270) \delta^2 \dots \dots \dots 9.$$

Die Lagerfußschrauben werden, wenn auch für sie die gleiche Kraft wie für die Deckelschrauben in Betracht kommt, mit Rücksicht darauf, daß sie bei einem eventuell vorhandenen Achsialschube, sowie bei größerem horizontalen Zapfendrucke ein Verschieben des Lagers auf seiner Unterlage verhindern sollen und daher stärker angezogen werden müssen, gewöhnlich um $\frac{1}{8}''$ stärker als die ersteren gewählt.

Von den Lagerabmessungen (Stärken) selbst lassen sich wohl die des Deckels und des Lagerfußes rechnerisch bestimmen (1). Wegen der unsicheren Grundlagen dieser Rechnung wird man es aber vorziehen, auf Grund von vorliegenden Ausführungen die verschiedenen Größen zu wählen.

Die hauptsächlichsten Anforderungen, die an ein Lager gestellt werden, abgesehen davon, daß die Abmessungen den auftretenden Beanspruchungen genügen, sind folgende:

1. Anliegen des Zapfens auf der ganzen Schalenlänge.
2. Wahl eines Schalenmetalles, das den Zapfen schont.
3. Leichte Auswechselbarkeit der Schalen.
4. Richtige und ausreichende Zuführung von Schmiermaterial, doch nur während der Bewegung des Zapfens.
5. Vollständige Ableitung der durch Reibung erzeugten Wärmemenge.
6. Verhinderung jeder Verunreinigung der Umgebung des Lagers durch austretendes Schmiermaterial.
7. Möglichst einfache und übersichtliche Bedienung des Lagers.

Der Forderung 1 wird durch Verstellbarkeit der Höhenlage des Lagermittels genügt, sowie dadurch, daß die Schalen in Teilen einer Kugelfläche am Lagerkörper anliegen und sich der Durchbiegung der Welle entsprechend einstellen können.

Für die Forderung 2 kommt bei größeren Flächenpressungen in erster Linie Weißmetall oder dgl., in bestimmten Fällen auch Bronze oder Rotguß, Gußeisen aber nur bei geringen Flächenpressungen in Betracht.

Der Forderung 3 entsprechen herausnehmbare Schalen mit Weißmetallausguß o. ä. wegen des leichten Ersatzes des eigentlichen Lagermetalles durch neuerliches Ausgießen am Besten.

Forderung 4 ist die weitaus wichtigste. In den meisten Fällen entspricht hier die Ringschmierung am Vollkommensten, ebenso auch gegenüber der Forderung 5, da bei Ringschmierlagern durch reichliche Dimensionierung der Ölkammern und Vergrößerung der ausstrahlenden Oberfläche des Lagers die Abfuhr der Wärme am leichtesten möglich ist, sowie gegenüber den letzten beiden Forderungen.

Die Wahl des Lagerschalenmaterials und die Art der Schmierung sollen ihrer Wichtigkeit halber ohne Eingehen auf bestimmte Konstruktionen allgemein kurz besprochen werden.

a) Lagermetalle.

Am häufigsten wird das sogenannte Weißmetall, eine Zinnlegierung, verwendet. Es wird in die gußeisernen Schalen, manchmal auch in den Lagerkörper, bzw. Deckel selbst eingegossen, wobei, um es dort festzuhalten, meist schwalbenschwanzartige Aussparungen in den Gußteilen vorgesehen sind. Seltener vorkommende Sicherungen zeigt Fig. 12 bei a und b nach Ausführungen des Eisenwerkes Wülfel in Wülfel vor Hannover. Verwendung findet Weißmetall bei allen Lagern, abgesehen von solchen, die stoßweise belastet sind, oder aber nur geringe Drücke aufzunehmen haben. Der Reibungskoeffizient ist ungefähr ebenso groß wie bei Bronzeschalen, außerdem wird aber im Gegensatz zu diesen bei eintretendem Heißlaufen der Zapfen von dem weichen Weißmetall nicht angegriffen. In letzter Zeit sind für letzteres Bleilegierungen als Ersatz vielfach in Verwendung gekommen, von denen das Magnolia metall, sowie insbesondere das Glycometall erwähnt werden sollen. Die Glycometallgesellschaft m. b. H. in Wiesbaden hat auch mit großem Erfolge einen neue Art des Schalenausgusses eingeführt, welche unter Benutzung von gelochten Blechen als Träger für das Schalenmetall eine Reihe von Mängeln, die dem üblichen Ausgusse anhaften, beseitigt (2). In der Konstruktion der Lagerschalen tritt, abgesehen von dem Wegfall der Schwalbenschwanznuten, keine Veränderung ein.

Von den übrigen Schalenmaterialien ist über Bronze und Rotguß zu bemerken, daß diese nur mehr bei sehr stoßweisem Betriebe verwendet werden und man auch da vielfach aus den angeführten Gründen hiervon abgeht.

Gußeisen steht nur bei Lagern mit geringen Flächenpressungen in Verwendung und zwar fast ausschließlich bei den sogenannten Sellerslagern mit verhältnismäßig langen Schalen.

b) Schmierung.

Der Zweck der Schmierung ist bekanntlich die Verminderung der Reibung zwischen Zapfen und Schale, die, falls diese beiden Teile nicht durch das Schmiermaterial an ihrer unmittelbaren Berührung gehindert sind, sehr groß wird. Bezüglich der verschiedenen Schmiermittel und ihrer Eigenschaften sei auf die Literatur, besonders auf das umfassende Werk von Großmann verwiesen (3).

Die im Transmissionsbau gebräuchlichen Schmiermittel sind: Pflanzenfette (Öle), tierische Fette (Talg und dgl.), sowie hauptsächlich mineralische Öle. Die

Ölschmierung ist meist der mit sogenannter Starrschmiere (einem Gemische von Schweinefett und Rüböl) vorzuziehen, da sie eine bessere Regulierung der Zufuhr und eher eine Wiederverwendung des gebrauchten Schmiermaterials und aus diesem Grunde auch eine reichlichere Zuführung desselben gestattet.

Starrschmiere hingegen, die zähflüssig ist, tropft und spritzt bei nicht zu großen Umlaufzahlen nicht von den Lagern ab, füllt außerdem die Poren gut aus und schützt dadurch die Lager besonders vor dem Eindringen von Staub. Auch der Verbrauch ist bedeutend geringer. Die größere Zähflüssigkeit verursacht aber eine Vermehrung der Reibung, die Zuführung muß unter Druck geschehen und eine Wiederverwendung des Schmiermittels, da mit zu großen Kosten verbunden, ist praktisch nicht durchführbar. Die Benutzung der Starrschmiere mit den üblichen Schmiervorrichtungen beschränkt sich daher bei Lagern hauptsächlich auf solche mit geringen Umlaufzahlen oder in staubigen Betrieben.

In den letzten Jahren ist unter der Bezeichnung „Calypsol“ eine Starrschmiere aus einem amerikanischen Pflanzenfett vielfach in Verwendung gekommen, da damit geschmierte Lager keine Wartung brauchen und der Verbrauch an Schmiermaterial sehr gering ist. In Fig. 1, Taf. I ist ein für Calypsol schmierung eingerichtetes Lager, in Fig. 3, Taf. IV ein Schalenpaar dargestellt. Beide Ausführungen zeigen in der oberen Hälfte große Behälter zur Aufnahme von Schmiermaterial. Die Wände derselben werden zuerst mit Calypsolgarn (mit dem Schmiermaterial getränkte Wollfäden) ausgekleidet, um die Lagerstellen rein zu halten, ein Austreten des Schmiermaterials aus den Lagern in der Richtung der Welle zu verhindern und da durch diese Auskleidung auch nur ein schmaler Streifen in der Öffnung gegen die Welle freibleibt, die Zuführung des Fettes (Calypsolgries), das in den übrigen Teil des Behälters eingefüllt wird, möglichst sparsam zu gestalten. Da bei Erwärmung ein Schmelzen des Fettes und damit auch eine erhöhte Schmierung eintritt, ist ein Heißlaufen der Lager in sicherer Weise vermieden. Die Umwandlung gewöhnlicher Lager in solche für Calypsol schmierung beschränkt sich auf die Auswechslung des Lagerdeckels, bzw. der oberen Schale.

Die einfachste Art der Ölschmierung ist die Dochtschmierung. Bei dieser taucht ein Wolldocht an einem Ende in den Vorratsbehälter, saugt daselbst Öl auf und gibt dieses an seinem zweiten Ende, das in eine Bohrung des Lagerdeckels hineinragt, an die Welle ab. Die Verteilung von der Ablaufstelle auf die ganze Lauffläche des Lagers geschieht hier, sowie bei allen anderen Schmiervorrichtungen, durch geeignete Nuten in den Lagerschalen. Der Vorratsbehälter ist vielfach an den Deckel angegossen, (Fig. 3, Taf. I), seltener aufgesetzt, wie in Fig. 2, Taf. I, oder es kommen eigene Schmiergefäße, die in den Lagerdeckel eingesteckt oder eingeschraubt werden, zur Verwendung (Fig. 6), deren Deckel, wie dargestellt, meist mit Hilfe eines einfachen Bajonettverschlusses an der Vase befestigt ist. Da nach einiger Zeit eine Verfilzung des Dochtes eintritt, außerdem aber die Wirkung der Schmierung noch von dem Zutritt von genügend viel Luft zur Öloberfläche abhängt, ist die Dochtschmierung nicht sehr zuverlässig. Dazu kommt noch, daß auch während des Stillstandes der Welle die Ölzufuhr nicht aufhört, also eine Verschwendung des Schmiermaterials stattfindet und daß außerdem sehr leicht Dochteile zwischen die Gleitflächen gelangen können. Es wird daher diese Art der Schmierung nur mehr sehr wenig verwendet.

Viel häufiger wird für einfache Lager die Nadelschmierung benutzt. Die in dem Holz- oder Metallstößel der Schmiervase (Fig. 7) leicht bewegliche Nadel, die bis zur Welle hinabreichen muß, führt durch die Erschütterungen beim Anstoßen an die Welle eine auf- und abgehende Bewegung aus. Dabei steigen Luftblasen

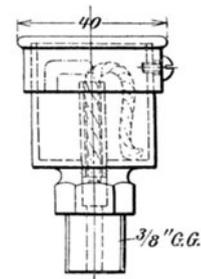


Fig. 6.
Dochtschmiergefäß.
1/2.

durch den Hals des Gefäßes von der Welle in dessen Inneres und drücken Öl längs der Nadel tropfenweise hinunter. Durch Einsetzen einer schwächeren Nadel kann man die Schmierwirkung vergrößern, durch Verwendung einer Nadel mit Schraubengewinde wird das Gegenteil erreicht. Wird das Glasgefäß auch an seiner Oberseite mit einer Öffnung zum Eingießen versehen (in der Figur strichliert), so kann man durch Lüften des oberen Stöpsels die Ölzufuhr zeitweilig verstärken. Nadelöler mit Metallgarnitur werden bei größeren Lagern verwendet.

Eine genaue Regelung der Ölzufuhr gestatten die Öltropfapparate. Eine der am häufigsten für große Lager verwendeten Konstruktionen ist in Fig. 8 nach einer Ausführung von Dreyer, Rosenkranz und Droop, G. m. b. H. in Hannover, dargestellt. Die eigentliche Ölvase besteht aus Glas, außerdem ist in dem unteren Teile der Metallgarnitur noch ein Glasrohr eingesetzt, um die Zuführung des Schmiermittels zum Lager sichtbar zu machen. Das Füllen geschieht bei der gezeichneten

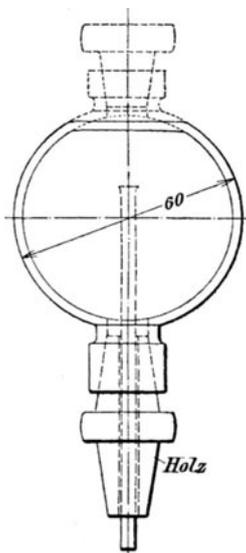


Fig. 7.

Nadelschmiergefäß. $\frac{1}{2}$.

Stellung des Deckels. Nach einer Drehung desselben werden die Öffnungen in jenem Teile, der das Glasgefäß umgibt, verschlossen und dadurch das Eindringen von Staub verhindert. Die Regelung und Abstimmung der Ölzufuhr geschieht mittels des Stiftes A. Dieser trägt an seinem oberen Ende den einseitig abgeflachten Knopf B, der um die Achse C umgelegt werden kann, wobei die Sicherung der jeweiligen Lage des Knopfes durch einen von einer kleinen Feder gegen das Ende des Stiftes A gedrückten Kolben D geschieht. Ist nun B umgelegt, so wird der Teil E je nach der gewünschten Menge des abfließenden Öles hochgeschraubt, so daß er wohl bei dieser Stellung von B dessen unten abgeflachte Seite nicht berührt, jedoch beim Wiederaufstellen des Knopfes diesen und damit den Stift A, der

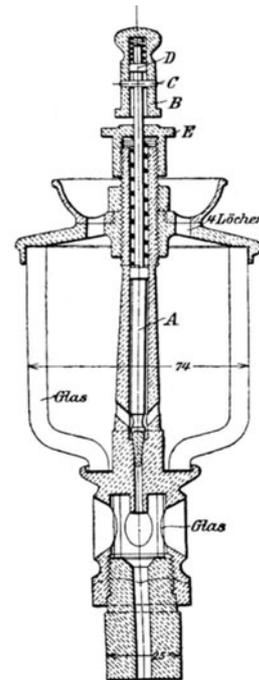


Fig. 8.

Öltropfapparat. $\frac{2}{5}$.

unter Federwirkung steht, am völligen Absperren der Öffnungen für das Öl hindert. Wird E so hoch hinaufgeschraubt, daß der Knopf auch in umgelegter Lage an E anstößt, so ist damit die größte Durchflußmenge gegeben. Ein weiteres Heben von E hätte dann fortwährenden Abfluß von Schmiermaterial zur Folge und darf daher höchstens bei Heißlaufen des Lagers geschehen.

Zentralschmierung wird im Transmissionsbau sehr wenig mehr verwendet. Es sind dabei die Zuleitungen für sämtliche Lager einer Anlage oder wenigstens eines Teiles derselben an einen gemeinschaftlichen Ölbehälter angeschlossen, an dem sich auch alle Abstell- und Regelungsvorrichtungen befinden. Von den letzteren führen die Verteilungsleitungen zu den einzelnen Schmierstellen. Diese Leitungen, die sich leicht verlegen und meist ein ziemlich umfangreiches Rohrnetz (manchmal auch mit Haupt- und Nebenleitungen) bilden, sind der Hauptanlaß zum Versagen der Schmierung, die daher auch seit Einführung der Ringschmierung fast vollständig verlassen ist.

Die bei Lagern verwendeten Vorrichtungen für Starrschmiere sind teils von Hand aus nachstellbar, teils solche, die nach erfolgter Füllung sich selbst überlassen

werden können. Bei den außerordentlich verbreiteten Staufferbüchsen (Fig. 9), die entweder direkt oder, falls dies nicht möglich ist, unter Zuhilfenahme eines Verlängerungsröhrchens am Lager befestigt werden, muß das in dem Deckel des Schmiergefäßes befindliche Schmiermaterial zeitweilig durch Nachschrauben des ersteren in das Lager hineingepreßt werden. Die Notwendigkeit einer Nachstellung entfällt bei der in Fig. 10 dargestellten Tovotebüchse, bei welcher das Schmiermaterial ständig durch den mit Schrot (oder auch Bleiplatten bei anderen Ausführungen) beschwerten Kolben zur Lauffläche gepreßt wird. Derartige Schmiergefäße werden auch mit Glasbehältern (nach Reisert) sowie mit Anpressung des Kolbens durch eine

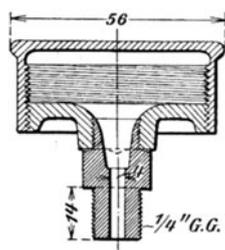


Fig. 9.
Staufferbüchse. $\frac{1}{4}$.

Feder (Federdruckbüchsen) ausgeführt, wobei immer die noch vorhandene Menge an Schmiermaterial durch die Kolbenstellung (bei der Tovotebüchse ist die tiefste Lage des Kolbens gezeichnet) erkennbar ist. Die nicht auf Gewichtswirkung beruhenden Vorrichtungen (Stauffer- und Federdruckbüchsen) können auch bei einer von der vertikalen abweichenden Lage benutzt werden und sind daher vielfach auch bei umlaufenden Teilen in Verwendung. Bei allen diesen selbsttätigen Schmiervorrichtungen für Starrschmiere ist auch während des Still-

standes der Welle ein, allerdings geringer Verbrauch an Schmiermittel vorhanden.

Die derzeit am meisten verbreitete selbsttätige Schmierung geschieht unter Verwendung von Öl als Schmiermaterial durch lose auf den Wellen laufende Ringe, welche in ihrem untersten Teile in eine Ölkammer tauchen, bei der Drehung der Welle mitgenommen werden und das anhaftende Öl bis zum höchsten Punkte derselben befördern, von wo es durch den zwischen Ring und Welle herrschenden Druck aus dem Zwischenraume dieser beiden Teile herausgepreßt und durch die in der Lauffläche befindlichen Nuten, die zweckmäßig an dieser Stelle beginnen, auf die ganze Lagerlänge verteilt wird. Das abfließende Öl gelangt wieder in die Ölkammer zurück und beginnt seinen Kreislauf von neuem. Die Überlegenheit der Ringschmierung über die anderen Systeme ist sehr groß. Die Menge des von den Ringen tatsächlich nach oben geförderten Öles ist überaus reichlich und daher der Reibungskoeffizient sehr gering; außerdem wirkt auch die Schmierung nur während des Laufes der Welle und die dadurch erzielte Wirtschaftlichkeit wird durch die fortwährende Wiederverwendung des Öles beträchtlich erhöht. Über die in der Zeiteinheit von den Ringen geförderte Menge sind in dem bei den Wellen erwähnten Berichte von Lasche einige Werte angeführt. Die Dauer einer Ölfüllung beträgt nach übereinstimmenden Angaben der Fabriken etwa ein halbes Jahr bis 2 Jahre und mehr. Nachteile sind bei richtiger Ausführung der Lager und Ringe, sowie Wahl des Schmiermittels gar keine vorhanden, doch ist der Verwendungsbereich insofern beschränkt, als die Umdrehungszahl der Welle nicht unter 60—80 p. M. betragen darf, da sonst die Ringe nicht mehr sicher mitgenommen werden.

Die üblichen Schmierringe (aus Schmiedeeisen, auch Messing) besitzen meist rechteckigen Querschnitt, der jedoch den Nachteil hat, daß sich der Ring bei seinem unvermeidlichen Wandern auf der Welle mit einer seiner Seitenflächen gegen die Lagerschale legt, dort durch kleine Vorsprünge, oder auch durch kleine seitliche Schwankungen der Welle festgehalten wird und dadurch an der weiteren Drehung für einige Zeit nicht teilnimmt. Man benützt aus diesem Grunde vielfach Ringe mit trapezförmigem oder halbrundem Querschnitte, sowie auch aus Messingblech

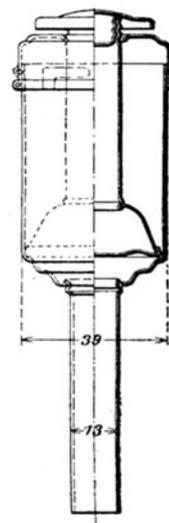


Fig. 10.
Tovotebüchse. $\frac{1}{2}$.

gepreßte mit nebenstehender Form (—). Bei der Wahl des Ringes ist darauf zu achten, daß dieser nicht zu leicht ist, da er sonst zu starkem Schwanken ausgesetzt wird und auch nur wenig Öl fördert. Zur Erhöhung der Ölförderung dient, außer der angedeuteten Ölspur bei Blechringen, die Anordnung von außen gezahnten Ringen mit größerer Fläche für das Anhaften des Öles (Berghänel & Lindner in Chemnitz). Früher wurden auch vereinzelt schwache Messingketten benutzt, die sich jedoch nicht bewährt haben. Meist werden die Ringe, um ihr Einbringen zu ver-

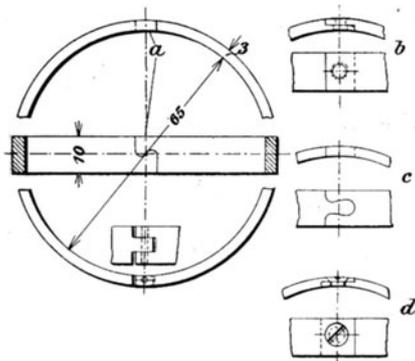


Fig. 11. $\frac{1}{2}$.

einfachen, zweiteilig ausgeführt. Die Verbindung der beiden Teile muß sehr sorgfältig geschehen, da bei deren Lösen der Ring entweder von der Welle herabfällt oder, wie es häufig geschieht, gegen die Wände der Kammer, in der er sich befindet, geschleudert wird und dort das Abspringen kleiner Stücke bewirkt, die dann zur Lauffläche gelangen und eine Beschädigung derselben sowie der Welle herbeiführen können. Vielfach sind Scharniere o. ä. vorhanden, wie Fig. 11 und zwar a und b nach Ausführungen von R. Gutekunst in Owen-Teck (Württemberg), c und d nach Berghänel und Lindner zeigt. Bei a federn die beiden durch ein Scharnier verbundenen Hälften gegeneinander; bei b besitzt die eine Hälfte an den Enden 2 kleine Zapfen, die andere die zugehörigen Löcher. Die letztere Hälfte muß etwas zusammengedrückt werden, um die Verbindung herzustellen. c und d sind abweichende Ausgestaltungen der freien Enden von Scharnieringen nach a, welche auch an beiden Verbindungsstellen, ähnlich wie b benutzt werden können. Die Querschnittabmessungen der Ringe sind, wie auch die Lager auf den Tafeln erkennen lassen, sehr verschieden. Als Anhaltswerte hierfür seien die normalen Ausführungen von R. Gutekunst angegeben: für Ringdurchmesser von 40—55 mm als Querschnitt 8×3 mm, von 60—80 mm 10×3 mm, bis 120 mm 12×4 mm, bis 165 mm 15×5 mm, bis 250 mm 20×6 mm, für größere Ringe noch 25×7 , 30×8 bis 40×8 mm bei ca. 500—800 mm Durchmesser.

Die den Ring aufnehmende Kammer (siehe die verschiedenen Beispiele auf den Tafeln I—IV) ist besonders in ihrer Breite, sowie im oberen Teile des Lagers nicht zu klein auszuführen, da außer dem bereits erwähnten seitlichen Anstoßen der Ringe auch Bewegungen senkrecht zur Wellenachse (Voreilen in der Bewegungsrichtung) vorkommen, die ebenfalls ein Hängenbleiben der Ringe zur Folge haben könnten. Für den Entwurf kann die größte Neigung der Verbindungslinie von Ring- und Wellenmittelpunkt gegen die Vertikale mit etwa 20° angenommen werden. Die eigentliche Ölkammer im unteren Teile des Lagers soll möglichst groß sein, da bei einer vermehrten Ölmenge auch deren Temperatur niedriger bleibt. Dabei soll noch bemerkt werden, daß auch die Anwendung künstlicher Kühlung des Öles sich nur bei großen Ölkammern als wirksam erwiesen hat, da man in der Anordnung von Hohlräumen in den Schalen selbst oder von Kühlschlangen in den Ölkammern ziemlich beschränkt ist und daher nicht jene intensive Wirkung erzielen kann wie bei anderen Ausführungen, wo das Öl außerhalb des Lagers gekühlt wird. (Vgl. hierzu die erwähnten Versuche von Lasche.) Ein Lager mit eingebauter, durch Runderisen gestützter Kühlschlange (für Wasserkühlung) zeigt Fig. 3, Taf. II, an dem auch die Benutzung von Ölabbstreichern über den Schmierringen zu sehen ist, eine bei losen Ringen seltene Maßnahme, um auch das am äußeren Umfange des Ringes befindliche Öl zur Schmierung heranzuziehen.

An den Ölkammern sind noch Vorrichtungen zur Bestimmung, bzw. zum Anzeigen

des Ölstandes, sowie zum Ablassen des Öles vorzusehen. Für den ersteren Zweck genügen seitliche Schrauben an den Lagerenden (siehe z. B. Fig. 1, Taf. II), etwas tiefer als die Unterkante der Welle (um ein genügendes Eintauchen der Ringe zu erzielen), die beim Füllen des Lagers als Überlauf dienen, im Betriebe jedoch verschlossen sind. Zum Anzeigen des Ölstandes werden entweder einfache Guß- oder Blechkrümmer, mit Deckeln verschlossen (Fig. 6, Taf. I und Fig. 4, Taf. III), auch seitliche Angüsse an den Lagern selbst, sowie angeschraubte Ölstände mit Glasbehältern (Fig. 3, Taf. II, beim Vorhandensein der Wasserkühlung jedoch auf der entgegengesetzten Seite des Lagers angeordnet) verwendet. Die Ölablaßvorrichtungen bestehen nur aus einfachen, abgedichteten Schrauben an der tiefsten Stelle der Ölkammer. In den Lagerdeckeln werden meist verschließbare Schauöffnungen vorgesehen, durch die das richtige Arbeiten des Ringes festgestellt werden kann.

Im Zusammenhange mit der Schmierung steht die Führung und weitere Verteilung des vom Ringe abgegebenen Schmiermaterials. Die Öl- oder Schmiernuten sollen an der obersten Stelle der Schale nahe dem Ringe beginnen, von da nach beiden Seiten in der Richtung der Wellenachse gegen die Teilfuge fortschreiten und sich dort wieder vereinigen (s. z. B. Fig. 3, Taf. II). Die mittlere Nut dient zum Sammeln des Schmiermittels, das dann von der Welle nach unten mitgenommen wird. Ähnlich wie beschrieben sind auch die Nuten in der Unterschale zu führen. An der tiefsten Stelle können entweder in der Mitte, wo die Nuten wieder zusammenlaufen (Fig. 1, Taf. II), oder seitlich bei Vorhandensein einer Längsnut daselbst (Fig. 5, Taf. I), Abflußöffnungen vorgesehen werden, da bei den geringen Flächenpressungen und der reichlichen Ölzufuhr der einfache Kreislauf des Öles für eine ausreichende Schmierung genügt. Vielfach werden alle Nuten in der Oberschale mit Ausnahme jener in der Teilfuge weggelassen; dadurch dürfte aber in den meisten Fällen eine Vermehrung der Reibung entstehen.

Die mittleren Nuten werden bei gewöhnlichen Lagern nie bis zum Ende der Lauffläche geführt, da dann nur sehr wenig Öl zur unteren, belasteten Schale gelangen würde. Im Gegensatz dazu ist aber bei Bunden an den Außenseiten der Schalen eine derartige Verlängerung der Nuten nötig, um die Stirnflächen der Bunde zu schmieren (Fig. 6, Taf. I). In diesem Falle sollen die Abflußöffnungen in der Unterschale unbedingt ausgeführt werden, da sonst durch die Saugwirkung der Bunde fast gar kein Öl auf die untere Schale gelangt. Alle Kanten der Nuten an der Lauffläche sind etwas abzurunden, um die Mitnahme von Öl zu erleichtern. An den Enden der Lauffläche sind bei den meisten Lagern Eindrehungen mit Ablauföffnungen vorhanden, die zum Abstreichen des Öles dienen, das sonst leicht längs der Welle aus den Lagern austreten könnte; außerdem bildet sich dort ein Ölwalst, der das Eindringen von Fremdkörpern verhindert. Das vorstehend über die Schmiernuten Angeführte gilt selbstverständlich auch für alle Lager ohne Ringschmierung.

Außer den bisher besprochenen, losen Schmierringen werden auch fest auf die Welle geklemmte ausgeführt. (Den Bau derartiger Lager hat zuerst das Eisenwerk Wülfel aufgenommen und diese sind auch unter der Bezeichnung Wülfellager allgemein bekannt.) Das Öl wird an der höchsten Stelle des Ringes durch einen geeigneten Abstreicher abgenommen und durch Kanäle der Lauffläche zugeführt, wobei die weitere Verteilung durch Schmiernuten geschieht. Wie die Beispiele (Fig. 12, Fig. 15, Fig. 2, Taf. II, Fig. 1 Taf. IV) erkennen lassen, liegt der Ring meist innerhalb der Lauffläche, so daß ein nicht unbeträchtlicher Teil derselben verloren geht (bei normaler Schalenlänge etwa 10 v. H.). Auch muß der Ölstand ziemlich hoch sein, damit die Schmierung nicht versagen soll. Vorteile hingegen sind, daß die Mitnahme des Ringes sicher erfolgt, ein Hängenbleiben desselben ausgeschlossen ist und auch der tatsächliche Ölumlaufl sich leichter als bei den losen Ringen feststellen läßt (4).

Die Ringe werden ähnlich wie Stellringe ausgeführt, wobei jedoch ein Festklemmen in axialer Richtung nicht stattfinden darf, um nicht etwa bei einer Ausdehnung der Welle durch die gleichzeitige Verschiebung des Ringes Reibung an den Schalen hervorzurufen. Nur diejenigen Ringe, die auch die Sicherung der Welle gegen solche Verschiebungen besorgen, werden mit Klemmschrauben befestigt. Gewöhnlich werden die Ringe nur mit Spiralfedern (Fig. 12) gegen die Welle gedrückt.

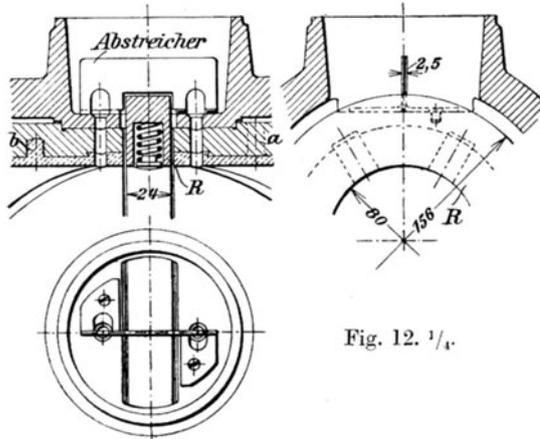


Fig. 12. 1/4.

Bei größerer Breite des Ringes (z. B. Fig. 1, Taf. IV) verwendet das Eisenwerk Wülfel auch Blattfedern (5). Bei der in Fig. 13 dargestellten Ausführung (zu den Schalen in Fig. 15 gehörig) wird die Verschiebbarkeit durch die Art der Teilung des gesprengten Ringes ermöglicht. Die Breite der Ringe beträgt bei Lagern mit festen Schalen etwa $\frac{1}{3}$ des Wellendurchmessers bei kleinen Ausführungen, abnehmend auf $\frac{1}{5}$ bei großen Wellenstärken; bei Sellerslagern (s. S. 32) ist sie der langen Schalen wegen meist größer oder es kommen 2 Ringe (R in Fig. 15) zur Anwendung. Der Durchmesser wird mit Rücksicht darauf bestimmt, daß der Ring einerseits

noch ausreichend in Öl taucht, andererseits aber der Abstreicher ziemlich hoch über der Lauffläche liegt.

Die Abstreicher sowie der zugehörige Teil des Lagers werden in verschiedenartiger Weise ausgebildet. Fig. 12 zeigt eine Ausführung der Eschweiler-Ratinger Maschinenbau-A.-G. in Ratingen (E. R. M. A. G.), bei welcher der Abstreicher aus einem einfachen Bleche besteht und mit zwei kleinen Schrauben an der unteren Fläche des oberen Ölbehälters befestigt wird. Durch 2 Kanäle gelangt das Öl, welches der Abstreicher vom Ringe R abgenommen hat, zur Lauffläche. Etwa zuviel gefördertes Öl, das nicht auf die Lauffläche kommen kann, fließt längs des Ringes in die Ölkammer zurück. Ähnliche Bauart zeigen auch die Ausführungen des Eisenwerkes Wülfel (5). In Fig. 2, Taf. II ist noch ein gußeiserner Abstreicher ersichtlich. Die sonstigen Einzelheiten der Schmierung gleichen im wesentlichen den vorherbeschriebenen. Dagegen zeigen

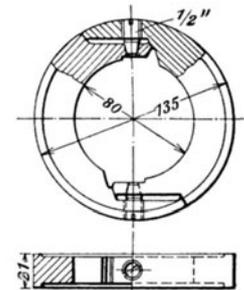
Fig. 13.
Festring. (Peniger Mf.)
1/5.

Fig. 15 (S. 32) und Fig. 1, Taf. IV statt der Abstreicher nur Rippen am Lager, und zwar bei dem erstangeführten eine Rippe, die das Öl sowohl von der Seitenfläche als auch vom äußeren Umfange des Ringes abnimmt und dann in ähnlicher Weise wie bei den anderen Lagern der Welle zuführt. Dabei sind zwei seitliche Überlaufkanäle (im Schnitte CD ersichtlich) vorhanden. Bei dem Lager in Fig. 1, Taf. IV wird das Öl nur von 2 seitlichen Rippen an der höchsten Stelle des Ringes abgestreift, die Verteilung geschieht direkt auf die ganze Lauffläche durch eine Anzahl kleiner, in der Mittelebene liegender Bohrungen. Nach der strichpunktiert angedeuteten Ausführung setzen sich die Rippen nach außen hin weiter fort und sind durch die Zwischenstücke in der Mitte verbunden, wodurch der äußere Teil des Deckels zugleich mit der Schale versteift ist. Die Bohrungen, die zur Lauffläche führen, sind dann natürlich seitlich angeordnet.

Außer den besprochenen Haupttypen der Ringschmierung (mit losen und festen

Ringen) kommen solche mit abweichenden Ausbildungen des Ringes vor, welche die Vorteile der losen Ringe mit der Verhinderung des Hängenbleibens zu verbinden suchen. Erwähnt seien der schräg zur Welle liegende Ring von J. Fries' Söhne in Frankfurt a. M. (6), der infolge seiner Stellung an der Drehung der Welle immer teilnehmen muß, sowie die Ausführung von Gebr. Wetzel in Leipzig, welche einen auf der Welle befestigten außenverzahnten Ring und den eigentlichen innenverzahnten Schmiering, der sich auf dem ersteren abwälzt, besitzt. Auch bei dieser Konstruktion ist ein Abstreicher vorhanden (7).

2. Stehlager ohne Ringschmierung.

Das in Fig. 1, Taf. I dargestellte Calypsol-Weißmetallager der Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei A.-G. in Penig (Sachsen) ist, abgesehen von der Art der Schmierung, als Normkonstruktion eines Lagers ohne besondere Schalen zu betrachten. Lagerkörper und Deckel sind verzahnt, so daß ein auftretender horizontaler Lagerdruck von dem Zahn aufgenommen wird und die Deckelschrauben entlastet sind. Eine Verschiebung des Deckels in achsialer Richtung müssen diese jedoch verhindern, da die Verzahnung parallel zur Wellenachse läuft. Besser ist daher die Ausführung beim Lager in Fig. 2 der gleichen Tafel. Die als Stiftschrauben ausgebildeten Deckelschrauben besitzen gegenüber jenen mit rechteckigen oder quadratischen Köpfen (s. z. B. Fig. 2, Taf. I) den Vorteil, daß das durch die horizontale Lagerfuge austretende Öl nicht längs der Schrauben in die Sohlplatte und von dort in das Fundament eindringen kann, wo es leicht zerstörend auf den Beton wirkt. Die Verzahnung wird allgemein derart ausgeführt, daß der äußere Zahn am Lagerkörper oberhalb der Lagermitte liegt, da im gegenteiligen Falle das Schmiermaterial durch die Fuge nach abwärts fließen kann.

In gleicher Ausführung wird das besprochene Lager auch mit herausnehmbaren Schalen gebaut, wobei zu beachten ist, daß nicht Schmiermaterial zwischen Deckel und Schale gelangen kann. Die Länge der letzteren beträgt, da die Lager nicht für hohen Druck und große Umdrehungszahlen bestimmt sind, nur 1,5—2 d.

Für schwere Wellen werden hauptsächlich Stehlager mit herausnehmbaren Weißmetallschalen, wie in Fig. 2, Taf. I dargestellt, verwendet, falls von der Ringschmierung aus besonderen Gründen abgesehen wird. Von dem vorhergehenden Lager unterscheidet es sich hauptsächlich dadurch, daß die untere Schale nach ganz geringem Anheben der Welle herausgedreht und neu ausgegossen werden kann, ohne den Lagerkörper wegnehmen zu müssen. Beide Schalen sind zylindrisch ausgebildet, nur trägt die Oberschale in der Mitte einen Zapfen, um dadurch eine Verdrehung derselben im Körper zu verhindern. Man begnügt sich auch damit, unter Weglassung des Zapfens das Schmierrohr in die Oberschale hineinragen zu lassen. Seltener ist zu diesem Zwecke die letztere seitlich mit Fortsätzen versehen, welche auf dem Lagerkörper aufrufen (8). (Die Verwendung einer eigenen Oberschale im Deckel ist, falls nur die Abnutzung des Lagermetalles betrachtet wird, überflüssig; wenn solche Schalen fast immer ausgeführt werden, so liegt der Hauptgrund darin, daß das gemeinsame Bearbeiten derselben leichter ist, als das der Unterschale zusammen mit dem Deckel, doch werden in letzter Zeit auch Lager ohne eigene Oberschale von einer Reihe von Fabriken als normal hergestellt, wie z. B. Fig. 1, Taf. III.) Die Deckelschrauben reichen bei der in Rede stehenden Ausführung bis zum Lagerfuße hinunter, sind also länger, daher elastischer und können außerdem im Falle eines Bruches leichter ausgewechselt werden als Stiftschrauben, doch ist ein Eindringen von Öl in das Fundament hier nicht ausgeschlossen. (Die vorteilhafteste Anordnung der Deckelschrauben dürfte die nach Fig. 6, Taf. I oder Fig. 3, Taf. II sein, bei der jedes Ausfließen von Öl verhindert, außerdem aber das Einbringen der Schrauben

möglich ist, ohne den Lagerkörper wegzunehmen.) Das Lager zeigt noch Abtropfrippen an den Schalen und ist für Dochtschmierung mit lose aufgesetztem Ölbehälter eingerichtet. Es wird bis 300 mm Bohrung und darüber ausgeführt und kommen gerade größere Lager bei schwer belasteten, langsamlaufenden Wellen ziemlich häufig vor.

Das Lager in Fig. 3, Taf. I (von Lohmann und Stolterfoht in Witten a. Ruhr ausgeführt) unterscheidet sich von den bisher besprochenen durch die Verwendung von Rotgußschalen, mit $l = 2d$ im allgemeinen und die Ausbildung des Deckels als Kragdeckel, der den Lagerkörper umgreift und besonders zur Aufnahme von großen horizontalen Drücken dient, sowie bei Stößen eine Beschädigung der Welle verhindern soll; um diesen Zwecken zu genügen, müssen die übergreifenden Teile des Deckels sehr kräftig ausgeführt sein. Der Lagerkörper wird ziemlich hoch über die Lagermitte hinaufgeführt, der Deckel liegt an dem ersteren sowohl außen als auch innen an. Zur weiteren Sicherung der gegenseitigen Lage vom Körper und Deckel werden wohl auch noch an dem ersteren Keile befestigt (9).

Das in Fig. 4, Taf. I ersichtliche Lager der Maschinenfabrik G. Luther A.-G. in Braunschweig ist bereits für eine Art selbsttätiger, der Dochtschmierung ähnlichen Schmierung eingerichtet. Es besitzt in seinem unteren Teile eine Ölkammer, die durch die beiden Schlitz a mit der Lauffläche in Verbindung steht; in die Schlitz werden Filzstreifen eingelegt, die das Öl aufsaugen und auf die Lauffläche bringen, wo es von der Welle mitgenommen wird. Der Behälter im Deckel wird mit Talg gefüllt und dieser dient als Reserve bei eintretendem Heißlaufen infolge Versagens der Hauptschmierung. Diese ist wohl wie die Dochtschmierung ziemlich gleichmäßig und hier auch wirtschaftlich, da während des Stillstandes der Welle kein Verbrauch an Schmiermaterial eintritt, doch ist die Anordnung der Ölzufuhr an der tiefsten Stelle, wo gewöhnlich der größte Flächendruck herrscht, ungünstig und daher das Lager für höhere Belastungen nicht geeignet. Auch die Auswechslung der Filzstreifen ist mit Schwierigkeiten verbunden. Das Lager hat sich für langsamlaufende Wellen in staubigen Betrieben sehr gut bewährt, während die Ringschmierung hier häufig versagt hat. Zum Schutze gegen das Eindringen von Staub können noch, falls die Ölwulste (s. S. 25) nicht ausreichen, in die Ausnehmungen am Ende der Schalen Filzringe eingelegt werden, die jedoch häufig auszuwechseln sind. Zu diesem Mittel, das auch bei Ringschmierlagern Anwendung findet, wird man nicht ohne besondere Nötigung greifen, da die Filzringe sehr bald hart werden und sich sogar in die Welle eindrücken, außerdem aber das Schmiermaterial durch in dasselbe gelangende Fasern verunreinigt und unbrauchbar wird.

Derartige selbsttätige Schmierungen sind vor der allgemeinen Einführung der Ringschmierung in den verschiedensten Formen ausgeführt worden, derzeit kommen sie nur mehr für ganz spezielle Fälle in Betracht. So zeigt z. B. die Figur im unteren Teile der Tafel II ein zu der Konsole in Fig. 5, Taf. III gehöriges Lagergehäuse samt einteiliger Schale, wo in den schrägen Schlitz, der über die ganze obere Hälfte der Schale verläuft und von der unteren Hälfte ein entsprechendes gerades Stück wegschneidet, ein Ring aus Wollfäden o. ä. eingelegt wird, dessen unteres Ende in die Ölkammer eintaucht, das Öl ansaugt, nach oben befördert und von dort an die Welle abgibt. Solche Lagerschalen kommen für leichte Vorgelege mit 40—50 mm Wellendurchmesser vielfach in Anwendung, da auch bei ihnen eine Ölfüllung mehrere Monate ausreicht und daher jede Wartung entfällt.

Während die sonstigen zahlreichen ähnlichen Konstruktionen seit der allgemeinen Einführung der Ringschmierung fast vollständig aufgegeben worden sind, hat die Peniger Maschinenfabrik vor einigen Jahren den Bau eines Lagers unter der Bezeichnung „Autopneumatlager“ aufgenommen, das vielleicht berufen ist, die Ring-

schmierlager zu ersetzen. Es arbeitet ohne sichtbare Hilfsmittel zur Schmierung und besitzt in der unteren Schale Hohlräume, die sich mit Öl füllen und dieses beim Anlaufe längs der Welle nach oben befördern, von wo es dann außerhalb der Berührungsfläche mit der Welle wieder in die Ölkammer abfließt. Während des normalen Ganges der Transmission ist auch hier ein Kreislauf des Schmiermittels vorhanden. Die sonstige Ausbildung des Lagers unterscheidet sich nicht weiter von jenen für Ringschmierung (10).

Die besprochenen Konstruktionen zeigten teils Lager ohne eigene Schalen, teils solche, bei denen die letzteren fest in den Lagerkörper eingepasst sind. Es haben sich jedoch bereits um die Mitte des vorigen Jahrhunderts Lager mit einstellbaren, beweglichen Schalen vielfach eingebürgert, die zuerst von Sellers eingeführt wurden (11). Damals handelte es sich hauptsächlich um die Ausgleichung der Fehler bei der Auf-

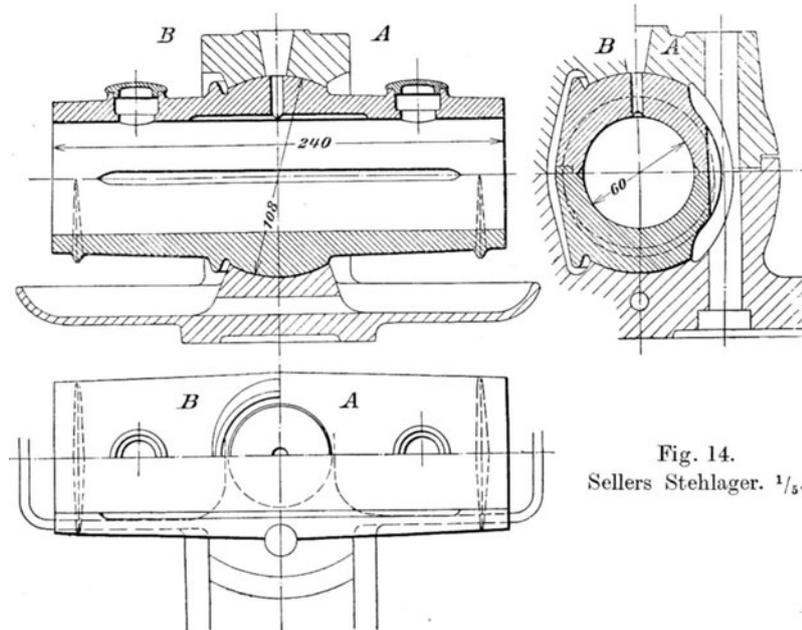


Fig. 14.
Sellers Stehlager. $\frac{1}{5}$.

stellung der Transmissionen, sowie um die Verwendung von Gußeisen als Schalenmaterial, das lange Laufflächen und damit Einstellbarkeit der Schalen verlangte. Heute kommt die Beweglichkeit der letzteren auch bei den schwer belasteten, raschlaufenden Wellen aus den bei den Zapfen angeführten Gründen immer mehr zur Geltung. Die Ausgestaltung der sogenannten Sellerslager (fälschlich auch Kugellager genannt), wie sie bis vor ca. 15 Jahren, bis zur Einführung der Ringschmierung allgemein benutzt wurden, hat sich wohl seit dieser Zeit ziemlich geändert; die grundsätzliche Anordnung derselben ist jedoch beibehalten worden. Sie besteht darin, daß die Schalen nicht in Zylinderflächen, sondern in Teilen einer Kugelfläche an dem Lagerkörper und Deckel anliegen, wobei der Kugelmittelpunkt mit dem des Lagers zusammenfällt.

Ein Sellerslager einfachster Ausführung, wie es heute nur mehr in ganz untergeordneten Fällen verwendet wird, ist in seinen Hauptteilen, den Schalen, in Fig. 14 dargestellt. Diese sind, wie bereits bemerkt, wegen des Schalenmaterials (Gußeisen) sehr lang gehalten ($l = 4d$) und ruhen beide in kleinen Kugelkalotten in dem Lagerkörper, bzw. Deckel auf. Die Schmierung geschieht gewöhnlich durch ein Nadel-schmiergefäß, das in den Lagerdeckel eingesteckt wird, außerdem sind an den Enden der Oberschale zwei mit kleinen Deckeln verschließbare Näpfchen angeordnet, welche

mit Talg oder dergl. gefüllt werden, um beim Heißlaufen als Reserve zu dienen. Manchmal erhalten die Schalen auch die im Querschnitte in der Variante B ersichtliche Verzahnung, um sie gegen ein Verschieben in der Richtung des Lagerdruckes zu sichern, meist begnügt man sich jedoch damit, die beiden Schalen durch die Deckelschrauben mit mäßigem Drucke gegeneinander zu pressen. Für stärkere horizontale Lagerdrücke sind die beiden Kugelkalotten nicht ausreichend. Es werden dann in der Teilungsebene der Schalen zwei weitere Kalotten angeordnet (12). Noch empfehlenswerter ist die Ausführung nach Fig. 2, Taf. III, wo die Schalen längs einer ganzen Kugelzone am Lagerkörper anliegen.

Die beiden in Fig. 14 dargestellten Varianten A und B unterscheiden sich voneinander nur durch die Art der Sicherung der Schalen gegen zu starke Verdrehung. Bei A ist aus den Schalen in der Mitte ein Teil herausgeschnitten und es greifen die Deckelschrauben in die sich dadurch ergebende Aussparung. Sie rücken dabei etwas zusammen, womit auch eine Verminderung der Beanspruchung des Deckels verbunden ist, doch werden die Schalen gerade dort, wo sie am stärksten beansprucht sind, ziemlich geschwächt. Bei B, auch bei den Spindellagern (s. S. 38) zumeist verwendet, sind die Kalotten von einem Wulste umgeben, der bei zu großer Verdrehung der Schalen an den Lagerkörper anstößt; die Schalenstärke in der Mitte bleibt hier erhalten. Die Vergrößerung des Abstandes der Deckelschrauben läßt sich übrigens durch Anordnung von 4 entsprechend kleineren Schrauben vermeiden. Eine dritte Art der Sicherung mit einem Zapfen in der Oberschale zeigt noch Fig. 5, Taf. I. Die Ausbildung des eigentlichen Lagerkörpers, die auch bei Verwendung der Ringschmierung die gleiche bleibt, ist aus der zuletzt erwähnten Ausführung und auch aus Fig. 14 ersichtlich. Körper und Deckel sind kreisförmig zentriert und liegen nicht aufeinander auf, da die Deckelschrauben mit einer entsprechenden (nicht zu großen) Pressung die Schalen aufeinander drücken sollen. Ausgeführt werden die Sellerslager bis zu ca. 120 mm, seltener bis 150 mm Durchmesser. Ihre Verwendung beschränkt sich auf raschlaufende, wenig belastete Wellenstränge, an die bezüglich der Güte der Schmierung keine besonderen Anforderungen gestellt werden. Zur Verminderung der Reibung wird auch der Ausguß der Schalen mit Weißmetall vorgenommen. Hinsichtlich der Schalen sei noch auf Fig. 3, Taf. IV verwiesen, die solche für Calypsolschmierung eingerichtet zeigt. Für den Entwurf der einfachen Sellersschalen dürfte die Angabe genügen, daß der Durchmesser der Kugel ca. $1\frac{3}{4}d$ beträgt. Von diesem Maße ausgehend, kann die Aufzeichnung der Schalen leicht vorgenommen werden. Andere Ausführungen von beweglichen Schalen, für die übrigens die Sellers'sche Konstruktion vorbildlich gewesen ist, sind noch bei den Spindellagern besprochen.

3. Ringschmierlager.

Neue Lagerkonstruktionen gegenüber den bisher behandelten sind bei den Ringschmierlagern eigentlich nicht mehr zu verzeichnen. Es finden sich auch hier sowohl Lager ohne besondere, als auch solche mit festgelagerten oder beweglichen Schalen. Die letzte Gruppe, aus dem Sellerslager hervorgegangen, soll zuerst behandelt werden.

Die Schalenkonstruktion, um die es sich hier in erster Linie handelt, wird auch bei den sogenannten Konsol- (Spindel-) lagern verwendet und daher hat das Sellersringschmierlager unter den Ringschmierlagern wohl die größte Verbreitung gefunden, da überdies auch die Auswechslung alter Sellersschalen mit Tropfschmierung gegen solche mit Ringschmierung meist ohne Schwierigkeiten möglich ist.

Ein Beispiel eines vollständigen Stehlagers bildet Fig. 5, Taf. I. Die ca. $3\frac{1}{2}d$ langen Schalen besitzen in einem Abstände von etwa der halben Schalenlänge Aus-

sparungen für die losen Schmierringe. Die untere Schale ist zugleich als Ölbehälter ausgebildet und durch Rippen (eine vertikale unten und zwei nur an den Stellen, wo die Ringe liegen, durchbrochene nahe der Teilungsebene der Schalen) mit jenem Teile, welcher die Lauffläche in dieser Hälfte trägt, verbunden. Diese Anordnung der oberen Verbindungsrippen gibt der eigentlichen Tragschale auch eine Unterstützung an den Enden, gestattet jedoch nicht, die Schmierringe von den seitlichen Kammern aus, die zwecks Aufnahme von Bunden entsprechend erweitert sind, einzuschieben, so daß unbedingt zweiteilige Ringe verwendet werden müssen (Vgl. hierzu Fig. 2, Taf. IV).

Eine für alle mit Ringschmierung versehene Lager wichtige Einzelheit ist der der ganzen Länge nach verlaufende Kanal an der Teilungsfläche der beiden Schalen zwischen Ölkammer und eigentlicher Tragschale im unteren Teile. Dringt nämlich Öl in die Lagerteilfuge ein, so fließt es durch den Kanal ab und gelangt nicht nach außen. Unterläßt man dessen Anbringung, so tritt dann häufig „Rinnen“ der Lager ein. Filzstreifen zur Abdichtung sind, wie bereits bemerkt, nicht empfehlenswert und saugen außerdem noch ziemlich viel Öl auf. Statt der Verzahnung der Schalen, wie dargestellt, werden diese auch mit kleinen flanschartigen Ansätzen an den Enden versehen und mit Schrauben oder Prisonstiften verbunden, welche Maßnahme jedoch überflüssig erscheint (13).

Die Ausbildung der Unterschale als möglichst große Ölkammer bedingt, daß die untere Kugeltragfläche weiter von der Lagerachse entfernt ist als die obere. Man ist daher gezwungen, da beide Kugelkalotten den gleichen Mittelpunkt haben müssen, um eine Drehung überhaupt zu ermöglichen, entweder wie in der Figur dargestellt, 2 konzentrische Kalotten mit dem Mittelpunkte in der Lagerachse, jedoch verschiedenen Halbmessern zu benutzen, oder aber, wenn beide Kalotten der gleichen Kugel angehören sollen, den Mittelpunkt etwas nach abwärts zu verlegen (siehe Fig. 15). Die erste Anordnung ist auch theoretisch richtiger, da im anderen Falle der Punkt der Welle, der vorher mit dem Lagermittelpunkte zusammenfiel, bei der Durchbiegung auch noch eine Drehung erleidet, wodurch die erstere vergrößert werden kann. Der Lagerkörper gleicht dem eines Sellerslagers ohne Ringschmierung nach Wegfall der Tropfschalen.

Eine ähnliche Schalenkonstruktion ist der Fig. 2, Taf. IV zu entnehmen. Unterschiede gegenüber der früheren sind: Wegfall der Verbindungsrippen an den Enden (Verwendung einteiliger Ringe), Verkleinerung der seitlichen Kammern, da bei Bundlagern nur ein Mittelbund vorhanden ist, sowie die sehr zweckmäßigen Ausdrehungen am Ende des Lagerkörpers, von denen aus das eventuell dorthin gelangte Öl durch die Verbindungskanäle wieder in die Ölkammer zurückbefördert wird.

Durch die Einführung der Ringschmierung, die große Ölmengen über die Lauffläche verteilt und eine sichere Schmierung bewirkt, ist die Notwendigkeit der langen Schalen bei Sellerslagern entfallen und man hat daher auch den Bau von Lagern mit kurzen Schalen begonnen, die überdies den Vorteil geringerer Reibungsarbeit bieten, da (nach den Versuchen von Lasche) der Reibungskoeffizient bei größerer Flächenpressung, wie hier vorhanden, abnimmt. Ein derartiges Lager zeigt Fig. 4, Taf. III, bei dem nur ein Schmierring in der Mitte vorhanden ist; alle weiteren Einzelheiten gehen aus der Zeichnung hervor. Bei längeren Schalen (über $1 = 3 d$) sind jedenfalls 2 Ringe zu verwenden, da nicht sicher ist, ob in diesem Falle die Schmierung durch einen Ring für die ganze Lauffläche ausreicht.

In der Literatur (manchmal auch in Ausführungen) findet sich noch vereinzelt eine nicht empfehlenswerte Konstruktion des Sellerslagers. Wie bereits erwähnt, sind bei Einführung der Ringschmierung vielfach alte Sellersschalen durch Ringschmierlagerschalen ersetzt worden. Dabei ergab sich nun die Schwierigkeit, daß der vorhandene Raum sowohl bei Stehlagern, als auch bei Konsollagern zu klein

war, um Schalen mit Ringschmierung, wie bisher besprochen, aufzunehmen. Es wurden daher in der Mitte der Unterschale die Verbindungsrippen zwischen Ölkammer und eigentlicher Schale weggelassen, beide Wände vereinigt und so der Kugelhalbmesser der unteren Schale auf den der oberen vermindert. Die Verbindung zwischen den beiden Seiten wird dann nur durch kleine, noch übrig bleibende Kanäle in der Nähe der Teilfläche hergestellt und die Schalen hängen auf beiden Seiten stark gegen den mittleren Teil über (ähnlich wie in Fig. 15). Die Unterschale wird sehr kompliziert, dabei ist auch die Gefahr vorhanden, daß infolge Verstopfens der kleinen Verbindungs-kanäle sich eine Lagerseite mit Öl füllt, während auf der anderen Ölmangel und

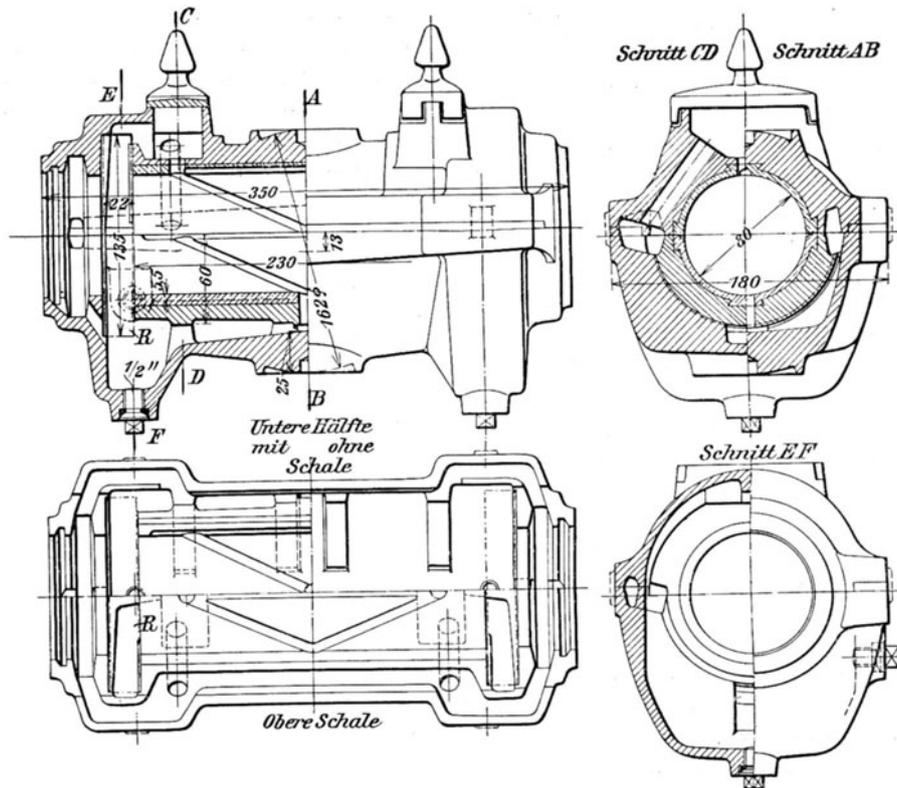


Fig. 15.

Festringlagerschalen mit Kugelbewegung. (Peniger Mf.) $\frac{1}{5}$.

damit Heißlaufen eintritt. Da außer dem leichten Ersatze alter Schalen nichts zugunsten dieser Konstruktion spricht, dürfte sie bald vollständig verschwinden.

Die zwei folgenden Konstruktionen sind als Festringlager ausgebildet. Die in Fig. 1, Taf. IV dargestellten Schalen zeigen die zuerst vom Eisenwerke Wülfel gebaute Ausführung. Aus dem Vergleiche mit Fig. 2 derselben Tafel ergibt sich der wichtigste konstruktive Nachteil der gewöhnlichen Ausführungen solcher Schalen, daß diese in der Mitte, wo der Öhring sitzt, bedeutend breiter und auch kräftiger gehalten sein müssen, da sie gerade dort, wo die größte Beanspruchung durch den Lagerdruck erfolgt, unterbrochen sind. Dieser Fehler wird bei Ausführung nach Fig. 15 dadurch vermieden, daß 2 außenliegende Festringe vorhanden sind. Dieses Lager besitzt in der unteren Hälfte noch eine eigene eingelegte Schale, die den Vorteil bietet, daß sowohl die beiden Hälften der Unterschale leichter zu gießen sind, als auch das sonst vorkommende Zurückbleiben von Formsand, der leicht zur

Lauffläche gelangt und diese, sowie die Welle schädigen kann, vermieden wird. Endlich ist die bei den anderen Konstruktionen schwer durchzuführende Stützung der eigentlichen tragenden Schale auf ihrer ganzen Länge hier sehr einfach möglich. Sollen statt der festen lose Ringe verwendet werden, so muß nur die Rippe, die das Öl von den Festringen abstreift, entsprechend nach abwärts verlängert werden, sowie der höchste Teil der Oberschale etwa bis zu den Löchern, durch welche das Öl aus dem Behälter auf die Welle gelangt, entfallen.

Die besprochenen Ringschmierlager mit Kugelbewegung sind zur Aufnahme von größeren Drücken, besonders in horizontaler Richtung, nicht geeignet, wie bereits früher bemerkt wurde. Die folgenden, für schwere Transmissionen bestimmten Ringschmierlager besitzen alle fest in dem Lagerkörper gelagerte Schalen mit Weißmetallausguß, seltener solche aus Bronze. Eine einfache Konstruktion, bei der das Weißmetall ähnlich wie bei den zuerst besprochenen Lagern ohne Ringschmierung direkt in den Körper eingegossen wird, zeigt Fig. 6, Taf. I. Das Lager besitzt trotz der relativ geringen Länge der Schalen 2 Schmierringe; dadurch wird eine sehr reichliche Schmierung erzielt und eine konstruktive Schwierigkeit, die sich bei der Verwendung von nur 2 Deckelschrauben und einem Schmierringe bei kleinen Lagern ergibt, vermieden. Durch diese Anordnung wird nämlich die Lagerbreite sehr groß, weshalb man fast immer bei einem Ringe 4 Schrauben verwendet, dadurch allerdings auch ein Lockern des Deckels viel sicherer verhindert. Die Deckelschrauben sind in den Lagerkörper innerhalb der Ölkammer eingehängt, so daß durch dieselben keinerlei Ölaustritt möglich ist. Zur Aufnahme eines Achsialdruckes dienen zwei konische Stifte, die auch die Schrauben entlasten.

Ein Beispiel eines Lagers nur mit herausnehmbarer Unterschale (s. S. 27) ist auf Fig. 1, Taf. III als Hohlwellenlager dargestellt. Diese Lager können in ihren Abmessungen schwächer gehalten werden als solche für volle Wellen gleichen Durchmessers, da der Lagerdruck bedeutend kleiner als bei den letzteren ist. Mit Rücksicht auf die geringe Länge begnügt man sich meist mit einem Schmierringe. Die kleinen, mit Gewinde versehenen Bohrungen des Deckels dienen zur Aufnahme von Ösen, die dessen Abheben erleichtern sollen.

Das Lager in Fig. 1, Taf. II stellt die normale Konstruktion mit festgelagerten, jedoch herausnehmbaren Weißmetallschalen dar. Als abweichend ist die Ausgestaltung der kleinen Deckel zum Verschließen der Schauöffnungen zu erwähnen. Sie werden nämlich durch schwache Spiralfedern an den Lagerdeckel angepreßt und verhindern so das Eindringen von Staub in das Lager. Nach geringem Anheben lassen sie sich von der Öffnung wegdrehen und kann in diese auch hier eine Öse zum Entfernen des Deckels eingeschraubt werden.

In Fig. 2 der gleichen Tafel ist ein Festringlager dargestellt, das 4 herausnehmbare Schalen besitzt. Dabei sei nochmals auf die Verschwächung des Lagers in der Mitte durch die Unterbrechung der Schalen hingewiesen. (In letzter Zeit sind aber auch Ausführungen derartiger Lager des Eisenwerkes Wülfel mit nur je einer Ober- und Unterschale bekannt geworden) (5). Bei dem dargestellten Lager wäre noch hervorzuheben, daß die Anhebeöse in den Lagerdeckel eingeschraubt ist und der kleine Deckel für die Schauöffnung erst nach geringem Lüften der ersteren gedreht werden kann. Da die Öse nie vom Lager entfernt werden braucht, wird ein Verlust derselben, der bei derartigen kleinen Teilen sonst nicht selten ist, dadurch vermieden.

Das Lager in Fig. 3, Taf. II ist für sehr stark belastete Wellen bestimmt und ist daher die Auflagerfläche der Schalen im Lagerkörper möglichst reichlich bemessen. Außerdem sind diese durch Zentrierstifte miteinander verbunden und gegen Verdrehung durch die Öse im Deckel gesichert. Die Verschiebung des letzteren wird außer durch die Verzahnung durch 2 kräftige konische Stifte gehindert. In der

Zeichnung ist auch ein Mittelbund, wie auf der Welle in Textfig. 5, für welche das Lager verwendet wurde, angedeutet, bei dessen Wegfall natürlich auch eine entsprechende Änderung der Gestalt des Weißmetallausgusses an dieser Stelle vorzunehmen ist. Zur Verstärkung bei sehr großen horizontal oder schräg gerichteten Drücken, falls eine solche noch als nötig erachtet wird, kann der Deckel als Kragdeckel ausgeführt und der Lagerfuß mit dem Körper durch Rippen verbunden werden. Vor Einführung der Ringschmierung hat man sich in solchen Fällen der sogenannten schrägen Lager vielfach bedient, deren Teilfuge normal zur jeweiligen Richtung des Lagerdruckes lag. Bei der damals üblichen Art der Schmierung und den kurzen Bronzeschalen war es nötig, die ganze Anordnung so zu treffen, daß die Ölzuführung an der Stelle des geringsten Druckes geschah und daß nicht die Teilfuge vielleicht gerade in die Zone des größten spezifischen Druckes fiel. Bei den jetzt gebräuchlichen kleinen Flächenpressungen und der reichlichen Ölzuführung durch die Ringschmierung ist darauf kein besonderer Wert mehr zu legen und sind daher solche schräge Lager im Transmissionsbau vollständig verlassen, da sich Konstruktionen, wie die zuletzt besprochene und ähnliche unter den schwersten Bedingungen (Seiltriebe, Walzwerksantriebe usw.) außerordentlich gut bewährt haben. Die Konstruktion solcher schräger Lager, auch mit Ringschmierung, bietet übrigens gar keine Schwierigkeiten (14).

Diejenige Konstruktion eines Ringschmierlagers, die allen an sie gestellten Anforderungen derzeit am Besten entspricht, ist in Fig. 2, Taf. III nach einer Ausführung der Sächs. Maschinenfabrik vorm. R. Hartmann A. G. in Chemnitz dargestellt. Sie besitzt in einer Vervollkommnung des Sellersschen Grundgedankens Schalen, die längs einer ziemlich breiten, jedoch im Innern des Lagers liegenden Kugelzone auf dem Körper und Deckel aufrufen. Durch diese Anordnung werden die Tragflächen der Schalen geschmiert und gleichzeitig ist damit auch deren Drehung erleichtert. Von der Verwendung derartiger Lager in der Nähe von Reibungskupplungen ist jedoch abzuraten, da hier genaueste Erhaltung der geraden Wellenachse, selbst auf Kosten einer ungleichmäßigen Druckverteilung in den Lagern, für gute Wirkungsweise der meisten dieser Kupplungen unbedingt nötig ist.

Außer den bisher besprochenen Gleitlagern sollen vor Behandlung der Kugellager noch die im Transmissionsbau eigentlich sehr wenig verbreiteten Rollenlager erwähnt werden. Nach den Versuchen von Stribeck (15), der auch eine große Reihe von Konstruktionen beschreibt, ist die Reibungsarbeit nicht kleiner als bei Sellerslagern mit Gußeisenschalen und Ringschmierung, deren Länge und sonstige äußere Abmessungen mit denen der Rollenlager von gleichem Durchmesser ungefähr übereinstimmen, außerdem zeigten sich auch mehrfach Anstände, die bei normalem Betriebe noch häufiger sein dürften. Etwas größere Verbreitung hat nach Wissen des Verfassers nur das von Schuchardt & Schütte in den Handel gebrachte Hyatt-Rollenlager mit nachgiebigen, aus Stahlblechstreifen spiralig zusammengedrehten Rollen gefunden. Die Rollenbüchsen besitzen die gleiche Verstellbarkeit wie die Sellersschalen und können daher wie diese auch bei Konsollagern überall Verwendung finden. Bezüglich weiterer Einzelheiten sei auf die Stribeckschen Versuche verwiesen.

4. Kugellager.

Die immer noch verhältnismäßig geringe Aufmerksamkeit, die den Transmissionen geschenkt wird, dürfte einer der Gründe sein, weshalb Kugellager, die eine Reihe von großen Vorzügen gegenüber den Gleitlagern zeigen, bis jetzt in diesem Zweige des Maschinenbaues nicht sehr viel Verbreitung gefunden haben. Dazu tritt, daß größere Wellendurchmesser in jenen Fällen, wo die Kugellager bereits allgemein sind, fast gar nicht vorkommen und sich daher deren Verwendung bei Transmissionen

bis jetzt auf kleinere Durchmesser beschränkt hat. Endlich erfordern sie sowohl große Sorgfalt bei der Aufstellung, als auch günstige Betriebsverhältnisse.

Die derzeit gebauten Kugellager besitzen als wichtigsten Bestandteil das sogenannte Laufringsystem. Dieses besteht aus dem inneren, fest auf der Welle sitzenden und dem äußeren Laufringe, den zwischen diesen beiden liegenden Stahlkugeln und einem Kugelkäfige oder einem anderen Hilfsmittel, das die Kugeln in der richtigen Entfernung voneinander halten soll. Die theoretischen Eigenschaften der Kugellager sowie die Konstruktion des Laufringsystemes sollen hier nicht weiter behandelt werden (16). Wichtig erscheint für den Transmissionsbau nur deren Einbau in den eigentlichen Lagerkörper, die Konstruktion des letzteren und diejenigen Maßnahmen, welche die Welle betreffen.

Als Vorzüge der Kugellager gegenüber Gleitlagern sind anzugeben: Außerordentlich geringe Reibungsverluste, da der Reibungskoeffizient auch im Betriebe bei richtiger Aufstellung kaum den Wert 0,002 übersteigt, fast gar keine Wartung und sehr geringer Schmiermaterialverbrauch, daher Ersparnis an Kraft und Betriebskosten, ferner sehr gedrängte Bauart. Als Nachteil wäre zu erwähnen, daß die Laufringe nur einteilig hergestellt werden können, worauf bei Verwendung ungeteilter Scheiben, sowie bei der Wahl der Kupplungen zu achten ist. Bei der Wahl des Laufringsystemes ist der größtmögliche Druck, den dieses aufzunehmen hat, zugrunde zu legen, bei stoßweisem Betriebe vorteilhaft ein für noch größeren Druck bestimmtes zu benutzen, da zu schwache Laufringe sehr häufig zu Brüchen führen. Das Innere des Lagers ist sorgfältig vor Eindringen von Staub usw. zu schützen. Schließlich ist noch auf die Schmierung besondere Sorgfalt zu verwenden. (Vaseline für geringere Umdrehungszahlen, für größere Öl, auch Tropföler, seltener Graphit). Zwecks besonders reichlicher Schmierung läßt man das Laufringsystem in einem Ölbad laufen, so daß das Öl ähnlich wie bei Ringschmierlagern ungefähr die unterste Kugel noch bedeckt.

Das in Fig. 4, Taf. II dargestellte Stehlagel zeigt die bei Transmissionen verwendete Art der Laufringe mit geschlitzter Spannhülse, die durch die Mutter auf die Welle gepreßt wird und dabei auch den inneren Laufring festspannt.

Statt der Sicherung durch die kleine Schraube sind auch Springringe üblich, die sich in eine ringsumlaufende Nut und eine Bohrung der Mutter legen, wie in Fig. 16 nach einer Ausführung von Fichtel und Sachs in Schweinfurt ersichtlich. Der äußere Laufring darf nicht zu streng in den Lagerkörper eingepaßt werden, da er eine langsame Drehung mitmachen können soll. Es ist daher auch verfehlt, ihn durch eine Klemmschraube festzuhalten, da dies zur Vermehrung der Reibung beiträgt. Bei gewöhnlichen Lagern ist er in achsialer

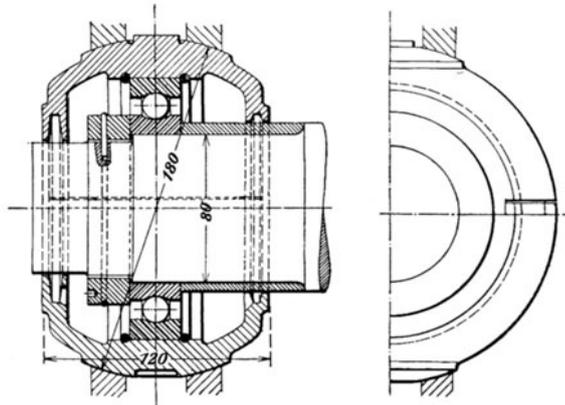


Fig. 16.

(Fichtel und Sachs.) $\frac{1}{4}$.

Richtung verschiebbar, welche Bewegung bei dem angeführten Lager nach Fig. 4, Taf. II durch die Ansätze im Lagerkörper, bei jenem nach Fig. 3, Taf. III durch dünne Stahlringe (die von der Lagermitte weiter entfernt liegenden im allgemeinen) begrenzt wird. Bei Bundlagern hingegen werden bei dem ersterwähnten Lager die doppelt schraffierten Teile nicht ausgedreht, sondern der Ring wird mit geringem Spiel, etwa 0,2 mm in achsialer Richtung eingepaßt oder durch enganliegende Stahl-

ringe (Fig. 3, Taf. III und Fig. 16) gegen Verschiebung gesichert. Der innere Lauf-ring wird zwischen zwei Stellringen, auch Bundstellringen festgehalten, oder er stützt sich gegen sonstige Vorsprünge, wie Ansätze an der Welle selbst oder auf ihr befestigte Teile (Fig. 16). Bei letzterer Ausführung kann die Welle am linken Ende auch knapp nach der Mutter aufhören, in welchem Falle das Lager auf dieser Seite zu schließen ist. Liegt das Bundlager in der Mitte eines Wellenstranges, so kann z. B. auch auf der linken Seite eine Hülse angeordnet sein, die sich gegen die Nabe einer nicht zu weit entfernten Riemscheibe, Kupplung usw. stützt. (Bei großen Achsialdrücken werden eigene Spurlager verwendet). Die Abdichtung des Lagers an den Enden erfolgt bei den Kugellagern ähnlich wie bei den Ringschmierlagern, nur wird der Spielraum zwischen Welle und Gehäuse auf etwa 0,25 mm verringert. Bei sehr staubigen Betrieben ordnet man statt der einfachen umlaufenden Ausdrehung an den Enden deren mehrere nebeneinander an, die abwechselnd mit Filzstreifen, Lederstulpen oder dgl. ausgekleidet werden, bzw. leer bleiben. Das Lager in Fig. 4, Taf. II zeigt auch keine Teilung in der Mittelebene. Bei Kugellagern ist diese Bauart nicht selten, da hier in erster Linie ein seitliches Herausziehen des Laufringsystemes zwecks Auswechslung von Kugeln oder des Käfigs wichtig ist. Bei anderen Ausführungen, z. B. denen von Gebr. Wetzels, sind beide Deckel, die durch Kopfschrauben befestigt sind, abnehmbar.

Das in Fig. 3, Taf. III dargestellte Lager ist für Ölschmierung bestimmt. Die Zeichnung zeigt besonders die Einstellbarkeit des Laufringsystemes, die hier noch von größerer Bedeutung ist als jene der Schalen bei Gleitlagern, da ein Verklemmen der beiden Laufringe gegeneinander, wenn diese nicht einstellbar sind, wie z. B. in Fig. 4, Taf. II, bei stärkerer Durchbiegung der Welle leicht zu Kugelbrüchen führt. Außer der dargestellten Ausführung ist eine zweite vielfach in Gebrauch, bei welcher der äußere Laufring aus 2 Teilen besteht, die ebenfalls in einer Kugelfläche aneinander anliegen.

Der Besprechung der Konsollager vorgreifend, soll das auf die Kugellager bezügliche bereits hier erledigt werden. Die Einstellbarkeit entfällt bei diesen, da der Lagerkörper, der das Laufringsystem enthält, die Kugelflächen außen besitzt, wie aus Fig. 16, die den Körper zum Einbau in ein beliebiges Hänge- oder Wandlager darstellt, zu entnehmen ist. Die beiden Hälften sind am besten kreisförmig zu verzahnen, um nicht den äußeren Laufring zu beanspruchen. Selbstverständlich kann auch hier der Körper einteilig ausgeführt sein. Die Verwendung einer anderen Verstellbarkeit als mit Hilfe von 2 Spindeln, etwa durch gewöhnliche Schrauben, wie bei Gleitlagern (s. verschiedene Ausführungen bei den Konsollagern), soll bei Kugellagern als nicht genügend fest und genau vermieden werden.

Von Sonderkonstruktionen sei erwähnt, daß bei größeren Belastungen Laufringe mit 2 Kugelsystemen nebeneinander verwendet werden. Ferner führt die Peniger Maschinenfabrik Spindellager aus, bei denen in dem Lagerkörper 2 einfache Laufringe an den beiden Enden sitzen. Das Lager ist dadurch ebenfalls befähigt, größere Drücke aufzunehmen, außerdem kann aber der Durchmesser der Kugelkalotte in der Mitte stark verkleinert werden, so daß eine Auswechslung gegen alte Sellersschalen leicht möglich ist. Verwendet man einen solchen Körper für ein Sellersstehlager, so wird gleichfalls die Klemmung der Ringe vermieden.

Das Kugellager, das besonders für hohe Umdrehungszahlen geeignet ist, steht auch bei Leerlaufbüchsen, Riemenleitern und Seilleitrollen in Verwendung und sind einzelne Konstruktionen im Abschnitte IV besprochen.

5. Entwurf der Stehlager.

Die nachstehenden Ausführungen beschränken sich auf Ringschmierlager mit Kugelbewegung und solche mit festgelagerten, herausnehmbaren Weißmetallschalen. Bei allen übrigen Konstruktionen ist der Entwurf in ähnlicher Weise vorzunehmen. Sehr brauchbare Anhaltspunkte (auch für alle anderen Transmissionsteile) liefern die Tabellen in den Preisbüchern der Fabriken und den diversen Hilfsbüchern (17) die jedoch vorsichtig, nämlich nur für den Entwurf der gleichen oder einer ähnlichen Type und auch dann nur als Näherungswerte zu benutzen sind.

Bei Ringschmierlagern mit Kugelbewegung (z. B. nach Fig. 5 Taf. I) ist nach Annahme der Schalenlänge ($l = 3, 5 d$ oder aus Tabellen) die Entfernung der beiden Ringe (etwas größer als die halbe Schalenlänge) festzulegen und sodann der Ringquerschnitt aufzuzeichnen. Der Durchmesser des Schmierringes beträgt ca. $1,5 d$. Man kann damit den Schnitt durch diesen (E F) entwerfen und dadurch ist die Stärke der Unterschale (tragender Teil an der Lauffläche) festgelegt. Von dieser ist an der Teilfläche etwas Material, über die ganze Schalenlänge oder nur an den Stellen, wo die Ringe sitzen, weggenommen, um das Einbringen der letzteren zu erleichtern, bzw. das Anstoßen während des Laufes zu verhindern. Der Halbmesser der oberen Kugelkalotte beträgt etwa $7/8 d$, ihre Breite ist entsprechend zu wählen. Der Halbmesser der unteren Kalotte ergibt sich aus der Lage der unteren Kante der Ölkammer, unter Annahme einer entsprechenden Stärke in der Mitte. Bevor man das Aufzeichnen der Schalen fortsetzt, sind die vorgesehenen Bunde in der Mitte oder an den Enden der Schalen einzutragen, da das normale Lager auch bei Vorhandensein von Bunden verwendet wird.

Bei der folgenden Vollendung des Entwurfes ist noch zu beachten, daß alle Teile, die nicht tragend sind, wie der äußere Teil der Ölkammer und die Oberschale so schwach, als dies noch aus Herstellungsrücksichten möglich ist, zu halten sind. Wichtig sind ferner die richtige Führung der Schmiernuten, sowie genügende Größe der Ölkammer und Verhinderung des Ölaustrittes, entsprechende Ölstands- und Ablaufvorrichtungen und eine Sicherung der Schalen gegen zu starkes Verdrehen.

Sind nun die letzteren festgelegt, so kann der zu ihnen gehörige Lagerkörper entworfen werden. Bei Sellerslagern werden meist, auch bei den größten Ausführungen nur 2 Deckelschrauben verwendet, die so nahe als möglich an die Schalen heranzurücken sind und bei sämtlichen Lagern Gegenmuttern besitzen sollen. Bei den Sellerslagern wird dadurch besonders verhindert, daß durch zu scharfes Anziehen der Schrauben die Schalen zu stark gegen den Lagerkörper gepreßt werden und weniger Beweglichkeit besitzen, außerdem bezwecken die Gegenmuttern, hier und bei den übrigen Konstruktionen, ein Lockern der Schrauben und Schlagen des Deckels infolge von Stößen zu vermeiden. Bei den Lagerfußschrauben muß vor allem daran festgehalten werden, daß für sie eine gewisse Verschiebbarkeit zum Ausgleich von Aufstellungsfehlern der Unterlagen und zum genauen Einstellen der Lager vorhanden ist und daß sie derart eingebaut sind, daß ein Wegschieben des Lagers von seiner Unterlage in achsialer Richtung ohne besondere Vorkehrungen möglich ist. Es ist dies deshalb nötig, weil die Unterlagen (Sohlplatten usw.) nur sehr schwer oder gar nicht entfernt werden können und das Nachgießen von Weißmetall oder Auswechseln des Lagers bei Brüchen erleichtert werden soll. Man bildet die Löcher zur Aufnahme der Fußschrauben als Langlöcher aus und sieht auch in der Unterlage einen Längsschlitz in der zu jenem im Lagerfuß senkrecht stehenden Richtung vor. Das Verschieben des Lagers wird dadurch möglich gemacht, daß die Schrauben aus der Unterlage empor- und in den entsprechend hohen Lagerfuß hineingezogen werden können. Sie besitzen rechteckige Köpfe und werden nach Einführung in die Unterlage um 90° gedreht, so daß ein Hochgehen beim Anziehen der Mutter nicht mehr möglich ist.

Die weitere Drehung wird meist durch Anschläge in den Taschen der Unterlage gehindert. (Siehe unter 7 bei Sohlplatten.) Bei einer anderen Ausführung ist die Schraube am Kopfende mit einem niedrigen viereckigen Teil versehen, welcher, wenn sie nach Einführung in die Unterlage um 90° gedreht und etwas angehoben ist, die weitere Verdrehung verhindert. Dabei erfahren die Löcher im Lagerfuß eine kleine Abänderung (Fig. 1, Taf. II und Fig. 2, Taf. III). Die Maschinenfabrik Voith verwendet hingegen ganz normale Schrauben mit sechseckigen Köpfen und legt die viereckigen Muttern (Fig. 6, Taf. I) in entsprechend geformte Nester der Unterlage (Fig. 3 u. f., Taf. VI), ein. Die Schraube wird dann von oben in die durch ihre Form gegen Drehung gesicherte Mutter eingeschraubt. Der Lagerfuß kann bei gleicher Steifigkeit etwas niedriger gehalten werden, auch die Demontierung der Lager ist wesentlich einfacher. Die Zahl der Lagerfußschrauben beträgt gewöhnlich bis zu Lagerdurchmessern von etwa 100—120 mm 2, von da ab 4. Das Vorstehende gilt selbstverständlich auch für Lager mit festen Schalen. Über die weitere Konstruktion des Lagerkörpers (bei Sellerslagern) ist nur hinzuzufügen, daß sich Deckel- und Fußbreite sowie deren Längen beim Aufzeichnen ergeben und daß nicht die ganze Grundfläche des Lagers, sondern nur Leisten am Rande und in der Mitte, wie auch sonst üblich, bearbeitet werden. Auf einen Umstand, der für die Massenherstellung von Bedeutung ist, sei noch hingewiesen. Es ist gebräuchlich, ein Lager für 2—3 Bohrungen (von 5 zu 5 mm steigend) zu verwenden, in welchem Falle nur die Stärke der Schalen etwas zu ändern ist. Außerdem ist es erwünscht, die Lagerhöhe (Abstand des Lagermittels von seiner Grundfläche) sowie die Länge, Breite und Stärke der Fußplatte, die Schraubenentfernung und Schraubenstärke bei allen verschiedenen Konstruktionen einer Größe (Lager mit Kugelbewegung, mit festen Schalen usw.) gleichzuhalten, um nicht für jede Konstruktion eigene Unterlagen herstellen zu müssen. Durch geringfügige Änderungen der Stärke einzelner Teile läßt sich dies immer erreichen.

Beim Entwurfe von Weißmetallagern, z. B. nach Fig. 1, Taf. II, ist ähnlich wie bei dem Sellerslager vorzugehen. Es wird ebenfalls nach Annahme der Schalenlänge, sowie der Zahl und Entfernung der Schmierringe zuerst der Schnitt durch den Ring (A B) und dann der Längsschnitt der Schale entworfen. Kurze, normale Lager ($l = 2,2 - 2,4 d$) bis etwa 300 mm Schalenlänge erhalten nur einen Schmiering, alle schweren Lager und solche mit langen Schalen ($l = 3 - 3,5 d$) zwei Schmierringe. Über die sonstigen Einzelheiten (Deckelschrauben, Verhinderung des Ölaustrittes, Ölstands- und Ablaßvorrichtung, Schmiernuten, Verzahnung, Sicherung der Schalen gegen Verdrehung und Lagerfuß) ist bereits bei Besprechung der Ringschmierung, bzw. der einzelnen Konstruktionen das Nötige bemerkt worden. Für Stärke und Ausführung des Weißmetallausgusses, der besonders an den Enden gegen Heraustreten zu sichern ist, sei auf die Beispiele auf den Tafeln verwiesen.

6. Lagerkonstruktionen mit Verstellbarkeit der Höhenlage.

Bei Nebensträngen, die an der Decke oder an den Wänden laufen, erscheint eine einfache Verstellbarkeit der Höhenlage des Lagers von Vorteil. Die ebenfalls von Sellers eingeführte Verstellung durch Schraubenspindeln ist diejenige, die auch heute noch die meiste Verbreitung besitzt. Sie besteht darin, daß die beiden Schalen (z. B. nach Fig. 5, Taf. I) durch je eine über und unter ihnen liegende flächgängige Spindel, die ihre Mutter im Lagerkörper findet, festgehalten sind. Der letztere ist dann zur direkten Befestigung an der Wand, Decke usw. leicht auszubilden, wie die Beispiele auf den Taf. III—V und im Texte zeigen. Diese sogenannten Spindellager sind für schwerere Transmissionen nicht geeignet und man muß in solchen Fällen zu Stehlagern mit festen Schalen auf entsprechenden Unterlagen

greifen. Bei den jetzt zu besprechenden Lagern können selbstverständlich Schalen mit Kugelbewegung beliebiger Ausführung benutzt werden und es handelt sich nur mehr um die Ausgestaltung des Lagerkörpers.

Für Bodentransmissionen wird das sogenannte offene Stehlager (Fig. 4, Taf. III) benutzt, das meist auf einer Sohlplatte befestigt wird. Es zeigt die oben erwähnten flachgängigen Gußeisenspindeln, wobei zur Verhinderung eines selbsttätigen Lösens der letzteren Klemmschrauben dienen. Die Spindeln sind hohl, tragen nur an den Enden, vereinzelt auch nur an einem derselben Gewinde und können mittels Vierkant- oder Sechskantschlüssels verdreht werden, um so die Höhenlage der Schalen zu verändern. Bei der dargestellten Konstruktion ist das Nachstellen der unteren Spindel nur nach Wegnahme der Schale möglich. Um dies zu umgehen, wird die Spindel, die dann etwas mehr aus dem Körper hervortreten muß, an ihrem oberen Ende 6eckig oder rund, mit mehreren Löchern versehen zum Ansetzen eines Hakenschlüssels, ausgebildet.

Wirkt z. B. der Lagerdruck nach aufwärts, oder ist eine der Spindeln zu scharf angezogen, so wird das Verbindungsstück zwischen den Spindelmuttern stark auf Biegung beansprucht. In dieser Hinsicht ist das Bocklager nach Fig. 1, Taf. IV vorzuziehen. Es gestattet das Einlegen der Schalen samt der Welle von oben durch Verwendung eines eigenen Einsatzstückes für die zugehörige Spindel, so daß auch die sonst bei den sogenannten geschlossenen Lagern, wie z. B. in Fig. 3 und 4, Taf. V, auftretenden Montierungsschwierigkeiten wegfallen. Das Lager wird ohne Zuhilfenahme einer Sohlplatte oder dgl. auf das Fundament geschraubt und mit großer Bauhöhe, bis ungefähr 1 m, ausgeführt, um Fundamentsockel zu ersparen. Es kann, solange nicht Drücke auftreten, deren Richtung zu stark von der vertikalen abweicht, auch für schwerer belastete Wellen (2. Vorgelege der Kraftmaschinen) Verwendung finden, kommt jedoch nur selten vor, da solche Stränge meist schon an der Wand oder der Decke befestigt sind. Bocklager mit festen, direkt in den Lagerkörper eingelegten Schalen, wie im Elektromaschinenbau z. B., sind bei Transmissionen gar nicht in Gebrauch, da sie infolge der mangelnden Verstellbarkeit keine Vorteile bieten.

Wandkonsollager zeigen Fig. 6, Taf. III und Fig. 2, Taf. IV. Das letztere ist stabiler und gewährt infolge der größeren Schraubenzahl auch mehr Sicherheit gegen Stöße. An dem anderen Lager ist noch eine Maßnahme gegen zu starke Beanspruchung des Lagerkörpers ersichtlich. Es werden nämlich die beiden Teile, welche die Spindeln tragen, durch die punktiert angedeutete Schraube zusammengehalten, ohne daß das seitliche Einlegen der Schalen gehindert ist. (Stangenschluß.) Manchmal ist die Schraube in dem oberen Teile nur durch Stifte gehalten, wobei natürlich ein Lösen derselben nicht ausgeschlossen ist und ist die dargestellte Ausführung oder eine solche, bei denen die Schraube seitlich eingeschoben wird (J. M. Voith), vorzuziehen.

In mehrschiffigen Hallenbauten werden auch die Säulen für die Dachkonstruktion, sowie die Kranbahnen zur Aufnahme von Lagern benutzt. Bei gußeisernen Säulen sieht man häufig bereits bei der Herstellung ebene Anpaßflächen zum Anbringen von Konsollagern vor. Sind solche Flächen nicht vorhanden, wie auch meist bei Säulen aus Walzeisen, so muß zu der später besprochenen Konstruktion mit Schellen gegriffen werden. Ein Säulenkonsollager mit ebener Befestigungsfläche ist in Fig. 3, Taf. IV ersichtlich. Solche Lager besitzen fast immer eine kleine Ausladung, bis ungefähr 250 mm und unterscheiden sich hauptsächlich nur dadurch und die etwas schwächere Ausführung von dem Wandkonsollager auf Taf. III, wobei meist der mittlere Teil der Schraubenplatte weggelassen ist. Das Säulenkonsollager auf Taf. IV ist kräftiger gehalten und zeigt außerdem eine ganz abweichende Ausführung der Spindeln, die aus Stahl hergestellt sind und etwa auf die Hälfte ihrer Länge feines Gasgewinde besitzen, während die runden schmiedeeisernen, durch Stifte gegen Drehung

gesicherten Muttern im Lagerkörper liegen. Die Spindeln selbst sind durch Schrauben, die sich gegen Unterlagsplatten stützen, an einer Verdrehung gehindert. Die Ausführung ist wohl teurer als die übliche, vermeidet jedoch das Gewinde im Gußeisen, gegen welches noch immer Bedenken herrschen, die aber bei der allgemein ausgeführten Herstellung genau geschnittener, nicht roh gegossener Schraubenspindeln, welche doch keiner dauernden Bewegung unterworfen sind, keine Berechtigung haben.

Am häufigsten kommen Hängelager vor, da durch Benutzung von Unterzügen aus Holz, Eisen und Beton einfache Mittel zur Anordnung von Transmissionssträngen an der Decke geschaffen sind. In Fig. 1—4, Taf. V sind Hängelager dargestellt, wie sie normal, ohne Rücksicht auf eine bestimmte Befestigungsart, gebaut werden. Fig. 1 und 2 zeigen Ausführungen von offenen Hängelagern, deren Unterschied nur in der verschiedenen Formgebung des Lagerkörpers liegt. Die Form nach Fig. 2, die vielfach bevorzugt wird, ergibt bei großen Ausladungen infolge der stärkeren Neigung der beiden Arme des Lagers, die zur Fußplatte führen, eine größere Entfernung der Befestigungsschrauben und damit auch größere Stabilität gegenüber der Form nach Fig. 1 (Rüsch-Ganahl A.-G. in Dornbirn, Vorarlberg). Unschön ist jedoch die Knickung an der Stelle, wo der gerade Teil in den gekrümmten Arm übergeht, welcher Übergang auch möglichst kräftig auszuführen ist.

Fig. 3, Taf. IV zeigt ein geschlossenes Hängelager, dessen Vorteile gegenüber dem offenen die gleichen sind wie bei dem besprochenen Bocklager, doch ist hier der ziemlich schwerwiegende Nachteil vorhanden, daß die Schalen nicht quer zur Welle einführbar sind. Daher ist auch das Einlegen der letzteren samt den Schalen, Riemenscheiben usw. nicht möglich und müssen bei Verwendung solcher Lager alle Scheiben zweiteilig sein. Die in Fig. 4, Taf. IV dargestellte Konstruktion unterscheidet sich von der vorhergehenden nur durch die Verwendung gerader Arme statt der gekrümmten, welche Form besonders für sehr große Ausladungen (bis ca. 1 m) geeignet erscheint.

Bei den normalen Hängelagern, falls die Befestigung direkt an der Decke oder an Unterzügen erfolgt, ist der größtmögliche Durchmesser der Scheiben auf dem Wellenstrange durch die Ausladung der Hängelager bestimmt. Um dieses Maß bei größeren Scheiben zu verringern, kann man zwischen Lager und Decke Holzklötze einschalten oder eigene Unterzüge aus Profileisen durchziehen. Häufig muß man jedoch nicht nur der zu großen vertikalen Ausladung halber von der Verwendung gewöhnlicher Hängelager absehen, sondern auch da die vorhandene Tragkonstruktion deren Befestigung mit einfachen Mitteln überhaupt nicht gestattet. Ferner müssen die Lager eines Stranges, wenn sie abwechselnd an Säulen, sowie an den darüber liegenden Trägern befestigt sind, auch eine horizontale Ausladung, die der Entfernung von Wellenmitte bis zur Säulenachse gleichkommt, besitzen. Man gelangt auf Grund dieser Bedingungen zu Konstruktionen, welche sehr verschiedenartige Formen des oberen Endes des Lagerkörpers, der jeweiligen Befestigungsart angepaßt, aufweisen (Konsolhängelager).

Fig. 17 zeigt ein Lager, zur Befestigung an I-Trägern bestimmt, dessen oberer Teil sich der Form des Profils anschließt. Als Variante ist strichpunktiert die Ausbildung bei der Befestigung an einem Holzbalken eingetragen. Auch bei Eisenbetonunterzügen könnte diese Form an der Vorderseite beibehalten werden, die horizontale Fußplatte müßte jedoch über den Balken hinaus verlängert und mittels eines eigenen Zwischenstückes an diesem befestigt werden, da ein Durchbohren des Betonbalkens in vertikaler Richtung nicht gut möglich ist. Auch das in Fig. 6, Taf. V dargestellte Lager kann für Eisenbetonkonstruktionen benutzt werden. Eine weitere Ausführung, die zugleich die Gestalt des Lagerkörpers bei großen horizontalen Ausladungen zeigt, ist aus Fig. 3, Taf. XVIII zu entnehmen. Das Lager nach Fig. 6,

Taf. V wird, wie Fig. 18 zeigt, auch bei Unterzügen aus Profileisen vielfach verwendet. Mit Hilfe der Zwischenplatten mit Schlitz für die Schrauben kann die horizontale Ausladung verändert werden, so daß diese Lager eventuell normalisiert werden können. In der Figur ist außer der Befestigung an einem I-Träger auch die an zwei U- (oder I-)Eisen angedeutet. Die verschiedenen Befestigungsteile sind gemeinsam mit jenen für die übrigen Lagerkonstruktionen und die Unterlagen unter 8 behandelt.

Trägt eine Welle, die normal zu einer Wand läuft, in deren Nähe eine Scheibe, und soll diese daselbst unterstützt werden, so ist die Verwendung eines in der Mauer stehenden Lagers samt Mauerkasten (s. S. 45) konstruktiv am einfachsten. Die Zugänglichkeit und Wartung des Lagers ist jedoch dadurch sehr erschwert. In diesen Fällen und wenn es sich um die Stützung einer sonst fliegend an-

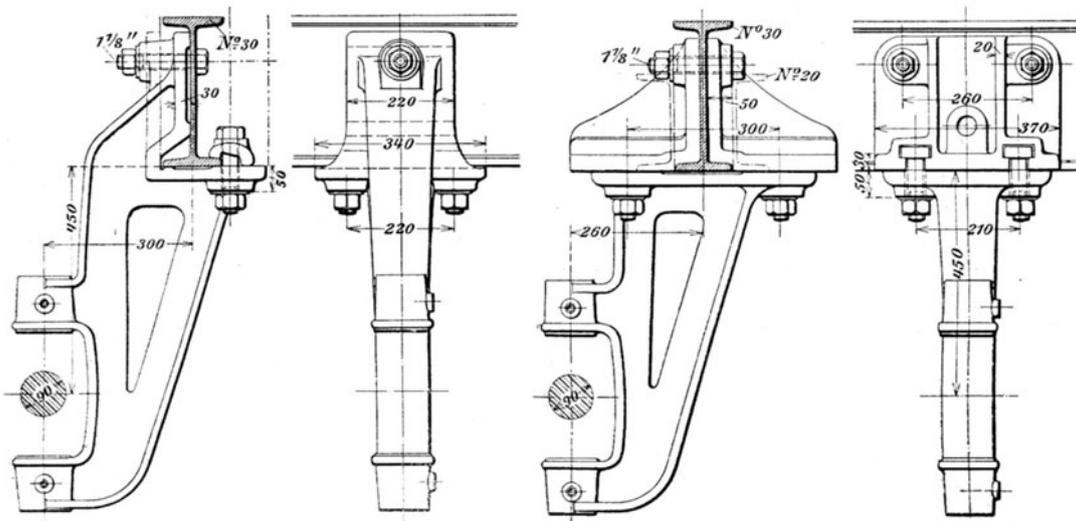


Fig. 17.

Fig. 18.

Konsollängelager. (Peniger Mf.) $\frac{1}{15}$.

geordneten Scheibe handelt, wird bei leichten Wellen das Bügellager (Fig. 7, Taf. V) benutzt, bei welchem zwischen 2 Böcken 2 U- oder T-Eisen angeordnet sind, an die der eigentliche Lagerkörper mit den Spindeln und Schalen (auch seitlich) angeschraubt ist. Spannweite und Ausladung solcher Bügellager müssen so beschaffen sein, daß dem Riemen oder den Seilen keine Hindernisse durch das Lager bereitet werden.

Bei Lagern für geringe Kräfte, wie z. B. Decken- oder Wandvorgelege von Werkzeugmaschinen u. ä., sieht man von der bisher besprochenen Verwendung von Spindeln und Kugelflächen an den Schalen zur Verstellung der letzteren ab und begnügt sich mit einfacheren Mitteln. So ist bei dem in Fig. 5, Taf. III dargestellten Wandkonsollager nur eine geringe Verstellung des Lagermittels in der Höhenrichtung beim Aufstellen mit Hilfe der Langlöcher in der Wandplatte möglich. Die Lagerschale selbst (s. Taf. II) kann sich mittels zweier zylindrischer Segmente gegen das Gehäuse (die Ölkammer) verdrehen. Dieses schwingt um zwei kleine Zapfen in dem eigentlichen Lagerkörper, so daß die Welle jede beliebige Neigung annehmen kann. Diese Lager werden auch als Stehlager und zur Befestigung an der Decke ausgeführt, wobei nur der Lagerkörper entsprechend abzuändern ist.

Bei dem Wandkonsollager in Fig. 4, Taf. IV besteht die Unterschale mit dem eigentlichen Lagerkörper aus einem Stücke, so daß nach erfolgter Einstellung des Lagers dessen Achse festgelegt ist.

Das Hängelager in Fig. 5, Taf. V gestattet wie die Konstruktion in Fig. 5, Taf. III nur ein Schwingen der Lagerschalen um die beiden halbzylindrischen Zapfen in der Mittelebene des Lagers. Die im Lagerkörper oberhalb der Schalen angeordnete Schraube dient zur Verhinderung einer Verschiebung der ersteren. Die Unterschale wird seitlich in den Lagerkörper eingebracht und durch die beiden Schrauben in der Lagermitte eingestellt¹⁾.

Bei ähnlichen Lagern von G. Luther A.-G. mit veränderlicher Ausladung geht der Lagerkörper unter Weglassung der dargestellten Fußplatte nach oben in eine flächgängige Spindel über, die mittels Mutter und Gegenmutter an einer entsprechend ausgebildeten Fußplatte befestigt ist. Eine weitere Ausführung stellt sich als ein umgekehrtes Bocklager dar. Statt der Spindeln der Sellerskonstruktion sind gewöhnliche Schrauben zur Verstellung in der Höhenlage vorhanden, die Schalen führen sich hierbei in Gleitbahnen des Lagerkörpers. Der beim Bocklager herausnehmbare Teil ist drehbar angeordnet und ermöglicht so ein leichtes Einlegen der Schalen samt Welle. Die zuletzt besprochenen Konstruktionen werden bis zu Lagerdurchmessern von 110 mm ausgeführt und können, falls die Beweglichkeit als genügend erachtet wird, statt der Spindellager verwendet werden.

Da heute fast nur letztere gebaut werden, kann von einer weiteren Besprechung der verschiedenen anderen Hänge- und Wandlager abgesehen werden. Von den vielen Konstruktionen, die in der älteren Literatur (18) zu finden sind, dürfte sich nur die von Lorenz in Ettlingen entworfene erhalten haben. Die beiden Schalen ruhen hier in kleinen Kugelkalotten und besitzen wohl eine gewisse Beweglichkeit, jedoch keinerlei Verstellbarkeit in der Höhenrichtung. Für stärkere Drücke sind sie ebenfalls ungeeignet (19).

Endlich soll noch eine Konstruktion erwähnt werden, die in den letzten Jahren vielfach in Verwendung gekommen ist, nämlich Lager aus gepreßtem Blech, welche bedeutend leichter als gußeiserne Lager sind. So werden z. B. von White, Child und Beney in Wien solche Stahlblechlager amerikanischer Herkunft unter der Bezeichnung „Pionierlager“ in den Handel gebracht, welche Ringschmierung, Schalen mit Weißmetallausguß und allseitiger Verstellbarkeit durch 4 Schrauben (2 horizontale und 2 vertikale) besitzen. Das Einlegen der Schalen wird durch die Aufklappbarkeit eines Teiles erleichtert. Außerdem kann ein- und dasselbe Lager sowohl am Boden als auch an der Wand oder Decke befestigt werden, wodurch die Zahl der Modelle beträchtlich verringert wird. Die Lager werden bis 70 mm Bohrung ausgeführt.

Die Ausführungen der Spindellager beschränken sich auf Wellendurchmesser bis etwa 120 mm. Die Ausladungen sind im allgemeinen möglichst klein zu halten und gehen für Wandkonsollager bis 600 mm, für Hängelager bis ca. 1 m, für Säulenkonsollager gewöhnlich bis zu 250 mm. Der eigentliche Lagerkörper erhält T-, seltener I-Profil, dessen Abmessungen nur nach der Erfahrung gewählt werden. In besonderen Fällen kann man nach Aufzeichnung eine Nachrechnung einzelner Querschnitte (auf zusammengesetzte Biegung) vornehmen, wobei die resultierende Spannung für Gußeisen 200 kg/cm² nicht überschreiten soll. Derjenige Teil, der die beiden Körper verbindet, welche die Muttern der Spindeln bilden, soll, um seine Beanspruchung zu verringern, möglichst nahe (bis auf etwa 5 mm) an die Schalen herangerückt werden, außerdem soll die Rippe des T-Profils innen, d. h. den Schalen zugekehrt liegen, da auch dadurch die Beanspruchung bei gleichem Materialaufwand kleiner ist. Für die Abmessungen der Spindeln können die folgenden Angaben als Anhaltspunkte dienen: Die B. A. M. A. G. führt für Wellendurchmesser von 50—130 mm den Außen-

¹⁾ In der Zeichnung ist durch ein Versehen die Krümmung der inneren Rippe des Körpers zu tief hinuntergezogen worden. Die beiden Wände müssen natürlich nach oben zu soweit parallel sein, daß ein Einlegen der Schalen möglich ist.

durchmesser der Spindeln (s. Fig. 2, Taf. IV) bei den kleineren Lagern gleich und bei den mittleren und großen etwas kleiner als den Wellendurchmesser. Die Länge beträgt ca. das Doppelte des Spindeldurchmessers und ist auf ca. je $\frac{1}{3}$ an den Enden mit flachgängigem Gewinde von 2 mm Gangtiefe, steigend bis 3 mm bei den größten Ausführungen und 3 Gängen pro 1", abnehmend auf $1\frac{1}{2}$ versehen. Die Stärke der Klemmschrauben steigt von $\frac{3}{8}$ " auf $\frac{7}{8}$ ". Nach den Ausführungen der E. R. M. A. G. (vgl. Fig. 1, Taf. IV) beträgt der äußere Durchmesser ungefähr 0,8 des Lagerdurchmessers (für Lager von 40—100 mm), die Länge zwischen den Enden der Gewinde ebenfalls das Doppelte des letzteren, die Gewindetiefe des quadratischen Gewindes 2,5 mm — 4 mm, wobei nur etwa $\frac{1}{4}$ der angegebenen Länge nicht mit Gewinde versehen ist.

Für die Ermittlung der Stärke der Befestigungsschrauben an der Wand usw., sowie der Abmessungen der Fußplatte sollen mit Rücksicht darauf, daß auch hier nicht für jeden Fall ein neuer Entwurf, der Größe und Richtung des jeweiligen Lagerdruckes entsprechend, vorgenommen werden kann, möglichst ungünstige Angaben gemacht werden. Die stärkste Beanspruchung der Schrauben ist dann vorhanden, wenn der Lagerdruck parallel zur Fußplatte wirkt. Die Schrauben sind dabei so stark anzuziehen, daß die entstehende Reibung ausreicht, um eine Verschiebung des Lagers längs der Befestigungsplatte zu verhindern. Nimmt man nun bei $l = 3,5 d$ die mittlere spezifische Flächenpressung mit 7 kg/cm^2 an, welcher Wert wohl kaum erreicht werden dürfte, so beträgt der Lagerdruck $P = 7 \cdot 3,5 d^2 \sim 25 d^2$. Ferner sei die Beanspruchung einer Schraube beim Anziehen mit 800 kg/cm^2 gewählt (bei kleinen Schrauben und zu starkem Anziehen steigt dieser Wert leicht auf 1000 kg/cm^2 und darüber), so daß der Druck, der von ihr auf die Unterlage ausgeübt wird, $400 \delta^2$ beträgt, sowie der Reibungskoeffizient mit Rücksicht darauf, daß als Unterlage häufig Eisen (Traversen) vorhanden ist, nur mit 0,2, während er zwischen Eisen und Stein ca. 0,5 beträgt. Der von den Schrauben auszuübende Druck muß daher das Fünffache des oben angegebenen Lagerdruckes betragen und es ergibt sich die Schraubenstärke zu $\sim 0,4 d$ bei 2, bzw. $0,28 d$ bei 4 Schrauben. Die Größe (Fläche) der Fußplatten kann unter Zugrundelegung eines Flächendrucks von $8\text{—}10 \text{ kg/cm}^2$ zwischen Eisen und Stein oder Beton (bei Eisen auf Eisen bis 25 kg/cm^2 zulässig) ca. 100 mal so groß wie der Schraubenquerschnitt gewählt werden. Bei Befestigung an Traversen kann man sich jedoch auf schmale Bearbeitungsleisten beschränken. Die Stärke der Fußplatte (h)

ist so zu bestimmen, daß man den Druck der Schraube gleichförmig über die Fläche der Platte verteilt denkt und den Querschnitt, in welchem das Schraubenloch liegt, berechnet. Meist sind die aufliegenden Teile der Fußplatte angenähert quadratisch mit $\sim 7 \delta$ Seitenlänge, wie sich aus den obigen Angaben ermitteln läßt. Da die im zu bestimmenden Querschnitte übrigbleibende Breite $\sim 6 \delta$ beträgt, so ist dessen Widerstandsmoment $\frac{1}{6} \cdot 6 \delta \cdot h^2$. Das Biegemoment hat die Größe $200 \delta^2 \cdot 1,75 \delta$ (halbe Belastung \times der $\frac{1}{4}$ der Seitenlänge). Wird auch hier wieder die zulässige Beanspruchung für Gußeisen mit 200 kg/cm^2 gewählt, so ergibt sich h zu $\sim 1,35$ [1,4] δ . Die ermittelten Werte stimmen mit den praktischen Ausführungen ziemlich gut überein und wäre nur bei Hängelagern von ca. 80 mm Durchmesser aufwärts, wo meist 4 Schrauben vorhanden sind, eine Abänderung der letzten Rechnung vorzunehmen. Die Resultate der angeführten Ermittlungen sind von der Ausladung des Lagers unabhängig und daher können die

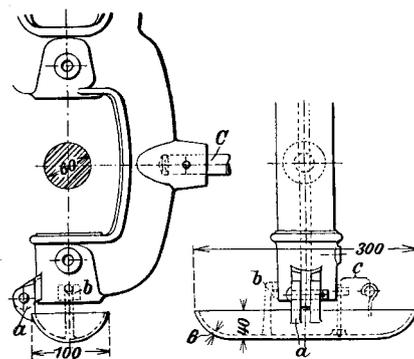


Fig. 19.

Befestigungsarten von Tropfschalen. $\frac{1}{10}$

Fußplatten für sämtliche Lager einer Größe bei allen Ausladungen die gleichen Abmessungen erhalten. Bei Säulenkonsollagern empfiehlt es sich jedoch, die Fußplatten und Schraubenstärken bei allen Lagern mit derselben Ausladung und verschiedenen Durchmessern gleich groß zu wählen, so daß die Anpaßflächen auf allen Säulen die gleichen sein können.

Endlich sei noch auf die Anwendung von Tropfschalen bei den Lagern ohne Ringschmierung hingewiesen, die bei Spindellagern an dem Teile, der die Mutter der unteren Spindel bildet, entweder mittels Gelenk befestigt oder an kleinen Vorsprüngen angehängt werden (Fig. 19 bei a, bzw. b und c. Vgl. auch Fig. 4, Taf. IV und Fig. 5, Taf. V).

7. Unterlagen für Stehlager.

Rücksichten auf einfache Herstellung, Montierung und Auswechselbarkeit lassen es nicht als vorteilhaft erscheinen, Lager für schwere Wellen ihrer jeweiligen Befestigung am Boden oder der Decke usw. angepaßt, als Ganzes zu entwerfen, vielmehr werden Stehlager auf entsprechenden Unterlagen verwendet.

In Fig. 1, Taf. VI ist zunächst eine Sohlplatte, für das Lager in Fig. 5, Taf. I bestimmt, dargestellt. Diese ruht gewöhnlich auf Sockeln aus Beton oder Ziegelmauerwerk, seltener auf Traversen. Über die Konstruktion ist nur zu bemerken, daß die Vorsprünge (Nasen) an den Enden bei den Löchern für die Fundamentanker kräftig zu halten sind, da in den Zwischenraum von ihrer Innenseite bis zum Ende des Lagerfußes, gewöhnlich 20—25 mm, genau passende Keile aus Hartholz oder Eisen eingeschoben werden, welche die Lagerfußschrauben von horizontalen, eine Verschiebung des Lagers auf seiner Unterlage anstrebenden Kräften entlasten sollen. Diese Einzelheit findet sich bei den übrigen Unterlagen, die Konsolen mit veränderlicher Ausladung ausgenommen, wieder. (Auch Säulen mit ebenen Anpaßflächen erhalten meist derartige Nasen.) Wichtig ist die Ausbildung der Taschen für die Lagerfußschrauben. Die Anordnung bloßer Löcher für diese ist nicht empfehlenswert, da in diesem Falle leicht Öl in das Fundament gelangen kann. Besser sind Schlitzlöcher von \perp -förmigem Querschnitt, der Form des Schraubenkopfes angepaßt, auf die ganze Breite der Sohlplatte, so daß das Lager mit den Fußschrauben seitlich verschoben werden kann, ohne die letzteren in den Fuß hineinziehen zu müssen. Die häufigste Anordnung ist, wie in der Figur, diejenige nach allen Seiten zu geschlossener Taschen, wobei Anschläge ein Drehen der Schrauben über die Stellung hinaus, in der sie sich auf die Decke der Tasche stützen, verhindern. Bei anderen Ausführungen (B. A. M. A. G.) entfallen diese Anschläge und es besitzt der unterste Teil quadratischen Querschnitt. Seine Höhe muß dann ein Drehen des Schraubenkopfes samt dem quadratischen Ansatz ermöglichen. (Vgl. ferner Fig. 3, 4 und 6, Tafel VI.) Bei Lagern ohne Ringschmierung, die selbst keine Ölfänger besitzen, sind solche an der Sohlplatte und allen anderen Unterlagen anzugießen, ähnlich wie bei dem Lager in Fig. 3, Taf. I an der Fußplatte, oder nach Fig. 1 derselben Tafel anzuschrauben und zweckmäßig auch mit Ablassschrauben zu versehen. Die Stärke der Fundamentanker (bis ca. 150 mm Wellendurchmesser 2, bei größeren 4) wird mit Rücksicht auf die große Beanspruchung beim Anziehen derselben gewöhnlich um $\frac{1}{8}$ '' größer gewählt als die der Lagerfußschrauben (20).

Beim Einbau von Reibungskupplungen, die auf beiden Seiten gelagert sein müssen, sollte immer eine gemeinsame Sohlplatte für beide Lager zur Verwendung kommen, da nur dadurch die genaue Einhaltung der Wellenachse erzielt werden kann. Um bei der Herstellung solcher Lagerrahmen an Modellkosten zu sparen, kann man die normalen Sohlplatten der beiden Lager durch 2 angeschraubte oder angegossene Querstücke von T- oder U-Querschnitt verbinden. Meist werden jedoch erhöhte Lagerrahmen ausgeführt (Fig. 1, Taf. XIV), welche auch in anderen Fällen,

wo dicht nebeneinander zwei oder mehrere Lager angeordnet sind, vorteilhaft Verwendung finden.

Um die Sockelhöhe zu verkleinern, auch um freien Raum unter der Welle zu gewinnen, werden Lagerböcke oder Lagerstühle (Fig. 2—4, Taf. VI) verwendet. Ihre Bauhöhe, d. i. die Entfernung von der Fußplatte bis zur Wellenachse (zwischen 300 bis ca. 1000 mm), ist, soweit es die örtlichen Verhältnisse zulassen, möglichst klein zu halten, um die Beanspruchungen der einzelnen Teile zu verringern, ebenso wie die Ausladung bei den übrigen Unterlagen. Als normal kann für leichtere Wellen die Ausführung nach Fig. 2 als Rippenguß mit T-Querschnitt gelten. Zur Verstärkung werden entweder Mittelrippen, bis zur Fußplatte reichend, oder I Querschnitt statt des einfachen T-Profiles benutzt. Böcke in Hohlguß, nach Fig. 3, sind wohl kräftiger, jedoch auch teurer und deshalb im Transmissionsbau noch verhältnismäßig wenig verwendet, außer für schwere Hauptantriebe (Fig. 4).

Eine Lagertraverse (Lagerbock mit großer Entfernung der Unterstützungsstellen) zeigt Fig. 5, Taf. VI, die im vorliegenden Falle zur Aufnahme eines Lagers dient, das zwischen zwei weit auseinanderliegenden I-Eisen anzuordnen ist. Kräftige Ausführung aller Teile, um Erschütterungen zu vermeiden, ist hier die erste Bedingung, zu welchem Zwecke auch eine Versteifung der Traverse mit den Profileisen durch Spannstangen vorgenommen werden kann.

Zur Lagerung von Wellen an Decken dienen die in Fig. 6—8, Taf. VI dargestellten Hängeböcke. Ihre Konstruktion gleicht jener der Lagerböcke, nur erhalten hier auch die kleineren Ausführungen bereits 4 Schrauben, um das sehr häufig nötige Befestigen an I-Eisen zu vereinfachen (siehe auch unter 8). Die Ausführung nach Fig. 8 ist für große Ausladungen bis ca. 1 m bestimmt und sind zu diesem Zwecke die beiden Arme durch Querträger versteift, die manchmal auch durch Spannstangen ersetzt werden. Die kleinste Ausladung solcher Hängeböcke, je nach der Größe des Lagers 300—400 mm, ist dadurch bestimmt, daß man den Lagerdeckel abheben kann, ohne den Körper entfernen zu müssen.

Muß ein durch eine Mauer geführter Wellenstrang daselbst gelagert werden, so gelangt, u. zw. meist in deren Mitte, ein Mauerkasten (Fig. 9, Taf. VI) zur Anwendung. Auch hier gleicht der unterste Teil dem einer Sohlplatte, die Höhe des Mauerkastens wird wie bei den Hängeböcken bestimmt. Bei schwach belasteten Mauern, wie z. B. bei Shedbauten, werden die Mauerkasten meist noch mit Schrauben, wie Sohlplatten verankert. Eine etwas abgeänderte Form ist auf Taf. XXIII zu sehen. (Auch hier kann der untere Teil allein als erhöhte Sohlplatte benutzt werden.)

Zur Befestigung von Stehlagern an Säulen dienen die in Fig. 1 und 3, Taf. VII dargestellten Konsolen. Die erstere, die auch als Wandkonsole benutzt werden kann, ist für Säulen mit ebenen Anpaßflächen bestimmt. Falls solche fehlen, wird die Konsole durch 2 Schellen, die auch manchmal miteinander zu einem Stück vereinigt sind, an die Säule gepreßt (Fig. 3). Die Ausbildung des Lagerkörpers ist, abgesehen von der Befestigungsplatte, bei diesen Konsolen die gleiche wie bei der Wandkonsole in Fig. 2, Taf. VII (nach einer Ausführung der Hannoverschen M. A. G., Zweigwerk Chemnitz) und jenen nach den Fig. 20 und 21. Der Körper besitzt die Form eines rechtwinkligen, ungefähr gleichschenkligen Dreieckes, dessen horizontaler Schenkel das Lager trägt. Meist werden die Konsolen mit um 100 mm, seltener nur 50 mm veränderlicher Ausladung ausgeführt. Dementsprechend ist die Länge des horizontalen Teiles zu bemessen und sind genügend lange Schlitze für die Lagerfußschrauben vorzusehen. Bei der Konsole in Fig. 1 werden Schrauben mit rechteckigen Köpfen und kleinen viereckigen Ansätzen verwendet, bei jenen nach Fig. 2 und 3 solche mit quadratischen Köpfen, die von der Mitte aus eingeschoben werden. Für schwere Wellen sieht man von der Veränderlichkeit der Ausladung ab und bringt

wie bei den Sohlplatten usw. Nasen an, um die Lager in ihrer Stellung durch Keile zu sichern (Fig. 20 und 21). Außerdem wird statt des einfachen T-Profiles I-Profil (Fig. 21) oder Kastenquerschnitt wie bei Hängeböcken verwendet. (Die Konstruktion nach Fig. 20 ist für nicht zu große Belastungen bestimmt.) Der horizontale Arm kann bei allen diesen Ausführungen wie der obere Teil einer Sohlplatte ausgebildet sein, manchmal werden auch hier die Schrauben nur von unten durchgesteckt, wie in Fig. 6 und 8, Taf. VI, dabei wird jedoch zur Versteifung meist noch eine vertikale Mittelrippe eingefügt. Ziemlich verschiedenartig ist die Ausbildung der Wandplatte. Diese erhält für kleine Wellendurchmesser und geringe Kräfte die Form nach Fig. 1, Taf. VII mit nur 2 Schrauben. Gewöhnlich sind jedoch 3 wie in Fig. 2 der gleichen Tafel oder Fig. 20 (stark gezeichnet) vorhanden. Bei sehr großen Kräften verwendet man 5 Schrauben (Fig. 21 und Fig. 20 strichliert).

Ist man genötigt, eine Welle, bei welcher sehr starke Seilzüge schräge nach abwärts auftreten, längs einer Wand anzuordnen, so empfiehlt es sich, die Konsolen gegen den Fußboden in der Richtung der resultierenden Kraft durch Säulen abzustützen und so die Wandschrau-

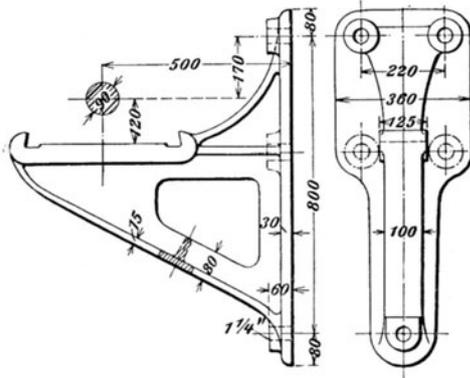


Fig. 20.

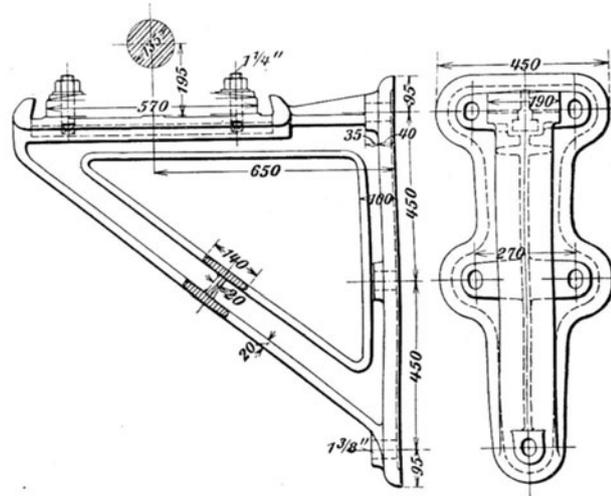
Wandkonsole. (J. M. Voith.) $\frac{1}{20}$.

Fig. 21.

Wandkonsole. (Peniger Mf.) $\frac{1}{20}$.

ben zu entlasten (siehe Taf. XXIX). Ist auch diese Verstärkung nicht ausreichend, so muß man zu entsprechend hohen Sockeln aus Beton oder Mauerwerk übergehen, welche jedoch in ihrem Querschnitte an der Basis so groß zu halten sind, daß daselbst gar keine Zugspannungen oder nur in sehr geringem Maße auftreten. Von den früher in diesem Falle meist verwendeten Konsolen, die von der Welle bis zum Fußboden reichten, ist man mit Rücksicht auf die Unzuverlässigkeit solcher großer Gußstücke, die auch bei der Montierung Schwierigkeiten bereiteten, vollständig abgekommen.

Von den Unterlagen für Lager, deren Welle normal zu einer Wand liegt, wird als Ersatz für den Mauerkasten die Quer- oder Winkelkonsole (Fig. 4, Taf. VII) verwendet, wenn dies nicht durch eine knapp neben der Mauer liegende Scheibe unmöglich gemacht ist. Sie gestattet sehr kleine Ausladungen und ist bei nicht zu großen Kräften oder Stößen dem Mauerkasten wegen der besseren Zugänglichkeit vorzuziehen. Eine Doppelwinkelkonsole, die einen ähnlichen Zweck wie der Lagerrahmen verfolgt, zeigt Fig. 2, Taf. XIV, eine Säulenwinkelkonsole, eine ziemlich seltene Form, Fig. 4, Taf. XXIV.

Scheiben neben Mauern, die an Wellenenden nicht fliegend angeordnet oder bei durchgehender Welle beidseitig unterstützt werden sollen, führen bei schwereren

Wellen zur Verwendung von Lagerträgern. In den Fig. 5—7, Taf. VII, sowie der Fig. 3, Taf. XXVIII sind verschiedene Ausführungen solcher Lagerträger (Lagerbügel) dargestellt. Sie besitzen zwei an der Wand befestigte Böcke oder Konsolen, zwischen welchen derjenige Teil, der das Lager aufnimmt, gelagert ist. Die Anordnung der Böcke ist von der Größe der Scheiben und der Richtung der Seile, bzw. des Riemens abhängig, so daß der eigentliche Lagerträger nicht nur horizontal und vertikal, wie in den dargestellten Beispielen, sondern auch schräg liegt. Er wird dann meist als Gußträger mit I-Profil hergestellt (Fig. 5, Taf. VII) und abgeknickt, da der mittlere Teil, auf dem das Lager steht, horizontal sein muß. 

Eine Normalisierung solcher Lagerträger ist wegen der verschiedenen Spannweiten und Ausladungen nicht gut möglich. Nur bei den einfachsten Formen, wie auf Taf. VII, wo bei allen Trägern mit gleicher Ausladung für eine Wellenstärke die Böcke dieselben bleiben, bei gleicher Spannweite wieder die eigentlichen Träger, wie in Fig. 5, ist sie vereinzelt durchgeführt. Der Träger wird sowohl als Gußkörper mit I- oder Kreisring-Querschnitt, (letzterer nur bei starken Beanspruchungen) als auch aus Walzeisen, (U- oder I-Träger) bei vertikaler Anordnung nur aus diesen hergestellt. U-Eisen sind vorzuziehen, da man bei der Befestigung des Lagers an I-Trägern häufig Schwierigkeiten hat. Bei Gußeisen wird der mittlere Teil sohlplattenartig ausgebildet, bei Walzeisenträgern werden kleine Winkel- oder Quadratischeisen aufgenietet, gegen welche sich die Holzkeile, die das Lager gegen Verschiebung sichern sollen, stützen, seltener werden normale Sohlplatten auf die Profileisen aufgeschraubt. Zur Verbindung mit dem Lagerträger besitzen die Böcke bei der Ausführung nach Fig. 5 starke Zapfen, welche von den Augen an den Enden des Trägers umfaßt werden. Bei Kreisringquerschnitt trägt gewöhnlich der Träger die Zapfen und die Böcke sind als zweiteilige Lager ausgebildet, deren Deckel die Zapfen mittels je 4 Schrauben gegen die Böcke pressen. Werden Profileisen verwendet, so soll deren Befestigung an den Böcken in der Achse der letzteren geschehen und nicht, wie es häufig ausgeführt wird, um die Montierung zu erleichtern, seitlich, außerdem sind tunlichst an jedem Ende 4 Schrauben zu benutzen. Statt des vertikalen Lagerträgers in Fig. 7, Taf. VII kann ohne weiteres auch der Körper des Bügellagers auf Taf. V mit einem Stehlager verwendet werden.

Statt der Böcke werden vielfach zum Tragen der Profileisen bei horizontalen Lagerträgern Wandkonsolen verwendet, teils um Modelle zu ersparen, teils wegen ihrer großen Stabilität. So kann man gewöhnliche Wandkonsolen an ihren Enden ähnlich wie in Fig. 3, Taf. XXVIII mit Anpaßleisten für U-Eisen versehen und die letzteren daran befestigen. Manchmal wird auch die vordere Ecke der Konsole als Anpaßfläche für die Profileisen ausgebildet, bei kleinen Lagern vereinzelt dabei nur ein flachliegendes U-Eisen benützt. Stark von der normalen Form abweichende Konsolen zeigt Fig. 3, Taf. XXVIII. Der eigentliche Lagerträger liegt hier unter dem Mittel der Wandankerschrauben mit Rücksicht auf die Lage der Seile. Bei Verwendung von Gußträgern, wie in Fig. 5, Taf. VII, kann man in solchen Fällen eventuell den Träger in der Mitte gegen die Achsen der Böcke senken () , falls die Richtungsänderung nicht zu groß wird. Bei dem zuletzt besprochenen Träger sei noch auf die Verspannung gegen die Mauer hingewiesen, welche in allen Fällen, wo große Kräfte vorhanden sind oder Stöße auftreten, die zu Erschütterungen Anlaß geben können, sehr vorteilhaft ist. Die Anordnung einer Reihe von Lagerträgern ist auch der Taf. XXII zu entnehmen.

Über den Entwurf und Berechnung der Unterlagen für Stehlager sei noch folgendes hinzugefügt: Die Dimensionierung der Befestigungsplatten und Schrauben ist wie bei den Konsollagern vorzunehmen. Ebenso wird man die Querschnitte der einzelnen Arme bei Hängeböcken und anderen Teilen nach Ausführungen wählen und nur bei sehr großen Kräften nachrechnen. (k_b für Gußeisen $\leq 200 \text{ kg/cm}^2$, bei

Walzprofilen = 600—700 kg/cm²). Bei auf Biegung beanspruchten Teilen aus Gußeisen ist an der Seite, wo eine Zugbeanspruchung auftritt, mehr Material anzuhäufen, als an der Druckseite, da bekanntlich die zulässige Zugbeanspruchung nur etwa $\frac{1}{3}$ der Druckbeanspruchung beträgt. Auch dadurch kann an Gewicht gespart werden.

8. Mittel zur Befestigung von Lagern und Unterlagen an Fundamenten und Tragkonstruktionen.

Als Befestigungsteile an Fundamenten kommen die gleichen, wie sonst im Maschinenbau üblich, vor. Es sind dies für kleine Kräfte Steinschrauben mit vier-eckigem verjüngten Schaft, sowie solche nach Fig. 3, Taf. XX und Fig. 1, Taf. XIII. Die Tiefe der Löcher und damit auch die Länge der Schrauben beträgt je nach deren Größe 200—400 mm, die Seitenlänge des quadratischen Lochquerschnittes im Fundamente mit Rücksicht auf Verschiebbarkeit der Schrauben etwa das Dreifache des Schraubendurchmessers.

Bei nicht zu großen Kräften werden Schrauben mit quadratischen Köpfen, die an ihrem Ende durch einen Ankerklotz verstärkt sind, verwendet (Fig. 22). Dabei wird selbstverständlich

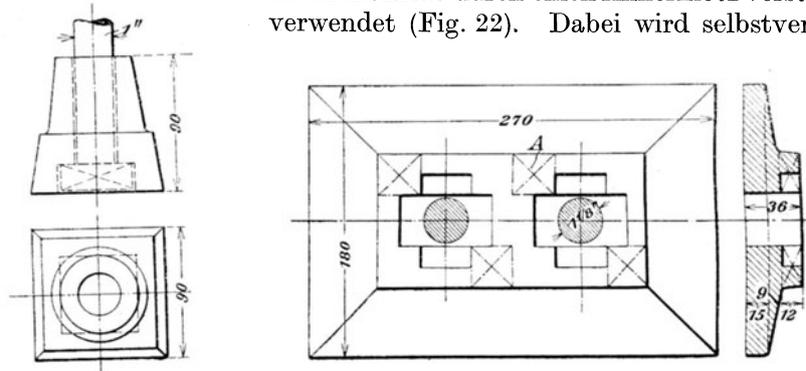


Fig. 22.
Ankerklotz. $\frac{1}{8}$.

der Anker samt Klotz erst nach Fertigstellung des Fundamentes in die freigelassenen Löcher eingebracht. Auch Doppelklotze für 2 Anker kommen vor.

Für große Kräfte werden bereits bei der Herstellung des Fundamentes in entsprechender Tiefe Fundamentankerplatten eingemauert und bis zur Oberkante des Fundamentes reichende Schächte von etwa 80/80—120/120 mm Querschnitt zum Einführen der Schrauben, sowie ungefähr würfelförmige Aussparungen unter den Platten, zum Drehen der Ankerschrauben um 90°, freigelassen. Die Entfernung von der Fundamentplatte bis zur Fußplatte des betreffenden Lagers, bzw. Unterlage ist, je nach den Kräften, die aufgenommen werden sollen, ziemlich verschieden, im allgemeinen 1000—1500 mm und muß so groß sein, daß der durch die Schrauben mit dem Lager verbundene Teil des Fundamentes stark genug ist, um Erschütterungen zu verhindern. Die gewöhnliche Ausführung der Fundamentankerplatten zeigt Fig. 23 und zwar als Doppelplatte für 2 nahe nebeneinanderliegende Anker bei großen Sohlplatten und dgl. (Für nur einen Anker erhält sie quadratische Gestalt.) Zur Verhinderung einer weiteren Drehung der Schrauben über einen Winkel von 90° hinaus ist entweder ein zur Öffnung senkrecht stehender Schlitz vorhanden, (in Fig. 23 voll gezeichnet) oder statt dessen Nasen (bei A strichpunktirt), ähnlich wie bei den Sohlplatten und anderen Unterlagen. Die Größe und Stärke der Fundamentankerplatten ist wie jene der Fußplatten bei den Konsollagern zu bestimmen.

Auch zur Befestigung an Wänden kommen Steinschrauben, für größere Kräfte durchgehende Ankerschrauben mit Wandankerplatten zur Verwendung. Die letzteren haben fast immer die in Fig. 24, sowohl für einfache, als auch doppelte Platten dargestellte Form. Doppellplatten werden z. B. bei dreischraubigen Konsolen benutzt, seltener findet man für alle 3 Schrauben eine einzige Platte (Fig. 4, Taf. VII). Bemerket sei noch, daß man häufig an den Teilen, die an Wänden zu befestigen sind, Ansätze anbringt, die mit eingemauert werden, um auch auf diese Art eine Verschiebung längs der Mauer in vertikaler Richtung zu verhindern (z. B. Fig. 2, Taf. XIV), sowie, daß schwächere Mauern an den Stellen, wo Konsolen angeordnet sind, zu verstärken sind, falls die bestehende Mauer zur Aufnahme des

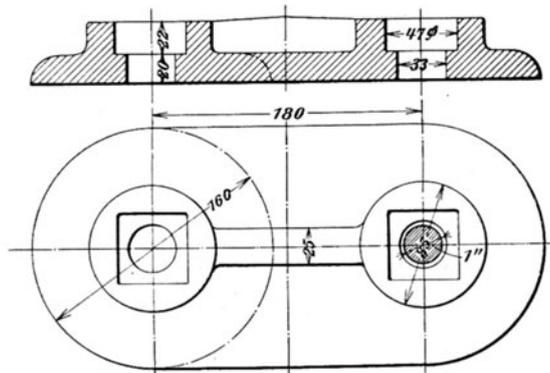


Fig. 24.
Wandankerplatte. $\frac{1}{5}$.

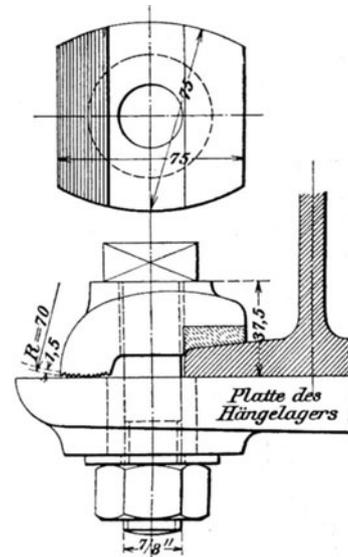


Fig. 25.
Klemmplatte. (Mf. Tannwald.) $\frac{1}{3}$.

Lagerdruckes zu schwach sein sollte und ein unruhiger Gang der Transmission eintreten könnte.

Sehr verschiedenartig sind die Hilfsmittel zur Befestigung von Hängelagern und Hängböcken an Profileisen, sowie Beton- und anderen Tragkonstruktionen. Bei den ersteren ist zu unterscheiden, ob die Wellenachse mit der Trägerachse übereinstimmt oder beide aufeinander senkrecht stehen. Im ersten Falle werden zur Befestigung normaler Konstruktionen (sowohl Hängelager als auch Böcke) meist Klemmplatten (Fig. 25) verwendet, falls die Entfernung der Profileisen voneinander, sowie ihre Lage zu den Schraubenlöchern der Fußplatte dies gestattet. Die dargestellte Klemmplatte zeigt einerseits die Anpassung an das jeweilige Walzprofil dadurch, daß das in der Figur schraffierte Stück im Modell bereits auswechselbar ist, andererseits die Riffelung des an der Lagerfußplatte anliegenden Teiles, um die Reibung zu vergrößern und das Anliegen infolge der schwachen Krümmung zu sichern. Statt der Klemmplatten benutzt man auch die billigeren Schrauben mit Hakenköpfen, die sich an den Träger anlegen, versieht aber dann meist die Fußplatte des Lagers oder Bockes mit Nasen und schiebt in den Zwischenraum zwischen Schraube und Nase Holzkeile ein (Fig. 26 bei a, bei b ist noch eine einfachere Art der Klemmplatte, sowie der zugehörige Teil der Platte des Lagers gezeigt).

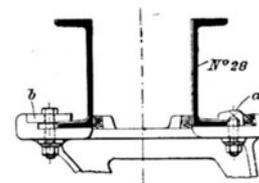
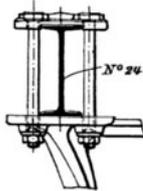


Fig. 26. $\frac{1}{20}$.

Vielfach ist jedoch eine so einfache Befestigung nicht möglich, z. B. wenn I-Träger gerade über den Schraubenlöchern liegen. Man kann dann zwischen die vorhandenen Profileisen und den zu befestigenden Teil Zwischenstücke wie Gußplatten, Querträger

oder Holzzwischenlagen einschieben, an denen sich das Lager einfach befestigen läßt. Dadurch wird überdies die Ausladung der eigentlichen Lagerkonstruktion verringert. Bei größeren Hängeböcken hingegen wird auf jeder Seite statt eines oder zweier Löcher für die Schrauben die doppelte Zahl vorgesehen, so daß diese entweder direkt

Fig. 27. $\frac{1}{20}$.

mit Klemmplatten an dem zwischen ihnen liegenden Träger gehalten werden können oder längs des Trägers bis über diesen hinaufgeführt werden und sich auf eine Gegenplatte abstützen (Fig. 27). Sind statt des I-Trägers zwei U-Eisen vorhanden, so werden die Schrauben ebenfalls entsprechend verlängert und durch Gegenplatten (Fig. 28) gehalten, welche letztere mit ihren Vorsprüngen (A) zur Festlegung des Abstandes der beiden Profileisen dienen. Liegen die Deckenträger seitlich von der Lagerachse, so sind statt der gewöhnlichen Hängelager Konsollager (s. S. 40) zu verwenden, falls nicht der Einbau eines

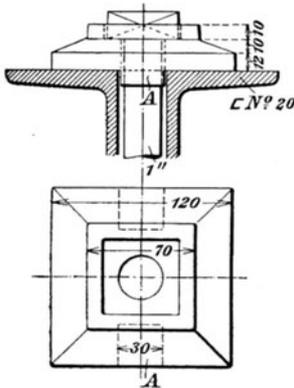


Fig. 28.

Gegenplatte. $\frac{1}{5}$.

wenigstens angenähert symmetrisch zum vorhandenen gelegenen Trägers, bzw. Trägerpaares möglich ist. Über die Befestigung ist bei den in Fig. 17 und 18 dargestellten Ausführungen nur hinzuzufügen, daß bei der zweiten der beiden Konstruktionen, falls 2 Träger (strichpunktiert gezeichnet) vorhanden sind, auch Klemmplatten oder Hakenschrauben verwendet werden können.

Sind Lagerachse und Trägerachse zueinander normal, so fällt selbstverständlich die letztere in die Mittelebene des Lagers, bzw. des Hängebockes. Je nach der Anzahl der Befestigungsschrauben (2 oder 4), der Art der Träger (2 U-Eisen oder 1, eventuell 2 I-Eisen) ist eine direkte Befestigung mittels Klemmplatten, Hakenschrauben oder Gegenplatten (Fig. 29) oder mit Hilfe von Zwischenstücken, die hier fast nur aus Gußplatten bestehen, welche einerseits die Köpfe der Befestigungsschrauben aufnehmen, andererseits selbst an den Profileisen angeschraubt sind, ohne Schwierigkeiten möglich.

Besteht die Tragkonstruktion aus Holzbalken, so kann die Befestigung, wie aus Fig. 6, Taf. V, Fig. 2, Taf. XIII und Fig. 17 ersichtlich, geschehen. Als Zwischenstücke werden solche aus hartem Holz von ca. 30—50 (100) mm Stärke benutzt.

Beispiele für die Befestigung an Betoneisenkonstruktionen zeigen Fig. 17,

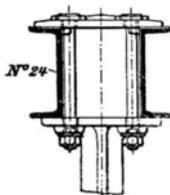
Fig. 29. $\frac{1}{20}$.

Fig. 1, Taf. XVI, und Fig. 3, Taf. XVIII. Meist werden, um nicht die Schraubenlöcher vertikal durch die Tragbalken führen zu müssen, Zwischenplatten verwendet, wobei die durch die Balken gehenden Schrauben horizontal liegen. Hauptsächlich bei Betoneisenbauten empfiehlt es sich, bereits bei dem Entwurfe der Deckenkonstruktionen auf die Anlage der Transmissionen Rücksicht zu nehmen, um so eher mit normalen Lagern auskommen zu können. Geschieht dies nicht, so ist man zum nachträglichen Einbau von Hilfsträgern oder dgl. für die Transmissionsstränge

oder zur Verwendung abnormaler Lager, bzw. Böcke gezwungen, welche, abgesehen von den größeren Herstellungskosten, auch in vielen Fällen nicht vollständig zur Aufnahme der wirkenden Kräfte geeignet sind. Aus diesem Grunde und um ruhigen Gang der Transmissionen zu erzielen, werden an den Decken befestigte Lager und sonstige Teile (Riemleiter) vielfach versteift, und zwar mit gewöhnlichen Rundeisen von etwa $\frac{3}{4}$ "—1", oder Flacheisen, die am Lager und an der Deckenkonstruktion oder einer Wand befestigt (angeschraubt oder durch angegossene Ösen gesteckt) sind. (Vgl. Fig. 3, Taf. XXVIII und Strang IV der Anlage auf Taf. XXII).

1. Bach, X, S. 643. — Grove, Maschinenteile, S. 148.
2. Lindner, Maschinenelemente, S. 70. Druckschriften der Glyco-Metall-Ges. m. b. H. in Wiesbaden.
3. Großmann, Die Schmiermittel. Wiesbaden 1894.
4. Eine Gegenüberstellung der Lager mit festen und losen Ringen s. Kablitz. Z. d. V. d. I., 1902, S. 1843. — Über die Herstellung der Lager des Eisenwerkes Wülfel s. Volk, Z. d. V. d. I., 1907, S. 1245, sowie Werkstatttechnik, Jahrg. 1909, H. 5.
5. S. Liste Nr. 410 des Eisenwerkes Wülfel.
6. Uhland, Handbuch des praktischen Maschinenkonstruktors. 2. Aufl. Berlin 1906, I. Bd., 1. T., S. 75.
7. Greiner, Die Transmissionen. Hannover 1908. S. 74.
8. Bach, X, S. 649.
9. Uhland, s. o. unter 6., S. 77, nach einer Ausführung von G. Polysius in Dessau.
10. Volk, Z. d. V. d. I., 1907, S. 1765.
11. Matschoß, Die Entwicklung der Dampfmaschine, Berlin 1908, Bd. II, S. 672.
12. Bach, X, S. 654.
13. Ebenda, S. 655.
14. Demuth, Z. d. V. d. I., 1906, S. 2114.
15. S. (2) im Abschnitt I.
16. S. Bauschlicher, Die Kugellagerungen. Berlin 1908, sowie div. Aufsätze in den letzten Jahrgängen von „Der praktische Maschinenkonstrukteur“ (Leipzig).
17. Hütte, Des Ingenieurs Taschenbuch. — Freytag, Hilfsbuch für den Maschinenbau und die verschiedenen Ingenieur-Kalender.
18. Reuleaux, Der Konstrukteur und ältere Auflagen der Werke über Maschinenelemente; auch Grove, Einfache Maschinenteile.
19. Lindner, s. o., S. 66.
20. Bach, X, S. 646 bzw. S. 162.

III. Kupplungen.

1. Mittel zur Befestigung von Kupplungsteilen, Rädern usw. auf den Wellen.

Zu diesem Zwecke kommen Keile, Schrauben, Befestigung durch Aufklebmen auf die Welle, seltener Schrumpfmittel in Betracht.

Die üblichen Formen der Keile sind in Fig. 30 dargestellt. Die Ausführungen nach a und b (Hohl- und Flachkeil) werden nur zur Übertragung kleiner Kräfte verwendet, sonst jene nach c (Nutenkeil), an Wellenenden auch der Rundkeil nach d. Bei großen Kräften und Auftreten von Stößen findet man häufig Tangentialkeile (e). Für große Scheiben benutzt man 2 unter 90° oder 120° versetzte Keile. Die Länge der Keilnut (Keilbahn) soll nicht zu knapp bemessen werden und ist besonders bei einteiligen Scheiben darauf zu achten, daß ein Lösen des Keiles ohne besondere Schwierigkeiten, wie Demontieren eines Lagers oder dgl., möglich ist. Werden Nasenkeile, die leichter zu lösen sind, verwendet, so ist die vor-

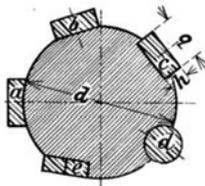


Fig. 30.

stehende Nase mit einer Schutzhülse (aus Holz oder Blech) zu umgeben. Die dem Nutenkeile ähnliche, sogenannte Feder (Federkeil) besitzt im Gegensatz zum Keil keinen Anzug und wird mit versenkten Schrauben auf der Welle befestigt, oder nur in die Nut eingepaßt. Ihr Zweck ist, bei verschiebbaren Teilen von ausrückbaren Kupplungen eine achsiale Bewegung unter gleichzeitiger Teilnahme an der Drehung der Welle zu ermöglichen. (Siehe z. B. Fig. 5, Taf. IX.)

Die Querschnittsabmessungen der Keile und Federn werden gewöhnlich auf empirischem Wege bestimmt und beträgt $b = 0,2 d + 5 \text{ mm}$ oder $\frac{1}{4} d$, $h = 0,5 b$. Die rechnerische Ermittlung, die in vielen Fällen, wo z. B. neben der Befestigung mittels Keil die Scheibe auch noch auf die Welle aufgeklebmt wird, erwünscht wäre, um den Anteil des Keiles an der Kraftübertragung zu bestimmen, ist nur unter ziemlich unsicheren Annahmen möglich (1).

Kleine Scheiben werden auch wie Stellringe bloß durch Schrauben auf der Welle festgehalten, welche Befestigungsart jedoch nur selten zu finden ist. Ebenso ist die Verwendung von Schrumpfmitteln im Transmissionsbau trotz der sehr sicheren Verbindung nicht üblich, da das Abnehmen der Scheiben nur unter Zerstören der Schrumpfringe möglich ist (2).

Große Anwendung findet die Befestigung durch Aufklebmen, da keine Schwächung der Welle wie durch Keile eintritt und außerdem die Befestigung immer genau zentrisch zur Wellenachse geschieht. Dabei werden die beiden Hälften der zweiteiligen Scheibe mittels Schrauben oder anderer Hilfsmittel an die Welle angepreßt und ebenso auch einteilige, einseitig geschlitzte Kupplungen und andere Teile befestigt. Bedeutet nun P den von den Schrauben oder dgl. auf die

Welle ausgeübten Druck, p den spezifischen Druck an einer gegen die Teilebene der Scheibe um den Winkel α geneigten Ebene und l die Nabenlänge, so gilt

$$P = \int_0^{180^\circ} l p \frac{d}{2} \sin \alpha d\alpha.$$

Ferner muß die zwischen Nabe und Welle hervorgerufene Reibung gleich oder größer als das zu übertragende Drehmoment sein, um die

Mitnahme der Scheibe zu bewirken, d. h. $M_d \leq \frac{d}{2} \mu \int_0^{360} p l \frac{d}{2} \cdot d\alpha.$ Nimmt man p

als unveränderlich über den ganzen Umfang an, so liegt darin eine gewisse Sicherheit, da z. B. bei einer Druckverteilung ähnlich wie bei Zapfen P sich kleiner ergeben würde. Man erhält dann aus den angeführten Gleichungen

$$P > \frac{2 M_d}{d \mu \pi} \dots \dots \dots 10.$$

woraus die Abmessungen der Befestigungsmittel bestimmt werden können. μ beträgt etwa 0,2—0,25. Bei den einfachen Kupplungen ist es üblich, für den Entwurf einen Wert von M_d einzusetzen, der sich aus Gleichung 1 (S. 4) mit $k_d = 120$ — 200 kg/cm^2 für gewöhnliches Walzeisen ergibt ($M_d = 24 - 40 d^3$). Man erhält dann aus der letzten Gleichung

$$P = 60 - 120 d^2 \dots \dots \dots 10 a.$$

2. Feste Kupplungen.

Für die Konstruktion von Kupplungen, die zwei Wellen starr miteinander verbinden sollen, kommen hauptsächlich folgende Gesichtspunkte in Betracht: Sichere und richtige Verbindung der beiden Wellen, geringe Belastung derselben durch die Kupplung und leichte Demontierbarkeit der letzteren. Nach der ersten Bedingung muß die Kupplung sowohl Biegungs- und Drehmomente als auch Schub- und etwaige Achsialkräfte übertragen, ferner müssen die Achsen der beiden zu verbindenden Wellenstücke genau zusammenfallen und die Kupplung genau rund laufen, da sonst durch freie Fliehkräfte eine zusätzliche Beanspruchung der Wellen, Durchbiegung derselben und damit Heißlaufen der Lager eintreten könnte. Die zweite Bedingung fordert Verringerung des Kupplungsgewichtes und die Möglichkeit, diese in der Nähe der Lager anbringen zu können. Die dritte Bedingung ist dann von Wichtigkeit, wenn das Lösen der Kupplung zwecks Außerbetriebsetzens des einen Wellenstückes auf längere Zeit häufiger vorzunehmen ist. Dies soll möglich sein, ohne auch nur die eine Welle in achsialer Richtung verschieben zu müssen, was bei Façonwellen oder solchen mit Bundsen Schwierigkeiten bereitet.

Die einfachste Konstruktion, die Muffenkupplung, besteht aus einer einteiligen Hülse ($l = 3 - 4 d$) von etwa $0,4 d$ Stärke, die durch Keile auf beiden Wellen festgehalten wird. Beim Eintreiben der Keile wird die Hülse auf die Wellen gepreßt und so auch durch Reibung mitgenommen. Die Kupplung hat eine Reihe von Nachteilen, so daß sie nur wenig benutzt wird. Sind nämlich die beiden Wellendurchmesser verschieden, so legen sich beim Eintreiben der Keile beide Wellen auf der dem Keile entgegengesetzten Seite an die Hülse an und es fallen daher die beiden Wellenachsen nicht mehr zusammen. Zum Lösen der Keile (nur mit Nasen) sind lange Keilnuten nötig, weshalb die Lager erst in größerer Entfernung von der Kupplung angeordnet werden können. Die Abmessungen der Hülse sind eigentlich nur von den Kräften, die beim Eintreiben der Keile auftreten, abhängig und können daher nur empirisch bestimmt werden, da die Größe dieser Kräfte nicht bekannt ist. Den üblichen Ausführungen entsprechen die angeführten Werte,

welche auch bei den übrigen Kupplungen benutzt werden können, da man sonst zur Berechnung der Nabenteile, bzw. Hülsen keine weiteren Anhaltspunkte hat.

Die erwähnten Übelstände haben zu einer Zweiteilung der Hülse sowohl parallel, als auch normal zur Wellenachse geführt. Bei der in Fig. 1, Taf. VIII dargestellten Hülsenkupplung werden die beiden schwach konischen Hälften (Neigung ca. $\frac{1}{40}$ — $\frac{1}{20}$) durch zwei schmiedeeiserne Ringe stark an die Welle gepreßt. Zu diesem Zwecke wird beim Bearbeiten der beiden Hälften der einteilig hergestellten und gesprengten Hülse darauf Rücksicht genommen, daß diese nicht vollständig aneinander anliegen. Auch Ausführungen mit einteiliger, nur einseitig geschlitzter Hülse kommen vor. Bei größeren Kupplungen, etwa von 80 mm Bohrung an, legt man noch zur Sicherung für beide Wellen gemeinsam eine Feder ein. Es empfiehlt sich dabei, wenn auch noch achsiale Kräfte auftreten, die Länge des Keiles und der Nut kleiner als jene der Kupplung zu halten oder einen Zapfenkeil zu verwenden, um ein Herausziehen der Welle aus der Hülse zu verhindern. Die Länge der Hülse wird mit etwa 4 d, der größte Durchmesser mit 2 d gewählt, bei den größeren Ausführungen etwas geringer. Sieht man von der nur sehr umständlich in Rechnung zu ziehenden Kegelgestalt der Hülse ab, so muß beim Aufziehen der Ringe (vom Querschnitte f) durch Aufweiten derselben die Kraft P aus Gl. 10 oder 10a hervorgerufen werden. Man erhält dann aus $P = 2 f k_z$ mit $k_z = 200 \text{ kg/cm}^2$ bei Schmiedeeisen (zweckmäßig nicht größer, da das Aufbringen der Ringe mit ziemlicher Kraftäußerung geschehen muß) als Mittelwert $f = \frac{1}{5} d^2$ in Übereinstimmung mit den Ausführungen. Die Hülsenkupplung eignet sich für nicht zu starke Wellen an gewöhnlichen Transmissionssträngen recht gut und gestattet auch, falls nicht durch Einwirkung von Feuchtigkeit ein Einrosten der Ringe stattfindet, eine leichte Demontierung.

Bei der in Fig. 2, Taf. VIII dargestellten Sellerskupplung werden zwei geschlitzte, daher federnde Kegelhülsen durch 3 Schrauben gegen die sie umgebende Muffe und auch gegen die Welle gepreßt. Zur Kontrolle, ob der Wellenstoß wirklich in der Mitte erfolgt, dienen zwei einander gegenüberliegende Bohrungen in der Muffe. Sieht man von der Schlitzung und Nachgiebigkeit der Hülsen ab, so läßt sich die Schraubenstärke wie folgt bestimmen: Um ein Gleiten der Hülsen gegen die äußere Muffe zu verhindern, müssen die Schrauben mit einer Kraft $Q = \frac{M_d}{r_m \mu} (\sin \alpha + \mu \cos \alpha)$ (s. S. 71) die beiden Teile zusammenpressen. (α Neigungswinkel der Kegelfläche gegen die Achse, gewöhnlich $\tan \alpha \sim 0,1$, $r_m \sim d$ mittlerer Halbmesser der ersteren.) Mit den angegebenen Werten von M_d und μ ($40 d^3$, bzw. $0,2$ — $0,25$) erhält man für die Schraubenstärke (mit $300 \delta^2$ als Belastung) etwas mehr als $\frac{1}{4} d$ in Übereinstimmung mit den Ausführungen. (Kleinere Schrauben als $\frac{1}{2}''$ sind nicht zu verwenden.) Der am Umfange der kegelförmigen Hülse erzeugte Druck reicht auch aus, um diese so stark an die Welle zu pressen, daß eine sichere Mitnahme der letzteren ohne eingelegte Federn erfolgt, wie eine einfache, der obigen ähnliche Rechnung zeigt. Der äußere Durchmesser der Kupplung beträgt etwa 3 d, die gesamte Länge etwa 4 d, abnehmend auf 2,5 d, bzw. 3,5 d bei den größeren Bohrungen bis 150 mm. Gegenüber der Hülsenkupplung bietet die Sellerskupplung den Vorteil, daß die gemeinsame Wellenachse auch bei nicht ganz gleichen Durchmessern der beiden Stücke erhalten bleibt. Andererseits ist die Demontierung ziemlich schwer und erfordert auch neben der Kupplung genügend Platz auf der Welle, sowie ein eigenes hakenartiges Werkzeug, das nach Lösen der Muttern und Entfernen der Schrauben durch eine der freigewordenen Öffnungen zwischen die Kegel eingeführt wird, um diese damit aus der Muffe herauszutreiben.

Bei der Schalenkupplung (Fig. 3, Taf. VIII) wird die Anpressung der beiden Hälften durch Schrauben bewirkt, wobei auch hier, von etwa 100 mm Wellen-

durchmesser an, Federn zur Kraftübertragung mitbenützt werden, um die Schraubenzahl und damit die Abmessungen der Kupplung zu verkleinern. Die Bestimmung der Schraubenstärke geschieht gleichfalls mittels der Gleichungen 10 oder 10 a und ist P auf die gesamten Schrauben einer Hälfte zu verteilen. Die Zahl der letzteren soll auch schon bei etwa 50 mm Bohrung 8 betragen, da bei nur 6 Schrauben die mittleren durch die an der Trennstelle der beiden Wellen jedenfalls auftretende Biegung stark beansprucht werden und außerdem gerade in der Mitte der Querschnitt der Hülse bei den kleinen Kupplungen zu sehr geschwächt wird. Bei 8 Schrauben erhält man, unter gleichen Annahmen wie früher, als Stärke ca. $\frac{1}{4} d$. Von etwa 150 mm Bohrung an ordnet man meist 10 Schrauben an. Diese setzt man möglichst nahe an die Welle, um den äußeren Durchmesser der Kupplung zu verkleinern, was bei der Länge dadurch erzielt wird, daß auf beiden Seiten Schraubennuttern und Köpfe (letztere auch rechteckig, mit der schmälere Seite parallel zur Wellenachse) abwechseln. Die äußeren Abmessungen der Kupplung sind die gleichen wie bei der Sellerskupplung. Die Schalenkupplung, die von den bisher besprochenen Konstruktionen am leichtesten demontierbar ist, wird für wichtigere Wellen, auch bei großen Durchmessern, fast ausschließlich verwendet. Um die Schrauben zu verdecken und ein Hängenbleiben zu verhindern, erhält sie meist noch einen Blechmantel.

Für Hauptantriebe benutzt man die Scheibenkupplung (Fig. 4 und 5, Taf. VIII). Auf jedem der beiden Wellenstücke ist eine Scheibe befestigt, die Verbindung geschieht durch Schrauben parallel zur Welle, eine Verzahnung sichert außerdem das Zusammenfallen der beiden Wellenachsen. Da beim Aufkeilen oft ein Verziehen eintritt, wird die Bearbeitung beider Scheiben gemeinsam nach dem Aufbringen auf die Wellen vorgenommen, welches durch hydraulisches Aufpressen oder Aufziehen im warmen Zustande und nachträgliches Verkeilen bewirkt wird. Dabei werden häufig die Wellenenden um 1—2 mm im Durchmesser abgesetzt; dadurch findet die Scheibe beim Befestigen eine Abstützung an dem Wellenabsatze. Dann erst findet das Abdrehen der Scheiben, sowie das Bohren der Löcher gemeinsam statt. Man erzielt dadurch ein unbedingt genaues Rundlaufen, überdies können die Schrauben zu den Löchern passend hergestellt werden.

Die Schrauben pressen die beiden Scheiben aneinander und es soll die dadurch hervorgerufene Reibung die Mitnahme, bzw. Kraftübertragung bewirken. Es empfiehlt sich, die Berührungsflächen der beiden Scheiben an den Rand zu verlegen, da in diesem Falle nur dort Reibung auftreten kann und infolge der kleineren Umfangskraft auch nur eine geringere Anpreßkraft nötig ist (Fig. 4). Treten Stöße auf, so kann unter Umständen die Reibung aufgehoben werden und die Kraftübertragung wird durch die Schraubenbolzen selbst bewirkt, die dann bei der Anordnung nach Fig. 4 auf Biegung, bei anliegenden Scheiben nach Fig. 5 auf Schub, also weniger beansprucht sind. Aus diesem Grunde wird bei sehr großen Kräften die letztere Anordnung vorgezogen. Infolge der Durchbiegung der Wellen tritt noch eine zusätzliche Beanspruchung hinzu, von der jedoch, wenn neben der Kupplung Lager angeordnet sind, abgesehen werden kann. Soll nun die Reibung durch das Anpressen der Scheiben zur Kraftübertragung genügen, so muß die nachstehende Beziehung, in der noch R_r den Halbmesser der Reibung bedeutet, gelten. $300 \delta^2 z \mu = \frac{M_d}{R_r}$. Meist wählt man bis etwa 90 mm Bohrung δ mit 0,3 d, von da an abnehmend mit 0,25 — 0,16 d bei 200 mm und ermittelt z, wofür gerade Zahlen vorzuziehen sind. Vor Ausführung dieser Berechnung ist der Querschnitt der Kupplung aufzuzeichnen, um R_r daraus zu entnehmen, wobei die Nabenstärke etwa $\frac{1}{2} d$, bei den größeren Kupplungen etwas weniger, die ganze Länge der Kupplung 4 d beträgt, auf 3 d bei großen Bohrungen abnehmend. Die Scheibenstärke ist etwa $1\frac{1}{2}$ mal

so groß als die Schraubenstärke. Üblich sind bis ca. 100 mm Wellendurchmesser 4 Schrauben, bis 150 mm 6, von da an 8, eventuell 10. Zweckmäßig ist eine Nachrechnung der Schraubenstärke auf Biegung bzw. Schub wegen der möglichen Aufhebung der Reibung zwischen den Scheiben. Als Verbindungselement ist die Scheibenkupplung allen anderen vorzuziehen, doch besitzt sie den schwerwiegenden Nachteil, daß das Entfernen der aufgezogenen Scheiben fast unmöglich ist, ohne die Kupplung zu zerstören. Es dürfen also auf einem Wellenstücke, das auf beiden Seiten Scheibenkupplungen trägt oder nur auf einer Seite eine solche, auf der anderen aber Bunde besitzt, einteilige Scheiben nicht vorhanden sein und keine geschlossenen Lager verwendet werden. In Fig. 4 ist auch eine Scheibenkupplung mit zweiteiliger Zwischenscheibe zu ersehen, die benutzt wird, falls man den einen Strang für längere Zeit ausschalten oder entfernen will, ohne die Welle in der Achsenrichtung verschieben zu müssen. Es können dabei nach Lösen der Schrauben die Hälften des Zwischenringes mit Hilfe von Ösen, welche in die an ihren Umfängen befindlichen Löcher einzuschrauben sind, herausgezogen und dadurch die Verbindung beider Wellenstücke gelöst werden.

Als Beispiel für die Nachrechnung der Schrauben soll die in Fig. 4, Taf. VIII dargestellte Scheibenkupplung herangezogen werden, wobei folgende Werte gelten: $\delta = 1,9 \text{ cm}$ ($3/4''$), $z = 6$, $R_r = 14 \text{ cm}$ (aus der Zeichnung). Das maximal zu übertragende Moment ergibt sich aus der angeführten Gleichung zu $\sim 18\,000 \text{ kgcm}$ oder mit $d = 7,5 \text{ cm}$ zu $43 d^3$, entsprechend $k_d = 5 \cdot 43 = 215 \text{ kg/cm}^2$. Liegen die beiden Hälften vollständig aneinander an, so beträgt R_r nur $10,5 \text{ cm}$, das Drehmoment für die Welle würde kleiner sein, etwa $k_d = 160 \text{ kg/cm}^2$ entsprechend, worin jedoch immer noch eine genügende Sicherheit liegt. Sollte die Reibung aufgehoben werden, so entfällt auf jede Schraube eine Kraft $\frac{M_d}{R_s \cdot z}$ (mit R_s als Halbmesser des Schraubenkreises), welche dieselbe auf Biegung, bzw. bei anliegenden Scheiben auf Schub, beansprucht. Nimmt man beide Male M_d mit $18\,000 \text{ kgcm}$ an, so entfällt auf eine Schraube mit $R_s = 10,75 \text{ cm}$ 280 kg . Bei der Berechnung auf Biegung können die Schrauben in der einen Hälfte eingespannt und in der Mitte der zweiten Scheibe belastet gedacht werden. Der Hebelsarm der Kraft hat nach der Zeichnung die Größe von 2 cm und somit das Biegemoment einen Wert von 560 kgcm . Dies entspricht bei der angegebenen Bolzenstärke einer Beanspruchung von etwa 800 kg/cm^2 , die bei gutem Material und sorgfältiger Herstellung der Schrauben noch zulässig erscheint. Die Schubbeanspruchung im zweiten Falle beträgt bei gleicher Kraft $\sim 100 \text{ kg/cm}^2$.

Außer den besprochenen, allgemein verwendeten festen Kupplungen kommen noch, allerdings seltener, andere Konstruktionen vor, so die Kompressionskupplung (Fig. 6, Taf. VIII), die wie die Sellerskupplung ein Zusammenfallen der Wellenachsen auch bei nicht völliger Gleichheit der beiden Wellendurchmesser sichert. Sie besteht aus einem mehrfach geschlitzten Doppelkegel und zwei durch Schrauben auf diesen aufgepreßten Scheiben und erfolgt die Mitnahme durch die beim Aufpressen hervorgerufene Reibung an der Welle. Das Lösen der Scheiben geschieht mit Hilfe von Abdrückschrauben (3).

3. Bewegliche (nachgiebige) Kupplungen.

In vielen Fällen ist man nicht in der Lage, eine starre Verbindung der beiden Wellenstücke herzustellen, da dieser eine Reihe von Umständen, wie Ausdehnung der Wellen infolge von Temperaturschwankungen, nicht genaues Zusammenfallen der beiden Wellenachsen, (besonders wenn ein Wellenstück bereits vorhanden ist), beabsichtigte Ausgleichung von Montierungsfehlern, sowie Vermeidung der Über-

tragung von Stößen von einem Wellenstücke auf das zweite usw., hinderlich sind. Diese Umstände sind natürlich auch von Einfluß auf die Bauart der in dem betreffenden Falle zu verwendenden beweglichen Kupplung.

Bei ganz geringen Abweichungen in den Achsen der beiden Wellenstücke, sowie bei achsialen Verschiebungen kann die Gelenkkupplung nach Fig. 7, Taf. VIII verwendet werden. Sie besteht aus zwei auf die Wellenenden aufgekeilten, von einander abstehenden Scheiben, von denen die eine eingepaßte und durch Schrauben festgehaltene konische Bolzen trägt, die mit ihrem freien, tonnenförmigen Ende in entsprechende, mit Rotgußhülsen versehene Löcher der anderen Scheibe eingreifen und infolge der Bewegungen, die sie daselbst ausführen können, kleine Unregelmäßigkeiten zulassen, ohne daß in der getriebenen Welle wesentliche Geschwindigkeitsschwankungen oder Stöße auftreten. Zur Verminderung der Reibung sind die Berührungsflächen zwischen Bolzen und Hülsen mittels Staufferbüchsen geschmiert.

Die Notwendigkeit, daß sich lange Wellen ungehindert in der Achsenrichtung ausdehnen können, wurde bereits im ersten Abschnitte hervorgehoben. Für die zu diesem Zwecke benutzte Ausdehnungs- oder längsbewegliche Kupplung (Fig. 8, Taf. VIII) ist es von Wichtigkeit, daß das Zusammenfallen der Achsen gewahrt wird. Die dargestellte, übliche Konstruktion besteht aus zwei Scheiben, die mit je drei Klauen versehen sind, welche in die Ausnehmungen der anderen Scheibe genau passen. Zur Zentrierung ist noch ein beide Wellenenden umgreifender Ring vorhanden, vielfach wird auch die Nabe der einen Scheibe über das andere Wellenende geführt (siehe auch bei den Reibungskupplungen). Diese Zentrierung, besonders nach der zweiten Art, ist jedoch nicht zu empfehlen, da bei der meist fehlenden oder nur sehr mangelhaften Schmierung der Berührungsfläche durch geringe, nicht zu vermeidende Klemmungen sofort ein Fressen an dieser Stelle eintritt. Die übergreifende Nabe ist daher mit einer Rotgußbüchse auszukleiden und mit einer Schmiervorrichtung zu versehen (es genügt eine einfache Bohrung bis zur Welle, in welche zeitweise etwas Starrschmiere gebracht wird), besser ist es jedoch, die Naben nur bis zum Ringe reichen zu lassen, der auch unbedenklich weggelassen werden kann. (Siehe die Klauenkupplung auf Taf. IX, die in eingrücktem Zustande von einer Ausdehnungskupplung nicht unterschieden ist.) Beim Entwurfe ist zu achten, daß die spezifische Pressung an den Gleitflächen für die Stellung bei der geringsten Ausdehnung der Wellen etwa 50 kg/cm^2 nicht überschreitet. Um diesen Druck zu vermindern, sollen die Gleitflächen nicht zu nahe der Welle liegen, da man sie dadurch leicht bei kleinerer Umfangskraft vergrößern kann. Die Nabenslänge der beiden Teile beträgt ca. $2d$ bis $1,6d$ (bei den großen Ausführungen), die Klauenlänge d bis $0,6d$, der äußere Durchmesser $4d$ bis $3d$, die Ringbreite ist gleich der Klauenlänge, die Ringstärke etwa die Hälfte davon. Als Temperaturunterschied ist im allgemeinen für die Berechnung der Ausdehnung der Wellen 40° anzunehmen. Für die Kupplung muß man jedoch aus konstruktiven Rücksichten die zulässige Ausdehnung entsprechend der Wellenstärke wählen. Gebräuchlich sind etwa 12 mm bei den kleinsten, steigend auf 25 (30) mm bei 200 mm Bohrung und sind danach die Abstände, in denen Ausdehnungskupplungen angeordnet werden, zu bestimmen. Über den Einbau der Kupplung sei bemerkt, daß beide Wellenenden so nahe als möglich von der ersteren zu lagern sind. Diese wird gewöhnlich in der Mitte eines längeren Stranges angeordnet und der treibende Wellenteil beim Antriebe, der getriebene neben der Ausdehnungskupplung oder auch in der Mitte gegen Verschiebungen in achsialer Richtung festgelegt. Dadurch wird die gesamte Ausdehnung auf beide Stranghälften verteilt, so daß deren Wellen ziemlich genau ihre Lage beibehalten und nicht immer neue Wellenstücke mit den Lager- schalen in Berührung kommen. Sind an beiden Enden eines Stranges Reibungs- kupplungen oder Kegelhäder usw. vorhanden, die keine achsiale Verschiebung erleiden

dürfen, so sind beide Wellenenden zweckmäßig durch Bunde oder Stellringe festzulegen und ist die Ausdehnung durch eine in der Mitte, statt einer festen Kupplung, angeordnete Ausdehnungskupplung zu ermöglichen (vgl. auch Fig. 1, Taf. XXVIII).

Zur Verbindung zweier Wellenstücke, deren Achsen unter einem etwas größeren Winkel sich schneidend oder kreuzend angeordnet sind, dient die in Fig. 9, Taf. VIII dargestellte Kreuzgelenkkupplung. Sie besteht aus 2 auf den Wellen festgekeilten und mit je 2 Zapfen versehenen Hälften und einem normal zur Welle liegenden, alle vier Zapfen umschließenden geteilten Ringe. Die Zapfen drehen sich in Rotgußhülsen und muß, wenn die beiden Achsen sich kreuzen, auch eine kleine Längsverschiebung der ersteren im Ringe möglich sein, wobei immer für eine ausreichende Schmierung der Gleitflächen der Zapfen zu sorgen ist, am besten dadurch, daß die ganze Kupplung in einem bis zu einer entsprechenden Höhe mit Öl gefüllten Gehäuse läuft. Bei großen Ausführungen wird als Material für die beiden Gabelstücke manchmal auch Stahlguß benutzt.

Die Wirkungsweise der Kupplung ist mit Hilfe einer nur das Gerippe umfassenden Darstellung, bzw. eines Modelles leicht zu verfolgen und man kann dabei feststellen, daß bei konstanter Geschwindigkeit v der treibenden Welle diejenige der getriebenen Welle innerhalb einer Umdrehung zwischen den Werten $v \cos \alpha$ und $v/\cos \alpha$ schwankt, wobei α den Winkel bedeutet, um den die Achsenrichtungen von 0° abweichen (4). Die Umfangskraft ändert sich in der gleichen Zeit im umgekehrten Verhältnisse. Bei größeren Abweichungen von 0° würde die Bewegung der getriebenen Welle zu unregelmäßig werden, so daß man selten Werte von α über 5° , höchstens 10° zuläßt. Bei noch größeren Winkeln können durch Einschaltung einer Zwischenwelle, die zweckmäßig diesen Winkel halbiert, die Geschwindigkeitsschwankungen des getriebenen Stückes vermindert, bzw. aufgehoben werden. Für große Abweichungen, die äußerst selten sind, benutzt man entweder ein entsprechendes Riemengetriebe oder Kegelräder, auch spezielle Kupplungskonstruktionen, meist mit Kugelgelenken (5). Auch hier sind beide Wellenstücke zweckmäßig knapp neben der Kupplung zu lagern.

Nach dem Angeführten beträgt die größte Umfangskraft während einer Umdrehung $\frac{M_d}{R \cos \alpha}$, wobei R die Entfernung von Mitte der Zapfenlänge (als dem Angriffspunkte der Umfangskraft) bis zur Wellenachse ist. Auf jeden der Zapfen von der Länge l und dem Durchmesser d entfällt die Hälfte der so ermittelten Kraft. Für den Querschnitt an der Zapfenwurzel gilt dann $\frac{1}{2} \frac{M_d}{R \cos \alpha} \cdot \frac{1}{2} = \frac{1}{10} d^3 k_b$ (k_b bei Gußeisen $\sim 200 \text{ kg/cm}^2$, bei Stahlguß $300\text{—}350 \text{ kg/cm}^2$, $l/d = 1\text{—}1,25$). Es empfiehlt sich eine bloße Nachrechnung der Zapfenabmessungen nach erfolgter Aufzeichnung. Die Berechnung der Verbindungsschrauben für den Ring kann wie bei den Scheibenkupplungen vorgenommen werden. Bei dem Entwurfe der Kupplung muß man sich bezüglich der sonstigen Abmessungen an vorhandene Vorbilder halten.

Daß zwei parallele Wellen mit geringem Abstände miteinander zu verbinden sind, dürfte bei Transmissionen kaum vorkommen. In solchen Fällen wäre z. B. die Oldhamsche Kreuzscheibenkupplung zu verwenden (6).

Besonders seit der immer größer werdenden Verbreitung des elektrischen Antriebes ist die Bedeutung der sogenannten elastischen oder nachgiebigen Kupplungen stark gestiegen, welche Ungenauigkeiten, von der Aufstellung herührend, ausgleichen und auch verhindern sollen, daß im mechanischen Teile der Anlage auftretende Stöße auf die elektrische Maschine (Motor oder Dynamo) über-

tragen werden. Dazu tritt in vielen Fällen noch eine isolierende Wirkung (im elektrischen Sinne). In Transmissionssträngen selbst kommen diese Kupplungen nur selten vor, sollen jedoch mit Rücksicht darauf, daß die Verbindung des Antriebsmotors mit der Transmission von dieser nur schwer zu trennen ist, im folgenden eingehender besprochen werden. Im wesentlichen bestehen sie aus zwei auf den beiden Wellenenden aufgekeilten Teilen und einem dritten, die eigentliche Verbindung herstellenden Teile, der aus elastischem, bzw. auch isolierendem Materiale, wie Holz, Gummi, Leder, auch metallischen Federn in den verschiedensten Formen, besteht.

Die wohl am meisten verbreitete Konstruktion ist die Bandkupplung der Maschinenfabrik Voith (7), bei welcher ein endloser Leder- oder Baumwollriemen in einer größeren Zahl von Verschlingungen um Vorsprünge, die auf den beiden erwähnten aufgekeilten Teilen, bzw. mit diesen fest verbundenen Stücken angebracht sind, herumgeführt wird. Der Riemen ist auf Zug beansprucht.

Im Gegensatze hierzu wird das aus Paragummi bestehende Band bei der elastischen Kupplung der Maschinenfabrik Rüsck-Ganahl (Fig. 1, Taf. IX) nur auf Druck beansprucht, so daß auch bei sehr großen Belastungen ein Reißen ausgeschlossen ist. Überdies wirkt in einem solchen Falle die Kupplung noch immer wie eine gewöhnliche Klauenkupplung. Die Abmessungen der Zähne sind der Kraftübertragung entsprechend stark zu halten. Diese Konstruktion ist für beide Drehrichtungen verwendbar.

Die folgenden nachgiebigen Kupplungen besitzen nicht mehr einen einzigen elastischen Teil. Als einfachste Konstruktion wären die verschiedenen Bolzenkupplungen anzuführen. Sie bilden eine Abänderung der Scheibenkupplung in der Weise, daß die beiden Scheiben nicht aneinander anliegen und durch eine größere Zahl nachgiebiger Bolzen aus Leder, Gummi (B. A. M. A. G.) oder Metall, in nachgiebigem Materiale gelagert, (Sächs. Maschinenfabrik) verbunden werden (8). Zu dieser Gruppe kann auch die Gelenkkupplung (Fig. 7, Taf. VIII) gezählt werden. Um dabei größere Abweichungen und auch Isolierung zu ermöglichen, werden die tonnenförmigen Teile der Bolzen mit Gummi überzogen.

Bei der Lederlaschenkupplung (Fig. 10, Taf. VIII, für $N/n = 0,4$ bestimmt) sind in beiden Scheiben Bolzen vorhanden, die miteinander durch Lederlaschen verbunden sind. Dabei muß der Drehungssinn derart sein, daß die Bolzen der treibenden Scheibe jenen der getriebenen, mit welchen sie durch die Laschen verbunden sind, voreilen, da eine Druckübertragung durch die letzteren nicht möglich ist. Soll daher die Kupplung für beide Drehrichtungen benutzt werden, so müssen Laschen in doppelter Zahl (Gegenlaschen) vorhanden sein.

Bei der Kupplung der Maschinenfabrik F. Tacke in Rheine i. W. (Fig. 11, Taf. VIII, für $N/n = 0,075$) besitzt die eine, direkt auf die Welle (meist die treibende) aufgekeilte Scheibe Vorsprünge, gegen welche sich Lederringe legen. Die andere Scheibe besteht aus zwei Teilen, von denen der äußere gleichfalls Vorsprünge trägt, die zwischen jenen der ersten Scheibe liegen und so unter Vermittlung der Ringe die Kraftübertragung bewirken. Eine Auswechslung schadhafter Ringe ist leicht möglich, da nach Lösen der Schrauben die äußere Hälfte der zweiten Scheibe verschoben und nach einer Drehung eines der aufgekeilten Teile, bis der auszuwechselnde Ring gegenüber der Aussparung a liegt, derselbe entfernt und ein neuer Ring eingebracht werden kann. Auch hier ist Umkehrung der Drehungsrichtung zulässig.

Bei der in Fig. 2, Taf. IX dargestellten Kupplung der Peniger Maschinenfabrik (El-Is-Kupplung) besitzen beide Scheiben gegenüberstehende Vorsprünge. In die dadurch gebildeten Lücken werden Federringe aus Stahl oder, falls die Kupplung auch isolierend sein soll, Bolzen aus Gummi eingelegt.

Die elastische Kupplung der Maschinenfabrik Polysius besitzt zwei Scheiben mit Zähnen nach der Art der Ausdehnungskupplung, die ineinandergreifen, jedoch

nur einen Teil des Umfanges ausfüllen. Zwischen zwei benachbarte Zähne der beiden Scheiben werden elastische Zwischenlagen aus Holz und Gummi eingelegt. Als Vorzug muß die Beanspruchung der elastischen Teile auf Druck, sowie der Umstand angesehen werden, daß, falls alle Zwischenlagen entfernt oder zerstört sind, die Kupplung als gewöhnliche Klauenkupplung weiterwirkt (9). Die elastische Kupplung von Grisson besteht aus zwei ineinandergreifenden Scheiben von sechseckigem Umriß, bzw. einer gleichartigen Innenform mit Zwischenstücken aus Hartholz, die mit Einschnitten versehen sind, um eine größere Nachgiebigkeit zu erzielen (10).

Bei den meisten besprochenen elastischen Kupplungen tritt bei größeren Abweichungen der beiden Wellenachsen eine außerordentlich ungleichmäßige Beanspruchung der einzelnen elastischen Teile auf. Man erkennt beim Aufzeichnen

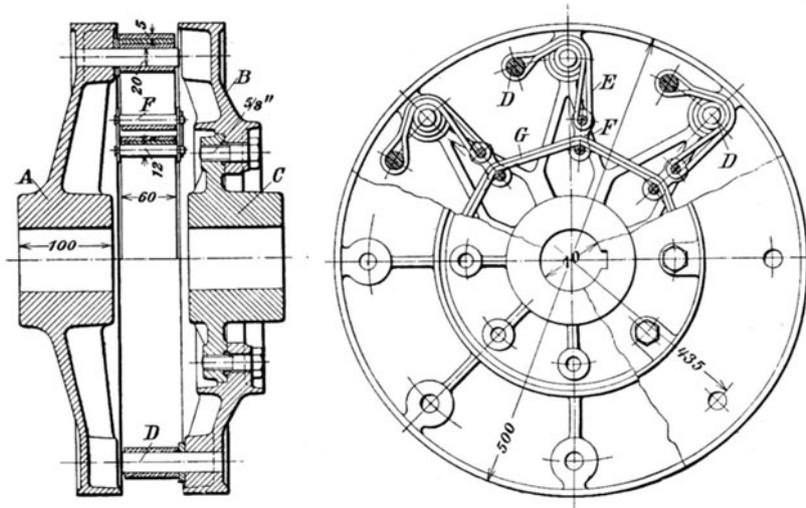


Fig. 31.

Kompensierende Kupplung. (Heiniks Erben & Co.) $\frac{1}{5}$.

der beiden Hälften etwa einer Band-, Bolzen- oder Laschenkupplung mit versetzten Wellenachsen leicht, daß hierbei nur ganz wenige elastische Glieder die gesamte Kraft übertragen müssen und daß jedoch alle innerhalb einer Umdrehung der Welle ihre Beanspruchung stark verändern, wodurch die Lebensdauer dieser Teile in beträchtlichem Maße verkürzt wird. Dieser Übelstand ist bei der in Fig. 31 nach einer Ausführung von Heiniks Erben & Co. in Prerau (Mähren) dargestellten kompensierenden Kupplung Patent Benn durch Einschaltung eines weiteren Zwischengliedes vermieden. Jede der beiden Kupplungsscheiben A und B (mit der Nabe C behufs leichter Auswechselung durch Schrauben verbunden) trägt auf ihrem Umfange Treibbolzen D aus Stahl. Die Lederbänder E sind an einem Ende an den Bolzen D der einen Kupplungshälfte, an ihrem zweiten Ende unter Zuhilfenahme von Stahlschnallen F gemeinsam an einem freibeweglichen Bande G befestigt und um die mit Lederhülsen versehenen Bolzen der anderen Kupplungshälfte herumgeschlungen. Die gleichmäßige Verteilung der gesamten Kraft auf alle Bolzen und Bänder bei nicht zusammenfallenden Wellenachsen wird dadurch bewirkt, daß sich die Bänder E auf den Hülsen der Bolzen D in diesem Falle so weit abrollen, bis sämtliche Bänder und auch G gespannt sind, da sonst überhaupt keine Kraftübertragung möglich ist. Eine zu große Beanspruchung einzelner Teile unter gleichzeitiger Entlastung anderer kann daher nie-

mals eintreten. Die beschriebene Konstruktion ist nur für eine Drehungsrichtung geeignet, doch werden auch Kupplungen ganz ähnlicher Bauart mit Umkehrung der Drehungsrichtung ausgeführt.

Endlich soll noch die Bürstenkupplung der Maschinenfabrik Luther erwähnt werden, die ihrer Einfachheit halber große Verbreitung gefunden hat. Bei dieser trägt die eine Scheibe radiale Zähne, die zweite eine große Zahl von Stahldrahtbürsten, die zwischen den Zähnen der ersteren liegen. Die Konstruktion dient auch als Sicherheitskupplung, da bei großer Überlastung die Bürsten über die Zähne der anderen Scheibe hinweggleiten und dadurch eine Zerstörung im treibenden Teile hintanhaltend; sie wird auch ausrückbar ausgeführt (11).

Beim Entwurfe nachgiebiger Kupplungen ist man fast ausschließlich genötigt, sich an vorhandene Vorbilder zu halten. Man kann nur nach erfolgter Aufzeichnung einzelne Teile nachrechnen, wobei jedoch wegen der Stöße, die direkt nicht zu berücksichtigen sind, entweder bei den üblichen zulässigen Beanspruchungen statt des normal zu übertragenden Drehmomentes etwa das Dreifache desselben einzusetzen ist, oder aber die Beanspruchungen sehr niedrig gewählt werden müssen. Von den einzelnen Teilen sei bemerkt, daß die verschiedenen Klauen oder Zähne unter Aufteilung des zu übertragenden Drehmomentes als freitragende, am äußersten Ende belastete Träger berechnet werden können (k_b für Gußeisen $< 100 \text{ kg/cm}^2$). Bei Bestimmung der Querschnitte der Lederstreifen, Gummiringe usw. sind ebenfalls besonders im Hinblick auf das bei der Besprechung der kompensierenden Kupplung von Benn Gesagte die zulässigen Beanspruchungen auf Zug sehr gering zu wählen, und zwar für Leder unter Zugrundelegung des normalen Drehmomentes und der Aufteilung auf alle elastischen Teile etwa mit 10 kg/cm^2 , für Gummi mit $3\text{—}5 \text{ kg/cm}^2$. (Bei der Lederlaschenkupplung z. B. ist bei der Berechnung selbstverständlich nur der durch das Loch für den Bolzen geschwächte Querschnitt der Laschen zu berücksichtigen.) Bei Umfangsgeschwindigkeiten über $25\text{—}30 \text{ m/sek}$ und besonders stoßweisem Betriebe werden die Kupplungen sehr häufig aus Stahlguß mit gleichen Abmessungen wie bei der Ausführung in Gußeisen hergestellt. Es sei schon hier bemerkt, daß 30 m/sek Umfangsgeschwindigkeit auch bei den Rädern (Riemscheiben usw.) als oberste Grenze für die Herstellung aus Gußeisen gilt.

4. Kraftmaschinenkupplungen.

Wird eine Anlage von einer dauernd laufenden Hauptmaschine, z. B. einer Turbine angetrieben, die jedoch nicht immer in der Lage ist, den größten Kraftbedarf zu decken, so erscheint es wünschenswert, die Hilfsmaschine (Dampfmaschine, Dieselmotor usw.) mit der ersteren derart zu verbinden, daß wohl bei Überlastung derselben die Hilfsmaschine automatisch den restlichen Kraftbedarf übernimmt, jedoch bei sinkendem Kraftverbrauche nicht mitgenommen wird. Meist wird bei zu erwartendem Zurückbleiben der Hauptmaschine die Hilfsmaschine angelassen und je nach der Konstruktion der beide verbindenden Kupplung diese noch eingerückt. In Kraft tritt die letztere aber erst dann, wenn der vorhandene Arbeitswiderstand die größte Leistung der Hauptmaschine überschreitet. Mit dieser Angabe der Wirkung der zu verwendenden Kupplung ist grundsätzlich auch deren Konstruktion bestimmt, und zwar handelt es sich um die Mitnahme eines Teiles, wenn er gegen einen zweiten in der Umdrehungsgeschwindigkeit zurückbleibt, sowie darum, daß er bei seinem Voreilen aber wieder freigegeben wird. Es ist dies der Fall, der auch bei Bremsen und Sperrwerken für Hebezeuge auftritt und es war daher naheliegend, ähnliche Mittel wie bei diesen Organen zu verwenden. Bei der Beurteilung der verschiedenen Konstruktionen ist noch die Eigenschaft der Maschinen mit hin- und hergehender Bewegung, daß ihre Winkelgeschwindigkeit nicht konstant

ist, von Belang. Soll eine solche Maschine mit einer mit konstanter Geschwindigkeit (Turbine) zusammenarbeiten, so wird auch bei gleichen Umdrehungszahlen während einer Umdrehung die Geschwindigkeit der beiden Teile der Kupplung, die mit den beiden Maschinen verbunden sind, nur in wenigen Stellungen die gleiche sein und daher soll die Kupplung auch diesen Schwankungen Rechnung tragen können.

Die älteren Ausführungen von Kraftmaschinen- oder Motorenkupplungen entsprechen den erwähnten Anforderungen nicht vollständig und sind daher größtenteils verlassen. Sie benutzen fast alle einseitig wirkende Klinken, wie die noch am häufigsten verwendete Uhlhorn'sche Kupplung in Fig. 3, Taf. IX zeigt. Auf der von der Hauptmaschine getriebenen Wellenhälfte ist das Gehäuse A, auf der anderen die Klinkenscheibe B aufgekeilt. Die Klinken C sind in halbzyklindrischen Bohrungen von B gelagert und durch einen Ring R gegen Herausfallen gesichert. Bei der gezeichneten (eingerückten) Stellung greifen die Klinken in entsprechende Ausnehmungen des Gehäuses und treiben dieses und somit das hierzu gehörige Wellenstück an, so lange die Geschwindigkeit der Hauptmaschine zurückbleibt. Steigt bei Entlastung der Anlage die Umdrehungszahl der von der Hauptmaschine angetriebenen Wellenhälfte, so eilt das Gehäuse gegen die Klinkenscheibe vor, drückt mittels der federnden Hebel F_3 die Klinken in die Aussparungen der Scheibe B und gleitet über sie hinweg. Die Klinken haben jedoch, wenn die Hilfsmaschine noch mitläuft, durch ihre Fliehkraft, an der tiefsten Stelle noch durch ihr Gewicht unterstützt, das Bestreben, aus der Scheibe B herauszutreten. (Die Federn F_2 sollen nur bei Stillstand der Hilfsmaschine, bzw. der Scheibe B das Hinunterfallen der in der unteren Hälfte liegenden Klinke verhindern.) Solange das Voreilen des Gehäuses stattfindet, werden sie von diesem wieder zurückgedrängt. Bleibt aber die Hauptmaschine infolge Überlastung zurück, so stoßen die Klinken gegen die längeren Arme der Hebel F_3 , welche sie vollends aus der Scheibe B herausdrängen, sodaß sie durch Anlegen an die ebenen Wände der Aussparungen im Gehäuse wieder die Mitnahme des letzteren bewirken. Eine Mitnahme der Hilfsmaschine durch die Hauptmaschine kann nicht stattfinden, da eine Kraftabgabe vom Gehäuse auf die Klinken ausgeschlossen ist.

Der Hauptfehler der Kupplung liegt in der Benutzung der Klinken überhaupt, da deren Eingriff mit dem langsamer laufenden Gehäuse unbedingt stoßweise erfolgt. Um hierbei die Geschwindigkeitsdifferenz zu verringern, sind im Gehäuse vier Aussparungen vorhanden, so daß ein Zurückbleiben dieses Teiles nur um $\frac{1}{4}$ des Umfangs möglich ist. Auch Brüche der Hebel F_3 , welche gegen die Klinken stoßen, sind sehr häufig. Dazu tritt noch das lästige Geräusch im Stillstande der Scheibe B durch das fortwährende Einfallen der gerade nach abwärts hängenden Klinke in die Aussparungen des Gehäuses. In der dargestellten Ausführung wird dieses Klappern durch die Federn F_2 vermieden, doch wird dadurch und auch durch die Anwendung von Sperrzäunen zur Erzielung stumm laufender Klinken, wie bei Hebezeugen, die Wirkung der Kupplung etwas verlangsamt. Von den Einzelheiten sei nur auf die Nachstellbarkeit der Hebel F_3 , die von den Federn F_1 gegen die Scheibe B gedrückt werden, mittels der Schrauben D verwiesen, sowie auf die Schmierung der sich berührenden Teile.

Eine Berechnung kann nur bei den Klinken C (auf Biegung, durch die halbe Umfangskraft belastet, die der größten von der Hilfsmaschine abzugebenden Leistung entspricht) stattfinden. Alle übrigen Teile sind möglichst kräftig zu halten, die Abmessungen der Federn erst beim Zusammenbau der Kupplung durch Versuche zu bestimmen.

Von den vielen Abänderungen der Uhlhorn'schen Kupplung sei nur die von Lohmann und Stolterfoht gebaute erwähnt, bei welcher zur Einschaltung der

eigentlichen Sperrklinken eine Hilfsklinke benutzt wird (12). Die Maschinenfabrik Luther führt auch noch eine Kraftmaschinenkupplung mit Klauen (nach Arndt) aus (13).

Die angeführten Kraftmaschinenkupplungen sind für eine sofortige, stoßfreie Zuschaltung der Hilfsmaschine nicht geeignet. Bei den neueren Konstruktionen, welche auch die Eigenart der einzelnen Maschinen, wenn selbe gemeinsam auf einen Strang arbeiten, wahren, sind wieder die Elemente aus dem Hebezeugbau übernommen worden. Die von der B. A. M. A. G. gebaute Ohnesorge-Kupplung benutzt ein Bremsband, das im Augenblicke, wo beide Maschinen die gleiche Geschwindigkeit besitzen, zur Wirkung kommt, dadurch ein Voreilen der Hilfsmaschine verhindert und zugleich auch jeden Stoß vermeidet. Die Kupplung wird ebenso wie die nachstehend erläuterte meist mit einem Einrückmechanismus versehen, arbeitet jedoch sonst vollständig selbsttätig (14).

Die von der Peniger Maschinenfabrik gebaute Drei-Ka-Kupplung (Fig. 4, Taf. IX) benutzt das Prinzip der bekannten Weston'schen Lastdruckbremse. Sie besteht aus dem auf der Hauptwelle aufgekeilten Gehäuse A mit dem Reibring B, den beiden Reibscheiben C und D, welche mit der auf der Nebenwelle verkeilten Büchse E durch sehr steiles, rechts- und linksgängiges Trapezgewinde und miteinander durch je zwei Klauen an der Nabe, zum Zwecke gemeinsamer Drehung, verbunden sind. Solange Haupt- und Nebenwelle gleiche Geschwindigkeit besitzen, findet keinerlei Relativbewegung einzelner Teile statt. Bleibt die Hauptwelle infolge Überlastung ihrer Antriebsmaschine zurück, so haben die Scheiben C und D das gleiche Bestreben, da sie an ihren äußeren Rändern durch Federn an den Ring B gedrückt werden. Das Voreilen der Büchse E bewirkt jetzt durch die Schraubengänge ein starkes Anpressen der Scheiben an den Ring und durch die entstehende Reibung eine Mitnahme dieses Teiles, sowie der Hauptwelle. Ein Voreilen der letzteren bei Entlastung hat ein Auseinanderschrauben und Entfernen der Scheiben C und D vom Reibring zur Folge, das durch die Federn begrenzt wird, welche die Scheiben so stark andrücken, daß immer ein leichtes Schleifen stattfindet. Bei richtiger Einstellung der Federn wirkt die Kupplung bei ganz geringem Zurückbleiben der Hauptmaschine und ist auch für Parallelschalten verschiedenartiger Maschinen geeignet. Ist die Hilfsmaschine auf längere Zeit vollständig abgeschaltet, so wird, um das Schleifen der Scheiben zu vermeiden, die Muffe H ähnlich wie bei den Ausrückkupplungen (nach rechts) verschoben. Dabei werden die Bolzen K durch die schiefen Flächen der Schienen G, die wieder mit dem zweiteiligen, auf die Muffe H geklemmten Ringe F verschraubt sind, zur Seite gedrängt, wodurch sie eine Drehung der Reibscheiben und eine Entfernung derselben von einander gegen die Wirkung der Federn veranlassen. In den Schienen G sind Rasten für die Bolzen K angebracht. Dadurch wird die Verbindung beider Maschinen vollständig gelöst. Das beschriebene Ausschalten der Kupplung darf erst bei Leerlauf der Hilfsmaschine, ein Wiedereinschalten muß jedenfalls vor dem Anlassen geschehen.

Die Berechnung der Reibflächen (die dargestellte Ausführung ist für $N/n = 0,4$ maximal bestimmt) geschieht wie bei den Reibungskupplungen. Die beiden Schrauben auf der Büchse E müssen eine solche Steigung besitzen, daß der Achsialdruck, welcher durch das von der Hilfsmaschine ausgeübte Drehmoment hervorgebracht wird, immer die zur Kraftübertragung nötige Reibung am Ringe B erzeugt. Dieser Achsialdruck ist auch für die Abmessungen der Gewinde auf der Büchse E maßgebend.

Die bisher besprochene Anordnung solcher Kupplungen ist nur dann möglich, wenn das von der Hilfsmaschine getriebene Wellenstück das Ende eines Stranges bildet, da doch die Kraftabgabe von der Hauptmaschine auf diesen Teil nicht möglich ist. Ist diese Anordnung nicht durchführbar, so verbindet man den zur Hilfsmaschine gehörigen Teil der Kupplung mit einer Hohlwelle und der eigentliche

Strang kann dann auch über den Antrieb von der Hilfsmaschine hinaus verlängert werden. In ähnlicher Weise ist auch vorzugehen, wenn ein Strang von zwei Maschinen teils gemeinsam, teils abwechselnd angetrieben werden soll.

5. Ausrückbare Kupplungen.

Bei dieser Gruppe von Kupplungen sind diejenigen, die wohl eine Ausrückung des einen Wellenstückes während des Laufes, das Einrücken jedoch nur im Stillstande gestatten, von denen, bei welchen beide Maßnahmen während des Betriebes möglich sind, in der Konstruktion vollständig verschieden. Bei der ersten Art ist der Eingriff der beiden verbundenen Teile ein starrer, bei der zweiten ist er insofern nachgiebig, als zur Kraftübertragung die zwischen den beiden Teilen durch entsprechendes Aneinanderpressen hervorgerufene Reibung herangezogen wird und daher bei zu großer Überlastung durch Überwinden der Reibung ein Gleiten und damit Lösen der Kupplung eintritt, ohne irgendwelche Beschädigung der letzteren oder anderer Teile der Transmission zu verursachen. Dieser Umstand, entsprechend ausgenutzt, bietet einen weiteren Vorteil dieser Kupplungen (Reibungskupplungen) gegenüber den erstgenannten, von welchen derzeit nur mehr Zahn- oder Klauenkupplungen in Gebrauch sind.

a) Zahn- oder Klauenkupplungen.

Fig. 5, Taf. IX zeigt eine einfache Klauenkupplung, welche wie die Ausdehnungskupplung aus zwei mit zueinander passenden Klauen oder Zähnen (gewöhnlich 3, bei den großen Ausführungen auch 4) versehenen Scheiben besteht, von denen die eine (in der Zeichnung die rechte) auf der treibenden Welle aufgekeilt, die zweite längs zweier Federkeile auf der getriebenen Welle verschiebbar ist. Durch die Verschiebung gegen die aufgekeilte Scheibe hin, wobei selbstverständlich die Zähne des einen Teiles gegenüber den Zwischenräumen des anderen stehen müssen, wird die Verbindung der beiden Wellen hergestellt. Das Verschieben geschieht mit Hilfe eines in einer Ausnehmung der einen Hälfte (von rechteckigem Querschnitte) gelagerten Ringes (Ausrück- oder Schleifring), der an der Drehung der Welle nicht teilnimmt und an dessen beiden Zapfen der eigentliche Ausrückmechanismus angreift.

Die Ausbildung der Kupplung ist die gleiche wie diejenige der Ausdehnungskupplung (s. S. 57). Auch hier ist es üblich, die getriebene Welle in der Nabe der Scheibe auf der treibenden Welle zu führen. Ebenso soll die Flächenpressung zwischen den Zähnen bei größter Kraftübertragung in vollständig eingerücktem Zustande etwa 50 kg/cm^2 nicht übersteigen, die Biegungsbeanspruchung der Zähne bei deren angenäherter Berechnung (mit $\frac{1}{3}$ der Umfangskraft am Ende belastet und an der Scheibe eingespannt gedacht, unter Annahme eines ungefähr gleich großen rechteckigen Querschnittes statt des trapezförmigen) nicht größer als 150 — 200 kg/cm^2 sein.

Die Nachteile der Klauenkupplung sind leicht zu erkennen. Der kleine Durchmesser der Berührungsflächen der Zähne ergibt große Umfangskräfte, daher hohe Flächendrücke und im Zusammenhange damit große Reibung zwischen den Berührungsflächen, da bekanntlich bei nicht ausreichender Schmierung der Reibungskoeffizient mit dem Flächendrucke wächst (15). Soll nun die Kupplung bei voller Kraftleistung im Betriebe ausgerückt werden, so wird während dieses Vorganges durch das Abnehmen der Berührungsflächen die Reibung und damit die zum Ausrücken nötige Kraft fortwährend gesteigert, so daß die Kupplung selbst bei kleinen Leistungen nur mit großem Kraftaufwande auszurücken ist. Daher ist Schmierung

der Berührungsflächen und probeweises Ausrücken der Kupplung, um ein Einrostern festzustellen, bzw. zu verhindern, zu empfehlen. Ein weiterer Nachteil ist, daß die Kraftübertragung von dem verschiebbaren Teile auf die getriebene Welle nur durch die Federn geschieht, die sich rasch abnutzen. Die Anordnung nur einer Feder überhaupt ist zu verwerfen, da diese dann die ganze Kraft übertragen muß und außerdem, falls nur ein ganz kleiner Spielraum vorhanden ist, auf Umkanten beansprucht wird. Durch die Reibung an den Seitenflächen der Federn wird die Kraft beim Ausrücken überdies noch vermehrt (siehe das nachfolgende Beispiel). Als einziger und nicht wesentlicher Vorteil ist die einfache Konstruktion zu bezeichnen, so daß die Kupplung nur mehr bei untergeordneten Anlagen, wo überdies das Ausrücken nur selten geschieht, verwendet wird.

Im allgemeinen läßt sich die Klauenkupplung während des Laufes der treibenden Welle nicht einrücken. Eine Ausnahme davon bildet der Fall, daß man auch die getriebene Welle in Umdrehung versetzen kann und so eine entsprechend geringe Geschwindigkeitsdifferenz zwischen den beiden Wellen erzielt, die etwa durch eine Signalvorrichtung (s. S. 77) kontrolliert wird. Es läßt sich dann durch Anpressen des getriebenen Teiles an den treibenden die Einrückung vollziehen, jedoch nicht ohne Stoß, außerdem nutzen sich bei häufigerem Einrücken während des Ganges die Zähne rasch ab oder brechen. Man hat die Kupplung auch durch Anordnung schräger Zähne einrückbar gemacht, welche Ausführung noch im Werkzeugmaschinenbau, wo es sich um ganz geringe Kräfte handelt, häufig benutzt wird.

Um das Verhältnis der zur Ausrückung nötigen Kraft zur Kraftübertragung (Umfangskraft) zu bestimmen, sei die erstere für die dargestellte Kupplung berechnet und das zu übertragende Moment mit 24 d^3 ($k_d = 120 \text{ kg/cm}^2$) angenommen. Der mittlere Halbmesser der Gleitflächen beträgt 8 cm , daher die Umfangskraft $\frac{24 \cdot 6^3}{8} = 648 \text{ kg}$, pro Gleitfläche von $3,5 \cdot 4,25 \sim 15 \text{ cm}^2$ somit $\sim 220 \text{ kg}$, bzw. die Flächenpressung nur 15 kg/cm^2 . Die Umfangskraft am Halbmesser der Welle hat einen Wert von $\frac{24 \cdot 6^3}{3} = 1728 \text{ kg}$, die für die Reibung in Betracht kommende Fläche der Federn beträgt $2 \cdot 15 \cdot 0,6 = 18 \text{ cm}^2$, daher die Flächenpressung 100 kg/cm^2 . Diese Werte, an sich absolut nicht hoch, vergrößern jedoch bei mangelhafter Schmierung den Reibungskoeffizienten sehr beträchtlich, so daß die Berechnung der Ausrückkraft am Schleifringe mit $\mu = 0,1$ eher zu günstig erscheint, diese Kraft jedenfalls aber gegen Ende des Ausrückens infolge der kleineren Berührungsflächen der Zähne größer ist als berechnet. Zur Ermittlung des gesuchten Wertes ist nur die Summe der beiden Umfangskräfte mit dem Reibungskoeffizienten zu multiplizieren. Sie ergibt sich zu $(1728 + 648) \cdot 0,1 \sim 240 \text{ kg}$. Mit Rücksicht auf die viel ungünstigeren tatsächlichen Verhältnisse wird daher auch sehr häufig empfohlen, das Ausrücken ebenfalls nur im Stillstande oder im Leerlaufe der Transmission vorzunehmen.

Die Hildebrandt-Kupplung, aus Fig. 6, Taf. IX ersichtlich, besteht aus dem auf die treibende Welle aufgekeilten Gehäuse A, dem auf die getriebene Welle aufgekeilten Kreuze B und der auf letzterem achsial verschiebbaren Muffe C. Alle drei Teile sind mit Zähnen (bei den kleineren 3, von etwa 100 mm Wellendurchmesser an 4) versehen, derart, daß die Zähne der Muffe C zwischen jene der beiden anderen Teile eingreifen. Die Zähne von C sind auch in ausgerücktem Zustande noch etwas mit jenen von B in Eingriff, um das Einrücken zu vereinfachen, oder bei Anordnungen, wo die Teile B und C die immerlaufenden sind, Federkeile zu umgehen. Dieser Kupplung haften die Nachteile der einfachen Klauenkupplung nicht mehr an, da durch die Vergrößerung des Durchmessers der Gleitflächen die Flächenpressung und auch die Ausrückkraft vermindert wird, die Kraftübertragung von C auf die

Welle mittels der Zähne von B und C statt der Federn sicherer ist und auch dadurch die Kraft zum Ausrücken der Kupplung verkleinert wird. Für die vorliegende Ausführung z. B. beträgt bei gleichen Annahmen ($M_d = 24 d^3$) die Umfangskraft, die für die Reibung zwischen den Flächen von A und C in Betracht kommt $\frac{24 \cdot 12,5^3}{24,5} = 1920$ kg ($R = 24,5$ cm, $d = 12,5$ cm). Bei vier Flächen von $4,5 \cdot 5,5 \sim 25$ cm² ist die Flächenpressung nur $\frac{1920}{4 \cdot 25} \sim 19$ kg/cm². Für die Berührungsflächen zwischen B und C erhält man auf dem gleichen Wege die Umfangskraft mit $\frac{24 \cdot 12,5^3}{18,25} = 2500$ kg bei einer Pressung von $\frac{2500}{4 \cdot 30} \sim 21$ kg/cm². Die letztere Kraft tritt statt der an den Federn der Klauenkupplung wirkenden auf. Somit ist die Ausrückkraft an der Muffe $(2500 + 1920) \cdot 0,1 = 440$ kg, d. h. bei einem ca. 9mal größeren Drehmomente nur 1,8 mal größer als diejenige bei der Klauenkupplung. In Wirklichkeit ist jedoch das Verhältnis noch günstiger, da aus den bereits angeführten Gründen der Reibungskoeffizient bei der Klauenkupplung jedenfalls größer als bei der Hildebrandtkupplung ist, gleich gute Schmierung vorausgesetzt.

Die konstruktive Ausführung der letzteren weicht wenig von der vorher besprochenen ab. Zur Verhinderung des zu weiten Ausrückens von C ist ein kräftiger schmiedeeiserner Ring an der Nabe des Kreuzes B mit Schrauben befestigt. Die Ausbildung der Zähne erfolgt selten als massive Körper, meist in der dargestellten Form. Bezüglich einer eventuellen Berechnung der Abmessungen der Zähne, von der gewöhnlich abgesehen wird, sei nur darauf hingewiesen, daß für diejenigen von C zwei Kräfte, nämlich der von A auf C ausgeübte Druck und der Widerstand von B gegen die Mitnahme durch C in Betracht zu ziehen sind. Diese Zähne sind dann durch die Resultierende der beiden Kräfte, die in ihrer Stirnfläche, jedoch nicht durch den Schwerpunkt derselben gehend, angenommen werden kann, auf Biegung und Drehung beansprucht. Die Zähne der anderen Teile wären wie bei der Klauenkupplung zu berechnen. Zweckmäßig ist es, die Flächendrücke zu kontrollieren. Sollen diese überall gleich groß sein, so sind die Berührungsflächen zwischen B und C im Verhältnis der Umfangskräfte gegen jene von A und C zu vergrößern.

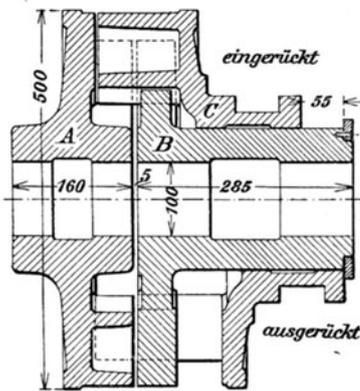


Fig. 32.
Zahnkupplung. (Mf. Polysius.) $\frac{1}{10}$

Die Gleichheit der Flächenpressungen, verbunden mit einer Verkleinerung derselben kann auch durch verschiedene konstruktive Abänderungen der Hildebrandtkupplung erzielt werden. So ordnet die Peniger Maschinenfabrik die Muffe C hinter dem Kreuze B auf der Welle verschiebbar an, wobei die beiden Teile immer durch ihre Klauen in Eingriff stehen (16).

Bei der in Fig. 32 dargestellten Zahnkupplung wird bei Vergrößerung der Berührungsflächen auch ein der gewöhnlichen Hildebrandtkupplung anhaftender Übelstand vermieden, nämlich daß bei der letzteren ein Ausheben eines der beiden Wellenstücke mit den aufgekeilten Teilen A und B nicht ohne Verschiebung in achsialer Richtung möglich ist. Die Beanspruchung der Zähne ist bei der Kupplung nach Fig. 32 und auch bei der letzterwähnten Ausführung günstiger als bei der normalen Konstruktion, da nur biegende Kräfte vorhanden sind, die sich überdies noch teilweise aufheben. Es sei noch endlich bemerkt, daß vom Standpunkte der

eiserner Ring an der Nabe des Kreuzes B mit Schrauben befestigt. Die Ausbildung der Zähne erfolgt selten als massive Körper, meist in der dargestellten Form. Bezüglich einer eventuellen Berechnung der Abmessungen der Zähne, von der gewöhnlich abgesehen wird, sei nur darauf hingewiesen, daß für diejenigen von C zwei Kräfte, nämlich der von A auf C ausgeübte Druck und der Widerstand von B gegen die Mitnahme durch C in Betracht zu ziehen sind. Diese Zähne sind dann durch die Resultierende der beiden Kräfte, die in ihrer Stirnfläche, jedoch nicht durch den Schwerpunkt derselben gehend, angenommen werden kann, auf Biegung und Drehung beansprucht. Die Zähne der anderen Teile wären wie bei der Klauenkupplung zu berechnen. Zweckmäßig ist es, die Flächendrücke zu kontrollieren. Sollen diese überall gleich groß sein,

Projektionslehre die Darstellung im Schnitte P Q in Fig. 6, Taf. IX nicht richtig ist, da auf die Krümmung der Zähne keine Rücksicht genommen wurde und die Darstellung so erfolgte, als ob die äußersten Begrenzungsflächen der Zähne nicht Teile eines Zylinders, sondern ebene Flächen wären. Da aber diese Vereinfachung viel anschaulicher ist und die vielen Linien bei richtigem Projizieren aus dem anderen Schnitte nur verwirrend wirken könnten, ist sie auch für Zeichnungen im großen Maßstabe allgemein üblich. Fig. 32 zeigt hingegen die geometrisch richtige Darstellung unter Annahme von 3 Klauen.

Bei der Bolzenkupplung der Maschinenfabrik Voith sind die Zähne der Hildebrandtkupplung durch Bolzen im verschiebbaren Teile ersetzt, welche in genau passende Löcher der aufgekeilten Scheiben eingreifen. Auch diese Kupplung darf nur im Stillstande eingerückt werden (17). Außerdem sind auch Klinkenkupplungen, ebenfalls nur im Stillstande einrückbar, ausgeführt worden, von denen nur die von Lohmann & Stolterfoht (18) früher größere Verbreitung gefunden hat (s. a. S. 93).

Im Anschluß an die Hildebrandtkupplung seien auch einige für alle ausrückbaren Kupplungen gemeinsame Einrichtungen und Anordnungen besprochen. Bei dem Ausrück- oder Schleifringe, dem Zwischengliede zwischen dem verschiebbaren Teile und dem Ausrückmechanismus einer Kupplung, ist auf ausreichende Schmierung und genügend große Gleitflächen Wert zu legen. Verschiedene Ausführungsformen solcher Ringe zeigen Fig. 5 und 6, Taf. IX, Fig. 3, Taf. X und Fig. 1 und 3, Taf. XII. Alle Ringe sind zweiteilig und gleiten in einer Ausnehmung von rechteckigem Querschnitte in dem verschiebbaren Kupplungsteile, oder der Ring umgreift einen vorspringenden Wulst dieses Teiles (Fig. 3, Taf. X und XI). Die Ringe besitzen meist in jeder Hälfte einen hervorstehenden zylindrischen Zapfen, an dem der Ausrückhebel angreift. Bei dem Ringe in Fig. 6, Taf. IX sind die Zapfen durch Kopfschrauben ersetzt; dadurch ist eine Sicherung gegen Auspringen des Ausrückhebels geschaffen. Die Schmierung erfolgt fast ausschließlich durch Staufferbüchsen, das Schmiermaterial verteilt sich durch Bohrungen, bzw. Nuten auf die ganze Gleitfläche. (Vgl. besonders Fig. 3, Taf. XII, die exzentrische Kreisnut längs des ganzen Umfanges.) Zur Verminderung der Reibung werden die Ringe an den Gleitflächen auch mit Weißmetall ausgefüttert (Fig. 3, Taf. X) oder mit aufgeschraubten dünnen Metallplättchen versehen.

Die Reibung entsteht an den Gleitflächen durch das Anpressen des stillstehenden Ringes an den verschiebbaren, sich drehenden Teil der Kupplung. Wie noch näher ausgeführt wird, geschieht dies meist nur während des Ein- und Ausrückens, d. h. während sehr kurzer Zeit, so daß man die Pressung zwischen den sich berührenden Flächen höher wählen könnte als sonst üblich. Vereinzelt muß jedoch der Anpreßdruck während der ganzen Dauer des eingerückten Zustandes aufrecht erhalten bleiben; vielfach geschieht dies auch durch nicht ganz richtige Handhabung der Ausrückvorrichtung, weshalb man die Flächenpressung auf etwa 10 kg/cm^2 (bei Gußeisen für beide sich berührende Flächen) bei voller Kraft zum Bewegen beschränkt.

Für die Hildebrandtkupplung in Fig. 6, Taf. IX beträgt der Innendurchmesser des Schleifringes 320 mm, die Breite der Berührungsflächen 20 mm, sohin die Größe der letzteren 215 cm^2 . Bei der Ausrückkraft von 440 kg hat die Flächenpressung einen Wert von 2 kg/cm^2 , der jedoch bei ungenügender Schmierung mit zunehmendem Reibungskoeffizienten stark ansteigt. Die Zapfen werden auf Biegung beansprucht. Bei 30 mm Durchmesser, 20 mm Länge und einer Kraft von 220 kg für jeden Bolzen beträgt ihre Beanspruchung an der Stelle, wo sie in den Ring eingeschraubt sind $\frac{220 \times 1}{0,1 \cdot 3^3} \approx 100 \text{ kg/cm}^2$, doch wächst auch dieser Wert mit der Ausrückkraft. Von der sonstigen Ausbildung der Schleifringe sei noch hervorgehoben, daß die Gleit-

flächen durch übergreifende Leisten sowie durch die Ausführung nach Fig. 3, Taf. X zweckmäßig vor dem Eindringen von Staub geschützt werden. Es ist auch üblich, statt der Zapfen am Ringe diese am Ausrückhebel anzubringen (Fig. 3, Taf. XIII). Statt der sonst nötigen Langlöcher im Hebel (siehe bei Ausrückungen) müssen dann solche im Schleifringe vorgesehen sein. Bei nicht zu großen Ausrückkräften kann der Schleifring auch ganz entfallen und an seine Stelle die Benutzung von Gleitstücken treten, die in den Hals des verschiebbaren Teiles eingreifen und im Ausrückhebel drehbar gelagert sind (Fig. 4, Taf. XIII).

Außer zu der bisher angenommenen Verbindung zweier Wellenstücke durch eine ausrückbare Kupplung kann diese noch anderen Zwecken dienen. Wird z. B. von einer Welle aus eine Arbeitsmaschine mittels Riem- oder Seilscheibe, auch Zahnrad angetrieben und soll dieser Teil im Betriebe ausrückbar (bzw. auch einrückbar) sein, so ist neben anderen Anordnungen (siehe ausrückbare Riementriebe) auch die z. B. in Fig. 1, Taf. XIII dargestellte Verbindung der Riemscheibe und dgl. mit der Kupplung (hier einer Hildebrandtkupplung) möglich. Dabei ist deren Gehäuse mit der Scheibe verschraubt, die mit der Welle nicht verbunden ist, sondern lose auf dieser läuft. Das Kupplungskreuz ist auf die Welle gekeilt und trägt die verschiebbare Muffe. In der gezeichneten Stellung steht die Scheibe still und die Welle dreht sich unter ihr weg. Bei Einrückung der Kupplung läuft die Riemscheibe mit und kann zur Kraftabgabe benützt werden. Die Lagerung der Riemscheibe und deren Einzelheiten sind bei den Riementrieben behandelt. Hier sei nur erwähnt, daß die dargestellte Anordnung nur bei kleinen Riemenzügen und nur wenn die Riemscheibe immer auf kurze Zeit still steht, Verwendung finden soll, da auch während dieser Zeit die Welle durch den Riemenzug belastet ist, der ziemlich bedeutende Reibung hervorruft, wobei eine unbeabsichtigte Mitnahme der Scheibe möglich ist. Die zu übertragende Umfangskraft soll bei Riemscheiben etwa 250 bis 300 kg nicht überschreiten, bei Seilscheiben der viel größeren Belastung der Welle halber entsprechend vermindert werden. Wie aus der angeführten Figur, sowie auch aus Taf. XXVI zu entnehmen ist, läuft meist der verschiebbare Teil der Kupplung auch bei ausgerückter Stellung mit der Welle um. Bei der Hildebrandtkupplung ist dies nicht von Bedeutung, bei jenen Systemen aber, wo die verschiebbare Muffe direkt auf der Welle sitzt, soll in diesem Falle eine eingelegte Feder oder eine Schraube (Fig. 3, Taf. XI) vorhanden sein, da sonst durch das Zurückbleiben der Muffe gegen den aufgekeilten Teil, infolge ihrer Trägheit, im Verbindungs-(Hebel-)Mechanismus dieses Teiles mit den übrigen der gleichen Wellenhälfte zusätzliche Beanspruchungen auftreten. Bei größeren Umfangskräften muß die Riemscheibe bei sonst gleicher Verbindung mit der Kupplung so gelagert werden, daß die Welle vom Riemen- oder Seilzug vollständig entlastet ist. Die gleiche Anordnung, wie besprochen, kann auch dann Verwendung finden, wenn die Welle von der immerlaufenden Riemscheibe aus zeitweilig angetrieben werden soll. Für große Kräfte kommt die Verbindung einer Kupplung mit einer Hohlwelle in Verwendung (s. S. 1 und 14). Diejenige der Kupplung mit der Riemscheibe geschieht entweder durch Verschraubung (S. z. B. Fig. 3, Taf. X) oder durch Aufkeilen, auch Aufklemmen der Scheibe auf die Nabe des betreffenden Kupplungsteiles (Fig. 2, Taf. X). Falls es der verfügbare Raum und die Konstruktion der Kupplung zulassen, kann auch die Riemscheibe mit der zugehörigen Kupplungshälfte aus einem Stücke bestehen (Fig. 7, Taf. XV, wobei die Riemscheibe mit dem Reibungskranze einer Holzbackenreibungskupplung zusammengegossen ist).

Endlich wäre noch die Kombination einer ausrückbaren mit einer elastischen Kupplung zu erwähnen, bei welcher auch bei stoßweisem Betriebe auf gutes Funktionieren der gegen diese Unregelmäßigkeit meist sehr empfindlichen Reibungskupplungen gerechnet werden kann. Außer der ausrückbaren Bandkupplung von

Voith (17) ist auch die elastische Kupplung von Tacke (Fig. 11, Taf. VIII) leicht in eine ausrückbare umzuwandeln. Man kann den bei der normalen Anordnung angeschraubten Teil durch Verlängerung desselben und Herstellung eines Halses, wie z. B. bei der Muffe der Hildebrandtkupplung, auf der aufgekeilten Nabe verschiebbar machen. Auch diese Kupplung ist jedoch im Betriebe nicht einzurücken. Im allgemeinen geht man so vor, daß ein Teil der ausrückbaren Kupplung (meist der äußere) so ausgebildet wird wie der äußere Teil der betreffenden elastischen Kupplung und lose auf der verlängerten Nabe des inneren, auf die Welle aufgekeilten Teiles der elastischen Kupplung läuft. Durch diese Anordnung wird bei starrer Verbindung der Teile der Ausrückkupplung Nachgiebigkeit in achsialer Richtung und gegen Stöße erzielt. Abweichungen der beiden Wellenachsen müssen jedoch in der Ausrückkupplung bereits aufgenommen oder, falls deren Konstruktion dies nicht zuläßt, durch die bei allen diesen Kupplungen zu empfehlende gemeinsame Lagerung der beiden Wellenenden im voraus hintangehalten werden.

b) Reibungskupplungen.

Die einfachste hierher gehörige Konstruktion ist die in Fig. 33 dargestellte Kegelkupplung, welche aus zwei Teilen besteht, deren äußerer A auf der einen, meist der treibenden Welle aufgekeilt und deren innerer B auf der anderen, getriebenen Welle längs zweier Federn verschiebbar angeordnet ist. Durch Verschieben von B in der Pfeilrichtung wird dieser Teil gegen A gepreßt. Der Druck muß hierbei so lange gesteigert werden, bis die zwischen den Berührungsflächen erzeugte Reibung hinreichend groß ist, um eine Mitnahme des getriebenen Teiles zu bewirken und muß während der ganzen Dauer der Verbindung der beiden Wellen aufrecht erhalten bleiben. Der Sicherheit halber begnügt man sich zwecks Ausrückens der Kupplung nicht mit dem Aufhörenlassen des Anpreßdruckes allein, sondern schiebt auch noch den Teil B wieder zurück, so daß zwischen den Berührungsflächen Spiel vorhanden ist. Befindet sich der getriebene Teil der Transmission bei Bewegung des treibenden in Ruhe, welcher Fall am häufigsten ist, so muß beim Einrücken außer der Überwindung des Umfangswiderstandes des ersteren (samt den Reibungswiderständen in seinen Lagern usw.) dieser auch bis auf die volle Geschwindigkeit beschleunigt werden. Gewöhnlich nimmt die Einrückkraft (als Reibung zwischen den Berührungsflächen von A und B gedacht) von 0 angefangen fortwährend zu. Dabei tritt solange, bis sie die Größe des Arbeitswiderstandes erreicht hat, ein vollständiges Schleifen der beiden Teile aufeinander ein, sodann beginnt die Beschleunigung des getriebenen Teiles, wobei die Relativgeschwindigkeit zwischen den beiden Teilen bis zum Eintritte des Beharrungszustandes auf 0 abnimmt. Während dieses Vorganges wird ein beträchtlicher Teil der aufgewendeten Arbeit nutzlos in Wärme umgesetzt, welche Verhältnisse Ernst (19) allgemein, ohne Rücksicht auf ein bestimmtes Kupplungssystem, untersucht hat.

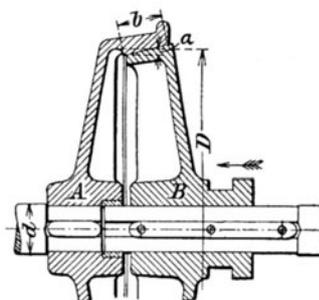


Fig. 33. Kegelkupplung.

Zwecks Abkürzung der Einrückdauer soll die Einrückkraft möglichst rasch auf einen Größtwert ansteigen. Kann nun, wie z. B. bei der Kegelkupplung, diese Kraft beliebig gesteigert werden, so liegt hierbei die Gefahr vor, daß ihr Größtwert zu Überanstrengungen einzelner Teile Anlaß gibt. Mit dieser Steigerung der Einrückkraft ist außerdem eine Vergrößerung der in Wärme umgesetzten Arbeit verbunden. Daher erscheint es am richtigsten, wenn sofort bei Beginn der Einrückperiode der Anpreßdruck mit einer vorbestimmten, ausreichenden und gleichbleibenden Größe auftritt. Nach Eintritt dieses größten Wertes wird die Be-

schleunigung solange fortgesetzt, bis beide Teile die gleiche Geschwindigkeit haben. In diesem Augenblicke verschwindet plötzlich der von der treibenden Hälfte bisher außer dem Umfangswiderstande noch aufzuwendende Beschleunigungswiderstand und dies hat eine starke Rückfederung des Wellenstranges zur Folge. Mit Rücksicht darauf, sowie auf den Umstand, daß die Mehrleistung während des Einrückens gegenüber dem Beharrungszustande vom Antriebe her noch ohne Störung abgegeben werden kann, ist die obere Grenze für die Kupplungskraft gegeben.

Eine Kritik der Kegelreibungskupplung unter Benutzung der angeführten Grundsätze zeigt, welche Punkte für die Konstruktion einer Reibungskupplung in Betracht kommen. Bei der Kegelkupplung muß der Anpreßdruck während der ganzen Einrückdauer aufrecht erhalten bleiben. Er wirkt in der Richtung der Wellenachse auch auf jenes Lager, welches die treibende Welle gegen Verschiebung sichert und ruft somit an diesem dauernd Reibung hervor, sowie ständige Belastung des Schleifringes und des ganzen Mechanismus zum Einrücken. Ferner geschieht die Steigerung des Anpreßdruckes allmählich und ist die Verkürzung der Einrückdauer nur durch starke Vergrößerung dieser Kraft zu bewirken. Endlich wird die Kraftübertragung nur durch Federkeile vermittelt. Als Konstruktionsregeln für Reibungskupplungen wären demnach festzustellen: Die Verbindung des mit Reibungsflächen versehenen getriebenen Teiles mit der Ausrückmuffe soll durch einen Mechanismus geschehen, der nur eine bestimmte Kraftäußerung auf den erstgenannten Teil und zwar möglichst rasch bis zu diesem Höchstwerte ansteigend, zuläßt, wie es sich meist durch das Einfügen eines oder mehrerer nachgiebiger oder federnder Teile erzielen läßt, die auch das eigentliche Anpressen bewirken und vom Einrückmechanismus unabhängig machen. Das Nachlassen der Elastizität dieser Zwischenglieder kann dadurch ausgeglichen werden, daß man bereits beim Montieren der Kupplung den Anpreßdruck größer als nötig hält, so daß eine gewisse Verminderung der Spannung des genannten Teiles noch immer eine sichere Mitnahme der getriebenen Hälfte bewirkt. Für größere Veränderungen sind Nachstellvorrichtungen vorzusehen. Sehr empfehlenswert ist auch die Anbringung einer Signalvorrichtung (s. S. 77), welche das Ende der Einrückperiode bekanntgibt. Überschreitet diese eine gewisse Zeit, so ist dadurch ein Zeichen zum Nachspannen der federnden Teile gegeben. Jeder Druck auf die Wellen während der Dauer der Verbindung derselben, möglichst auch während des Ein- und Ausrückens, ist zu vermeiden. Die Kraftübertragung von dem verschiebbaren, mit Reibungsflächen versehenen Kupplungsteile auf die getriebene Welle soll nach Art einer starren, ausrückbaren Kupplung mittels Klauen, Klinken, Bolzen usw. geschehen. Endlich soll die Belastung des Schleifringes, bzw. der Muffe im eingerückten Zustande vermieden werden. Hierzu muß die Lage des erwähnten federnden Teiles in dieser Stellung der Kupplung eine Selbstausrückung verhindern, so daß ein äußerer Druck auf den Schleifring entfallen kann.

Da bei den verschiedenen Kupplungssystemen zur Berechnung immer auf die Kegelkupplung (Fig. 33) zurückgegriffen werden muß, soll deren Berechnung noch vorher angegeben werden. Zur Überwindung eines Widerstandes $W = U$ am mittleren Halbmesser R der Kegelfläche, einem Drehmomente $R \cdot U = M_d$ entsprechend, ist ein Anpreßdruck (an zwei gegenüberliegenden Stellen des Umfangs

gedacht, um die Rechnung anschaulicher zu gestalten) $2 N \geq \frac{U}{\mu}$ nötig. Um diesen

hervorzubringen, würde eine Kraft in der Achsenrichtung $Q = 2 N \sin \alpha \geq \frac{U \sin \alpha}{\mu}$

genügen. Geschieht das Einrücken während des Laufes der treibenden Welle, so ist eine nur etwas größere Kraft nötig, da in diesem Falle die einzelnen Punkte des getriebenen Kegels relativ zum treibenden Spiralen beschreiben und hierbei in der Richtung der Achse die Bewegung und somit auch die Reibung sehr gering ist. Sind jedoch

beide Kegel in Ruhe, so findet während des Einrückens durch die Formänderungen beim Zusammenpressen eine Bewegung des getriebenen Kegels gegen den treibenden in der Richtung der Kegelseite statt und somit fällt die volle Reibung ($2 \mu N$) in die durch die Achse gelegten Ebenen. Es gilt dann

$$Q = 2 N (\sin \alpha + \mu \cos \alpha) \geq \frac{M_d}{R \mu} \cdot (\sin \alpha + \mu \cos \alpha) \quad 11.$$

Zum Ausrücken ist nur eine Kraft

$$Q' = \frac{U}{\mu} (\sin \alpha - \mu \cos \alpha)$$

erforderlich, für $\operatorname{tg} \alpha \leq \mu$ würde sich die Kupplung selbst geschlossen halten. Auf die Selbsthemmung wird jedoch immer verzichtet, trotz der geringeren Anpreßkraft, da sich leicht Festklemmen und Verreiben der Kegel einstellt.

Von den einzelnen Größen der Gleichung 11 wird der Halbmesser R bei der Kegelpkupplung mit etwa $4 - 5 d$ gewählt, um die Umfangskraft und die Flächenpressung, sowie den Anpreßdruck zu verringern, α schwankt zwischen $12^\circ - 20^\circ$, wodurch Selbsthemmung vermieden, aber auch der Anpreßdruck nicht zu stark gesteigert wird. μ wird gewöhnlich mit $0,1$ gewählt. Bei unvollkommener Schmierung dürfte dieser Wert beträchtlich überschritten werden, falls aber die Reibungsflächen ständig geschmiert sind, wie bei den mit Ölkammer versehenen Kupplungen, μ wohl unter diesem Werte liegen. Die Breite der Reibungsflächen ist aus dem Anpreßdrucke unter Zugrundelegung einer bestimmten Flächenpressung zu ermitteln. Es wird empfohlen, mit dieser nicht über 5 kg/cm^2 bei ungeschmierten oder wenig geschmierten und 10 kg/cm^2 bei geschmierten Flächen hinauszugehen. Bei reichlicher Schmierung werden jedoch diese Werte bedeutend überschritten, ohne daß eine besondere Abnutzung der Reibungsflächen bemerkbar wäre und kann dann bei sorgfältiger Herstellung der Kupplung unter günstigen Betriebsverhältnissen $20 - 25 \text{ kg/cm}^2$ (immer noch mit $\mu = 0,1$ gerechnet) zugelassen werden.

Die Kegelpkupplung wäre demnach in folgender Weise zu berechnen: Bei einem Drehmoment $M_d = 36 \text{ d}^3$ ($k_d = 180 \text{ kg/cm}^2$ als Mittelwert), würde sich mit $R = 4d$, $\alpha = 15^\circ$, $\mu = 0,1$ und $p_m = 5 \text{ kg/cm}^2$

$$Q = \frac{36 \text{ d}^3}{4 d} \cdot \frac{\sin 15^\circ + 0,1 \cos 15^\circ}{0,1} = 32 \text{ d}^2, \quad 2 N = \frac{36 \text{ d}^3}{4 d \cdot 0,1} = 90 \text{ d}^2$$

und mithin aus

$$2 R \pi b p_m = 2 N, \quad b = \frac{90 \text{ d}^2}{2 \cdot 4 \cdot d \cdot \pi \cdot 5} = 0,7 d$$

ergeben. Damit kann die Kupplung entworfen werden, wobei die Stärken der einzelnen Teile nur empirisch bestimmbar sind, da eine Berechnung als Scheiben, bzw. als Hohlzylinder nicht nur umständlich wäre, sondern auch kaum brauchbare Resultate liefern würde.

Infolge der vielen Nachteile wird die Kegelpkupplung in der dargestellten Form im Transmissionsbau nicht mehr verwendet. Auf anderen Gebieten, so im Werkzeugmaschinenbau, ist sie jedoch ihrer Einfachheit halber noch vielfach im Gebrauch. Die aus ihr entstandenen übrigen Kupplungen zeigen außer der Verwendung verschiedenartiger Mechanismen zum Anpressen auch Abweichungen in der Form der Reibungsflächen.

Je nach der Größe des Winkels α in Fig. 33 können unterschieden werden: Scheibekupplungen mit $\alpha = 90^\circ$, Kegelpkupplungen (α zwischen 90° und 0°) und Zylinderkupplungen bei $\alpha = 0^\circ$. Eine zweite Einteilung kann nach der Art des Materiales für die Reibungsflächen (Gußeisen auf Gußeisen und Gußeisen auf Holz in erster Linie) geschehen. Im Nachstehenden sind die Kupplungen mit gußeisernen Berührungsflächen nach der angeführten Gliederung und dann jene mit solchen aus

Holz behandelt und ist auch wegen der stark voneinander abweichenden Einzelheiten der verschiedenen Konstruktionen mit deren Besprechung die Ermittlung der Abmessungen verbunden.

Fig. 1, Taf. X zeigt die Reibungskupplung Patent Benn, die am meisten verbreitete Scheibenkupplung. Auf der treibenden Welle wird im allgemeinen das Gehäuse A aufgekeilt, auf der getriebenen Welle ist der Mitnehmer B mit den beiden auf Gleitstücken H (Mitnehmerkeilen) verschiebbaren Reibscheiben C befestigt. Das Anpressen der Reibscheiben an das Gehäuse unter Vermittlung des nachstehend beschriebenen Mechanismus wird durch Federn F bewirkt. Diese drücken auf das eine Ende der zweiarmigen Hebel N, welche an den Bolzen R der verschiebbaren Ausrückmuffe E drehbar gelagert sind, drängen dadurch die zweiten Enden der Hebel N nach außen und drücken durch die Lenker M auf die Querhebel L L₁ und die Reibscheiben. (Bei der dargestellten Kupplung sind drei Hebelsysteme vorhanden, bei kleineren Ausführungen nur zwei von etwas abweichender Form.) Der Anpreßdruck wird nur durch die Federn F hervorgebracht und ist daher von der auf die Ausrückmuffe von außen einwirkenden Kraft völlig unabhängig. Dadurch, daß der Lenker M in der eingerückten Stellung etwas über die zur Achse senkrechte Richtung hinausgerückt ist, wird ein Selbstausrücken der Kupplung unmöglich gemacht, da in dieser Stellung in der Achsenrichtung nur eine auf das Verschieben der Muffe gegen die treibende Welle zu gerichtete Kraft vorhanden ist.

Das Ausrücken der Kupplung geschieht durch Verschieben der Muffe aus dem Gehäuse hinaus. Dabei nähern sich die beiden Reibscheiben, die Federn werden ent-

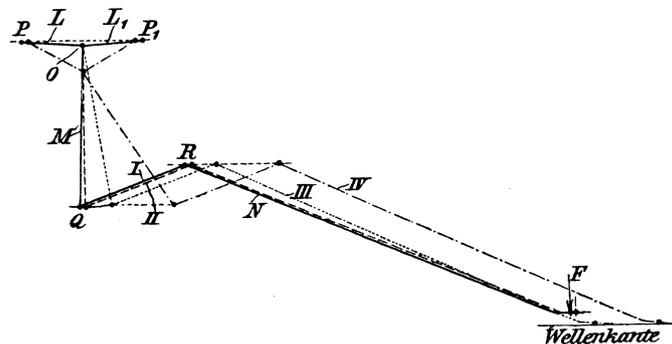


Fig. 34 (zu Fig. 1, Taf. X). $\frac{1}{5}$.

spannt und drücken die Hebel N bis auf die Welle (Stellung III u. IV in Fig. 34). Beim Einrücken verschieben sich zuerst die Hebel N parallel zu sich selbst, wobei sich infolge der schrägen Lage des Lenkers M die rechte Scheibe nicht bewegt. Die Punkte P₁ dienen als Drehpunkte für die Hebel L₁, die Punkte O rücken von der Achse weiter weg und es wird mittels der Hebel L die linke Scheibe bis ans Gehäuse herangeschoben. Bei der weiteren Bewegung dienen die Punkte P als Drehpunkte, dadurch wird die zweite Reibscheibe bis zur Berührung mit dem Deckel gebracht. Liegen die beiden Scheiben an (III), so beginnt erst der eigentliche Einrückvorgang. Da jetzt, abgesehen von den hier zu vernachlässigenden Formänderungen, eine Bewegung der Scheiben, der Hebel L und L₁, bzw. der Punkte O nicht mehr möglich ist, so bilden letztere im weiteren Verlaufe die Drehpunkte für die Lenker M. Es senken sich dann die Punkte Q, dies bewirkt ein Heben der anderen Enden der Hebel N und dadurch ein Zusammendrücken der Federn F, solange bis die Hebel M normal zur Welle stehen (II). Da in diesem Augenblicke keine Kraft auf die Muffe in der Achsenrichtung vorhanden ist, könnte das Einrücken abgeschlossen werden. Um jedoch vor Zufälligkeiten geschützt zu sein, wird die

Muffe noch um ein Stück nach links verschoben (3 mm bei der dargestellten Kupplung), bis sie an die rechte Scheibe anstößt. Dabei rücken die Hebel M etwas über die Mittelstellung hinaus und sichern so den selbsttätigen Reibungsschluß der Kupplung (I). Beim Ausrücken (in entsprechend umgekehrter Reihenfolge) wird das Nähern der Reibscheiben durch die Schrauben S, an welche die linke Reibscheibe anstößt, begrenzt, sowie durch kleine Vorsprünge an beiden Reibscheiben, die zur Berührung kommen. (Im unteren Teile des Längsschnittes unterhalb des Teiles H, bei der Maßzahl 10.) Durch die Federspannung wird bei bestimmter Deckelstellung die Größe des Anpreßdruckes auf die Scheiben und damit die Größe der übertragenen Leistung bestimmt. Durch Änderung der Federspannung (Nähern oder Entfernen der Federhauben G) kann daher die Krafterleistung geregelt werden. Die Nachstellung des Deckels D, durch weiteres Einschrauben in das Gehäuse, dient nur zum Ausgleiche der Abnutzungen der Reibscheiben. Dabei ist die Federspannung der Kraftübertragung entsprechend neu einzustellen.

Infolge der ziemlich großen Beanspruchungen der einzelnen Teile ist bei Reibungskupplungen auf die Ausbildung aller Einzelheiten besonderes Augenmerk zu legen. Das nachstehend für die Bennkupplung Angeführte gilt daher auch, soweit es übertragbar erscheint, für alle anderen Kupplungssysteme.

Das Gehäuse A ist durch Rippen versteift, von denen die inneren auch als Ölkammern dienen. Das Öl wird durch die Schraube an der Gehäusenabe eingegossen und fließt längs der 4 Nuten zwischen Gehäuse und Mitnehmer nach abwärts. Die Ölschraube am Trommelumfange dient nur als Überlauf und muß daher beim Einfüllen an der tiefsten Stelle liegen. Solange das Gehäuse still steht, bleibt das Öl in der durch die beiden neben der Ölschraube liegenden Rippen gebildeten Kammer. Ein Ausfließen durch den Deckel wird dadurch verhindert, daß das Gewinde daselbst einen kleineren Durchmesser besitzt, als der innersten Kante der Rippen entspricht. Beginnt die Drehung des Gehäuses, so fließt das Öl anfangs über die ganze Kupplung hinweg und besorgt eine sehr reichliche Schmierung aller Teile, besonders der Gleitflächen. Bei größeren Geschwindigkeiten, also auch bei voller Umdrehungszahl, wird das Öl durch die Fliehkraft an den Rand der Trommel gedrückt und kommt erst wieder vor dem Stillstande der Kupplung zur Wirkung. Die jedenfalls eintretende Verminderung des Reibungskoeffizienten spielt, trotzdem die Anpreßkraft größer sein muß, keine Rolle, da die Abnutzung aller derartigen Kupplungen eine sehr geringe ist und auch ein Einrosten einzelner Teile nicht eintreten kann. Zur Feststellung des Deckels besitzt dieser an seinem äußeren Umfange eine größere Zahl von Nuten, denen eine einzige im Gehäuse entspricht. In die jeweilig gemeinsame Öffnung wird ein kleiner Stahlkeil gesteckt und am Herausfallen durch eine Schraube gesichert, welche auch durch Eindrehen in ein zweites Loch des Keiles zum Abdrücken desselben dient. Bei der vorliegenden Kupplung ist ein Gewinde von 6 Gängen pro 1" bei etwa $1\frac{1}{2}$ mm Gangtiefe vorhanden. Eine Drehung um eine Nut entspricht somit nur einer Nachstellung von etwa 0,2 mm. Zum Einschrauben des Deckels sind an seiner Stirnfläche Bohrungen vorhanden (siehe im rechten unteren Detail), in welche Bolzen eingesteckt oder eingeschraubt werden. Der Mitnehmer B, der zur Kraftübertragung dient, ist möglichst kräftig auszuführen. Seine Verbindung mit den Reibscheiben erfolgt hier im Gegensatz zu der sonst gebräuchlichen Ausführung mit Bolzen mittels dreier Gleitstücke von rechteckigem Querschnitte. Bei der ersteren Anordnung ist es nämlich sehr unangenehm, daß eine Besichtigung der Reibflächen im Gehäuse, sowie ein Herausnehmen der Hebel usw. nicht möglich ist, ohne die Verbindung zwischen Mitnehmer und Welle zu lösen, während bei der vorliegenden Ausführung nach Lösen und Herausziehen des Deckels der ganze Hebelmechanismus samt den Scheiben freigelegt werden kann. Die Reibscheiben besitzen durch Rippen versteiften U-Querschnitt, von den Stellen, wo sie zur Lagerung der Bolzen

P dienen, abgesehen. An diesen verstärkten Stellen sind am innern Ende Abschrägungen vorhanden, um ein Anstoßen der Lenker M im ausgerückten Zustande an die rechte Scheibe C zu verhindern. Ähnliche Abschrägungen sind auch für die Stellschrauben S vorgesehen. Bei der Muffe E dienen zur Lagerung der Bolzen R kräftige Rippen, die sich auch gegen den Schleifringhals hin fortsetzen und zwischen welchen sich die Hebel M bewegen. An den Außenseiten der Rippen sind Nasen K (siehe die Einzelfigur und den Querschnitt der Kupplung) vorhanden, gegen welche sich die Splinte der Bolzen R legen und so auch eine Verdrehung und ein Lockern der letzteren hintanhaltend. Die Stützung der Federn geschieht durch die Federhauben G, die gemeinsam durch Schrauben gehalten werden. Das andere Ende der Federn stützt sich gegen tellerförmige Flächen der Hebel N, die je eine runde Öffnung zur Aufnahme eines Zapfens besitzen, welcher bei kleineren Bohrungen als der gezeichneten in Verwendung tritt. Im ausgerückten Zustande liegt das Hebelende auf der Welle an. Dabei ist die Spannung der Feder eine geringere als im eingerückten Zustande; nicht erwünscht ist ein völliges Entspannen derselber, wie es aber bei kleineren Wellendurchmessern eintreten würde, da der Hebel sich bis zur Welle senkt und die Feder nur mehr lose an dem ersteren, jedoch nicht mehr an der Haube aufliegen würde. Um dies zu vermeiden, wird ein Bolzen von einer solchen freien Länge in die Öffnung des Hebels eingepreßt oder eingekittet, daß der Abstand seines äußersten Punktes von der Welle der gleiche ist, wie bei dem größten Wellendurchmesser der Abstand des Hebelendes selbst von der Welle (im vorliegenden Falle 9 mm bei normaler Federspannung). Dadurch wird immer eine gleiche und regelbare Verminderung der Federspannung im ausgerückten Zustande erzielt. Bei kleineren Ausführungen besitzen die Hebel N nicht I-förmigen, sondern gewöhnlich rechteckigen Querschnitt, welchen sowohl die Lenker M als auch die Hebel L und L_1 aufweisen, die alle wegen der hohen Beanspruchung aus Stahl hergestellt sind. Die Bolzen P werden zu beiden Seiten der Hebel L, bzw. L_1 in abgeschrägten Ausnehmungen der Reibscheibe mittels Schrauben festgeklemmt und sind daher an den gegenüberliegenden Seiten zur Aufnahme der unteren Fläche der Schraubenköpfe abgenommen.

Für kleinere Leistungen kommen nur zwei Hebelsysteme mit abweichender Federlagerung zur Verwendung (20), für größere Ausführungen 4 Hebelsysteme und auch eine Vergrößerung der Zahl der Reibflächen auf 4 dadurch, daß zwischen die linke Reibscheibe und das Gehäuse je ein auf dem Mitnehmer, bzw. Gehäuse geführter Teil eingeschoben wird. Auch die Zweiteiligkeit der Kupplung läßt sich leicht durchführen. Die Verbindungsschrauben für das Gehäuse werden außen angeordnet, jene für die Reibringe in der durch den U-förmigen Querschnitt entstehenden Höhlung. Bei großen Umdrehungszahlen ist noch auf die Fliehkraft des Hebelmechanismus Rücksicht zu nehmen, die ein selbsttätiges Einrücken zur Folge haben könnte. Durch die Anordnung von Spiralfedern zwischen den beiden Reibscheiben, welche diese immer zu nähern suchen, ist ein ausreichender Schutz dagegen geschaffen. Diese Federn werden zwischen zwei in die Reibscheiben eingegossenen Bolzen aufgehängt, oder es kann auch eine Befestigung, wie z. B. nach Fig. 4, Taf. IX benutzt werden. Bezüglich einer Reihe von Spezialausführungen der Kupplung, besonders der sogenannten Zentrifugal-Kupplung, sei auf die Preisbücher der ausführenden Fabriken (für das Deutsche Reich Vogel & Schlegel in Dresden) verwiesen (21).

Von der Berechnung der Reibungskupplungen kann gewöhnlich nur die angenäherte Bestimmung der Größe der Reibungsflächen vor dem Entwurfe ausgeführt werden. Zweckmäßig ist es daher, sich auf eine Nachrechnung zu beschränken und auf Grund dieser die endgültigen Abmessungen der einzelnen Teile festzulegen. Die dargestellte Kupplung ist zur Übertragung von etwa 180 PS bei 100 U/min. bestimmt, entsprechend einem Drehmoment von rund 130 000 kgcm. Bei einem mittleren Halbmesser der Reibungsflächen von 25 cm (aus der Zeichnung entnommen und abgerundet) beträgt

die Umfangskraft 5200 kg. Mit $\mu = 0,1$ wäre die gesamte auf die Reibungsflächen auszuübende Kraft 52000 kg, somit bei 3200 cm² Gesamtreibungsfläche eine spezifische Pressung von 16 kg/cm² vorhanden. Da jedoch eine weitere Durchführung der Rechnung auf dieser Grundlage mit der von der ausführenden Firma angegebenen Federspannung nicht übereinstimmt, soll davon abgesehen und die tatsächliche Federspannung zugrunde gelegt werden. Der Rechnungsgang wird dadurch nicht verändert. Es beträgt die Federspannung pro Feder bei 19,5 mm Federung 876 kg. Beim Anliegen des Hebels an der Welle ist die Feder noch um 1,5 mm zusammengedrückt, demnach in der eingerückten Stellung bei 9 mm Abstand von der Welle um 10,5 mm, entsprechend einer Federspannung von $\frac{10,5}{19,5} 876 = 470$ kg und einem im Verhältnis

der Hebelsarme von $N \left[\frac{253}{69} \right]$ vergrößerten Drucke in O, der angenähert normal zur Welle gerichtet gedacht werden kann. Dieser Druck von 1700 kg ist in zwei in die Richtungen der Hebel L und L₁ fallende Kräfte von je 14000 kg zu zerlegen. (Die Übersetzung ist bei 41 mm Länge von L und L₁, sowie 2,5 mm Entfernung des Punktes O von der Verbindungslinie P P₁ rund 8 : 1.) Demnach beträgt bei sechs Angriffspunkten der Gesamtdruck auf die Reibflächen 84000 kg und somit die tatsächliche Flächenpressung 26 kg/cm². Die übertragbare Umfangskraft wäre daher für $\mu = 0,1$ 8400 kg statt 5200 kg, wie dem Drehmoment entsprechend. Man kann jedoch infolge der intensiven Schmierung nicht sicher mit $\mu = 0,1$ rechnen, auch erscheint ein entsprechender Überschuß mit Rücksicht auf die Beschleunigung beim Einrücken immer wünschenswert. Die Veränderlichkeit der Leistung mit der Federspannung (bei gleicher Deckelstellung) ergibt sich als der letzteren proportional, von der Abhängigkeit von μ von der Größe des Flächendruckes abgesehen. Wird nur eine Nachstellung des Deckels vorgenommen, so wird dadurch das Übersetzungsverhältnis zwischen Anpreßkraft und Druck im Lenker M verkleinert und durch das Senken des Punktes O auch die Federspannung vergrößert, wobei letztere angenähert in jeder Stellung der gleichen Leistung entspricht. Bei der dargestellten Kupplung ist die größte Verstellbarkeit von der normalen Stellung aus noch 9 mm, am Hebelende bei der Feder gemessen; dann stößt der Hebel N an den Zapfen der Federhaube an. Dieser Stellung entspricht die angeführte Federspannung von 876 kg, sowie eine Senkung des Punktes O um 5 mm gegen die Verbindungslinie P P₁. (Übersetzung 1 : 4.) Die Kraftübertragung bleibt angenähert die gleiche (78000 kg Gesamtanpreßdruck). Aus den so bestimmten Belastungen der einzelnen Teile können nun deren Beanspruchungen, bzw. Abmessungen ermittelt werden. Beim Gehäuse, den Reibscheiben und meist auch dem Mitnehmer wird davon abgesehen. Bei den Bolzen und Hebeln jedoch sollte eine Nachrechnung nicht unterbleiben. So beträgt beispielsweise die Beanspruchung der Hebel L bei einem Querschnitte von $4 \cdot 2 = 8$ cm² und 14000 kg Belastung ~ 1750 kg/cm². Die Lenker M sind bedeutend stärker ausgeführt als nötig, um eine sichere Lagerung der Bolzen O zu bewirken. Für die Hebel N ist der Querschnitt beim Bolzen R unter Zugrundelegung des von der Feder herrührenden Biegemomentes zu ermitteln. Für die Bolzen R kommt die Summe aus Federspannung und Kraft am Lenker M in Betracht. Für die Bolzen O kann bei geringen Neigungen von M gegen die Normale zur Welle angenommen werden, daß die in den Hebeln L und L₁ wirkenden Kräfte horizontal und gegeneinander gerichtet sind und daß die beiden Hälften des Hebels M als Lager dienen, außerdem die in diesen wirkenden Kräfte zu vernachlässigen sind. Es sind dann an dem im Querschnitte der Kupplung gezeichneten Bolzen O zwei nach einer Richtung wirkende Kräfte, in der Mitte der Laschen L₁ angreifend, sowie zwei gleiche Kräfte in je $\frac{1}{4}$ der Breite von L, entgegengesetzt gerichtet (statt gleichmäßig verteilter Belastung), vorhanden. Mit Rücksicht auf die genaue Herstellung kann angenommen werden,

daß die Bolzen in den Lenkern M und dem mittleren Hebel L wenigstens teilweise eingespannt sind, wofür die verhältnismäßig schwach ausgeführten Bolzen der verschiedenen Kupplungen, die den Kräften ohne merkbare Deformation stand gehalten haben, eine Bestätigung bilden. Die gefährlichen Querschnitte der Bolzen sind dann jene Stellen, wo zwei Hebel aneinander stoßen, wie z. B. L und L_1 . Im vorliegenden Falle wirkt in der einen Hälfte von L eine Kraft von 7000 kg und daher beträgt bei 10 mm Breite dieses Hebels das biegende Moment für den angeführten Querschnitt, ähnlich wie bei der Scheibenkupplung, $7000 \cdot 0,5 = 3500 \text{ kgcm}$. Bei einer Bolzenstärke von 3 cm und einem Widerstandsmomente von $0,1 \cdot 3^3 = 2,7 \text{ cm}^3$ entspricht dies einer Beanspruchung von $\sim 1300 \text{ kg/cm}^2$. Mehr als 1500 kg/cm^2 sollen mit Rücksicht auf die unsicheren Verhältnisse nicht zugelassen werden. Die vorstehend gemachten Annahmen sind je nach Umständen durch eine der betreffenden Kraftwirkung entsprechende zu ersetzen, welche der Herstellung, der Länge der Auflagerflächen in den Hebeln usw. am besten Rechnung trägt. Am vorteilhaftesten ist es, die Abmessungen an Hand von Festigkeitsversuchen zu bestimmen oder aus den bei einem längeren Probetrieb einer Kupplung sich ergebenden Deformationen der Teile Schlüsse auf deren Beanspruchung zu ziehen. Bei der Ermittlung der Federabmessungen ist bezüglich der Drahtstärke bei Kreisfedern, bzw. des Querschnittes bei rechteckigen Federn die größte Kraft, für die Zahl der Windungen die Federung zwischen eingerückter und ausgerückter Stellung, wie sie sich aus dem Entwurfe ergibt, maßgebend und hierbei zu berücksichtigen, daß die Feder in ausgerücktem Zustande der Kupplung noch nicht vollkommen entspannt ist. Im vorliegenden Falle ergibt sich eine Federkraft von 470 kg für die normale Stellung, sowie die erwähnte Federung von 9 mm zwischen ein- und ausgerückter Stellung. Die in letzterer vorhandene Zusammendrückung muß entsprechend gewählt werden. (Hier zu 1,5 mm.) Wird das Nachstellen des Deckels so bemessen, daß der Punkt O sich noch um $2\frac{1}{2}$ mm gegen seine erste Einrückstellung senkt, so entspricht dies einer weiteren Zusammendrückung der Feder von 9 mm, somit im ganzen 19,5 mm und daher einer Federkraft von 876 kg. Die beiden letzten Werte dienen dann in bekannter Weise zur Ermittlung der Abmessungen der Feder, deren mittlerer Halbmesser noch zu wählen ist (22).

Endlich wäre auch die Einrückkraft an der Muffe zu bestimmen, welche das Spannen der Feder bewirken und zugleich die in den Bolzen auftretende Reibung überwinden muß. Dabei ist erst von dem Zeitpunkte auszugehen, in welchem die beiden Scheiben bereits am Gehäuse anliegen. Man denke nun die Muffe noch ein gewisses Stück in das Gehäuse hineingeschoben und festgehalten. Durch den Hebelmechanismus ist für die Bewegung des Hebels N bedingt, daß sich der Punkt Q auf einem Kreisbogen mit O als Mittelpunkt, der Punkt R auf einer zur Achse parallelen Geraden bewegt. Dadurch ist es möglich, für die betreffende Lage das Momentanzentrum der Bewegung zu ermitteln und es muß die Muffenkraft in bezug auf diesen Punkt der jeweiligen Federkraft das Gleichgewicht halten, zu deren Bestimmung die sich aus der Hebelstellung ergebende Federdeformation dient. Daraus kann die Größe der Muffenkraft in jeder Stellung berechnet werden, der so ermittelte Wert ist jedoch ziemlich klein. Der Hauptteil der Einrückkraft rührt von der Reibung in den Bolzen R, Q und O her. Die in diesen jeweilig wirkenden Kräfte sind wie früher aus der Federkraft zu ermitteln. Um die der Reibung entsprechende Kraft an der Muffe zu bestimmen, ist für eine unendlich kleine Verschiebung des Punktes R die Summe der Reibungsarbeiten aller Zapfen ($\text{Kraft} \times \text{Zapfenhalbmesser} \times \text{Ausschlagswinkel} \times \mu$) durch den Weg des Punktes R in der Achsenrichtung zu dividieren und der so erhaltene Wert dem ersten hinzuzufügen (23). Diese Bestimmung müßte nun für eine Reihe von Stellungen geschehen, da die größte Ausrückkraft für die Ausrückvorrichtung in Betracht kommt. Man sieht von der Durchführung dieser Rechnung

fast immer ab und begnügt sich mit der Ermittlung der Ausrückkraft an der ausgeführten Kupplung.

Lohmann & Stolterfoht führen die in Fig. 2, Taf. X dargestellte Reibscheibenkupplung aus, welche ähnlich wie die Bennkupplung ein Gehäuse A mit einschraubbarem Deckel A₁ und die beiden Reibscheiben B B₁, die an dem Mitnehmer C mittels der Bolzen P geführt sind, aufweist. Unterschiedlich ist der Hebelmechanismus. Die Hebel N und N₁ liegen immer über der Verbindungslinie ihrer Drehpunkte O und O₁ und sind durch Bolzen M mit den Lenkern L verbunden, deren Zapfen K um die Drehpunkte I von im Mitnehmer gelagerten Doppelhebeln H schwingen. An die zweiten Zapfen G dieser Hebel schließen sich je zwei Verbindungs-laschen F zu den Zapfen E der Ausrückmuffe D an. Die Lenker L stehen in allen ihren Stellungen angenähert normal zur Wellenachse und verteilen daher den Druck immer gleichmäßig auf beide Reibscheiben. Zur Verhinderung der Selbstausrückung werden die Laschen F in der eingerückten Stellung ebenfalls etwas über die senkrechte Lage hinausgedrückt, die Begrenzung des Hubes beim Ausrücken geschieht durch Anstoßen der Reibscheiben an den Mitnehmer. Der Vorgang beim Einrücken ist ähnlich wie bei der Bennkupplung; doch findet das Auseinanderschieben der Reibscheiben gleichzeitig statt, außerdem wird der Anpreßdruck durch die Deformationen der einzelnen Teile in der eingerückten Stellung hervorgebracht und können so Federn, wie bei der Bennkupplung, entbehrt werden. Die Kupplung besitzt auch die auf S. 70 erwähnte Signalvorrichtung. Sie besteht aus einer an der Muffe befestigten Glocke S, deren Klöppel durch einen am Gehäuse angebrachten federnden Teil während der Relativbewegung von Gehäuse und Muffe (Ein- und Ausrücken) zum Anschlagen gebracht wird. Das Ertönen der Glocke gibt die Dauer der Einrückperiode an.

Bei dieser Kupplung wird das Verdrehen des Deckels zur Regelung der Kraftübertragung benutzt, so zwar, daß zuerst die Muffe an den Mitnehmer herangeschoben und dann der Deckel in das Gehäuse eingeschraubt wird, bis der nötige Anpreßdruck erzielt ist. Vor Gebrauchnahme der Kupplung muß man sich überzeugen, ob es nicht zu große Kraft erfordert, die Laschen F über die Strecklage hinauszubringen, da in diesem Falle das Gehäuse zu stark angepreßt worden ist. Für die Reibflächen gelangt auch ein Belag von Vulkanfiber auf den Reibscheiben zur Verwendung, um deren Abnutzung zu vermindern. Im Gegensatz zur Bennkupplung kommen die Fliehkräfte der Hebel, wenn diese in ausgerücktem Zustande mitlaufen, in dem Sinne zur Wirkung, daß sie die Scheiben noch zu nähern suchen, sodass ein selbsttätiges Einrücken auch bei hohen Umdrehungszahlen ausgeschlossen ist.

In der Figur ist noch unterhalb der Kupplung eine abweichende Ausführung des Gehäuses A dargestellt, die bei Verbindung der Kupplung mit einer Riemscheibe oder dgl. vorteilhaft in Verwendung tritt und die bei den Leerscheiben näher beschrieben ist. (S. S. 117.)

Die Berechnung der Abmessungen geschieht wie bei der Bennkupplung, diejenige der Mitnehmerbolzen ist an einem späteren Beispiele erläutert (s. S. 82). Von Interesse ist die Größe der Formänderungen der einzelnen Hebel, weil, wie hervorgehoben, diese mit der Wirkung der Kupplung im engen Zusammenhange stehen. Die dargestellte Kupplung überträgt bei 100 U/min. 10 PS, d. h. ein Drehmoment von 7200 kgcm, daher beträgt bei 16 cm mittlerem Reibflächenhalbmesser die Umfangs-

kraft 450 kg und mit $\mu = 0,1$ der Anpreßdruck pro Hebel $N \frac{450}{4 \cdot 0,1} = 1125 \sim 1200$ kg.

Der Punkt M liegt im eingerückten Zustande etwa 2 mm über der Verbindungslinie O O₁, dies ergibt wie bei der Bennkupplung die Übersetzung zwischen den Kräften

in den Hebeln N, bzw. N₁ und dem Lenker L bei 36 mm Länge der ersteren mit $\frac{36}{2 \cdot 2}$

= 9 : 1 und damit die Hebelkraft L mit ~ 135 kg. Die Übersetzung durch den Hebel H

beträgt $\sim \frac{28}{48}$, somit die Kraft in den Laschen $F \frac{28}{48} 135 = 80 \text{ kg}$. Aus diesen Kräften können nun durch Division mit den jeweiligen Querschnitten der Hebel die spezifischen Spannungen und die Deformationen der einzelnen Teile berechnet werden. So z. B. besitzt der Hebel N bei 2 cm Stärke und 3 cm Breite zwischen den Bolzen 6 cm^2 Querschnitt, entsprechend einer spezifischen Spannung von $\frac{1200}{6} = 200 \text{ kg/cm}^2$, einer spezifischen Verkürzung von $\frac{200}{2000000} = 0,0001$ und daher bei 18 mm Länge zwischen den Bolzen einer gesamten Verkürzung von 0,0018 mm. Ähnlich lassen sich auch die Verlängerung von L, sowie die Verkürzung von F bestimmen. Für die genaue Untersuchung müßte man mit den im eingerückten Zustande tatsächlich vorhandenen Längen, von den Punkten E und I ausgehend, die Lagen der Punkte G, K, M, O und O_1 bestimmen. Sodann wäre unter Beibehaltung der so ermittelten Punkte $O O_1$, von diesen ausgehend, die Lage der Punkte M, K, J und E unter Zugrundelegung der Längen im spannungslosen Zustande zu suchen. Man erhielte im ersten Falle die Deckelstellung für die betreffende Leistung und durch die zweite Ermittlung jenen Punkt, wo das eigentliche Einrücken beginnt. Von diesem ausgehend könnten nun die Einrückkraft, bezw. deren größter Wert bestimmt werden. Auch hier wird sowohl die Einstellung der Kupplung, als auch die Ermittlung der Muffenkraft im Wege des Versuches vorgenommen.

In die gleiche Gruppe wie die bisher besprochenen Kupplungen gehört noch die in Fig. 3, Taf. X dargestellte Haeberlinkupplung. Die Hauptteile (das Gehäuse A mit Deckel A_1 , die Reibscheiben B und der Mitnehmer C) sind ähnlich wie bei den früheren Kupplungen. Für den Übersetzungsmechanismus von der Muffe zu den Reibscheiben sind zwei Federkeile D vorhanden, die an der Muffe E mit Schrauben F befestigt sind und an ihrem freien Ende vorstehende Zapfen G tragen. Diese dienen als Drehpunkte für die Hebel H, welche an ihrem äußeren Ende durch ebene Flächen an den Reibscheiben abgestützt sind und in einer rechteckigen Bohrung drei gehärtete lose Stahlrollen R tragen, die den Druck auf die Reibscheiben erzeugen. Im ausgerückten Zustande nehmen die Hebelachsen die strichpunktiert gezeichnete Stellung ein. Dabei liegt die Verbindungslinie der Rollenachsen stark geneigt zur Welle und die Rollen üben nur durch ihr Gewicht einen, daher äußerst geringen Druck auf die Reibscheiben aus. Wird die Muffe nach links verschoben, so nähert sich die Verbindungslinie der Rollenachsen immer mehr der Parallelen zur Welle und es werden die Rollen von einer bestimmten Stelle angefangen zusammengepreßt. Der größte Druck wird dann ausgeübt, wenn die Verbindungslinie der Rollenachsen parallel zur Welle liegt. Über diese Stellung wird noch etwas hinausgegangen, bis die Muffe E an den Mitnehmer anschlägt, um so ein Selbstausrücken zu verhindern und den Schleifring zu entlasten. (Die Lage der Muffe in dem Längsschnitte der Kupplung entspricht nicht vollständig der eingerückten Stellung, welche Darstellung jedoch die Zeichnung etwas deutlicher gestaltet. Es stößt die Muffe oder deren Stellschrauben N an den Mitnehmer an. Dieser tritt, wie dem zweiten Längsschnitte zu entnehmen ist, gegen das Gehäuse, bzw. die Deckelwand zurück, so daß auch die vordere Kante der Muffe bereits innerhalb des Gehäuses liegt und sich daher scheinbar innerhalb der Reibscheiben befinden würde, da der Schnitt durch die Hebel seitlich von der Mitte geführt ist. Hierauf ist bei der Bestimmung der Länge der Federn D zu achten.) Da die Hebel H mit zylindrischen Flächen versehen sind, die sich während der Bewegung auf entsprechenden Vorsprüngen der Reibscheiben abrollen, tritt an diesen Stellen, sowie den Berührungsstellen der Rollen und der Reibscheiben, bzw. zwischen den Rollen selbst nur rollende Reibung auf, die gleitende Reibung ist auf die Zapfen G beschränkt und die gesamte Reibung sehr klein, so daß die Kupplung leicht ein- und

ausgerückt werden kann, worin im Verein mit dem einfachen Mechanismus der Hauptvorteil dieses Systems liegt. Die Regelung der Kraftübertragung geschieht mit Hilfe des Deckels. Durch die Stellschrauben N kann hierbei ein zu weites Überschreiten der Strecklage der Rollen, welches das Ein- und Ausrücken erschwert, verhindert werden; das gleiche gilt auch für die Nachstellung infolge von Abnutzungen.

Das Gehäuse wird auch bei gewöhnlichen Wellenkupplungen (in dem unteren Teile des Längsschnittes dargestellt), mit einer eigenen Nabe verschraubt, so daß man von der Wellenbohrung unabhängig ist und das gleiche Gehäuse auch zur Verbindung mit Riemscheiben usw. (siehe obere Hälfte des Längsschnittes und Taf. XXVI) verwenden kann. Die Reibscheiben sind an den Stellen, wo die Rollen angreifen, mit eingesetzten Stahlplatten versehen. Die erwähnten Wälzflächen der Hebel H liegen zu beiden Seiten des eigentlichen Rollenträgers. Bei kleineren Kupplungen (die vorliegende ist für 35 PS bei 100 U/min. bestimmt) sind nur zwei Rollengruppen vorhanden, die einander gegenüberliegen und somit ist auch nur auf jeder Seite ein doppelarmiger Hebel nötig, der die Welle umgreift, um zu den Zapfen G zu gelangen. Die Mitnehmer sind dann zylindrische Körper, in welche in der Mittelebene der Rollen rechteckige Zwischenstücke eingesetzt sind, die ähnlich wie die Mitnehmerkeile H der Bennkupplung zur Führung der Reibscheiben dienen.

Für die Berechnung des Rollenmechanismus sei vorausgeschickt, daß das Abrollen der Hebel H als ein Drehen um den jeweiligen Berührungspunkt zwischen der Wälzfläche des Hebels und der Bahn an der Reibscheibe aufgefaßt werden kann. Für die Rollenstärke kommt nur der Anpreßdruck in Betracht. Bei der vorliegenden Kupplung beträgt dieser pro Rollengruppe unter Zugrundelegung der obigen Leistung mit einem mittleren Scheibenhalmesser von 16 cm und $\mu = 0,1$,

$$\frac{72000 \cdot 35}{100 \cdot 16 \cdot 4 \cdot 0,1} \sim 4000 \text{ kg.}$$

Rechnet man mit der für Rollen üblichen Formel $P = c \cdot l \cdot d$ (l Länge, d Durchmesser der Rollen und c eine Konstante), so ergibt sich $c = \frac{4000}{3 \cdot 2,5 \cdot 2,6} \sim 200$.

Gegenüber dem Bachschen Werte $c = 60$ erscheint der gefundene wohl ziemlich hoch, doch haben sich die Rollen auch unter viel größeren Belastungen, ähnlich wie Kugeln gut bewährt. Die Ermittlung der Einrückkraft steht im Zusammenhange mit der Deformation der Rollen. Ist das Gesetz derselben bekannt (24), so ist die nötige Deformation in der eingerückten Stellung und von dieser ausgehend, die Lage zu bestimmen, in welcher die Rollen ohne Druck an den Scheiben anliegen. Daraus sind für eine bestimmte Stellung des Hebels während des Einrückens die Deformationen der Rollen und die auf den Hebel ausgeübten Kräfte, bzw. das Drehmoment zu ermitteln, welches dadurch entsteht, daß die Verbindungslinie der Rollennachsen nicht parallel zur Welle liegt, somit die Reaktionen von den Reibscheiben nicht in eine Gerade fallen. Es muß nun an der Muffe, bzw. den Zapfen G eine Kraft ausgeübt werden, die diesem Drehmomente in Bezug auf den jeweiligen Drehpunkt des Hebels, d. i. dem Berührungspunkte auf der Wälzbahn, das Gleichgewicht hält. Damit ist in jeder Stellung die Muffenkraft bestimmbar, zu welcher noch der Anteil von der Reibung herrührend hinzutritt.

Eine den obigen ähnliche Kupplung wird von der Maschinenfabrik Tacke ausgeführt, die statt der ebenen Reibflächen solche mit ringsum laufenden konzentrischen Rillen von dreieckigem Querschnitte besitzt, wodurch ein Zentrieren der beiden Wellenachsen und zugleich eine Verminderung des auf die Reibscheiben auszuübenden Anpreßdruckes bewirkt wird. Zur Erzeugung des letzteren sind Federn von U-förmiger Gestalt (vgl. S. 81) vorhanden, welche durch eine Hebelübersetzung von der Muffe aus gespannt werden.

Die Prager Maschinenbau-A.-G. in Prag baut eine Reibscheibenkupplung (Fig. 1, Taf. XI), deren Anordnung von den bisher besprochenen abweicht. Auf der treibenden Seite sind die beiden Reibflächen in der Doppelreibscheibe Z vereinigt, die auf zwei Zähnen des Mitnehmers D verschiebbar gelagert ist. Diese Beweglichkeit ist erforderlich, damit beim Anpressen der zu treibenden Reibscheibe C an Z auch Z an B, die mit der getriebenen Welle verkeilte Scheibe, angepreßt werden kann, ohne eine achsiale Kraft auf die Wellen auszuüben. B und C sind durch klauenartige Vorsprünge gegeneinander unverdrehbar, jedoch achsial verschiebbar verbunden. Der Anpressungsmechanismus besteht aus den Hebeln R mit den Drehpunkten O in der Reibscheibe B, die sich mit Stahlrollen L an den Stützring F anlegen. Bei der Verdrehung der Hebel beim Einrücken wird F nach links gedrängt und diese Bewegung durch den Ring G und das Gehäuse A auf die Reibscheibe C übertragen, die sich gemeinsam mit Z der Scheibe B nähert und dabei die Anpressung bewirkt. Hierzu wird die Muffe H nach rechts verschoben, wobei die Endpunkte P der durch Bolzen Q mit H verbundenen Hebel S nach außen gedrängt werden und die Verdrehung der Hebel R um deren Drehbolzen O bewirken. Auch hier wird etwas über die Streckstellung der Hebel S, die dem größten Anpreßdrucke entspricht, hinausgegangen. Um von den Formänderungen der Metallteile unabhängig zu sein, ist noch zwischen das Gehäuse A und die Reibscheibe C ein Ring X aus elastischem Materiale eingefügt. Federn U dienen dazu, im ausgerückten Zustande die Scheibe C außer Berührung mit Z zu bringen.

Der Ring G besteht aus zwei durch Laschen und Schrauben verbundenen Teilen, die ausgehoben werden können, so daß, nachdem das Gehäuse A nach Entfernen des Deckels nach rechts geschoben ist, die Reibflächen zugänglich sind. Zu gleicher Zeit können die Rollen durch Verschieben des Stützringes F freigelegt werden, um deren richtige Einstellung zu ermöglichen. Die Rollenbolzen K sind an ihrem mittleren Teile exzentrisch und können nach Lösen der Muttern und Abnehmen der Kurbeln J verdreht werden, welche letztere mittels kleiner, in Bohrungen der Hebel R eingesteckter Stifte festgestellt werden. Wie ersichtlich, sind drei derartige Bohrungen auf der einen Seite von R vorhanden. Durch Umstecken der Kurbeln auf die andere Seite, welche drei weitere Bohrungen besitzt, kann noch eine genauere Einstellung erfolgen, da die beiden Vierkante am Ende der Bolzen K gegeneinander versetzt sind. Das Einstellen der Rollen muß so geschehen, daß das Hinausdrücken über die Streckstellung von S leicht möglich ist. Reicht die angeführte Verstellung nicht mehr aus, so muß die Stärke des Ringes X, etwa durch Zwischenlegen eines solchen aus Pappe zwischen X und A, vergrößert werden. Die Schmiernuten in Z halten auch eingedrungene Fremdkörper (Sand, Späne usw.) zurück und schließen so eine Gefährdung der Reibflächen aus. Die Zahl der Hebelsysteme wird bei kleineren Kupplungen nur mit 4 gewählt. Bei größeren Kräften werden auch hier die Reibflächen wie bei der Bennkupplung vermehrt, dadurch, daß auf dem Mitnehmer D mehrere Scheiben Z angeordnet sind, zwischen denen wieder Scheiben C, die mit B, bzw. untereinander durch Klauen verbunden sind, liegen. Man erhält so eine Lamellenkupplung, die ohne wesentliche Vergrößerung des Anpreßdruckes die Übertragung sehr großer Leistungen gestattet.

Die Verbindung der vorliegenden Kupplung mit Riemscheiben unterscheidet sich von der üblichen dadurch, daß nur der Mitnehmer D auf der Welle festgekeilt ist. Die Scheibe C erhält einen aus dem Gehäuse vorspringenden Flansch und wird mit der Riemscheibe durch Schrauben und Zentrierstifte verbunden. Die Teile H, B und die Nabe der Riemscheibe laufen lose auf der Welle und zwar verwendet die ausführende Firma die in Fig. 45 dargestellte Ringschmiernabe (s. S. 117). Bei immer laufender Welle stehen sämtliche Teile mit Ausnahme von D still, es wird daher der Verschleiß der Kupplung soweit als möglich beschränkt. Läuft die Riemscheibe immerwährend, so wird sie mit dem Mitnehmer B verbunden.

$a \cdot \frac{1}{\rho} = \frac{P a^2 l}{E J} \left[J = \frac{1}{12} b h^3 \right]$, somit die gesamte Durchbiegung der Feder in der Kraft-
richtung (Annäherung von K und L) $p = 2 \cdot \frac{P a^2}{E J} \cdot \left[\frac{a}{3} + 1 \right]$. Diese Gleichung dient
zusammen mit der vorher aufgestellten für das größte Biegemoment bei
bekannter Kraft P zur Bestimmung des Federquerschnittes, sowie der Federung.

Die dargestellte Kupplung überträgt ein Drehmoment von rund 50 000 kgcm.
Bei einer Neigung der Kegelflächen mit $\operatorname{tg} \alpha = 0,25$ beträgt der gesamte Anpreßdruck
mit 28 cm mittlerem Halbmesser der Reibungsflächen nach Gleichung 11

$$Q = \frac{50000}{28} \cdot 3,5 = 6300 \text{ kg.}$$

(Dabei ist der Einfachheit halber in Gleichung 11 $\operatorname{tg} \alpha = \sin \alpha$ und $\cos \alpha = 1$ gesetzt
und $\mu = 0,1$ gewählt.) Es entfällt auf jede Fläche 3150 kg und auf eine Feder 1050 kg.

Die oben abgeleiteten Gleichungen lauten dann

$$M_b = 1050 \cdot 7 = \frac{1}{6} \cdot 7 \cdot 1,5^2 \cdot k_b \text{ bzw. } p = \frac{2 \cdot 1050 \cdot 7^2}{2000000} \cdot \frac{1}{\frac{1}{12} \cdot 7 \cdot 1,5^3} \cdot \left[\frac{7}{3} + 8,6 \right]$$

k_b ist somit bei normaler Kraftübertragung etwa 3000 kg/cm², die Durchbiegung p
etwas mehr als 2,5 mm. Die Beanspruchung der Feder kann bei gutem Stahl bis auf
4500 — 5000 kg/cm² gesteigert werden, wenn die größte Kraftübertragung in Rech-
nung gezogen wird. Bezüglich der Federbolzen sei auf das bei der Bennkupplung Gesagte
hingewiesen und wird man in erster Linie deren Querschnitte an jenen Stellen, wo sich
zwei bewegliche Teile berühren, nachrechnen. Sieht man von einer Einspannung
ab, so kann zumindest eine Vermehrung des Querschnittes bei den Bolzen K und M
in jenen Teilen, die innerhalb der Federn F liegen, angenommen werden, womit die
hier anscheinend geringen Bolzenstärken gerechtfertigt sind. Schließlich seien noch
die Mitnehmerbolzen E nachgerechnet. Auf jeden derselben entfällt ca. 800 kg Umfangs-
kraft. Denkt man nun 400 kg in der Mitte des Reibscheibenauges angreifend, so be-
trägt das Biegemoment für den Querschnitt, wo der Bolzen in den Mitnehmer ein-
tritt, $400 (3,5 + 1) = 1800 \text{ kgcm}$ und daher bei $0,1 \cdot 4^3 = 6,4 \text{ cm}^3$ Widerstands-
moment die Beanspruchung $\sim 280 \text{ kg/cm}^2$. Nimmt man hingegen den Bolzen in
beiden Reibscheiben frei aufliegend und nur in der Mitte des Mitnehmers durch 800 kg
belastet an, so beträgt das Biegemoment $\frac{800}{4} \cdot (7 + 2 + 6,5) = 3100 \text{ kgcm}$
und somit die Beanspruchung 485 kg/cm^2 . Diese ziemlich niedrigen Werte sind be-
rechtigt, da leicht eine ungleichmäßige Verteilung der Umfangskraft auf die einzelnen
Mitnehmerbolzen eintreten kann.

Die letzte Gruppe bilden die Zylinderreibungskupplungen. Während bei
den Scheiben- und Kegelnkupplungen jede Reibfläche einen vollen Kreisring, bzw.
Kegelstumpf bildet, können hierzu bei diesen Kupplungen nur Teile der Zylinder-
oberfläche herangezogen werden. Man begnügt sich entweder mit einzelnen Backen,
kann aber bei richtiger Anordnung des Anpressungsmechanismus fast die ganze
Zylinderoberfläche ausnutzen. Es ist klar, daß bei einzelnen Backen leicht der Übel-
stand auftritt, daß eine derselben stärker an den Zylinder gepreßt wird als die übrigen,
so daß die erstere fast die ganze Leistung übertragen muß und sich rascher abnutzt
als die anderen. Der dabei entstehende einseitige Druck beansprucht überdies in
nicht unbeträchtlichem Maße die Welle auf Biegung. Einen weiteren Übelstand bildet
das Ecken der Backen, das durch Verklemmen derselben das Ein- und Ausrücken
erschwert. Auch die bei größeren Kräften immer, bei kleineren häufig ausgeführten
geriffelten Reibungsflächen bilden einen Nachteil dieser Kupplungsgruppe. Als Vor-
zug gegenüber den bisher besprochenen ist eigentlich nur derjenige etwas leichter
Zugänglichkeit und bei einzelnen Konstruktionen auch größerer Einfachheit vorhanden.

In Fig. 2, Taf. XI ist eine Zylinderreibungskupplung mit einzelnen Backen, die auch in ähnlicher Ausführung von G. Polysius u. a. gebaut wird, dargestellt. Ihre Hauptbestandteile sind das meist auf der treibenden Welle angeordnete Gehäuse A und der Mitnehmer B (Kreuz), der auch zugleich die Führung für die Backen C bildet. Zur Anpressung der letzteren dient eine zylindrische Ringfeder aus Stahl, die durch die Druckstangen G zusammengepreßt wird.

Das Einrücken geschieht wie folgt: Bei ganz nach rechts gezogener Muffe D liegen die Zapfen F an den unteren Enden der Langlöcher der Druckstangen G an, welche die mit der Muffe verschiebbare Ringfeder berühren. Die Backen sind von den Reibungsflächen abgezogen. Beim Verschieben der Muffe nach links werden die Backen nach außen gedrängt. Liegen sie am Gehäuse an, so drehen sich die Druckstangen um die Zapfen E und drücken dabei die Feder immer mehr zusammen. Durch das Anschlagen der Muffe D an das Kreuz ist bei Überschreitung der Strecklage der Druckstangen das Einrücken beendet. Während des letzten Teiles dieses Vorganges verschieben sich die Druckstangen auch längs der Zapfen F, zu welchem Zwecke die Langlöcher vorgesehen sind.

Die verschiedenen Zylinderreibungskupplungen mit einzelnen Backen unterscheiden sich von der beschriebenen im wesentlichen nur durch die Übersetzungsmechanismen, das Nachstehende gilt daher auch für die übrigen Ausführungen. Die Größe der Backen in der Richtung des Umfanges des Zylinders ist beschränkt, da man sonst an den äußersten Stellen nicht mehr auf die volle Druckwirkung rechnen kann. Bei größeren Kupplungen sind daher 6 (8) Backen anzuordnen. Die Verwendung von geriffelten Reibungsflächen (höchstens 5—6 Rillen), wie dargestellt, bietet bei größeren Umfangskräften den Vorteil, daß der Anpressungsdruck auf die Backen sich stark vermindert, jedoch ist nie mit Sicherheit darauf zu rechnen, daß sämtliche Flächen gleichmäßig zur Wirkung kommen. Auch dadurch tritt eine Vergrößerung der Pressung und starker Verschleiß auf. Außerdem ist jede Achsialverschiebung des Gehäuses gegen die Reibungsbacken unmöglich. Daher ist, falls nicht sehr günstige Betriebsverhältnisse vorliegen, von der Verwendung geriffelter Flächen abzusehen. Die Führung der Backen geschieht meist in rechteckigen Ausnehmungen des Mitnehmers, welche die ersteren auf drei Seiten umschließen. Ein Ausweichen der Backen nach der offenen Seite des genannten Teiles wird durch vorge-schraubte Platten (s. Schnitt X Y) verhindert. Durch den exzentrischen Angriff der Umfangskraft an dem einen Backenende ist ein Bestreben zum Ecken der Backen vorhanden, daher soll der Führungsteil so breit wie die Reibungsflächen gehalten werden. Endlich tritt auch die Fliehkraft der Backen störend hervor, falls diese in ausgerecktem Zustande mitlaufen. Zu ihrem Ausgleiche werden Gegengewichte, vereinzelt auch Federn benutzt.

Von den Einzelheiten der dargestellten Kupplung ist zu bemerken, daß die Form des Gehäuses A durch die Anordnung der Gegengewichte bedingt ist. Bei Wegfall derselben rückt die Wand ganz an den Mitnehmer B heran. Dieser wird auch mit bogenförmiggekrümmten Wänden ausgeführt, oder es werden in den Teilen zwischen den Backen noch Rippen längs seines Umfanges parallel zur Welle zur Versteifung angeordnet. Die Muffe D besitzt an ihrem inneren Ende vier Ansätze, auf welche eine Platte geschraubt wird, um die Ringfeder mit ihr in Verbindung zu halten. (Die Ansätze und die Augen für die Zapfen F siehe im Kreuzrisse der Zeichnung.) Die Druckstangen G bestehen aus 2 Teilen, ihre Länge kann zwecks Nachstellung und Regelung des Anpressdruckes geändert werden. Die Gegengewichte R sind mittels doppelarmiger Hebel, deren Drehpunkte im Mitnehmer liegen, mit den Backen verbunden. Die Hülse O, welche mit der Muffe verschoben wird, und das Blech P (beide zweiteilig) sichern das Kupplungsinere gegen Eindringen von Fremdkörpern. Als Vorteil der Kupplung gegenüber den meisten übrigen Zylinderreibungskupplungen

mit einzelnen Backen ist die durch die gemeinsame Ringfeder erzielte gleichmäßige Verteilung des Druckes auf alle Backen zu bezeichnen (25).

Der einfache Übersetzungsmechanismus gestattet eine genauere rechnerische Behandlung der Kupplung. Die dargestellte Größe überträgt bei 100 U/min. 4 PS ($M_d \sim 3000$ kgcm). Bei einem mittleren Halbmesser der Reibungsflächen von 25 cm ist pro Backe eine Umfangskraft von $\frac{3000}{4 \cdot 25} = 30$ kg vorhanden und es wäre bei glatten

Reibungsflächen mit $\mu = 0,1$ ein Anpressungsdruck von 300 kg nötig. Mit $\operatorname{tg} \alpha = \frac{2}{11}$ für die Riffelflächen (aus der Zeichnung) verkleinert sich der Anpreßdruck nach Gleichung 11 im Verhältnisse von $\frac{1}{\mu} : \frac{1}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha} = 10 : 28$ und beträgt pro Backe

nur $\frac{300 \cdot 10}{28} = 110$ kg. Dieser Druck wird durch die Durchbiegung der Ringfeder

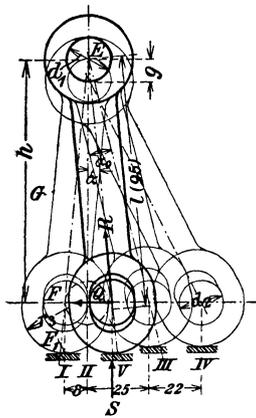


Fig. 36

(zu Fig. 2, Taf. XI). $\frac{1}{3}$.

hervorgebracht. Ihre Berechnung ist jedoch ziemlich umständlich, weshalb davon abgesehen wurde (26). Durch die Einstellung der Druckstangen ist man aber in der Lage, die Kraftäußerung der Feder zu regeln, so daß, falls diese genügend stark gewählt ist (auf Festigkeitsmaschinen erprobt), eine Berechnung erübrigen kann. Da zwischen Federkraft und Durchbiegung Proportionalität herrscht, ist es möglich, falls für eine Stellung beide Größen bekannt sind, für jede weitere die Federung und daraus die zugehörige Kraft zu bestimmen. Die Durchbiegung der Feder beträgt bei der vorliegenden Kupplung in der eingerückten Stellung an jeder Druckstange etwa 3 mm, einer Kraft von 110 kg entsprechend. Für die folgenden Erörterungen zeigt Fig. 36 schematisch eine Druckstange. In der eingerückten Stellung (I) liegt der Punkt F_1 , an dem die Stange die Feder berührt, etwa 8 mm über die Strecklage (II) hinaus. In dieser ist der Mittelpunkt des Halbkreises, welcher die untere Begrenzung der Stange G bildet, und auch deren tiefster Punkt um 0,35 mm näher der Achse, so daß die

Zusammendrückung der Feder 3,35 mm beträgt und einer Spannung von $\frac{3,35}{3} \cdot 110$

= 123 kg entspricht. Spannung und Federung erhalten den Wert 0, wenn sich der vorerwähnte Mittelpunkt wieder um 3,35 mm von der Welle entfernt hat, entsprechend einem weiteren Wege von 25 mm (III). Dabei liegen die Zapfen F an den unteren Seiten der Langlöcher der Stangen G an. Bei Fortsetzung der Bewegung werden die Backen von dem Gehäuse abgezogen. Bei einem Gesamthube von 55 mm, wie im Beispiele, ist hierfür noch ein Weg von 22 mm parallel zur Wellenachse verfügbar. Dabei senkt sich E um 9 mm und es entfernen sich die Backen um $\frac{2}{11} \cdot 9 \sim 1,5$ mm von den Reibungsflächen des Gehäuses (IV).

Da sich die zum Einrücken nötige Muffenkraft im Verlaufe dieses Vorganges stetig, sowohl zu- als auch abnehmend ändert, ist zuerst das Gleichgewicht für eine beliebige Stellung der Muffe, bzw. des Bolzens F zu ermitteln. In dieser (V) ist mit den eingetragenen Bezeichnungen eine Durchbiegung der Feder $\Delta = l (\cos \alpha - \cos \alpha_0)$ vor-

handen, die bei einer größten Federkraft S_{\max} einer Federspannung $S = \frac{\Delta}{\Delta_{\max}} \cdot S_{\max}$ entspricht. An dem Bolzen F muß eine parallel zur

Welle gerichtete Kraft Q angreifen, welche dieser Federspannung in Bezug auf den Drehpunkt E der Druckstange Gleichgewicht hält. Die Richtungslinien beider Kräfte treffen sich wohl nicht genau auf der Achse der Druckstange, doch kann diese Annäherung zur Vereinfachung der weiteren Rechnung zugelassen werden. Es besteht dann zwischen Q und S die Beziehung $Q = S \operatorname{tg} \alpha = S_{\max} \cdot \frac{\cos \alpha - \cos \alpha_0}{1 - \cos \alpha_0} \operatorname{tg} \alpha$. Der Größtwert von Q tritt ein, falls $\frac{dQ}{d\alpha} = 0$, also bei $\cos \alpha - \frac{\cos \alpha_0}{\cos^2 \alpha} = 0$ d. h. bei $\cos \alpha = \sqrt[3]{\cos \alpha_0}$. Aus dem bekannten Werte von α_0 ist nach der letzten Gleichung α und sodann aus der vorhergehenden Q_{\max} zu bestimmen. Von dieser Stelle an nimmt die Muffenkraft wieder ab und erreicht bei der Stellung II den Wert 0. Im weiteren Verlaufe ist eine äußere Kraft nicht mehr nötig, da die Feder das Bestreben hat, die Muffe nach links zu schieben.

Als Reibung kommt jene von E in seinem Lager, von F bei der Bewegung längs der ebenen Fläche des Langloches und diejenige zwischen Feder und Druckstange in Betracht. Die Drücke sind bei E die Resultierende R von Q und S , bei F die normal zur Berührungsfläche gerichtete Komponente von Q und zwischen Feder und Druckstange die Federspannung S selbst. Denkt man die Druckstange unter der Wirkung der Kraft Q um einen Winkel $d\alpha$ gedreht, so ist die Reibungsarbeit am Zapfen E (für alle drei Punkte μ als gleich angenommen) $\mu \cdot R \frac{d_1}{2} d\alpha$. Bei der zu $d\alpha$ gehörigen

Verschiebung der Muffe, bzw. Feder um $d \frac{h}{\operatorname{tg} \alpha}$ verschiebt sich der tiefste Punkt der

Druckstange um $d (l \sin \alpha)$. Außerdem findet aber eine Drehung der Stange gegen die Feder um $r_3 d\alpha$ statt. Somit beträgt die Relativverschiebung zwischen Feder

und Druckstange $d (l \sin \alpha) + r_3 d\alpha - d \frac{h}{\operatorname{tg} \alpha}$ und es ergibt sich der dazugehörige

Wert der Reibungsarbeit durch Multiplikation mit μS . Für den Bolzen F kommt die Kraft $Q \cos \alpha$ in Betracht. Der Weg setzt sich auch hier aus zwei

Teilen, einer Verschiebung in der Druckstange G um $d \left(1 - \frac{h}{\cos \alpha}\right)$ und einer

Drehung um $d\alpha$, entsprechend $\frac{d_2}{2} d\alpha$, zusammen. Die gesamte Reibungsarbeit

muß von einer Kraft ΔQ an der Muffe aufgebracht werden, welche gleichfalls den Weg $d \left(\frac{h}{\operatorname{tg} \alpha}\right)$ zurücklegt und somit eine Arbeit $\Delta Q \cdot d \left(\frac{h}{\operatorname{tg} \alpha}\right)$

leistet. Durch Gleichsetzung dieser letzteren mit den berechneten drei Reibungsarbeiten kann ΔQ bestimmt werden, um welchen Wert die früher berechnete Kraft Q zu vergrößern ist. μ ist der Sicherheit halber mit 0,1 zu wählen. Für die vorliegende Kupplung kann der Wert von α_0 aus den Abmessungen in Fig. 36 ermittelt werden, dann ist nur mehr ein Einsetzen in obige Gleichungen, sowie die Ausführung der angedeuteten Rechnung nötig. Das erhaltene Resultat ergibt erst den vierten Teil der Ausrückkraft. Die Richtung der Resultierenden am Zapfen E läßt noch erkennen, daß während des Einrückens ein geringer Druck in der Achsenrichtung auf den Mitnehmer vorhanden ist. Die übrigen Berechnungen (Bolzen usw.) sind wie bei den früheren Kupplungen durchzuführen. Die Masse der Gegengewichte, welche die gleiche Fliehkraft besitzen müssen wie die Backen, läßt sich aus den letzteren mit Hilfe der Übersetzung des Doppelhebels leicht bestimmen.

In die gleiche Gruppe gehört auch die von der B. A. M. A. G. ausgeführte Dohmen-Leblanc-Kupplung, bei welcher die Verbindung zwischen den Bolzen E und F (nach der Bezeichnung der besprochenen Kupplung) durch Federn von S -, auch

U-förmiger Gestalt hergestellt wird. Ein näheres Eingehen kann mit Rücksicht auf die vielen Beschreibungen in der Literatur unterbleiben (27).

Eine sehr einfache Zylinderreibungskupplung mit einzelnen Backen ist die in Fig. 3, Taf. XI dargestellte Phönix-Kupplung. Auch hier wird das Gehäuse A auf der treibenden Welle aufgekeilt, die übrigen Teile sind auf der getriebenen Welle angeordnet. Die Führung der Gleitbacken D an dem Mitnehmer B geschieht durch Flacheisenschienen, die im Falle der Notwendigkeit von Gegengewichten (N) für die Backen über den Mitnehmer hinaus verlängert sind. Die Verbindung der an letzterem durch eine Schraube L geführten Muffe C mit den Gleitbacken wird durch nachstellbare Druckstangen E vermittelt. Die Erzeugung des Anpreßdruckes geschieht nur durch die Deformationen der beweglichen Teile E, F und G in eingerücktem Zustande. Die Einstellung erfolgt nach geringem Überschreiten der Strecklage von E durch Auseinanderschrauben der beiden, mit entgegengesetzt gerichtetem Gewinde versehenen Teile. Um dabei immer wieder die gleiche, versuchsweise ermittelte Stellung zu erreichen, sind an der Muffe C zwei einstellbare Bolzen M vorgesehen, die in eingerücktem Zustande an den Mitnehmer anstoßen. Während des Ein- und Ausrückens drehen sich die Backen D um die Zapfen K im Mitnehmer. Da nun die Bewegung der Muffe und der Stangen E in einer zur Drehungsebene der Backen senkrecht stehenden Ebene vor sich geht, ist außer der Einschaltung der Bolzen H in den Backen, um die Verdrehung gegen die Laschen zu ermöglichen, noch ein Spielraum zwischen den Angüssen in C und D, die als Lager für die Bolzen F und G dienen und den Enden der beiden Hälften von E nötig (bei der vorliegenden Kupplung 1 mm). Der Hub der Kupplung kann durch diese Anordnung sehr klein gehalten werden, da ein Abrücken der Reibflächen vom Gehäuse um 2—3 mm ausreicht und der eigentliche Einrückweg für die Deformationen der angeführten Teile nur sehr gering ist.

Die Einfachheit der Kupplung und das Fehlen empfindlicher, nachgiebiger Teile machen sie besonders für Betriebe geeignet, wo nicht auf sorgfältige Wartung und genaue Montierung gerechnet werden kann. Die Berechnung hat wie bisher zu geschehen, die dargestellte Größe ist für eine Kraftübertragung von 15 PS bei 100 U/min. bestimmt.

Als Beispiel einer Kupplung, bei welcher fast der ganze Umfang des Zylinders ausgenutzt wird, ist in Fig. 4, Taf. XI eine Hohlzylinderreibungskupplung dargestellt. Die zwei Reibungsbacken G liegen innerhalb des Mitnehmers B und werden an kurzen, an diesen angelenkten Querstücken J radial geführt. Die Backen werden an das Gehäuse mittels zweier federnder Keile K von der Muffe C aus unter Vermittlung der Hebel D angepreßt. Beim Einrücken findet zuerst das Auseinanderschieben der auf den inneren Durchmesser des Gehäuses abgedrehten Backen statt. Erst dann werden die Keile durchgebogen und üben so die Anpreßwirkung aus. Die Führung der Keile K in den schrägen Flächen der Backen geschieht mittels kleiner Gleitklötze N von T-förmigem Querschnitte. Die Reibungsbacken besitzen rechteckiges, an der Innenseite etwas gewölbtes Profil. Besonders ist auf die Übergangsstellen bei den Teilen J zu achten, weil daselbst die ganze Umfangskraft auf die Querstücke zu übertragen ist. Die Sicherung gegen unbeabsichtigtes Ausrücken geschieht auch hier durch Überschreiten der Strecklage der Hebel D. Zur Nachstellung und Regelung der Kraftübertragung sind die inneren Drehbolzen dieser Hebel nicht direkt in der Muffe, sondern in kleinen Exzentern M gelagert, durch deren Verdrehung die Entfernung der Bolzenachsen von der Welle verändert werden kann. Die Ausgleichung der Fliehkräfte der Backen erfolgt durch Gegengewichte H (mit Blei ausgegossen), welche um Bolzen L am Mitnehmer drehbar sind. Bei größeren Umdrehungszahlen könnte aber auch die Fliehkraft der Hebel und Keile ein teilweises Einrücken zur Folge haben. Es werden dann zwischen die Keile und den Mitnehmer kleine Spiralfedern eingeschaltet, die ähnlich wie z. B. in Fig. 4, Taf. IX in Haken

eingehängt werden, von denen der eine in das innere Ende des Keiles, der zweite in die Bohrung P des Mitnehmers eingeschraubt ist.

Von der Berechnung der Kupplung (die dargestellte überträgt 4 PS bei 100 U/min.) kämen als neue Teile nur die Keile in Betracht, bei denen jedoch immer auf Festigkeitsmaschinen der Zusammenhang zwischen Durchbiegung und Belastung und der Größtwert der letzteren festgestellt wird. Ist das Formänderungsgesetz bekannt, so kann eine Ermittlung der Einrückkraft in gleicher Weise, wie vorher besprochen, durchgeführt werden.

Die fast vollständige Ausnutzung des Zylinderumfangs geschieht auch bei der in der Literatur vielfach behandelten, von Lohmann und Stolterfoht gebauten Reibungskupplung mit äußerem Bremszaume (28). Hierher gehören noch die verschiedenen, nur für Vorgelege benutzten Prentice-Kupplungen, bei denen ein geschlitzter federnder Gußeisenring durch einen Spreizkeil an die Innenwand des Gehäuses angedrückt wird (29).

Die Verwendung von Holz als Material für die Reibungsflächen (Holzbackenreibungskupplungen) bietet gegenüber Gußeisen eine Reihe von Vorteilen, wie größere Nachgiebigkeit der Backen und daher sanftes Einrücken, kein Zerstoren der metallischen Oberflächen, sowie leichte Auswechselbarkeit der Holzbacken und geringeren Anpreßdruck infolge des größeren Reibungskoeffizienten. Dagegen bedingt der geringere zulässige Flächendruck eine Vergrößerung der Reibflächen, womit meist auch eine Vergrößerung des Kupplungsdurchmessers verbunden ist. (Vereinzelt wird auf die größere Reibung verzichtet und ein Schutz des Holzes durch Kupferbleche wegen geringerer Abnutzung vorgesehen.)

Am meisten sind Zylinderreibungskupplungen mit inneren und äußeren Backen in Gebrauch, die auf beide Seiten eines Reibungsringes wirken. Die Backen sind in einem zweiten Teile (Kreuz) radial verschiebbar und werden gleichmäßig an den angeführten Ring angepreßt. Als Vorzug besonders dieser Kupplungen muß der Umstand bezeichnet werden, daß alle sehr leicht zugänglich und nachstellbar sind.

Die bekannteste Konstruktion ist die vom Eisenwerke Wülfel ausgeführte Hillkupplung (30). Die nachstehend besprochenen Kupplungen unterscheiden sich von dieser nur durch verschiedenartige Hebel- (Übersetzungs-) Mechanismen und die Art der Nachstellung.

In Fig. 1, Taf. XII ist die von Zacharias & Steinert in Magdeburg gebaute Hermannkupplung dargestellt. Ihre Hauptbestandteile sind der Reibungsring A (auf der treibenden Welle), das Kreuz B und die mit Holzklötzen versehenen Reibungsbacken C und D, bei der dargestellten Ausführung drei Paare, welche im Kreuze radial geführt werden und derart verbunden sind, daß sie sich gegenseitig beeinflussen, wodurch sie gleichmäßig von beiden Seiten an den Ring gedrückt werden. Diese Einrichtung ist bei allen hierher gehörigen Kupplungen vorhanden. Bei der Hermannkupplung geschieht die Verbindung durch die Zugstangen K und L, welche mittels der Bunde an ihrem oberen Ende die Backe C festhalten, durch die Backe D hindurchtreten und an ihrem unteren Ende in das Hebelscharnier J eingeschraubt sind. Der Hebel G, dessen Drehpunkt in der Backe D gelagert ist, ist mit dem Scharniere J durch einen kürzeren Hebel H verbunden. Die Ausrückmuffe E greift vermittels des Hebels F am unteren Ende von G an. In ausgerückter Stellung sind die Backen von dem Ringe gleich weit entfernt (bei der vorliegenden Kupplung normal um 5 mm), dabei schlägt die obere Backe an die Stellschraube M an. Die Muffe E befindet sich in der äußersten Stellung am linken Ende des Kreuze. Wird sie nach rechts verschoben, so legt sich zuerst die Backe D und dann die Backe C an den Ring an, da die letztere am Umfange durch die Schrauben M und die Spiralfedern zwischen den Backen nach außen abgestützt ist. Die Weiterbewegung der Muffe hat ein Anpressen beider Backen zur Folge. Dabei gelangen die Hebel G und H

in ihre Strecklage und werden, wie üblich, über dieselbe etwas hinausgedrückt, bis der Muffenweg durch die in einer Nut von B geführte Schraube oder das Anschlagen der Muffe an das Kreuz begrenzt ist. Das gleichmäßige Anpressen der äußeren und inneren Backen muß durch entsprechendes Einstellen der Kupplung hervorgebracht werden. Vor Gebrauchnahme ist zu versuchen, ob das Überschreiten der Strecklage ohne Schwierigkeiten möglich ist. Durch Verstellen der Schrauben M wird die Entfernung der Backen in ausgerücktem Zustande vom Ringe geregelt.

Von der Durchbildung der Einzelteile sei nur auf die geteilte Ausführung verwiesen, die in der Zeichnung sowohl für den Ring als auch das Kreuz ersichtlich ist. Zur Befestigung der Holzklötze, die zum Schutze gegen Feuchtigkeit häufig imprägniert werden, an den Backen dienen kleine Holzschrauben oder auch Niete (Fig. 2, Taf. XII). Die Führung der Backen im Gehäuse geschieht wie bei den Zylinderreibungskupplungen der früheren Gruppe. Bei der Verwendung der Kupplung bei hohen Umdrehungszahlen sind keine besonderen Vorkehrungen zu treffen, da die Fliehkräfte der einzelnen Teile durch jene der äußeren Backe fast vollständig ausgeglichen werden.

Die Art der Berechnung ist bei diesen Kupplungen nicht wesentlich von den früheren unterschieden. Der Reibungskoeffizient kann jedoch mit 0,25 angenommen werden, die spezifische Flächenpressung zwischen Holz und Gußeisen hingegen soll 3—4 kg/cm² nicht überschreiten. Da hier die Holzbacken als nachgiebiger Teil auftreten und der Elastizitätsmodul von Holz nur etwa 100 000 kg/cm² beträgt, ist auch auf die Formänderungen der Klötze Rücksicht zu nehmen. Bei der geringen Festigkeit des Holzes können aber nur entsprechend niedrige Spannungen zugelassen werden, daher ist darauf zu achten, daß das Überschreiten der Streckstellung beim Hebelmechanismus nicht zu groß ist, um die Klötze beim Aus- und Einrücken nicht zu sehr zu beanspruchen. Die dargestellte Kupplung überträgt normal 15 PS bei 100 U/min., d. h. ein Drehmoment von 11 000 kgcm. Der mittlere Halbmesser des Reibungsrings beträgt 26 cm, somit die Umfangskraft 420 kg, daher pro Backe 70 kg und mit $\mu = 0,25$ der Anpressdruck 280 kg, entsprechend 2,6 kg/cm² spezifischer Pressung. Nimmt man an, daß der Verbindungzapfen von G und H in eingerücktem Zustande um etwa 1 mm über die Strecklage von G hinausgerückt liegt, so beträgt der Abstand dieses Zapfens von dem Drehzapfen des Hebels G, normal zur Wellenachse gemessen, bei 25 mm Entfernung beider Zapfen $\sqrt{25^2 - 1^2} = 25 - 0,02$ mm. Es handelt sich nun darum, wie groß die Druckbeanspruchung der Backen und der übrigen Teile in der Streckstellung der Hebel G und H ist. Dabei ist zu berücksichtigen, daß bei einer Bewegung der Muffe nach links, von der eingerückten Stellung an, die Holzbacken bis zur Streckstellung stärker zusammengedrückt werden. Dadurch verschiebt sich der Drehpunkt des Hebels G in der inneren Backe nach außen, andererseits wird aber auch die zweite Backe zusammengedrückt und die Stange K verlängert. Dies bewirkt ein Sinken des Scharnieres J, so daß in Wirklichkeit beim Durchdrücken über die Strecklage hinaus von den Holzklötzen nicht die ganze berechnete Differenz von 0,02 mm, sondern nur ein Teil davon aufzubringen ist. In der Strecklage wirke auf beide Holzklötze je ein Druck P. Ihre Zusammendrückung bei 2,5 cm Stärke und 6 · 18 cm² Fläche beträgt

$$\frac{P}{6 \cdot 18 \cdot 100000} \cdot 2,5.$$

Für den Hebel G kommt mit einer nutzbaren Länge von 1,3 cm (zwischen den Bolzen) ein mittlerer Querschnitt von 2 · 2,5 cm² in Betracht. (Die genaue Berechnung ist bei diesem Teile und auch bei dem Hebel H wegen des veränderlichen Querschnittes nicht gut möglich und daher sei auch nur jener zwischen den Bolzen berücksichtigt.) Für den Hebel H ist bei gleicher Länge wie für G ein Querschnitt von 1,5 · 2,5 cm², endlich für die Stange K ca. 18 cm Länge und 2 cm² Querschnitt der Rechnung zugrunde zu legen und der Elastizitätsmodul für die

letztgenannten 3 Teile mit 2000000 kg/cm^2 anzunehmen. In der Streckstellung rückt das Scharnier J um die Verlängerung von K mehr der Zusammendrückung der oberen Holzbacke nach innen. Die Größe dieser Deformation beträgt $\frac{P \cdot 18}{2 \cdot 2000000} + \frac{P \cdot 2,5}{6 \cdot 18 \cdot 100000}$. Den gleichen Wert muß der Unterschied der Hebel-längen von G mehr H (im zusammengedrückten Zustande) gegen die in der eingerückten Stellung zwischen dem oberen Zapfen von G und dem unteren von H vorhandene Länge ($2 \cdot 2,5 - 2 \cdot 0,002$), vermindert um die Zusammendrückung der inneren Holzbacke, haben, wie bei Verfolgung der Bewegung der einzelnen Punkte leicht erkennbar ist. Man erhält daher

$$\frac{P \cdot 18}{2 \cdot 2000000} + \frac{P \cdot 2,5}{6 \cdot 18 \cdot 100000} = \left(2,5 - \frac{P \cdot 1,3}{1,5 \cdot 2,5 \cdot 2000000} \right) + \left(2,5 - \frac{P \cdot 1,3}{2 \cdot 2,5 \cdot 2000000} \right) - 2(2,5 - 0,002) - P \cdot \frac{2,5}{6 \cdot 18 \cdot 100000}$$

Daraus ergibt sich P zu 800 kg, sowie entsprechend geringe Beanspruchungen der Einzelteile, für die Holzklötze etwa 8 kg/cm^2 Flächenpressung. Geht man aber in der eingerückten Stellung weiter über die Strecklage hinaus, als bei der vorstehenden Rechnung angenommen, so erhält man die Beanspruchung aller Teile bedeutend größer. Zu dieser Gruppe von Kupplungen gehören noch die von der Hannoverschen M. A. G. gebaute Reibungskupplung System Wiessner, die früher von der Peniger Maschinenfabrik gebaute Lehmannkupplung (31), sowie eine Reihe ähnlicher Ausführungen von J. Weipert & Söhne, vom Gruson-Werke in Magdeburg usw.

Einen von den übrigen vollständig abweichenden Einrückmechanismus besitzt die Gnomkupplung (Fig. 2, Taf. XII). Bei dieser geschieht das Anpressen der im Gehäuse A geführten Backen F und G an den Ring C durch eine mit Rechts- und Linksgewinde versehene, im Kreuze gelagerte Spindel E, die von einer Kurbel samt Zwischenhebel D verdreht wird, welcher letzterer an den Bolzen H der Ausrückmuffe B angeschlossen ist. Das Gewinde auf E ist selbsthemmend, so daß in jeder Lage die Kraftwirkung bestehen bleibt und das Überschreiten irgendeiner Streckstellung nicht in Betracht kommt. Auch hier muß vor Gebrauchnahme der Kupplung eine Einstellung der Backen auf gleiche Entfernung von dem Ringe erfolgen, umso mehr, als irgend ein selbsttätiges Ausgleichen der Drücke nicht möglich ist. Diese Einstellung erfolgt so, daß bereits bei ca. $\frac{2}{3}$ des vollen Hubes die beabsichtigte Anpressung erzielt wird. Dadurch erspart man für längere Zeit ein Nachstellen infolge der Abnutzung, welche durch einen etwas größeren Hub ausgeglichen wird. Erst wenn die Muffe an das Kreuz anschlägt, muß eine neue Einstellung der Backen erfolgen.

Auch bei dieser Kupplung ist die zweiteilige Ausführung aus der Zeichnung ersichtlich. Von den Einzelheiten sei angeführt, daß die oberen Spindelmuttern zugleich als Führung für die äußeren Backen dienen. Die bei der Muffe B ersichtliche Ausnehmung wird nur bei größeren Bohrungen benutzt, wenn die Muffe an dem linken Ende den ganzen (strichliert gezeichneten) Querschnitt aufweist. Sie besitzt ferner zwei Schrauben K, welche eine einstellbare Abstützung für Spiralfedern bilden, die kleine Stifte auf Federkeile mit zwei geneigten Flächen drücken und so ein Klemmen an diesen Stellen ausschließen. Die Anordnung der Stifte muß derart sein, daß sie in ausgerückter Stellung (bei Strecklage des Hebels von D) gerade an den rechten Federkeil (von konstantem Querschnitte) anstoßen.

Von der Berechnung der Kupplung sei als abweichend gegenüber der vorhergehenden nur jene des Anpreßmechanismus erläutert. Die Spindeln E sind auf Druck und Verdrehung zu rechnen. Wegen der einfachen Übersetzung bietet auch die Ermittlung der Muffenkraft keine Schwierigkeiten und ist unter Zugrundelegung der dargestellten

Größe durchgeführt. Diese überträgt 6 PS bei 100 U/min, somit ein Drehmoment von ~ 4500 kgcm. Die Umfangskraft hat bei $R = 23$ cm einen Wert von 187 (200) kg, mithin pro Backe 50 kg. Der zugehörige Anpreßdruck beträgt mit $\mu = 0,25$ wieder 200 kg und bei 64 cm² Reibungsfläche die spezifische Pressung etwa 3 kg/cm². Für die Spindeln ist die Kraft von 200 kg zugrunde zu legen. Zur Erzeugung dieses Druckes muß bei einem mittleren Halbmesser der Schraube $r = 1,5$ cm, einer Steigung von $0,6$ cm, entsprechend $\operatorname{tg} \alpha = \frac{0,6}{3 \cdot \pi} \sim 0,06$ und mit $\mu = \operatorname{tg} \rho = 0,1$, daher $\operatorname{tg}(\alpha + \rho) = 0,16$, ein Drehmoment an der Kurbel von $200 \cdot 1,5 \cdot 0,16 \sim 50$ kgcm vorhanden sein. Nachdem nun durch den unteren Teil der Spindel auch das zur Erzeugung des Anpreßdruckes für die zweite Backe dienende Drehmoment durchgeleitet wird, ist dieser Teil durch den doppelten Wert (100 kgcm) und die Achsialkraft von 200 kg beansprucht. Eine Nachrechnung des kleinsten Querschnittes ergibt nur sehr geringe Beanspruchungen der Spindel. Nimmt man, wie angeführt, bei ca. $\frac{2}{3}$ des Hubes (45 mm) bereits die eingerückte Stellung an, so muß, wie die Aufzeichnung der Kurbel D samt dem dazu gehörigen Hebel ergibt, in dieser Lage parallel zur Achse eine Kraft von 20 kg vorhanden sein, zu der noch die allerdings hier vollständig zu vernachlässigende Zapfenreibung tritt, so daß für beide Backen jedenfalls eine gesamte Kraft von 50 kg zum Ausrücken vollständig ausreicht.

Außer den Holzbackenreibungskupplungen mit Reibungszyindern und einzelnen Backen sind auch solche mit fast vollständiger Ausnutzung des ganzen Umfanges in Gebrauch (von der E. R. M. A. G. ausgeführt), sowie mit Reibungsflächen normal zur Wellenachse, z. B. die Lipsiakupplung von Gebr. Wetzel (32), die Kupplung der Maschinenbau-Anstalt Humboldt und die X-Kupplung des Eisenwerkes Wülfel, eine Abänderung der Hillkupplung (33).

Während bei den bisher besprochenen Kupplungen der die Reibung zur Mitnahme des getriebenen Teiles hervorrufende Anpreßdruck zur Gänze durch eine äußere Kraft zur Wirkung gebracht ist, wird bei der von der Maschinenfabrik Louis Schwarz & Co. in Dortmund gebauten Schraubenfeder - Reibungskupplung (Triumph - Kupplung), in Fig. 3, Taf. XII dargestellt, der größte Teil der zum Einrücken nötigen Arbeit und auch die Aufrechterhaltung der Kupplungswirkung von der treibenden Welle selbst besorgt (34). Dazu wird die bekannte Erscheinung verwendet, daß bei einem um eine Welle gewickelten Bande, eine genügende Zahl von Umschlingungen vorausgesetzt, durch eine geringe, an einem Ende desselben ausgeübte Kraft einem viel größeren Widerstande am anderen Ende des Bandes das Gleichgewicht gehalten wird. Als Bremsband ist eine Schraubenfeder C aus Stahl vorhanden. Das stärkere Ende derselben besitzt einen vorspringenden Teil L, welcher in einer Ausnehmung der auf der treibenden Welle aufgekeilten Treibscheibe D liegt und mittels einer Vorsteckplatte M gehalten wird. Die Schraubenfeder ruht lose auf einer auf der getriebenen Welle befestigten Hartgußmuffe A. An das freie Ende der Feder ist ein um den Zapfen G drehbarer Hebel E angeschlossen, dessen längerer Arm mit einer auswechselbaren Platte aus Muntzmetall versehen ist, die auf der verschiebbaren Einrückscheibe B schleift. Das kürzere Ende des Hebels bildet die Mutter für eine Schraube F. Wird die Einrückscheibe gegen die Muffe hin verschoben, so wird der Hebel E um den Zapfen G gedreht. Dabei drückt die Schraube F auf eine vorspringende Nase am Ende der letzten Windung der Feder C, wodurch dieser Gang an die Muffe gepreßt wird und infolge der erzeugten Reibung zurückzubleiben sucht. Die treibende Welle samt dem linken Ende der Feder wird anfangs den übrigen Teil der letzteren unter Schleifen auf der Muffe mitnehmen. Ist jedoch die durch den Hebel an der letzten Windung der Feder erzeugte Reibung bereits groß genug, um einen merklichen Geschwindigkeitsunterschied zwischen beiden Enden der Feder herbeizuführen, so wird sich diese, von der Stelle bei K ausgehend, immer mehr an die Muffe anlegen

und die Reibung vermehren, bis sie endlich so groß geworden ist, daß die Mitnahme der getriebenen Welle unter Aufhören des Schleifens erfolgt. Der Anpreßdruck der Einrückzscheibe muß während der ganzen Dauer der Arbeit der Kupplung aufrecht erhalten bleiben, sodaß immer ein, jedoch geringer Druck auf den Schleifring vorhanden ist, der bei genügender Schmierung keine nachteiligen Folgen besitzt. Als Ausrückvorrichtung ist zwecks Aufrechterhaltung des Druckes ein Handhebel mit Feststellung oder eine Vorrichtung mit selbsthemmender Schraubenspindel (s. unter 6) zu verwenden. Zu erwähnen wäre noch eine Einrichtung, die bei einem plötzlichen Stillstande der treibenden Welle verhindert, daß die noch weiterlaufende getriebene Welle dabei die Feder mitnimmt, wodurch ein Aufrollen derselben bewirkt würde, das auch zum Bruche führen könnte. Um dies zu vermeiden, stößt die Nase K bei einem Vor-eilen der Feder gegen die treibende Welle an einen an der Treibscheibe befestigten Arm H und hindert dadurch die weitere Bewegung der Feder. Die Muffe dreht sich lose unter der Feder hinweg, bis auch die treibende Welle zum Stillstand kommt.

Die Steigungsrichtung der Feder muß selbstverständlich der Umdrehungsrichtung der Welle entsprechen, so daß tatsächlich ein Anpressen der ersten an die Muffe während des Einrückens erfolgt. Die Schraube F an dem Hebel E dient dazu, die Entfernung des kürzeren Armes dieses Hebels von K so zu regeln, daß beim Einrücken sofort ein Zusammenziehen des letzten Ganges der Feder bewirkt wird. Besonderer Wert ist auf ausgiebige Schmierung der Berührungsflächen zwischen Feder und Muffe zu legen. Aus der Zeichnung sind zwei verschiedene Ausführungen ersichtlich, eine einfache Staufferschmierung sowie eine solche, bei der Öl den Reibungsflächen von der Nabe aus mit Hilfe der Fliehkraft des Schmiermittels selbst zugeführt wird. (Im Kreuzrisse sind zwei derartige Schmierstellen N dargestellt.) Da die Nabe eine umlaufende Ausnehmung besitzt, kann die Versorgung dieses Teiles mit Öl von einem fest angeordneten Schmiergefäße geschehen.

Von den Teilen der Kupplung sind in erster Linie die Abmessungen der Feder zu bestimmen, deren an die Treibscheibe angeschlossenes Ende die volle Umfangskraft aufnehmen muß, woraus sich der Querschnitt an dieser Stelle ergibt. Hierbei ist für Stahl als Konstruktionsmaterial noch eine Beanspruchung von ca. 2000 kg/cm² zulässig. Da die Spannung in der Feder gegen das rechte Ende hin abnimmt, kann der Querschnitt ebenfalls vermindert werden (auf etwa $\frac{2}{3}$ des größten bei kleineren, auf etwa $\frac{1}{6}$ bei größeren Kupplungen). Die Zahl der Windungen ist von der Größe der zu übertragenden Umfangskraft abhängig und steht im Zusammenhange mit der Einrückkraft. Sind n Windungen vorhanden (ohne die letzte), so besteht für eine Umfangskraft U dann Gleichgewicht, wenn bei K ein Widerstand

von der Größe $\frac{U}{e^{u \cdot 2 \cdot n \cdot \pi}}$ (nach den Gesetzen der Seilreibung) vorhanden ist. Die

letzte Federwindung muß so stark an die Muffe angepreßt werden, daß die Reibung den zuletzt angegebenen Wert erreicht. Die Bestimmung des dazu nötigen Druckes auf die beiden Enden dieser Windung der Feder geschieht wie bei den Schrauben der Schalenkupplung (s. S. 55). An der Einrückzscheibe braucht jedoch nur eine im Verhältnis der beiden Hebelsarme von E verringerte Kraft aufgewendet werden, die durch die Steifigkeit der Feder noch etwas vergrößert wird. Bei entsprechender Wahl der Windungszahl ist die Einrückkraft sehr klein, da nur das Zusammendrücken der letzten Federwindung nötig ist. Bei der dargestellten Kupplung sind folgende Verhältnisse vorhanden. Die normal zu übertragende Leistung beträgt bei 100 U/min. 42 PS, somit die Umfangskraft bei 25 cm Muffendurchmesser 2400 kg. Bei einem größten Federquerschnitt von 13 cm² ist deren Beanspruchung nur 185 kg/cm². Mit $\mu = 0,18$ (falls nicht im Öl laufend, zwischen Stahl und Gußeisen allgemein üblich) wäre,

da 2,5 Windungen bis zu K vorhanden sind, an dieser Stelle eine Kraft von $\frac{2400}{e^{0,18 \cdot 2 \cdot 2,5 \cdot \pi}}$

= 150 kg aufzubringen. Um am Umfange der letzten Windung der Feder eine Reibung von dieser Größe zu erzeugen, ist eine Kraft nötig, die sich aus dem letzt-ermittelten Werte durch Division mit $\mu \pi$ (s. S. 53) bestimmt und somit 260 kg beträgt. Als Hebelsarme von E sind die Entfernung der Achsen der Bolzen F und G (3,7 cm) und der mittlere Abstand der Druckfläche an der Einrückscheibe vom Bolzen E (16 cm) anzusehen und demnach wird die Anpreßkraft von 260 kg auf $\frac{3,7}{16}$ derselben, d. s. ~ 60 kg verringert. Zu diesem Werte wäre noch der Einfluß der Steifigkeit der Feder hinzuzufügen, der sich jedoch rechnerisch nicht gut berücksichtigen läßt. Die Bestimmung der Flächenpressung zwischen Feder und Muffe am linken Ende geschieht durch Division der Umfangskraft mit dem Werte $r \cdot b$ (gleichfalls nach den Gesetzen der Seilreibung), wenn hierbei r den Radius der Muffe (12,5 cm), b die Abmessung der Feder in der Achsenrichtung (3,7 cm) bedeutet. Sie beträgt im vorliegenden Falle $\frac{2400}{12,5 \cdot 3,7} \sim 50 \text{ kg/cm}^2$. Viel höhere Werte sind nicht zu empfehlen, da sonst das Schmiermittel zwischen den Gleitflächen herausgepreßt werden könnte.

Die Übersetzung zwischen Umfangskraft und Einrückkraft (etwa 70 : 1) kann durch eine größere Windungszahl der Feder beliebig erhöht werden, so daß also auch Kupplungen für große Leistungen leicht einzurücken sind.

Ein weiteres, bisher nicht erwähntes Prinzip wird bei der von der Rheiner Maschinenfabrik vorm. Windhoff in Rheine hauptsächlich als Riemscheibenkupplung ausgeführten Kegelkupplung (Idealtreibscheibe) benutzt, nämlich die Auslösung gespannter Federn, welche beim Einrücken freigegeben werden und dadurch die beiden Kegelflächen aneinanderpressen. Der Vorteil der Anordnung liegt darin, daß eine vorbestimmte, größte Anpreßkraft sehr rasch erreicht wird. In diese Gruppe gehört auch die Kupplung mit Bremsband von Lorenz in Ettlingen (35).

Von den elektromagnetischen Reibungskupplungen ist auf Taf. XXVI eine Ausführung (in Verbindung mit einer Riemscheibe) der Maschinenfabriks-A.-G. Vulkan in Wien dargestellt. Sie besteht aus einem auf der Welle um 1—2 mm verschiebbaren, glockenförmig ausgebildeten Magnetkörper B (in der Regel auf der treibenden Welle angeordnet) und einer mit der Riemscheibe verbundenen, sonst auf der getriebenen Welle fest aufgekeilten Ankerscheibe A. In den Magnetkörper ist eine vollkommen abgeschlossene Wicklung (Magnetspule C) aus isoliertem Kupferdrahte eingebaut, deren Enden mit zwei isoliert verlegten Schleifringen verbunden sind. Auf diesen ruhen Schleifkontakte E, die mit der Stromzuleitung in Verbindung stehen. Auf dem Anker ist außerhalb der Anziehungsflächen ein Reibring D aus Holz befestigt. Die beiden Teile C und D sind meist zweiteilig, um ein Ausheben derselben zu erleichtern. Außerdem werden Nabe und äußerer Teil, sowohl der Ankerscheibe als auch des Magnetkörpers, meist aus 2 verschiedenen Materialien (Gußeisen und Stahlguß) hergestellt. Wird durch die Spule C Strom geleitet, so werden durch den entstehenden Magnetismus die beiden Kupplungsteile aneinandergedreht, wobei sich aber nur die Reibflächen berühren. Zwischen den Anziehungsflächen beider Teile verbleibt ein Luftspalt, wodurch ein Verreiben derselben, sowie ein Aneinanderhaften durch remanenten Magnetismus vermieden wird. Bei Unterbrechung des Stromes hört die Kupplungswirkung auf und wird der Magnetkörper durch Federkraft um ein geringes Stück achsial verschoben. Die erforderliche Stromstärke beträgt je nach der zu übertragenden Leistung ungefähr zwischen 1 % und 1⁰/₀₀ derselben. Das Einschalten und Abstellen der Kupplung kann aus beliebiger Entfernung und auch von mehreren Punkten aus geschehen.

Von weiteren elektromagnetischen Kupplungen sei noch jene der Peniger Maschinenfabrik erwähnt, bei welcher der Magnetkörper stillsteht, so daß Schleifringe vermieden sind (36).

Auch Kombinationen von Klauen- bzw. Klinkenkupplungen und Reibungskupplungen wurden früher vielfach ausgeführt, hierbei meist die Reibung nur während des Einrückens benutzt, die Kraftübertragung im Beharrungszustande jedoch durch starre Teile bewirkt. Derzeit dürfte wohl nur eine Ausführung noch häufiger im Gebrauch sein, die von Lohmann & Stolterfoht ausgeführte Klinkenreibungskupplung, bei welcher die Klinken eine ständig geschlossene Kegelreibungskupplung zur Wirkung bringen. Es ist dadurch möglich, sofort beim Einrücken den vollen Anpreßdruck zu erzielen und die Eindrückdauer unter Verminderung der Arbeitsverluste zu verringern (37).

Beim Entwurfe von Neukonstruktionen von Reibungskupplungen müssen die Hauptabmessungen nach solchen eines ähnlichen Systems gewählt werden. Was die Größe der in Frage kommenden Kupplung betrifft, so ist leicht erkennbar, daß nicht nur die im Beharrungszustande zu übertragende Leistung, sondern auch die Häufigkeit des Ein- und Ausrückens, die Größe der zu beschleunigenden Massen, sowie der Zeitpunkt dieser Beschleunigung (da häufig die Widerstände nach erfolgtem Kupplungschluß eingerückt werden) sowie die Art des Betriebes in Betracht zu ziehen ist. Eine rechnerische Berücksichtigung der angeführten Umstände ist in den meisten Fällen ausgeschlossen. Man begnügt sich daher, statt der normalen zu übertragenden Leistung, wie sie in den Preisbüchern der Fabriken angegeben wird, ein Vielfaches derselben der Berechnung der Kupplung zugrunde zu legen. Dabei mögen die folgenden Angaben (nach Mitteilungen von Heiniks Erben & Co.) als Anhaltswerte dienen. Können die Maschinen im Leerlaufe eingerückt werden und ist die von der Kupplung zu übertragende Leistung nicht stark veränderlich, so reicht die auf Grund der maximal zu übertragenden Leistung bestimmte Größe aus. Das gleiche gilt auch, wenn von einem Strange aus eine Reihe von Maschinen, welche einzeln nur einen geringen Teil der gesamten Leistung beanspruchen, angetrieben wird. Bei schwankendem Kraftbedarfe und bei nicht zu großen zu beschleunigenden Massen ist etwa ein Viertel der maximalen Leistung zu dieser hinzuzufügen, bei sehr großen, rasch einzurückenden Massen etwa drei Viertel derselben. Geschieht das Ein- und Ausrücken sehr häufig, so ist eine weit stärkere Kupplung zu wählen. Jedenfalls ist zu trachten, daß große Arbeitswiderstände erst dann eingerückt werden, wenn die getriebene Welle bereits in Gang gesetzt ist.

6. Ausrückvorrichtungen.

Die Vorrichtungen zur Verschiebung der Muffe einer ausrückbaren Kupplung müssen der Größe der aufzuwendenden Kraft, sowie der Anordnung der Kupplung und deren Lagerung entsprechend ausgeführt werden.

Die einfachste Ausrückvorrichtung bildet ein die Zapfen des Schleifringes umgreifender Hebel mit festem Drehpunkte, dessen freies Ende von Hand aus verschoben wird. (Siehe z. B. Taf. XXVI und XXIII, Fig. 1). Die durch den Handhebel erzielbare Übersetzung von der Handkraft zur Muffenkraft ist, abgesehen von örtlichen Verhältnissen, dadurch beschränkt, daß lange Hebel sich leicht durchbiegen. Man verwendet daher nur selten größere Übersetzungen als 1 : 10 und zwar nur in Fällen, wo die Gesamtlänge des Hebels etwa 3 m nicht übersteigt. Diese Beschränkung der an der Muffe entwickelten Kraft führt dazu, zwischen das Hebelende und den direkt von Hand aus zu betätigenden Teil (Handrad, Kettenrad oder Kurbel) eine weitere Übersetzung einzuschalten. Als solche Zwischenglieder kommen die Schraubenspindel, Zahnräder in Verbindung mit Zahnsegmenten, auch Schnecke und Schneckenradsegment, sowie Zahnstange und Zahnrad in Betracht. Als weiterer für die Ausbildung der Ausrückvorrichtung wichtiger Punkt kommt noch die Lagerung der Welle hinzu.

Der auf Tafel XXVI dargestellte Handhebelausrücker besitzt einen einarmigen Hebel aus zwei Flacheisen. An dem oberen Ende sind diese miteinander verschraubt und eines derselben ist als Handgriff ausgebildet. Die beiden anderen Enden sind gemeinsam um einen Zapfen drehbar, der in einem kleinen Bocke gelagert ist. Nachdem nun die Bewegung des Hebels eine drehende, die des Schleifringes jedoch eine geradlinige, parallel zur Welle, ist, müssen die Löcher im Hebel für die Zapfen des Schleifringes eine entsprechende Länge besitzen, um ein Klemmen zu vermeiden. (Siehe auch die verschiedenen Hebel auf den Taf. XIII und XIV.) Will man eine unbeabsichtigte Verschiebung des Hebels bei solchen Ausrückern hintanhaltend, so kann man z. B. vor das obere Ende an der Wand eine Flacheisenschiene befestigen, die mit zwei Löchern, entsprechend den Endstellungen des Hebels versehen ist und in letzterem eine dazu passende Öffnung vorsehen, so daß durch einen Stift das Verbleiben des Hebels in diesen Stellungen gesichert werden kann. Die Feststellvorrichtung kann aber die Ausübung eines Druckes auf den Schleifring während des Betriebes zur Folge haben und daher ist besonders bei Reibungskupplungen darauf zu achten, daß eine Verschiebung des Hebels in seiner eingerückten Stellung um ein geringes Maß möglich ist. Die beiden Endstellungen des Hebels werden meist symmetrisch zu der durch den Hebeldrehpunkt normal zur Wellenachse gelegten Ebene angeordnet, wodurch die seitlichen Ausschläge einen Kleinstwert erreichen. Nur bei abwärts hängendem Hebel wird die ausgerückte Stellung vertikal gewählt, da sonst leicht ein teilweises Einrücken durch das Hebelgewicht eintreten könnte. Eine zweite Ausführung eines Handhebelausrückers, bei welcher der Drehpunkt an der Decke befestigt ist, ist der Taf. XXIII zu entnehmen. Weitere Beispiele hierfür stellen auch die meisten Vorrichtungen auf den Tafeln XIII und XIV dar, wenn man die Handkraft direkt am freien Ende des Hebels angreifend denkt. Aus diesen ist noch zu entnehmen, daß auch zweiarmige Hebel (Fig. 3, Taf. XIII) verwendet werden können, daß der Hebel seine Bewegung auch in einer horizontalen Ebene durchführen, sowie daß die Lagerung seines Drehpunktes auch an der Wand, auf einem Lagerrahmen usw. geschehen kann. Als Vorteile der Handhebelausrücker ist ihre Einfachheit anzuführen, dagegen ist, wie bemerkt, ihre Verwendungsmöglichkeit beschränkt.

Als geeignetstes Mittel zur Erzielung einer größeren Übersetzung dient die Einschaltung einer Schraubenspindel. Bei dem in Fig. 1, Taf. XIII dargestellten Spindelausrücker umgreifen die beiden unteren Enden der Flacheisen des Hebels die Zapfen einer Schraubenmutter M, welche auf der zugehörigen Schraubenspindel bei deren Drehung mittels eines Handrades unter Zwischenschaltung eines Kegelraderpaares verschoben wird. Die Lagerung des Hebeldrehpunktes erfolgt in einer an ihrem Ende zu einem Auge ausgeschmiedeten Schraube A, die in einem Bocke an der Wand befestigt ist und durch zwei Muttern eingestellt werden kann. Beim Hebel sei nur auf dessen Verstärkung an jenen Stellen, wo er die Zapfen des Ausrückringes umfaßt, hingewiesen, durch welche die Schwächung des Querschnittes an der Stelle der größten Beanspruchung vermieden wird und auch ein Nähern des Hebeldrehpunktes zur Welle hin erfolgen kann. Die beiden zur Lagerung der Spindel verwendeten Böcke werden vielfach auch mit gemeinsamer Wandplatte, dann aber gewöhnlich nur in Rippenguß ausgeführt. Die Verschiebung der Spindel wird an ihrem rechten Ende durch einen Stellring, der sich gegen den einen Bock stützt, am anderen durch das eine Kegelrad verhindert. Zwei weitere Stellringe begrenzen die Verschiebung der Mutter auf der Spindel, welche je nach dem Hube der Kupplung und der Übersetzung des Hebels einzustellen ist. Das Handrad, welches in Fällen, wo es nicht leicht erreichbar ist, durch ein Kettenrad ersetzt wird, ist gewöhnlich am Ende der Spindel aufgekeilt. Im vorliegenden Falle handelt es sich jedoch darum, die Ausrückung auch von einem nebengelegenen Raume mittels eines zweiten Handrades zu betätigen, so daß die Zwischenschaltung eines Kegelraderpaares notwendig war. Der rechte Bock

dient überdies zur Lagerung einer zweiten Spindel für eine gleiche Gruppe (rechts von der dargestellten Kupplung) und konnte somit dieses Ende der Spindel nicht zum Aufsetzen des Handrades benutzt werden. Von den verschiedenen Abänderungen der dargestellten Ausführung sei angeführt, daß bei großer Ausladung der Welle von der Wand oder, wenn an dieser die Lagerung der Spindelböcke nicht geschehen könnte, letztere auf dem Fußboden aufgestellt werden. Ferner kann eine ähnliche Anordnung mit zwei Handrädern samt Kegelrädern benutzt werden, wenn z. B. eine im Souterrain eines Gebäudes liegende Transmission vom Erdgeschosse aus bedient werden soll. Dabei erhält die Verbindungswelle der beiden Handräder eine vertikale Lage und wird das obere der letzteren in einem ca. 80 cm — 1 m hohen Bocke gelagert.

Bei dem Spindelausrücker in Fig. 2, Taf. XIII ist die Spindel in Angüssen der beiden Hängeböcke gelagert und dient dadurch gleichzeitig zur Versteifung dieser Teile. Auf der Spindel ist ein Kettenrad aufgekeilt, außerdem, um ein Herausspringen der Kette aus dem Rade zu verhindern, hinter diesem lose auf der Spindel eine einfache Kettenführung angeordnet. (Siehe auch Fig. 3, Taf. XIII und Fig. 1, Taf. XIV) Die Konstruktion eignet sich nur für kleinere Kupplungen und kann sinngemäß auch bei anderer Lagerung der Welle (z. B. mit Hängelagern, Wandkonsolen usw.) Verwendung finden.

Bei der in Fig. 3 der gleichen Tafel dargestellten Ausrückung ist die Welle senkrecht zur Wand gerichtet, die zur Aufnahme der Vorrichtung dient. Der zweiarmige Ausrückhebel besitzt sowohl beim Schleifringe, als auch bei der Spindelmutter eingenetete Zapfen, welche in entsprechende Langlöcher dieser Teile eingreifen. Das Kettenrad wird vielfach näher zur Wand gelegt, durch eine Kette mit einem in Bedienungshöhe gelagerten zweiten Rade verbunden, das dann mittels eines Handgriffes gedreht wird. Dadurch vermeidet man die frei herabhängende Kette, die leicht eine unbeabsichtigte Verschiebung der Muffe zur Folge haben kann. Benutzt man die Vorrichtung unter Weglassung der Schraubenspindel als Handhebelausrücker, so kann durch Anordnung eines zum Ausrückhebel parallelen Hebels auf der anderen Seite der Wand mit dem Drehpunkte in gleicher Höhe, und eines zur Welle parallelen Verbindungsstückes die Betätigung von beiden Räumen aus geschehen. Verlängert man überdies den Ausrückhebel nach oben, so kann dadurch die Ausrückung auch von einem über der Transmission liegenden Raume aus bewirkt werden.

Eine weitere Spindelausrückung ist noch in Fig. 1, Taf. XIV dargestellt, wie sie besonders für große Kräfte in Betracht kommt. Auch bei derartigen Ausführungen wird statt des Kettenrades die Verwendung von Kegelrädern und einer bis in Bedienungshöhe hinunterführenden Welle, die erst das Handrad trägt, vielfach vorgezogen.

Mit Hilfe von Spindelausrückern läßt sich eine große Kraftübersetzung erzielen und geschieht das Verschieben des beweglichen Teiles der Kupplung sehr sanft, wobei jedoch nicht zu übersehen ist, daß die Einrück- bzw. Ausrückdauer verlängert wird und sich nur durch Verwendung einer mehrgängigen Schraubenspindel unter Verminderung der Übersetzung verkleinern läßt. Dem Vorteile der Selbsthemmung (Verbleiben in der Endstellung) bei eingängigen und, bei ungenügender Schmierung, auch zweigängigen Schrauben steht der Nachteil gegenüber, daß, falls nicht nach erfolgtem Einrücken das Handrad etwas zurückgedreht wird, der auf den Schleifring ausgeübte Druck fortbesteht und daher zu Heißlaufen Anlaß geben kann. Da nun dieses Zurückdrehen im Betriebe häufig unterlassen wird und außerdem bei Reibungskupplungen meist eine kleinere Übersetzung ausreicht, ist die Verwendung derartiger Ausrücker bei dieser Gruppe von Kupplungen, bei denen nach erfolgtem Einrücken ein Selbsteinstellen des Schleifringes möglich sein soll, ziemlich selten geworden und sie werden nur bei Zahnkupplungen, der großen Übersetzung halber, allgemein benutzt.

Als erstes Beispiel eines rückdrucklosen Ausrückers sei die in Fig. 4, Taf. XIII dargestellte Konstruktion mit Zahnsegment und Zahnrad besprochen. Der gußeiserne Hebel ist an einem Ende zu einem Zahnsegmente ausgebildet, in welches das mit dem Kettenrad aus einem Stücke bestehende Zahnrad eingreift. Sowohl der Hebeldrehpunkt als auch die Zahnradachse sind in einem Hohlgußständer gelagert, dessen einzelne Teile kreisförmigen Querschnitt besitzen, welcher nur an der Seite, wo der Ausrückhebel vorübergeht, etwas abgeflacht ist (siehe den eingetragenen Querschnitt des Querarmes). Der Angriff an der Kupplungsmuffe erfolgt durch Gleitstücke ohne Zwischenschaltung eines Schleifringes. Daß das obere Ende des Hebels nicht geschlossen ist, wie z. B. in Fig. 3 der gleichen Tafel, erscheint bei der vorliegenden kräftigen Ausführung aus Gußeisen noch zulässig, bei Benutzung von Flacheisen jedoch soll diese Konstruktion bei größeren Kupplungen wegen des leichten Ausweichens dieser Teile vermieden werden. Die besprochene Vorrichtung, die nur für kleine und mittlere Kupplungen, speziell Bennkupplungen verwendet wird, besitzt noch den Vorteil, daß das gleiche Modell nicht nur, wie dargestellt, an der Wand, sondern auch am Boden und an der Decke befestigt werden kann (38). Eine weitere Ausführung eines Zahnsegmentausrückers ist noch aus Fig. 1, Taf. XXVIII zu ersehen.

Bei dem Ausrücker in Fig. 2, Taf. XIV ist auf einer Welle a neben dem Kettenrade eine Schnecke befestigt, die in ein Radsegment eingreift. Die Welle b des letzteren trägt zwei einarmige Hebel, welche die Zapfen des Ausrückringes der Kupplung umgreifen. Im vorliegenden Falle ist eine eingängige Schnecke vorhanden, bei der noch mit Selbsthemmung gerechnet werden muß. Falls ein Rückdruck auf den Schleifring vermieden werden soll, müßte eine mehrgängige Schnecke zur Verwendung kommen, womit jedoch die Größe der Übersetzung sinkt. Ähnlich wie die Winkelkonsole könnte auch ein Lagerträger zur Aufnahme des Hebeldrehpunktes herangezogen werden. Da aber dabei die Lagerung der Schneckenwelle vielfach Schwierigkeiten bereitet, wird der das Schneckenrad tragende Arm nicht vertikal nach unten, sondern mit horizontaler Mittelstellung gegen die Wand zu auf die Welle b aufgekeilt, sowie die dann vertikalstehende Schneckenwelle in an der Wand befestigten Böcken gelagert und bis zur Bedienungshöhe hinabgeführt. An Stelle von Schnecke und Zahnsegment tritt häufig Schraubenspindel samt zugehöriger Mutter.

Bei der letzten Hauptgruppe der Ausrückvorrichtungen ist das Hebelende mit einer Zahnstange verbunden, die durch ein Zahnrad verschoben wird, dessen Welle entweder direkt oder aber unter Zwischenschaltung weiterer Zahnradpaare mittels Ketten- oder Handrad gedreht wird. Bei dieser grundsätzlich von dem Zahnsegmentausrücker nicht verschiedenen Konstruktion ist ebenfalls nach Aufhören der äußeren Kraft kein Druck auf den Schleifring mehr vorhanden, worin neben dem raschen Ausrücken der Vorteil dieser Konstruktion liegt. Aus Fig. 3, Taf. XIV sind die Einzelheiten eines derartigen Zahnstangenaustrückers zu ersehen. Die Welle der Kupplung gehört zu einer Bodentransmission und ist auf die Verwendung eines Lagerrahmens verzichtet; es sind daher zwei getrennte, auf dem Fußboden befestigte Böcke (A für den Zahnstangenmechanismus, B für den Hebeldrehpunkt) zu beiden Seiten der Welle vorhanden. Im Bocke A ist die Welle a gelagert, die nebst dem Handrad auch das Zahnrad Z trägt, das in die Zahnstange Z_1 eingreift. Diese ist gleichfalls in dem Bocke geführt und auf ein Flacheisen aufgeschraubt, welches eine Art Mutter M umgreift, in der sich das Ende des Ausrückhebels H entsprechend dessen Drehung bei Verschiebung der Zahnstange einstellen kann. Das zweite Ende des Hebels H ist in dem Bocke B mittels eines Gelenkes mit 2 zueinander senkrecht stehenden Achsen drehbar gelagert. Der Bock A besitzt einen ziemlich weit ausladenden horizontalen Arm, um das die Zahnstange tragende Flacheisen zu beiden Seiten des Angriffspunktes des Hebels H zu stützen. Meist wird jedoch darauf verzichtet und man begnügt sich mit zwei Lagern in der Nähe des Zahnrades. Dem konstruktiven Nachteile, daß der Angriff

des Ausrückhebels außerhalb der Lager der Zahnstange geschieht, also leichter ein Ausbiegen stattfinden kann, steht dabei der Vorteil gegenüber, daß Zahnstange und Zahnsegment derart vereinigt sind, daß der beide aufnehmende Bock fast immer Verwendung finden und daher normalisiert werden kann. Ein derartiger Ausrücker ist in Fig. 4, Taf. XIV dargestellt. In einem gußeisernen Gehäuse ist auf der das Hand- oder Kettenrad tragenden Welle a ein Zahnrad V aufgekeilt, das in ein auf der Achse b lose laufendes Rad X eingreift. An dieses ist ein Zahnkranz Y angegossen, welcher mit der Zahnstange Z kämmt. Die letztere besitzt an ihrem Ende C zwei zueinander senkrecht stehende Löcher, von denen jeweilig eines zum Anschlusse an den Ausrückhebel mittels eines Zapfens benutzt wird. Die Zwischenschaltung eines Zahnradpaares kann bei kleiner Übersetzung unterbleiben und das Hand- oder Kettenrad auf die Welle b verlegt werden.

Zahnstangenausrücker kommen in erster Linie bei größeren Reibungskupplungen vor, daher muß die Aufstellung des eigentlichen Ausrückers (Zahnrad und Zahnstange samt Gehäuse) der vorhandenen Lagerung angepaßt werden. Bei einem Lagerrahmen z. B. wird der Ausrücker an der gleichen Stelle wie die beiden Böcke für die Spindel in Fig. 1, Taf. XIV aufgestellt, die Zahnradachse liegt normal zur Transmissionswelle. Erfolgt die Lagerung der Welle mittels Hängeböcken oder Wandkonsolen, so werden diese miteinander durch I oder U-Eisen verbunden (siehe z. B. Taf. XXIII), die zum Aufstellen des Ausrückers, bzw. auch des Bockes für den Hebel Drehpunkt benutzt werden können.

Die Fern- und Momentausrücker bieten in konstruktiver Beziehung wenig Neues und sei zur Erläuterung bloß Nachstehendes erwähnt. Bei den gewöhnlichen Vorrichtungen ist ein Ausrücken der Kupplung nur mit einem gewissen Zeitaufwand und in der Nähe der Kupplung selbst möglich. Vielfach ist es jedoch erwünscht, das Ausrücken von einer beliebigen Stelle aus und auch möglichst rasch vornehmen zu können. Ist nun für die Kupplung die Anordnung eines einfachen Handhebels noch zulässig und soll die Ausrückung nur von beliebig vielen, entfernten Punkten geschehen können, so kann dies durch Seile, welche von dem Hebelende zu den Betätigungsstellen geführt sind, bewirkt werden. Da bei dieser Ausführung die volle Kraft von Hand aus aufgebracht werden muß, wird die Ausrückung noch immer eine gewisse Zeit benötigen. Man zieht daher vor, mittels des Seilzuges nur eine gespannte Feder oder ein Gewicht auszulösen, welcher Teil dann das eigentliche Ausrücken bewirkt und bei richtiger Wahl der verfügbaren Energie auch die Dauer der Ausrückung stark herabsetzen kann. Am einfachsten erscheint es, diese Auslösung auf elektrischem Wege vorzunehmen, wobei durch Schließen eines Kontaktes, der sich an beliebiger Stelle befinden kann, ein Magnet angezogen wird, der eines der erwähnten Elemente freigibt. Durch das plötzliche Ausrücken wird jedoch nicht immer ein sofortiger Stillstand des betreffenden Teiles der Transmission erzielt, so daß neben dem Momentausrücker auch die gleichzeitige Einschaltung einer Bremse, sei es nun einer gewöhnlichen Band- oder Backenbremse oder einer zweiten Reibungskupplung, deren einer Teil feststeht, zu empfehlen ist.

Für den Entwurf der Ausrücker sei bemerkt, daß die Art der zu verwendenden Elemente, die Größe der Übersetzung, die Lagerung der einzelnen Teile, sowie die Art der Betätigung fast immer durch das System und die Größe der Kupplung, sowie deren Anordnung bestimmt sind. Diese Angaben gestatten einen angenäherten Entwurf der Ausrückung vorzunehmen. Hierbei ist auf die Endlagen des Ausrückhebels zu achten, damit sich nicht etwa beim Einbau ein Anstoßen desselben an die Kupplung ergibt, welches ein völliges Ein- und Ausrücken verhindern würde. Sind damit die Hauptabmessungen, d. h. Lage der Drehpunkte, der Spindel oder Zahnstange, die Größe deren Verschiebung und die Lage des von Hand aus zu betätigenden Organes festgelegt, so kann an die genaue Aufzeichnung der Vorrichtung und ihrer

einzelnen Teile, sowie die Berechnung der letzteren geschritten werden. Die Größe der Handkraft darf bei den üblichen Hand- und Kettenradgrößen bis etwa 600 mm Durchmesser mit 25 kg der Festigkeitsrechnung zugrunde gelegt werden, da, falls irgend ein größerer Widerstand in der Kupplung auftritt, auch der Arbeiter mit der größtmöglichen Kraft ein- bzw. auszurücken sucht. Für die Berechnung der Übersetzung und der Ausrückkraft an der Muffe soll jedoch nur etwa 10 kg Handkraft eingesetzt werden, um ein leichtes und sanftes Einrücken unter normalen Verhältnissen zu erzielen.

Bei einfacher Zahnstange liegt die Übersetzung nur im Verhältnisse des Durchmessers des Handrades zu dem des Zahnrades, bei Zahnsegmenten, bzw. Zwischenschaltung von Zahnrädern tritt noch die hierdurch erzielte Übersetzung hinzu. So beträgt z. B. bei dem Ausrücker nach Fig. 4, Taf. XIV die Übersetzung bei einem Durchmesser D des Handrades

$$\frac{D}{D_v} \cdot \frac{D_x}{D_y} = D \cdot \frac{35 \cdot 6}{14 \cdot 6 \times 10 \cdot 10} = \frac{D}{40},$$

z. B. bei $D = 300$ mm 7,5 : 1 und bei $D = 600$ mm 15 : 1, wozu noch die durch den Hebel erzielte Übersetzung, meist 2 : 1 bei symmetrischer Lagerung von Ausrücker und Stützpunkt (Fig. 1, Taf. XIV), bis 4 : 1, bei Anordnung des Drehpunktes an der Decke, hinzutritt. Somit kann je nach der Wahl des Handrades und des Hebelverhältnisses eine Übersetzung bis 60 : 1 erzielt werden.

Bei der Schraubenspindel ist das Übersetzungsverhältnis zwischen Handkraft H und Spindelruck K durch die Gleichung $\frac{H \cdot D}{2} = K r \operatorname{tg}(\alpha + \rho)$ gegeben, (r mittlerer Schraubenhalbmesser, α Steigungswinkel und $\operatorname{tg} \rho = \mu = 0,1$). Bei Schnecke und Radsegment kann nach der letzten Gleichung ebenfalls der Achsialschub bestimmt werden. Dieser ist dann am Teilkreishalbmesser des Schneckenrades angreifend zu denken. Bei eingängigen Schrauben ist meist die Gangtiefe etwa mit $0,2 r_i$ (innerer Gewindehalbmesser) üblich, die Ganghöhe, hier auch die Steigung, kann mit $0,4 r_i$ eingesetzt werden. r beträgt demnach $\sim 1,1 r_i$. Daraus ergibt sich $\operatorname{tg} \alpha = \frac{0,4 r_i}{2 \cdot 1,1 \cdot r_i \pi} = 0,06$ und daher $\operatorname{tg}(\alpha + \rho) = 0,16$. Nach Fig. 2, Taf. XIII wäre z. B. mit $r = \frac{3 + 3,6}{4} = 1,65$ cm und $D = 30$ cm die durch die Schraube erzielte Übersetzung $\frac{K}{H} = \frac{30}{3,3 \cdot 0,16} \sim 57 : 1$. Nimmt man den Reibungskoeffizienten bei mangelhafter Schmierung mit 0,2 an, so würde sich bei $\operatorname{tg}(\alpha + \rho) = 0,26$ noch immer eine Übersetzung von 35 : 1 ergeben.

Für eine Nachrechnung der dargestellten Beispiele sei bemerkt, daß die Ausrücker in Fig. 1 und 3, Taf. XIII, bzw. Fig. 1 und 2, Taf. XIV für Hildebrandtkupplungen von 95 bzw. 80, 140 und 70 mm Bohrung bestimmt sind, jener nach Fig. 2, Taf. XIII für eine Klauenkupplung mit 70 mm theoretischem Wellendurchmesser. Aus diesen Angaben kann die Ausrückkraft am Schleifringe und damit die Größe der Handkraft angenähert ermittelt werden. In den übrigen Beispielen, wo die Ausrücker für Reibungskupplungen gehören, können mit Rücksicht auf das bereits bei den letzteren Bemerkte keine bestimmten Angaben über die Größe der Muffenkraft gemacht werden, doch ist auch in diesen Fällen immer die tatsächlich nötige Ausrückkraft entsprechend klein.

Bezüglich weiterer Beispiele für Ausrücker sei noch auf die zur Verschiebung von Riemen dienenden Vorrichtungen hingewiesen (s. S. 118 u. f.), welche meist die gleichen Einzelheiten zeigen und daher auch bei entsprechenden Umgestaltungen Verwendung

finden können. Außerdem sind auch vereinzelt in der Literatur, besonders aber in den Preisbüchern der Fabriken verschiedenartige Anordnungen von Ausrückern zu finden (39).

1. Lindner, Maschinenelemente, S. 21.
2. Ebenda, S. 15.
3. S. a. ebenda, S. 48, Fig. 134, eine weitere feste Kupplung.
4. Über die Theorie der Kreuzgelenkkupplung und einige einfache Formen derselben siehe Grove, Maschinenteile, S. 215.
5. S. a. Lindner, S. 50.
6. Ebenda, S. 48.
7. Bach, X, S. 611. [Überdies in fast allen übrigen Werken über Maschinenelemente und Hilfsbüchern.]
8. Hütte, 21. Aufl., Bd. I, S. 861, sowie Listen Nr. 374 und Nr. 375 der B. A. M. A. G.
9. Der praktische Maschinenkonstrukteur 1910, Heft 35. — Lindner, S. 49.
10. Hütte, I, S. 863.
11. Bach, X, S. 637. — Lindner, S. 55.
12. Schneider, Maschinenelemente, Braunschweig 1903/05, Taf. 70/71.
13. Lindner, S. 51.
14. Z. d. V. d. I. 1908, S. 1030; 1910, S. 1276 und S. 2217. — Der praktische Maschinenkonstrukteur 1910, Heft 35.
15. Hütte, I, S. 246.
16. Liste Nr. 500 der Peniger Maschinenfabrik, Teil II, S. 14.
17. Bach, X, S. 619 (Bolzenkupplung), vgl. auch ebenda, S. 615 eine ausrückbare Bandkupplung der gleichen Firma.
18. Ebenda, S. 620.
19. Ernst, Ausrückbare Kupplungen. Berlin 1890.
20. Volk, Z. d. V. d. I. 1907, S. 1765. — Hütte, I, S. 868.
21. Über Zentrifugalkupplungen s. a. Ernst, S. 229.
22. Hütte, I, S. 612. — Bach, X, S. 44. — Lindner, S. 212 und die meisten sonstigen Hilfsbücher.
23. Vgl. diesbez. Tolle, Die Regelung der Kraftmaschinen. II. Aufl. Berlin 1909, S. 313.
24. Föppl, Techn. Mechanik, Bd. V, S. 345. — Stribeck, [2] des I. Abschnittes.
25. Weitere Ausführungen der Kupplung s. Der praktische Maschinenkonstrukteur 1910, Heft 35. [Dasselbst ist auch die Dohmen-Leblanc-Kupplung dargestellt.]
26. Föppl, Techn. Mechanik, Bd. III, 3. Aufl., S. 208.
27. S. insbes. Bach, X, S. 625, sowie (25) und Ernst, S. 135.
28. Freytag, Hilfsbuch für den Maschinenbau, 4. Aufl. S. 219 und Ernst, S. 125.
29. Ernst, S. 131. — Lindner, S. 56. — Katalog des Eisenwerkes Wülfel, Ausgabe 1903, S. 80.
30. Bach, X, S. 634. — Liste Nr. 400 des Eisenwerkes Wülfel.
31. Thiem u. Betz, Skizzen und Tabellen über Maschinenelemente, Ilmenau, Taf. Xa, und Greiner, Transmissionen, S. 50 [Wiessnerkupplung]. — Uhlands Kalender für Maschinen-Ingenieure 1910, T. 2, S. 61 (Lehmannkupplung).
32. Liste Nr. 3c der Gebr. Wetzel S. 22 (auch Greiner, Transmissionen).
33. Bach, X, S. 636.
34. Vgl. hierzu Ernst, S. 199 u. S. 215.
35. Ernst, S. 184. — Vgl. a. Lindner, S. 57.
36. Liste Nr. 500 der Peniger Maschinenfabrik, Teil I, S. 16. — Lindner, S. 58.
37. Ernst, S. 247, insbes. S. 253, auch Bach, X, S. 624 u. S. 636.
38. Vgl. Katalog Nr. 11 von Heiniks Erben & Co.
39. Uhlands Handbuch für den praktischen Maschinenkonstrukteur, S. 65 u. f. Von Preisbüchern insbes. Liste Nr. 500 der Peniger Maschinenfabrik; Katalog der Sächs. Maschinenfabrik über Doppelkegelreibungskupplungen; Listen Nr. 340 u. Nr. 389 der B. A. M. A. G. Liste Nr. 400 des Eisenwerkes Wülfel und (38).

IV. Kraftübertragung mittels indirekt wirkender Reibungsräder.

1. Allgemeines.

Diese im Transmissionsbau fast ausschließlich verwendete Art zur Übertragung von Kräften von einer Welle auf eine oder mehrere andere ist bei geeigneter Anordnung und richtiger Wahl des Zugmittels weder an bestimmte Größen der zu übertragenden Leistungen, noch an bestimmte gegenseitige Lage der Wellen und Entfernungen derselben gebunden.

Zur Erzeugung der Spannung des Zugmittels (im folgenden kurz als Faden bezeichnet), deren Größe sich aus der zur Kraftübertragung nötigen Reibung theoretisch leicht bestimmen läßt, stehen folgende Mittel zur Verfügung:

1. Der elastische Faden wird kürzer gehalten, als es der Entfernung der beiden Scheiben entsprechen würde, muß daher beim Aufbringen auf diese gedehnt werden und erhält dadurch die nötige Spannung.

2. Die Spannung wird dadurch hervorgerufen, daß der gleichfalls elastische Faden außer um die treibende und getriebene noch um eine weitere Scheibe (Spannrolle), die auf den Faden drückt, herumgeschlungen wird. Durch Änderung der Lage der letzteren kann die Größe der Fadenspannung geregelt werden.

3. Es wird das Eigengewicht des ohne Spannung um die beiden Scheiben geschlungenen, meist wenig elastischen Fadens benutzt, um in demselben die zur Kraftübertragung nötige Spannung zu erzeugen. Diese Art kommt hauptsächlich bei Drahtseilen in Betracht und soll vorläufig von den nachstehenden Erörterungen ausgeschlossen werden.

Für den Riemen- und Hanfseiltrieb stehen nur die beiden zuerst angegebenen Mittel zur Erzeugung der Fadenspannung zur Verfügung und zwar wird nach Bach der Betrieb nach 1 als solcher mit Dehnungsspannung, der nach 2 als solcher mit Belastungsspannung bezeichnet. Der erstere weist jedoch einen Nachteil auf, der die Hauptursache bildet, daß man in letzter Zeit immer mehr zur Betriebsart nach 2 übergegangen ist. Es ist nämlich nicht möglich, die Länge des elastischen Fadens vor dem Aufbringen auf die Scheibe so genau zu bestimmen, daß sich nachher wirklich die gerade zur Kraftübertragung nötige Spannung ergibt, wozu noch Temperatureinflüsse treten, welche ebenfalls zusätzliche Spannungen hervorrufen. Man muß daher mit einem mehr oder minder großen Überschusse an Vorspannung (Auflegespannung) rechnen, der die Belastung der Wellen erhöht und eine Vergrößerung der Lagerreibung, somit Vermehrung der Betriebskosten zur Folge hat. Ferner ist auch bei großer Elastizität die Dehnung des Fadens teilweise eine bleibende, die ein Sinken der Spannung bewirkt und auch Gleiten hervorrufen kann. Um das in solchen Fällen häufig notwendig werdende, mit Betriebsunterbrechungen verbundene Nachspannen zu ersparen, muß die Vorspannung des

Fadens noch erhöht werden. Daraus ergibt sich auch die Forderung, möglichst elastisches Fadenmaterial zu verwenden und es wenig zu belasten, da mit abnehmender Elastizität und steigender Belastung auch die bleibende Dehnung wächst. Bemerkt sei endlich noch, daß selbstverständlich bei der vorliegenden Betriebsart und auch der nach 2 das Eigengewicht des Zugmittels eine zusätzliche Spannung hervorruft, die jedoch immer zu vernachlässigen ist. Beim Betriebe mit Belastungsspannung (nach 2) entfällt die Mehrbeanspruchung des Fadens und der Wellen, da man die Belastung der Spannrolle nur so groß wählt, als es die Kraftübertragung gerade noch erfordert. Wegen der zur Verwendung kommenden Spannrolle, zu der häufig noch Zwischenrollen hinzutreten, ist wohl gegenüber der Betriebsart nach 1 keine Vereinfachung der Anlage vorhanden; jedoch ist wegen der Schonung des Zugmittels sowie der geringen Reibungsverluste der Betrieb meist wirtschaftlicher als derjenige mit Dehnungsspannung und gestattet auch in vielen Fällen, wo eine Kraftübertragung, bei dem letzteren nicht gut möglich ist, sehr einfache Lösungen.

Im Nachstehenden ist das zum Verständnisse des Riemen- und Seiltriebes Nötige in den Grundzügen angeführt und sei vorerst bemerkt, daß besonders in den Zahlenwerten die übliche Theorie mit den Erfahrungen der Praxis sehr wenig übereinstimmt, da man bei den theoretischen Untersuchungen auf eine Reihe von wichtigen Umständen nur sehr schwer Rücksicht nehmen kann. Andererseits ist jedoch die grundsätzliche Richtigkeit der üblichen Anschauungen über das Wesen des Riemen- und Seiltriebes durch die Versuche von Professor Kammerer in Charlottenburg bestätigt worden (1).

Denkt man um eine Scheibe einen Faden herumgelegt, der an seinen Enden die Spannungen T und t besitzt, so wird er sich an sie mit einer gewissen Pressung anlegen. Solange nun bei einem Umschlingungswinkel α und einem Reibungskoeffizienten μ zwischen Faden und Scheibe die Beziehung

$$\frac{T}{t} \leq e^{\mu \alpha} \quad 12$$

besteht, wird bei der Bewegung des Fadens im Sinne der Kraft T die Scheibe durch die infolge des Anpressens zwischen ihr und dem Faden entstandene Reibung mitgenommen werden, wobei das Überwinden einer Umfangskraft (Widerstand)

$$U = T - t \quad 13$$

möglich ist. Besteht jedoch die Beziehung $\frac{T}{t} > e^{\mu \alpha}$, so tritt ohne Rücksicht auf die Größe des Widerstandes Gleiten ein. Bei den nachstehenden Betrachtungen ist von dem Grenzfalle, d. h. von $\frac{T}{t} = e^{\mu \alpha}$ ausgegangen.

Für den einfachsten Fall der Kraftübertragung bei zwei parallelen Wellen ergibt sich folgendes. Der Faden wird auf die beiden Scheiben I und II (Fig. 37) mit einer gewissen Spannung T_0 (Vorspannung) aufgelegt. Wird die treibende Scheibe I im Sinne des Pfeiles bei A in Bewegung gesetzt, so ändert sich bei Vorhandensein eines Umfangswiderstandes U an der getriebenen Scheibe die Spannung in den verschiedenen Teilen des Fadens derart, daß im Teile A D, dem treibenden, gespannten oder ziehenden Trum, eine Spannung T , im Teile BC, dem getriebenen, schlaffen oder gezogenen Trum, die Spannung t entsteht, welche Größen untereinander und mit der Umfangskraft U

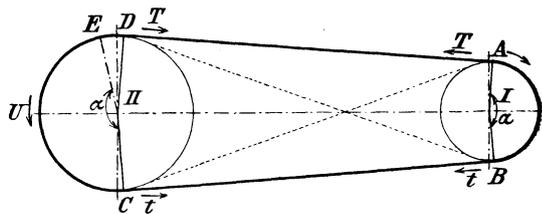


Fig. 37.

durch die Gleichungen 12 und 13 im Zusammenhange stehen. Da α den Umspannungswinkel der kleineren der beiden Scheiben bedeutet, muß der Verlauf der Spannungen auf der größeren Scheibe ein solcher sein, daß die Spannung von C bis E, welcher Punkt ebenfalls dem Zentriwinkel α , von C aus gerechnet, entspricht, von t auf T ansteigt und auf dem Stücke ED die Größe T beibehält. Ist die treibende Scheibe die größere, so nimmt die Spannung daselbst wieder nur auf einem Teile des Umfanges von T auf t ab. T_0 läßt sich aus der Überlegung bestimmen, daß bei Annahme vollkommen elastischen Materiales der Faden, ob er nun im Ruhezustande (mit der Spannung T_0 in allen Teilen) oder im Zustande der Bewegung (mit den verschiedenen Spannungen in seinen einzelnen Teilen) von den Scheiben abgenommen und sich selbst überlassen wird, immer seine ursprüngliche Länge zurückerhalten muß (2). Daraus folgt die Beziehung

$$T_0 = \frac{T + t}{2} \dots \dots \dots 14.$$

Geht man von T_0 aus, wie dies für den Betrieb nach 1 immer der Fall ist, so erhält man aus den bisher aufgestellten Gleichungen

$$U \leq 2 T_0 \frac{e^{\mu \alpha} - 1}{e^{\mu \alpha} + 1} \dots \dots \dots 15$$

und

$$\left. \begin{aligned} T &= T_0 + \frac{U}{2} \\ t &= T_0 - \frac{U}{2} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots 16.$$

Bei größeren Geschwindigkeiten tritt noch der Einfluß der Fliehkraft des Fadens, wie bei jeder nicht geradlinigen Bewegung hinzu. Der Faden hat das Bestreben, sich von den Scheiben abzuheben. Dies bedingt nun bei einem Gewichte q der Längeneinheit des Fadens (kg/m) eine Vergrößerung der Vorspannung T_0 um den Betrag $\frac{q v^2}{g}$, wobei Gleichung 15 in die folgende übergeht:

$$U = 2 \left(T_0 - \frac{q v^2}{g} \right) \frac{e^{\mu \alpha} - 1}{e^{\mu \alpha} + 1} \dots \dots \dots 15a.$$

Die Gleichungen 16 bleiben unverändert. Die zuletzt angeführte Beziehung kann bei bekannten Werten von U , T_0 und μ dazu dienen, die Größe des Bogens α zu ermitteln, auf dem die Spannungsänderung von t auf T und umgekehrt vor sich geht. Ist der tatsächliche Umspannungswinkel größer, so bleibt auch auf einem Teile des Umfanges der kleineren Scheibe die Spannung unverändert. Solange also nicht der Größtwert der Umfangskraft übertragen wird, ist eine Reserve in dem umschlungenen Bogen vorhanden. Erst wenn das Gleiten beginnt, stimmen der tatsächliche und berechnete Winkel überein und man kann daher in diesem Falle aus U , T_0 und α den absoluten Wert von μ bestimmen, welcher Weg auch bei den bereits angeführten Versuchen von Kammerer eingeschlagen wurde. Im Betriebe wirkt, wie erwähnt, die Fliehkraft auf Abheben des Fadens von den Scheiben hin. Es wird daher der Achsdruck im Stillstande $\leq 2 T_0 (T + t)$, derart vermindert, daß statt T und t nur die um den Betrag der Fliehkraftspannung des Fadens verringerte Spannung in Rechnung zu ziehen ist. Bei gleich großen Scheiben beträgt daher die Wellenbelastung im Betriebe nur $2 T_0 - \frac{2 q v^2}{g}$ (3). Im geraden Teile des Fadens zwischen den Scheiben herrscht die Spannung T , bzw. t auch im Betriebe. Die Elastizität des Fadens darf jedoch bei großer Geschwindigkeit nicht vernachlässigt werden, da sie zu Abweichungen von dem bisher Angeführten führt. Infolge der verschiedenen Spannungen in den einzelnen Teilen des Fadens treten während des Laufes daselbst

auch Längenänderungen auf. Der auf die getriebene Scheibe bei C auflaufende Faden beginnt sich von da an bis zum Auflaufe auf die treibende Scheibe unter dem Einflusse der größeren Spannung zu verlängern und zieht sich während des Laufes auf der treibenden Scheibe bis zum Punkte C hin wieder zusammen. Im Beharrungszustande müssen die Verlängerung und die Verkürzung gleich sein. Nun wird das Zusammenziehen bereits auf der treibenden Scheibe durch die Reibung gehemmt. Dazu kommt noch, daß die Zeitdauer zur Formänderung, besonders bei größerer Geschwindigkeit, außerordentlich klein ist, so daß tatsächlich die Verkürzung nicht im vollen Maße stattfindet, daher mehr Fadenlänge von der treibenden Scheibe abgegeben wird, als die getriebene aufnimmt. Dies hat ein starkes Sinken der Spannung im gezogenen Trum zur Folge und da die Spannung im ziehenden Trum nur um die Umfangskraft größer ist, auch ein Sinken der Spannung in diesem Stücke. Im schlaffen Trum nähert sich die Spannung dem Werte 0, im gespannten Trum beträgt sie nur wenig mehr als U . Dadurch, daß die Formänderung des Fadens nicht in dem Maße auftritt, als es seiner Elastizität entsprechen würde, ergibt sich bei großer Geschwindigkeit auch nicht jene Verminderung des Achsdruckes im Betriebe, die der ganzen Fliehspannung entsprechen würde (4). Die Elastizität des Fadenmaterials hat auch eine ziemlich unangenehme Erscheinung zur Folge, nämlich das Gleiten des Fadens auf den Scheiben und den damit verbundenen Verlust an Geschwindigkeit. Der Faden (vom Querschnitte f) verkürzt sich auf der treibenden Scheibe durch die Spannungsverminderung pro Längeneinheit um ein Stück $\frac{T-t}{f E}$ und erfährt daher gegenüber der Scheibe einen Geschwindigkeitsverlust $\frac{\Delta v}{v} = \frac{U}{f E}$, so daß also bei genauer Berechnung der an die getriebene Scheibe übertragenen Leistung nicht mehr die Geschwindigkeit v , sondern nur $v - \Delta v$ einzusetzen ist. Nach der angeführten Beziehung würde sich, E konstant vorausgesetzt, bei größerer spezifischer Belastung des Fadens $\left(\frac{U}{f}\right)$ auch ein größerer Geschwindigkeitsverlust ergeben. Bei den meisten in Verwendung kommenden Zugmitteln wird aber E mit wachsender Spannung größer, so daß in Wirklichkeit die Spannungsvermehrung eine Verminderung des Gleitens zur Folge hat. Eine genaue rechnerische Bestimmung des Gleitverlustes (Schlupf) ist nicht möglich, da dieser von der Belastung abhängig ist und die zur Verfügung stehenden Zahlenwerte nicht zuverlässig sind. Man begnügt sich daher, der Rechnung Mittelwerte zugrunde zu legen, falls auf genauere Bestimmung der Übersetzung, als sich aus dem Verhältnisse der Scheibendurchmesser ergibt, Wert gelegt wird.

Außer dem Geschwindigkeitsverluste tritt noch ein Verlust an Umfangskraft durch die Steifigkeit des Fadens auf, welcher ebenfalls den Wirkungsgrad beeinflußt. Ohne auf diesen Verlust näher einzugehen, da auch hier keine sicheren Rechnungsgrundlagen vorhanden sind, sei nur bemerkt, daß er seiner Kleinheit halber zu vernachlässigen ist. Endlich tritt noch der Luftwiderstand der Scheiben und des Fadens hinzu, der sich gleichfalls einer genauen rechnerischen Behandlung entzieht. Man begnügt sich daher meist damit, den Gesamtwirkungsgrad der Kraftübertragung nach vorliegenden Versuchsergebnissen abzuschätzen.

2. Riementrieb.

a) Riemenmaterial.

Für Riemen wird hauptsächlich Rindsleder verwendet, das einer entsprechenden Behandlung durch Gerben und nachträgliches Strecken unterzogen wird. Wie sich aus vielfachen Untersuchungen (Gehreckens und Bach) ergeben hat, sind für die

Beurteilung der Güte eines Riemens eine Reihe von Umständen zu berücksichtigen. An dieser Stelle ist darauf nur so weit eingegangen, als die Berechnung der Riemenabmessungen, sowie die Konstruktion der Scheiben usw., in Betracht kommt. Bezüglich der übrigen Eigenschaften sei auf die Literatur verwiesen (5).

Die Lederdicke schwankt an verschiedenen Stellen der Haut des Tieres ziemlich beträchtlich und wird erst durch die Bearbeitung überall auf das gleiche Maß gebracht. Für den Riemen, der im Vergleiche zu seiner Zugfestigkeit nur wenig beansprucht wird, ist aber nur die Elastizität maßgebend, die im allgemeinen an den Stellen mit größeren Stärken geringer ist als an schwächeren Stellen, so daß starke Riemen keineswegs zur Kraftübertragung geeigneter sind. Die Abmessungen der Riemen hängen von der Größe der verwendeten Häute ab. Man kann einfache Riemen bis etwa 1 m Breite bei gleichmäßiger Stärke herstellen, über diese Breite hinaus müssen Doppelriemen, die aus zwei übereinander gelegten und verbundenen Stücken bestehen, verwendet werden. Diese sind jedoch bedeutend weniger biegsam als die einfachen und daher nur für größere Scheibendurchmesser geeignet. Die Riemenstärke beträgt 3—8 mm, im Mittel 5 mm. In der Länge ist man ziemlich unbeschränkt. Die größte, im Betriebe bisher verwendete Breite dürfte 1800 mm betragen. Besonders wichtig ist die Verbindung der einzelnen Riemenstücke. Als die beste muß das Zusammenleimen bezeichnet werden. Besonders für raschlaufende Riemen und solche, die auf beiden Seiten laufen, wie z. B. bei Spannrollen und Leitrollen, sollte eine andere Art der Verbindung nicht verwendet werden. Für gewöhnliche Triebe werden die einzelnen Stücke meist vernäht. Auch die Schlußverbindung der beiden Riemenenden kann auf die beiden angegebenen Arten geschehen. Hierbei ist darauf Rücksicht zu nehmen, daß die Stärke an der Verbindungsstelle nicht größer ist als an den anderen, da sonst der Lauf des Riemens ein unruhiger wird. Außerdem sind noch Verbindungen mit Hilfe von Klammern, Krallen usw. für schmalere Riemen in Gebrauch, die aber eine Reihe von Nachteilen besitzen, so daß ihre Benutzung im allgemeinen nicht empfohlen werden kann (6). Besondere Vorsicht ist beim Auflegen des Riemens auf die Scheiben geboten. Schmalere Riemen können vorher geschlossen und mittels Riemenaufleger auf die Scheiben aufgebracht werden, bei breiteren Scheiben muß man jedoch die Riemenenden nach dem Auflegen mittels eines Riemenspanners zusammenziehen und erst dann verleimen oder vernähen (6).

Für feuchte Räume oder in Fällen, wo z. B. Säuren auf die Riemen einwirken, müssen entweder besonders imprägnierte Lederriemen oder solche aus einem anderen Materiale verwendet werden. Hierfür sind verschiedenartige Gewebe (Kamelhaarriemen, Baumwollriemen, Gummiriemen usw.), auch Gliederriemen in Gebrauch. Vergleichende Versuche haben jedoch die Überlegenheit des Lederriemens auch in solchen Fällen erwiesen, so daß meist ein zwingender Grund für die Verwendung von Ersatzmitteln nicht besteht. Für gleichmäßige Betriebe ist jedoch vielfach ein Ersatz des Riemens durch Stahlbänder möglich, welche fast vollständig unelastisch sind, wodurch die unangenehmen Eigenschaften des Riemens wegfallen. (Weitere Angaben siehe unter c.)

b) Anordnung des Triebes für parallele Wellen.

Der Riementrieb eignet sich zur Verbindung zweier Wellen mit beliebiger gegenseitiger Lage innerhalb bestimmter Grenzen für die Entfernung der beiden Achsen. Der Fall der Verbindung paralleler Wellen, auf welchen die Scheiben eine gemeinsame Mittelebene besitzen, soll als der häufigste vorerst besprochen werden. Ist die Drehrichtung der getriebenen Welle beliebig, so führt man den Riemen in der in Fig. 37 stark gezeichneten Art um die beiden Scheiben (offener Riementrieb). Sind die Umlaufsrichtungen beider Scheiben bestimmt und zwar entgegengesetzt gerichtet, so

c) Berechnung der Riemenabmessungen.

Die Zugfestigkeit von Ledertreibriemen beträgt 300—400 kg/cm², vereinzelt auch bis 600 kg/cm². Zwischen spezifischer Dehnung λ und Spannung σ besteht angenähert die von Lindner (7) nach Versuchen von Bach abgeleitete Beziehung σ = 1250 λ — 40 für neue und σ = 2000 λ — 10 für gebrauchte Lederriemen. Es wächst also die Dehnung stärker als die Anspannung und daher ist auch der Elastizitätsmodul $E = \frac{\sigma}{\lambda}$ nicht konstant. Als Mittelwert kann nach Bach $E = 1250 \text{ kg/cm}^2$ für neue und etwa der doppelte Wert (2250 kg/cm²) für gebrauchte Riemen gewählt werden.

Die Hauptschwierigkeit bei der Berechnung der Riemen betrifft die Größe des Reibungskoeffizienten. Bisher wurde $\mu = 0,25$ allgemein angenommen, nach den Versuchen von Kammerer kann jedoch $\mu = 0,50$ für gußeiserner Scheiben der Rechnung zugrunde gelegt werden. Davon ausgehend könnten jetzt die Gleichungen 12 und 13, auch unter Berücksichtigung der Fliehkraft, zur Ermittlung von T und daraus der Riemenabmessungen herangezogen werden. Setzt man noch $T = f k_z$ und $q = q_1 \cdot f$, so erhält man am zweckmäßigsten aus der Gleichung 15 a und der ersten der Gleichungen 16

$$U = f \left(k_z - q_1 \frac{v^2}{g} \right) \frac{e^{\mu \alpha} - 1}{e^{\mu \alpha}} \dots \dots \dots 17.$$

Daraus kann unter Annahme von k_z bei sonst bekannten Größen der Riemenquerschnitt berechnet werden. Gehrckens hat jedoch darauf hingewiesen, daß bei größeren Riemengeschwindigkeiten die Spannungsverhältnisse ganz andere sein dürften, insofern als T nicht viel von U abweicht, so daß also dann eine höhere Beanspruchung des Riemens zulässig erscheint. Da aber über das Spannungsverhältnis $\frac{T}{t}$ keine allgemeinen Angaben bekannt sind, geht man bei der Bestimmung der Riemenabmessungen nach den Vorschlägen von Gehrckens und Bach fast immer von der zu übertragenden Umfangskraft aus und berücksichtigt die Betriebsverhältnisse durch entsprechende Zuschläge auf empirischem Wege. Dabei sieht man auch von der Riemenstärke ab, da diese nicht von Einfluß auf die zulässige Beanspruchung des Riemens ist und bestimmt die Riemenbreite (b) nach der Größe der Umfangskraft.

Gehrckens empfiehlt folgende Werte für $\frac{U}{b} = k$, in denen die Riemengeschwindigkeit v und der Durchmesser D der kleineren Riemscheibe berücksichtigt sind.

	Bei v	=	3	5	10	15	20	25	30	40	50	m/sek
D =	100 mm	k =	2	2,5	3	3	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	
	200 mm	=	3	4	5	5,5	6	6,5	6,5	6,5	6,5	
	300 mm	=	4	5	6	7	7,5	8	8,5	9	9	
			5	6	7	8	9	10	10	10	10	
	400 mm	=	5	6	7	8	9	9,5	10	10,5	11	
			6,5	8	9	10	11	11,5	12	12,5	12,5	
	500 mm	=	6	7	8	9	10	10,5	11	11,5	12	
			8	9,5	11	12	13	13	13,5	14	14	
	600 mm	=	7	8	9	10	11	12	12,5	13	13,5	
			9,5	11	12	13	15	15	16	16,5	17	
	750 mm	=	8	9	10	11	12	12,5	13	13,5	14	
			11	12,5	14	15,5	17,5	17,5	18,5	19,5	20	

D = 1000 mm	=	9	10	11	12	13	13,5	14	14,5	15
		13	15	17	19	21	21	22	23	24
1500 mm	=	10	11	12	13	13,5	14	14,5	15	15,5
		15	17	19	21	23	25	26	27	28
2000 mm	=	11	12	13	13,5	14	14,5	15	15,5	16
		17	19	21	23	25	27	28	29	30

Die oberen Zahlen gelten für einfache, die unteren, fettgedruckten für Doppelriemen.

Die vorstehenden Werte gelten für sehr gutes Riemenmaterial unter der Voraussetzung, daß der Trieb horizontal oder nicht zu stark geneigt ist, daß die Übersetzung nicht über 1 : 2, und zwar ins Schnelle, beträgt, der Scheibenabstand entsprechend groß ist, die Herstellung und Montierung der Scheiben genau erfolgt und auch keine große Belastungsschwankungen in Frage kommen. Doppelriemen sind nur zu benutzen, wenn einfache Riemen zu breit werden sollten und dabei sind Scheiben mit Durchmessern unter 300 mm zu vermeiden, da der Doppelriemen sonst durch das Umbiegen zu stark leidet. Für Verhältnisse, welche von den angeführten abweichen, wird bei Benutzung der obigen Zahlen empfohlen, statt mit der tatsächlichen Umfangskraft zu rechnen, diese um einen Zuschlag zu vergrößern. Letzterer kann bei vertikalen Trieben und kurzem Achsenabstände 10—20 %, bei Übersetzung über 2 : 1 bis 30 % (bei 6 : 1), bei Übersetzungen ins Langsame je nach deren Größe 20—50 % und für Betriebe in feuchten Räumen 30 % betragen.

Für die Ersatzmittel für Lederriemen sind derartige allgemeine Angaben bisher nicht bekannt geworden und überläßt man zweckmäßig die Wahl der Riemenbreite der betreffenden Fabrik. Als Mittelwert ist für Gummiriemen mit Baumwolleinlagen, je nach deren Zahl $k = 4—25$, für Kamelhaarriemen je nach der Breite $k = 10—15—20$, für Baumwollriemen je nach der Stärke (von 6 bis 12 mm) $k = 7—15$, für Gliederriemen k um $\frac{1}{3}$ größer als bei Doppelriemen zu wählen.

Zur Erläuterung der Riemenberechnung sei die Bestimmung einer Riemenbreite nach den Gehrckensschen Angaben und unter Zugrundelegung der theoretischen Werte durchgeführt, und zwar für einfachen Riemen bei einer Kraftübertragung von 50 PS bei 350 U/min und einem Durchmesser der kleinen Scheibe von 1,2 m, unter Verhältnissen, wo die Werte direkt von der Tabelle abzulesen sind. Da die Umfangsgeschwindigkeit $\frac{350 \cdot 1,2 \pi}{60} \sim 22$ m/sek beträgt, hat die Umfangskraft den Wert $\frac{50 \cdot 75}{22} = 170$ kg; nach der Tabelle kann durch Interpolation zwischen den Werten für $D = 1000$ und 1500 mm, bzw. $v = 20$ und 25 m/sek, $k = 13,5$ gewählt werden, so daß eine Riemenbreite von $\frac{170}{13,5} = 12,5$ cm nötig ist. Nach der früher üblichen Berechnung wäre von Gleichung 17 auszugehen. In dieser hat (mit $\mu = 0,25$), $e^{\mu \alpha}$ für ca. $\frac{1}{2}$ des Scheibenumfanges als umspannten Bogen den Wert 2, q_1 bei einem spezifischen Gewichte des Riemens von ~ 1 den Wert 0,1. Wird noch k_z mit 25 kg/cm² gewählt, so geht Gleichung 17 über in

$$170 = f \left[25 - 0,1 \frac{22^2}{9,8} \right] \frac{1}{2} = 10 f$$

Bei einer Riemenstärke von 5 mm wäre somit eine Riemenbreite von 34 cm nötig. Geht man jedoch von $\mu = 0,5$ nach Kammerer aus, so ergibt sich $e^{\mu \alpha} = 4,8$ und man erhält $170 = 16 f$, bzw. eine Riemenbreite von 21 cm. Der Wert von k_z kann unbedenklich auf 30 kg/cm² und höher gesteigert werden, doch fehlen über die noch zulässigen Grenzen bestimmte Angaben. Jedenfalls ist zu erkennen, daß die Ab-

weichungen nach den verschiedenen Rechnungsarten sehr bedeutende und daher die der Praxis entnommenen Werte vorzuziehen sind.

Für die Berechnung der Wellen ist auch die Größe des Riemenzuges nötig. Nach den theoretischen Berechnungen würde sich hierfür bei $e^{\mu\alpha} = 2$ etwa die dreifache Umfangskraft ergeben, der größeren Vorspannung halber wird mit einer Belastung der Welle von 5—6 U gerechnet.

Was noch die Größe des Schlupfes und des Wirkungsgrades bei Riementrieben betrifft, so ist der erstere bei richtiger Vorspannung äußerst gering. Im normalen Betriebe muß man jedoch immer mit Geschwindigkeitsverlusten von 1—2 % und darüber, falls der Riemen nicht sehr stark angespannt ist, rechnen. Der Wirkungsgrad richtig angelegter Riementriebe beträgt im allgemeinen 90—95 % und darüber, bei der Berechnung der nötigen Leistungen wird man jedoch vorsichtshalber den niedrigeren Wert einsetzen. Endlich sei noch erwähnt, daß die Durchhängungen der Riemen nicht in Frage kommen, da sie nur außerordentlich geringe Werte erreichen (bei entsprechender Vorspannung, selbst bei sehr großen Spannweiten nur 20—25 cm bei ruhigem Betriebe). Die Berechnung könnte in gleicher Weise wie bei den Seilen (s. S. 136) geschehen. Bezüglich weiterer Angaben, die in einzelnen Fällen bei der Riemenberechnung von Vorteil sein können, sei nochmals auf die Versuche von Kammerer verwiesen (1).

Die Verhältnisse beim Stahlbandantriebe bedürfen einer gesonderten Erläuterung, da sie vom Riementriebe ziemlich stark abweichen. Stahlbänder können nur bei gleichmäßigem Betriebe verwendet werden, dabei ist vollständig parallele Lage der Wellen Bedingung. Zur Vergrößerung der Adhäsion erhalten die Scheiben einen Korkbelag. Die Stahlbänder der Eloesser - Kraftbandgesellschaft m. b. H in Berlin besitzen nach deren Angaben eine Festigkeit von 15 000 kg/cm². Nimmt man nur eine Beanspruchung von 1500 kg/cm² als größte an, so benötigt man als Querschnitt des Kraftbandes nur 0,02 desjenigen eines Riemens, daher nur sehr schmale Scheiben. Die gebräuchlichen Bänder sind, je nach der Breite (12—200 mm), 0,2—0,9 mm stark. Die Geschwindigkeit des Bandes kann bis 100 m/sek betragen. Die Vorspannung wird außerordentlich klein gehalten und kann natürlich in diesem Falle, wo der Elastizitätsmodul des Materiales unveränderlich ist, vorbestimmt werden. Nach den Angaben der Firma beträgt die Wellenbelastung im Mittel 3,5 U. Gegenüber den sonst üblichen Werten tritt also eine starke Verminderung der zuletzt angeführten Größe, auch durch das verringerte Scheibengewicht, ein. Versuche haben Wirkungsgrade bis 99 % ergeben. Der Geschwindigkeitsverlust ist sehr gering (maximal 0,15 %), auch erwies sich bei längerem Betriebe ein Nachspannen des Bandes nicht als nötig. Die wirtschaftliche Überlegenheit des Stahlbandes ist daher in den meisten Fällen, wo es benutzt werden kann, unbedingt vorhanden (8).

d) Konstruktion und Berechnung der Riemscheiben.

Als Konstruktionsmaterial kommt in erster Linie Gußeisen in Betracht. Vielfach haben jedoch auch schmiedeeiserne Scheiben, sowohl noch mit einzelnen Gußteilen als auch vollständig aus Blech hergestellt und solche aus Holz Verwendung gefunden.

Eine einteilige gußeiserne Scheibe zeigt Fig. 38. Sie besteht aus dem äußeren Kranze, der auf der Welle befestigten Nabe und den Armen als Verbindungsglieder. Der Kranz wird so ausgeführt, daß seine Stärke gegen die Mitte der Scheibe hin zunimmt. Es bietet dies, abgesehen von der größeren Festigkeit, auch bei der Herstellung den Vorteil, daß das Modell leichter aus der Form entfernt werden kann. Ferner ist noch in der Mitte, wo die Arme anschließen, ein ringsumlaufender Verstärkungswulst vorhanden, um den Übergang zu den Armen zu vermitteln. Vielfach wird dieser Wulst jedoch weggelassen, da er der Anlaß von Scheibenbrüchen gewesen

sein soll. Die Nabe ist ein angenähert zylindrischer, gleichfalls gegen die Mitte zu etwas verstärkter Körper. Die Befestigung auf der Welle bei einteiligen Scheiben geschieht fast immer mit Hilfe von Keilen, und zwar bei kleineren Scheiben, bis etwa 800 mm Durchmesser, stoßfreie, gleichmäßige Kraftübertragung vorausgesetzt, durch Hohlkeile, bis 1200 mm durch Flachkeile und von da an durch Nutenkeile. Die letzteren werden vielfach auch schon bei kleineren Abmessungen der Sicherheit halber benutzt. Alle Keile sind an der Übergangsstelle eines Armes an die Nabe anzuordnen. Bei großen Scheiben werden meist zwei (unter 90° , seltener 120° oder 180°), auch drei Keile angewendet, wobei ebenfalls auf die Armzahl Rücksicht zu nehmen ist. Bei längeren Naben wird im mittleren Teile eine etwa auf $\frac{1}{3}$ ihrer Länge reichende Aussparung angeordnet, welche, um hierbei die

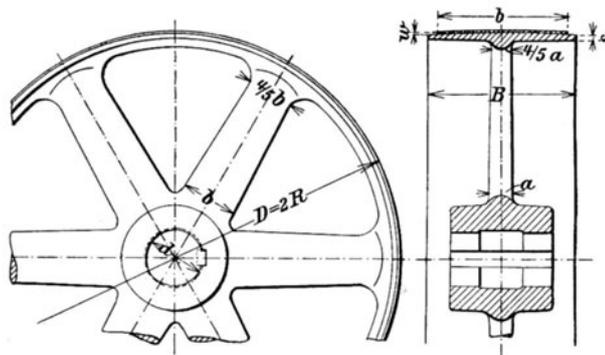


Fig. 38.

Führung für die Keile nicht zu verlieren, an den Stellen, wo solche vorhanden sind, aufhören gelassen wird. (Fig. 5, Taf. XV und Fig. 38.) Wie dargestellt, soll, um die Bearbeitung des inneren Teiles zu ersparen, das Material nicht ganz bis an die Welle heranreichen. Zur Befestigung werden außer Keilen noch vereinzelt Schrauben benutzt, die quer durch die Nabe hindurchgehen und sich in die Welle eindrücken. Andere Befestigungsarten, wie geschlitzte Naben oder konisch eingetriebene Büchsen, aufgesprengte, mit Schrumpfringen an die Welle gepreßte Naben usw. sind nur sehr wenig in Gebrauch.

Die Arme der Riemscheiben werden fast ausschließlich gerade hergestellt und besitzen elliptischen Querschnitt, mit der größeren Achse in der Richtung des Riemenlaufes, sowie gegen den Kranz verjüngt zulaufend. An der Nabe ergibt sich dabei beim Übergang der Arme an die erstere von selbst ein mehr oder minder flacher Wulst. Bei größerer Scheibenbreite (von 300—400 mm angefangen) ist die Stützung des Kranzes durch ein Armsystem nicht mehr ausreichend, außerdem würden auch die Abmessungen der Arme zu große werden. Man verwendet daher zwei nebeneinander liegende Armkreuze, welche bei sehr großen Scheibendurchmessern noch durch Querarme verbunden sind (Fig. 4, Taf. XXI).

Der Verwendungsbereich einteiliger Scheiben ist beschränkt, hauptsächlich wegen der Schwierigkeiten bei der Montierung und beim Transporte großer Scheiben; daher sind geteilte Scheiben immer zu empfehlen. Was deren Herstellung betrifft, so wird meist auch bei großen Ausführungen, bis 6 m Durchmesser, die Scheibe aus einem Stücke gegossen und nachher längs eines Durchmessers aufgesprengt. Die beiden Teile werden dann zusammengeschraubt und gemeinsam bearbeitet. Bei sorgfältiger Ausführung ist ein Beschädigen der Scheibe beim Sprengen nicht zu befürchten, auch tritt dabei eine starke Verminderung oder vollständiges Aufhören der Gußspannungen ein. überdies zeigen sich eventuell vorhandene Fehler im Material. Die zweite Art der Herstellung, daß beide Hälften gesondert gegossen, an den Berührungsflächen bearbeitet und nach erfolgter Verbindung gemeinsam abgedreht werden, ist fast nur bei großen Scheiben in Verwendung.

Von Wichtigkeit ist die Art der Teilung, die Ausbildung der Teilstellen und die Verbindung der beiden Hälften. Dabei kann entweder die Teilung in der Mitte zweier gegenüberliegender Arme (Teilung im Arme), oder zwischen zwei Armen, also nur am Kranze und an der Nabe, geschehen. Die erstere Ausführungsart ist vorzuziehen.

da sie besonders bei großen raschlaufenden Scheiben den Beanspruchungen besser gewachsen ist. Die zweite Art wird bei Riemscheiben nur wenig verwendet. Wenn bei Hanfseilscheiben, für welche die gleichen Konstruktionsgrundsätze gelten, vielfach diese Ausführung gewählt wird, so geschieht dies meist der einfacheren Herstellung halber, doch wird auch dort bei schweren Scheiben zur Teilung im Arme gegriffen.

Die wichtigste Abweichung bei der Konstruktion zweiteiliger Scheiben besteht bei der Teilung im Arme darin, daß die geteilten Arme wegen der Zusatzbeanspruchungen durch die Verbindungsschrauben stärker als die übrigen ausgeführt werden. Die Breite der Sprengleisten soll 10—15 mm nicht übersteigen, da sonst das Aufsprengen nicht ohne größeren Materialverlust vor sich geht; sehr vorteilhaft ist es dabei, kleine Öffnungen vorzusehen, die das Eindringen des Meißels erleichtern (in Fig. 2, Taf. XV am Kranze ersichtlich). Die Breite der Teilfuge beträgt je nach der Scheibengröße 5—15 mm. Bei zweiteilig gegossenen Scheiben wird meist die ganze Teilfläche an der Nabe und am Kranze bearbeitet, nur bei sehr großen Scheiben begnügt man sich mit einem längs der ganzen Fläche umlaufenden Rande. Die Verbindungsschrauben, deren Anordnung an den Beispielen näher erläutert ist, sind außen so weit als möglich an den Kranz, innen aber an die Welle heranzurücken, um ihre Beanspruchung zu vermindern. Alle Schrauben sind, um ein Lösen zu verhindern, durch Gegenmuttern oder Splinte zu sichern. Die Nabenschrauben werden auch zur Befestigung der Scheibe auf der Welle wie bei den einfachen Kupplungen herangezogen und muß deshalb auch auf die Lage der Keile zur Teilfuge geachtet werden. Ordnet man den Keil in der Teilfuge an, so erleiden die Schrauben durch das Eintreiben eine zusätzliche Biegebungsbeanspruchung, außerdem ist auch ein Schlottern des Keiles in der Nabe möglich. Bei Anordnung des Keiles in der zur Teilfuge senkrechten Ebene hingegen wird durch das Eintreiben die Anpressung der Nabe an die Welle etwas vermindert. Diese Gefahr dürfte die überwiegende sein, da man den Keil meist in die Teilfuge legt, nur bei größeren Scheiben den zweiten Keil in die dazu normale Ebene, bzw. unter 120° , jedoch immer an eine Stelle, wo ein Arm anschließt.

In den Beispielen ist eine Reihe, sowohl nach Größe, als auch Art der Verbindung verschiedener Ausführungen von zweiteiligen Scheiben dargestellt, wobei jedoch im allgemeinen jede der angegebenen Arten der Sprengung bzw. Ausbildung der Teilung bei beliebiger Scheibengröße verwendet werden kann.

Fig. 1, Taf. XV zeigt eine kleine gesprengte Riemscheibe, deren schmale Sprengleiste nach außen hin vollständig geschlossen ist. Daß die Verbindungsschrauben beidseitig mit Muttern versehen sind, ist wohl am Kranze immer nötig, da das Einbringen von Kopfschrauben nur bei sehr großer Entfernung vom Kranze möglich wäre, welche Ausführung nach dem Vorstehenden zu vermeiden ist. Bei den Nabenschrauben können aber fast immer gewöhnliche Kopfschrauben benutzt werden. Die in Fig. 2 derselben Tafel dargestellte Scheibe besitzt ihrer großen Breite halber zwei Armsysteme, deren Entfernung etwa die halbe Scheibenbreite beträgt. Die Nabellänge ist hier durch die Entfernung der Arme bedingt. Bei der Scheibe in Fig. 3 sind die beiden einzeln gegossenen und an den Berührungsflächen gehobelten Hälften durch neben den Armen angeordnete Schrauben verbunden. Dadurch wird ein größerer Teil des Kranzes zusammengepreßt, auch können die Schrauben viel näher an diesen und besonders bei der Nabe näher an die Welle herangerückt werden (etwa bis auf Schraubenstärke). Bei dieser Anordnung werden jedoch am Kranze besondere Verbindungslappen, an der Nabe angegossene zylindrische Butzen nötig. Abweichend von den bisher besprochenen gesprengten Scheiben sind bei der Ausführung in Fig. 4 nur einige Sprengleisten vorhanden, so daß die Größe der aufzusprengenden Flächen bedeutend vermindert ist. Hierbei sei darauf verwiesen, daß, abgesehen von der unbedingt nötigen Verbindungsstelle längs des ganzen Kranzumfanges, für die

Schrauben zu deren beiden Seiten in radialer Richtung Berührungsflächen vorhanden sein müssen, da bei Fehlen der einen das Anziehen der Schrauben ein Klaffen in der anderen Richtung bewirkt und damit Zusatzspannungen herbeiführt. Eine einfache Konstruktion, welche diesen Übelstand vermeidet, zeigt Fig. 4, Taf. XXV, bei welcher die Sprengleisten wohl nur auf einer Seite vorhanden sind, dafür aber Bleche bei A und B eingelegt werden, deren Stärke der Fuge genau angepaßt sein muß, damit die eigentlichen Sprengflächen wirklich anliegen. Bei Fig. 4, Taf. XV wäre noch zu erwähnen, daß am Kranze nur je zwei, an der Nabe aber drei Schrauben vorhanden sind, da die Scheibe auf einem Wellenabsatze angeordnet wurde und ein Anpressen der Nabe auf beide Wellenteile nötig ist.

Die beidseitige Stützung der Verbindungsschrauben läßt sich jedoch noch auf eine zweite Art erreichen, wie aus Fig. 5, Taf. XV ersichtlich ist, wo als Sprengleisten nur Kreisringe um die Schraubenlöcher, sowie die Leiste längs des Kranzes vorhanden sind. Diese Anordnung ist wegen der geringen Größe der gesamten Sprengfläche auch aus Herstellungsrücksichten zu empfehlen. Die Anordnung von Schrauben in der Armmittle ist, wie ersichtlich, nur bei Ausführungen von etwa 3000 mm Durchmesser angefangen nötig. Ferner sei noch auf die Scheibe in Fig. 1, Taf. XIII hingewiesen, bei welcher längs des ganzen Armes ein schmaler Steg stehengelassen ist, sowie auf jene auf Taf. XXVI, bei welcher statt der Arme nur eine mit Aussparungen versehene Scheibe vorhanden ist. Solche volle Scheiben statt der Arme werden bei kleinen Riemscheiben (auch bei Riemenleitern) häufig benutzt, da sie bedeutend größere Festigkeit besitzen. Sieht man von der Gestalt des Kranzes ab, so können auch die bei Hanfseilscheiben auf Taf. XXI dargestellten Teilungen bei Riemscheiben Verwendung finden. Die Sprengung ist dabei im wesentlichen die gleiche.

Eine besondere Beachtung verdient noch die in Fig. 58 (S. 140) dargestellte Teilung, die von J. Weipert & Söhne schon seit langem mit sehr gutem Erfolge ausgeführt wird. Bei dieser ist der Arm der Scheibe nur durch zwei Lappen zu seinen beiden Seiten erweitert und die zweite Scheibenhälfte besitzt einen ähnlich ausgebildeten Anguß. Der Arm wird dabei gar nicht geschwächt und die Teilfuge liegt angenähert an jener Stelle des Kranzes, welche die geringste Beanspruchung erleidet. Die Teilung der Nabe erfolgt zwischen zwei Armen, die Ausbildung der Sprengflächen kann in beliebiger Weise erfolgen.

Außer den besprochenen gußeisernen Scheiben kommen, wie erwähnt, auch solche mit gußeiserner Nabe und schmiedeeisernem Kranze und Armen vor. Eine derartige Ausführung zeigt Fig. 6, Taf. XV, wobei die aus Rundeisen bestehenden Arme in die beiden Wülste der Nabe eingepreßt und an den Enden zu Laschen ausgeschmiedet sind, die mit dem Kranze durch versenkte Nieten verbunden werden. Die Arme werden auch in die Nabe eingegossen und in den Kranz direkt eingietet. Ihre große Zahl bewirkt ein sicheres Halten des Kranzes und vermindert dessen Beanspruchung. Bei nur einem Armsysteme liegen die einzelnen Arme gewöhnlich nicht in einer zur Wellenachse normalen Ebene, sondern werden vom Kranze aus abwechselnd links und rechts abgebogen und ebenfalls in zwei Wülsten der Nabe befestigt (9). Als Vorteile dieser Scheibenkonstruktion gegenüber Gußeisen sind das geringere Gewicht, sowie größere Sicherheit gegen Bruch bei hohen Geschwindigkeiten anzuführen. Die Gewichtersparnis ist bei den im Handel vorkommenden Stahlblechscheiben noch eine viel größere. Diese sind leicht montierbar, außerdem auch durch Benutzung von Einlegebüchsen für verschiedene Wellendurchmesser geeignet und werden besonders in kleineren Abmessungen häufig verwendet. Von den verschiedenen Ausführungen seien nur zwei Formen erwähnt, die von Schuchardt & Schütte u. a. in den Handel gebrachten, System Rohrbeck, welche aus mehreren vernieteten und verschraubten Stücken bestehen und jene von R. Chillingworth in Nürnberg, bei welchen jede Scheibenhälfte aus einem einzigen Bleche hergestellt ist (10).

Bezüglich der aus Holz und Holzstoff hergestellten Scheiben ist hauptsächlich auf die Ausführungen von C. Flender in Düsseldorf zu verweisen (11). Der Hauptvorteil dieser Scheiben ist ebenfalls das geringe Gewicht sowie der größere Reibungskoeffizient. Bei geeignetem Materiale ist auch ihre Verwendung in feuchten Räumen möglich.

Die Abmessungen der Riemscheiben werden im allgemeinen fast nur auf empirischem Wege bestimmt, da ihre rechnerische Ermittlung teils nicht gut möglich, teils mit großen Schwierigkeiten verbunden ist. Nur bei Scheiben mit großer Umfangsgeschwindigkeit wird zumindest eine angenäherte Berechnung durchgeführt. Die Kranzbreite B (Fig. 38) beträgt bei einer Riemenbreite b gewöhnlich $B = 1,1 b + (1-1,5) \text{ cm}$, um bei Schwankungen des Riemens zu verhindern, daß ein Teil desselben über den Scheibenrand hinaustritt. Die geringste Stärke des Kranzes (alle folgenden Angaben beziehen sich, falls nicht ausdrücklich anders bemerkt, auf gußeiserne Scheiben) kann zweckmäßig nach Grove mit

$$s^{\text{cm}} = 0,2 + 0,01 B + 0,03 D$$

gewählt werden. Die Pfeilhöhe der Kranzwölbung w schwankt zwischen 2 und 10 mm je nach der Scheibengröße. Die Neigung der Kranzkante gegen die Mitte beträgt ca. 1 : 20, die Breite des Versteifungswulstes ist ungefähr gleich der Armstärke am Kranze. Die Nabenstärke wird, sofern die Bohrung der Scheibe der zu übertragenden Leistung entspricht, mit $0,5 d$, abnehmend auf etwa $0,4 d$ bei größeren Wellendurchmessern, gewählt. Wird jedoch durch die Riemscheibe nur ein Teil der durch die Welle an der betreffenden Stelle hindurchgeleiteten Leistung abgegeben, so berechnet man den Wellendurchmesser, welcher der von der Riemscheibe übertragenen Leistung entspricht (aus Gl. 2a z. B.) und nimmt dann den Mittelwert aus diesem und dem wirklichen Wellendurchmesser als Grundlage für die Nabenstärke. Die Nabenlänge soll, um einen ruhigen Lauf der Scheibe zu sichern, nicht kleiner als $1,5 d$ sein. Bei schmalen Scheiben führt man, sofern diese Bedingung hierbei erfüllt ist, die Nabe in ihrer Länge gleich der Scheibenbreite aus, bei breiten Scheiben ist die Nabenlänge ohnehin durch die beiden Armsysteme, bei geteilten überdies durch die Anordnung der Verbindungsschrauben schon bestimmt. Die Zahl der Arme wird fast ausnahmslos gerade gewählt und zwar bei kleinen Scheiben bis etwa 450 oder 500 mm Durchmesser mit 4, bis 2000 (2500) mm mit 6, darüber hinaus mit 8, vereinzelt auch höher. Maßgebend ist im einzelnen Falle für die Zahl der Arme die Länge der Sehne, am Kranze gemessen, zwischen zwei benachbarten Armen, welche bei raschlaufenden Scheiben ca. 1000 mm nicht überschreiten soll. Gewöhnlich begnügt man sich bei nicht zu großer Geschwindigkeit bei der Bestimmung der Abmessungen der Arme mit der folgenden Näherungsberechnung. Man nimmt an, daß das ganze zu übertragende Drehmoment von allen Armen gleichmäßig aufgenommen wird. Diese sind dann an den Stellen, wo sie an die Nabe anschließen, am stärksten auf Biegung beansprucht. Bei i Armen mit a (parallel zur Wellenachse) und b (normal dazu) als Achsen des elliptischen Querschnittes an der angegebenen Stelle gilt daher, wenn statt deren Entfernung vom Kranze der Einfachheit halber der Riemscheibenhalbmesser eingesetzt wird, oder aber die berechneten Abmessungen an der Wellenachse aufgetragen werden,

$$M_d = U \cdot R = i \frac{\pi a b^2}{32} \cdot k_b \quad 18.$$

Das Verhältnis a/b beträgt 2 : 5 — 1 : 2. k_b ist nicht größer als mit 100 kg/cm^2 einzusetzen, da die angenommene gleiche Verteilung des Momentes auf alle Arme keineswegs zutrifft und für einen höher gewählten Wert die tatsächliche Beanspruchung einzelner Arme fast bis zur Festigkeitsgrenze steigen kann. Aus Gleichung 18 können die Armabmessungen an der Nabe (oder der Wellenachse)

bestimmt werden, die Abmessungen am Kranze werden mit 0,8 der berechneten gewählt. Sind zwei Armsysteme vorhanden, so werden diese, wie erwähnt, gewöhnlich in etwa $\frac{1}{2}$ der Riemscheibenbreite voneinander entfernt angeordnet. Für die Rechnung ist dann die gesamte Zahl der Arme einzuführen und dabei geht man, um nicht die Abmessungen normal zur Wellenachse im Verhältnis zur Scheibengröße zu gering zu erhalten, mit $a : b$ bis auf etwa $1 : 3$ herab. Bei zweiteiligen Scheiben werden die geteilten Arme gewöhnlich in der Richtung normal zu den Schrauben etwa um $\frac{1}{3}$ — $\frac{1}{2}$ stärker als die übrigen ausgeführt, die Abmessungen in der Richtung der Wellenachse bleiben meist die gleichen, abgesehen von der Verbreiterung zur Aufnahme der Schrauben. Für die letzteren kann vorläufig folgende Näherungsrechnung durchgeführt werden. Nimmt man am Kranze, wo das größte Bestreben vorhanden ist, die beiden Scheibenhälften auseinanderzuziehen, eine gewisse Kraft im Querschnitte an, so müssen in der Teilungsfuge die Schrauben diese Kraft übertragen. Läßt man demnach für den gußeisernen Kranz, um eine ausreichende Sicherheit zu besitzen, nur eine Beanspruchung von 100 kg/cm^2 , für die Schrauben, wie üblich, 500 — 600 kg/cm^2 zu, so ergibt sich der Querschnitt der letzteren mit etwa $\frac{1}{5}$ — $\frac{1}{6}$ des Kranzquerschnittes. Die Aufteilung auf die einzelnen Schrauben hängt dann von der Konstruktion ab. Für langsamlaufende Scheiben kann ein anderer Weg als der angegebene nicht eingeschlagen werden, da man sonst zu kleine Schrauben erhalten würde. Die Nabenschrauben wählt man bei gleicher Zahl wie am Kranze entweder ebenso stark oder um $\frac{1}{8}$ stärker, um einen entsprechend großen Anpreßdruck auf die Welle zu erzielen. Soll dieser allein die Mitnahme der Scheibe bewirken, so müssen die Zahl und Stärke der Schrauben an der Nabe wie bei den Kupplungen (s. S. 53) berechnet werden.

Bei hohen Geschwindigkeiten und größeren Scheiben ist eine genauere Berechnung der Verbindungsschrauben und auch der sonstigen Abmessungen nötig, wobei hauptsächlich die Fliehkraft der Scheiben zu berücksichtigen ist. Sieht man von der Unterstützung des Kranzes durch die Arme ab, so kommt die ganze Fliehkraft der beiden Hälften eines rotierenden Ringes auf die Verbindungsschrauben zur Wirkung. Da der Schwerpunkt eines halben Kreisringes vom Halbmesser R (hier vom Schwerpunkte des Kranzquerschnittes aus gemessen) in einem Abstände von $\frac{2}{\pi} \cdot R$ vom Mittelpunkte liegt, und seine Masse bei einem Querschnitte f und

einem spezifischen Gewichte γ $\frac{\pi R f \gamma}{g}$ beträgt, hat seine Fliehkraft die Größe

$$C = \frac{\pi R f \gamma}{g} \cdot \frac{2}{\pi} R \cdot \left(\frac{n \pi}{30}\right)^2 = \frac{2 f \gamma}{g} V^2, \text{ wobei } V \text{ die Geschwindigkeit im Kranz-}$$

schwerpunkte bedeutet. Der Einfachheit halber wird aber gewöhnlich für R der Halbmesser der Scheibe, für V ihre Umfangsgeschwindigkeit in die letzte Formel eingeführt. Diese Kraft müssen die Verbindungsschrauben an beiden Teilstellen aufnehmen. Daraus kann ihre Größe bestimmt werden, während bei den Nabenschrauben in der früher angeführten Weise oder mit Berücksichtigung des Anpreßdruckes vorzugehen ist. Bei dieser Berechnung kann eine Schraubenbeanspruchung von etwa 3 — 400 kg/cm^2 angenommen werden. Ist die Scheibe zwischen den Armen geteilt, so ist die Beanspruchung der Kranzschrauben eine weit größere. Denkt man z. B. mit Bezug auf Fig. 1, Taf. XXI die Hälfte der oben ermittelten Kraft im Schwerpunkte des Kranzes angreifend, so sucht diese die beiden Lappen auseinanderzureißen. Hierbei gelangt dann die zweite Berührungsstelle der Lappen an deren Ende zur Wirkung und müssen sich die Fliehkraft und die in den Schrauben hervorgerufene Spannung das Gleichgewicht halten. Dies bedingt, wie aus dem Vergleiche der Hebelarme zu ersehen ist, ein Vielfaches der Fliehkraft als Beanspruchung der Schrauben, im Mittel etwa das $2\frac{1}{2}$ fache. Der Lappen selbst wird an der Stelle, wo die Schrauben angeordnet sind, durch die Fliehkraft am stärksten auf Biegung beansprucht.

Sowohl für die Schrauben als auch die Lappen tritt noch eine nicht zu vernachlässigende Beanspruchung durch die Fliehkraft dieser beiden Teile selbst hinzu. Man kann dabei den Kranz als eingespannten Träger zwischen den beiden Armen auffassen und erhält so das an der Verbindungsstelle wirkende Biegemoment. Dieses tritt zu dem erstangeführten für die Berechnung der Lappen hinzu. Für die Schrauben ergibt sich die Zusatzbeanspruchung, wenn das Moment durch den Abstand der Schraubenachse vom Ende des Lappens (als Hebelsarm) geteilt wird. Bei dieser Ermittlung kann mit Rücksicht darauf, daß sie ziemlich zuverlässig ist, für den Lappen die Biegebeanspruchung mit 200 kg/cm^2 (für Gußeisen) gewählt werden. Diese Angaben dürften für die Berechnung unter den im Transmissionsbau üblichen Verhältnissen ausreichend sein. Für jene Fälle, wo eine genauere Berechnung geboten ist, sei besonders auf die Arbeiten von Lindner und Grove verwiesen (12).

Was die Berechnung schmiedeeiserner Scheiben betrifft, so wäre nur zu erwähnen, daß die Zahl der Arme möglichst groß gewählt wird und ihre Stärke ähnlich wie bei den gußeisernen Scheiben unter Zugrundelegung einer Beanspruchung von $250\text{—}300 \text{ kg/cm}^2$ ermittelt werden kann. Für die übrigen Teile ändert sich der Rechnungsgang nicht.

e) Ausrückbare Riementriebe.

Zwecks Ein- und Ausrückung einer von einem immerlaufenden Strange mittels Riemen angetriebenen Welle während des Betriebes kann entweder zu einer besonderen Konstruktion der Riemscheiben oder einer ausrückbaren (Reibungs-) Kupplung gegriffen werden. Die Anordnung der letzteren ist bereits besprochen worden und es sollen nur nochmals die verschiedenen Ausführungsmöglichkeiten aufgezählt werden. Ordnet man die Kupplung auf der treibenden Welle an, so kann je nach den örtlichen Verhältnissen entweder eine gewöhnliche Kupplung zur Verbindung zweier Wellenenden (siehe z. B. Taf. XXVII beim Antriebe des Kompressors) oder eine Kupplung in Verbindung mit Riemscheibe oder Hohlwelle benutzt werden (s. z. B. Taf. XXVI, bzw. Taf. XXVII beim Antriebe der Dynamo). Die gleichen Anordnungen sind auch auf der getriebenen Welle möglich. In diesem Falle ist aber zu berücksichtigen, daß durch die immerlaufende Riemscheibe Reibungsarbeit erzeugt wird und auch der Riemen stärker leidet. Die zweite, im folgenden besprochene Gruppe von Einrichtungen besteht in der Anordnung einer losen oder Leer-Scheibe, die sich sowohl auf der treibenden als auch auf der getriebenen Welle befinden kann und auf welche der Riemen während der Zeit, wo die getriebene Welle nicht mitläuft, verschoben wird.

Denkt man um die Scheiben I und II in Fig. 39, die beide auf den zugehörigen Wellen befestigt sind, einen Riemen gelegt und übt man während der Bewegung auf diesen bei A einen Druck in der angegebenen Richtung aus, so wird der Riemen, der jetzt schief auf die Scheibe II aufläuft, aus dem gleichen Grunde wie bei Vorhandensein einer Scheibenwölbung, durch Änderung der Lage der Resultierenden der Spannungen, zu wandern beginnen und wird sich nach rechts gegen die Scheibe II' hin verschieben. Der getriebene Teil folgt dabei, wenn auch langsamer, nach. Liegt der ganze Riemen auf der Scheibe II', die nur lose auf der Welle läuft, so hört die Kraftübertragung auf. Beim Einrücken (Verschieben von II' auf II) findet der umgekehrte Vorgang statt. Voraussetzung bei dieser Anordnung ist, daß die doppeltbreite Scheibe I immer läuft, da sonst der Riemen bei der Verschiebung von II' auf II zuerst still stehen würde und sich nur sehr schwer bewegen ließe. Daraus folgt, daß im allgemeinen die Scheibe I auf der treibenden, die Voll- und Leer-(Los-) Scheibe II und II' auf der getriebenen Welle anzuordnen sind. Geht man aber von dem Falle aus, wo Voll- und Leerscheibe auf der treibenden Welle liegen, was deshalb erwünscht ist, weil die Leerscheibe bei ausgerückter getriebener Welle still-

steht und bei entsprechender Lagerung der ersteren jede Reibungsarbeit entfällt, so muß die Leerscheibe beim Ein- und Ausrücken des Riemens erst in Bewegung versetzt werden. Man preßt sie zu diesem Zwecke an die Vollscheibe an, bis sie von dieser mitgenommen wird und verschiebt erst dann den Riemen (s. unten).

Mit Bezug auf Fig. 39 wäre noch folgendes zu erwähnen. Da die seitliche Verschiebung von der Größe des Winkels γ abhängt, soll der Druck auf den Riemen möglichst nahe dem Auflaufpunkte auf die Scheibe II liegen. Die Kraft, die hierbei zur Verschiebung des Riemens nötig ist, läßt sich rechnerisch nicht ermitteln; es ist nur zu erkennen, daß die Verschiebung von der Voll- auf die Leerscheibe leichter vor sich geht als umgekehrt. Die Berechnung der Riemenabmessungen geschieht in gleicher Weise wie beim gewöhnlichen Triebe, die Riemenbreite ist nur dann größer zu wählen, wenn das Ein- und Ausrücken ziemlich oft geschieht, der Riemen also in seitlicher Richtung beansprucht wird. Bei der Anordnung mit Voll- und Leerscheibe auf der treibenden Welle, wie z. B. in Fig. 2, Taf. XVII, besitzen die beiden Scheiben Reibungsränder. Die Leerscheibe wird gegen die Vollscheibe gepreßt und so in Umdrehung versetzt. Da aber auch die Leerscheibe unter der Spannung des Riemens steht, muß infolge der bedeutenden Reibung an ihrem Umfange die getriebene Welle mit in Bewegung gesetzt werden. Ist dabei der volle Arbeitswiderstand vorhanden, dann ist bei größeren Kräften ein Einrücken deshalb nicht möglich, weil man die erforderliche Reibung am Anpreßrande der Scheiben nicht aufbringen kann. Kann die Einrückung im Leerlaufe erfolgen, so ist die vorliegende Anordnung meist einfacher als die Verwendung von Reibungskupplungen. Wenn die Leerscheibe in Bewegung gesetzt ist, läßt sich der Riemen leicht auf die Vollscheibe verschieben. Nach erfolgtem Einrücken wird die Leerscheibe von der Vollscheibe wieder zurückgezogen, beim Ausrücken findet der Vorgang in umgekehrter Reihenfolge statt, wobei ebenfalls ein Anpressen nötig ist, weil sonst der Riemen, je weiter er gegen die Leerscheibe rückt, sich nur schwer auf die ruhende Scheibe verschieben läßt.

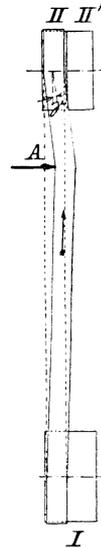


Fig. 39.

Die Leerscheiben, worunter auch die lose laufenden Riemscheiben in Verbindung mit Reibungskupplungen zu verstehen sind, zeigen nur wenig Abweichungen von der normalen Scheibenkonstruktion. Der Kranz wird entweder schwach gewölbt gehalten oder gerade ausgeführt. (Bei der doppeltbreiten Scheibe darf natürlich eine Wölbung überhaupt nicht vorhanden sein.) Der Anpreßrand wird konisch ausgeführt (Fig. 2, Taf. XVII) oder aber als Ring normal zur Welle (Fig. 2, Taf. XXVIII). Auch die Berechnung der nötigen Anpreßkraft und der Größe der Flächen der Ränder erfolgt wie bei den Reibungskupplungen, falls die größte vor dem Verschieben des Riemens zu übertragende Leistung bekannt ist (für Leerlauf kann je nach der Art der getriebenen Maschine 10—20 % der Gesamtleistung geschätzt werden). Vielfach wird auch die Leerscheibe im Durchmesser etwas kleiner (bis ca. 5 %) gehalten als die Vollscheibe, so daß der leerlaufende Riemen weniger Spannung besitzt. Die Vollscheibe muß dann an der der Leerscheibe zugekehrten Seite einen konisch ansteigenden Teil am Kranze besitzen, um den Übergang zu ermöglichen.

Für die Lagerung der Leerscheibe ist auch bei sehr langer Nabe nicht zu empfehlen, diese direkt auf der Welle laufen zu lassen, da sich die Nabe selbst bei geringem Flächendrucke und guter Schmierung sehr rasch ausläuft. Die einfachste Art, das direkte Laufen der Nabe auf der Welle zu vermeiden, besteht darin, die erstere mit einer 5—10 mm starken Rotgußbüchse zu versehen, die bei einteiligen Scheiben eingepreßt, bei zweiteiligen durch Niete befestigt wird. Statt dessen wird auch manchmal ein Weißmetallausguß verwendet. Die Schmierung muß in solchen Fällen bei immerlaufender Scheibe durch eine Federdruckbüchse oder ein Zentrifugalschmiergefäß

geschehen (s. unten), bei immerlaufender Welle reicht eine Staufferbüchse aus, die während des Stillstandes der Scheibe nachgezogen wird. Eigene, auf der Welle befestigte Leerlaufbüchsen

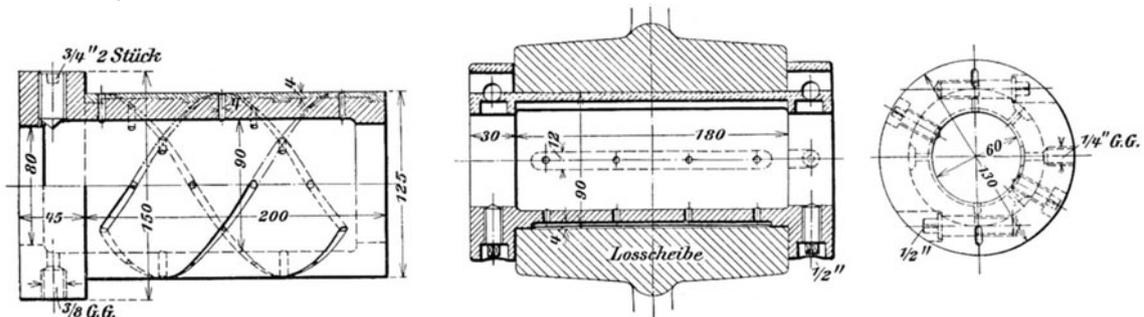


Fig. 40 u. 41. Lünemannsche Leerlaufbüchsen. $\frac{1}{5}$.

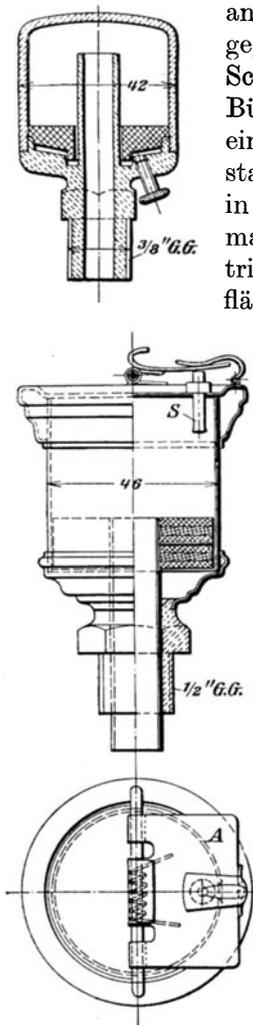


Fig. 42 u. 43.

Zentrifugalschmiergefäße für Starrschmiere. $\frac{1}{2}$.

zeigen Fig. 40 und 41. Sie besitzen entweder an einem Ende oder an beiden Seiten stellingartige Verstärkungen, um die Scheibe gegen Verschiebungen in der Achsenrichtung zu sichern. Die Schmierung bei den dargestellten, auch als Lünemannschen Büchsen bezeichneten Ausführungen ist bedeutend besser als bei einer einfachen Bronzebüchse und geschieht gleichfalls im Stillstande der Welle mit einer Staufferbüchse, wobei immer etwas Fett in die Leerlaufbüchse, die auch als Vorratsbehälter für das Schmiermaterial dient, hineingedrückt wird. Dreht sich die Welle, so tritt infolge der Fliehkraft durch die Löcher Fett auf die Lauffläche und verteilt sich auf diese durch die Nuten, die in verschiedenen Ausführungen (schraubenförmige und Längsnuten) vorkommen. Tritt starke Erwärmung ein, so schmilzt das Fett, gelangt an die Lauffläche und verhindert so ein Heißlaufen. Auch diese Büchsen werden manchmal an ihrer Oberfläche mit Weißmetall überzogen (Fig. 40). Vielfach wird die in Fig. 1, Taf. XIII ersichtliche Ausführung gewählt, bei welcher die Leerscheibe noch eine Rotgußbüchse trägt. An dieser ist auch außer der Staufferbüchse als Hauptschmiergefäß noch eine Federdruckbüchse vorhanden, welche das während des Betriebes verbrauchte Schmiermaterial ersetzt. Die Stärke der Leerlaufbüchsen beträgt bei Gußeisen 15 bis 20 mm. bei der seltener vorkommenden Ausführung in Bronze 5—10 mm. Die Länge der Lauffläche richtet sich selbstverständlich nach der, möglichst großen, Nabellänge der Scheibe. Als Schmiervorrichtungen kommen nebst den schon erwähnten auch Zentrifugalschmiergefäße vor. Das in Fig. 42 dargestellte, für Starrschmiere bestimmte, besitzt einen kleinen Kolben, der durch die Fliehkraft nach außen geschleudert wird und so das Fett durch die mittlere Bohrung auf die zu schmierende Fläche drückt. Ähnlich wirkt das in Fig. 43 ersichtliche, bei welchem der Kolbendruck durch Auflegen einer veränderlichen Zahl

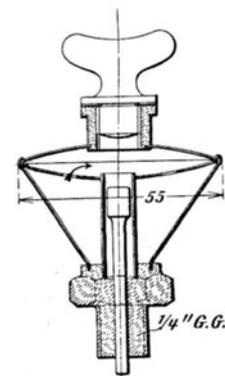


Fig. 44. Kuchsch'sche Schmierbüchse. $\frac{1}{2}$.

von Bleiplatten einstellbar ist. Diese Schmierbüchse besitzt auch eine Signalvorrichtung, welche anzeigt, daß kein Fett mehr vorhanden ist. Sie besteht darin, daß der Kolben bei seinem Hochgange an den kleinen Stift S anstößt, wodurch sich die sonst mittels einer Einpressung in dem kleinen Blechstücke auf dem Deckel niedergehaltene, z. B. rot gestrichene Signalscheibe A unter der Wirkung einer Feder aufstellt. Bei der Kuchschen, für Öl bestimmten Büchse (Fig. 44) bewirkt ebenfalls die Fliehkraft ein Hinausschleudern des Schmiermittels aus dem Behälter im Sinne des Pfeiles, welches durch den beweglichen Stift wie bei den gewöhnlichen Nadelschmiergefäßen zur Welle gepumpt wird. Für höhere Umdrehungszahlen ist natürlich diese Art der Schmierung nicht zu gebrauchen.

Außer den bisher angeführten sind auch Leerlaufbüchsen mit Kugellagern, sowie selbsttätiger Schmierung in Verwendung. Eine Kugellagerbüchse zeigt Fig. 7, Taf. XV, bei welcher zwei Ringsysteme vorhanden sind, deren innere Ringe auf die Welle aufgepreßt werden, während die äußeren mit der Scheibe mitlaufen. Das linke Ringsystem ist in der Richtung der Achse gegen die Scheibe beweglich, das rechte durch die Nabe und einen Deckel eingespannt, so daß ein Klemmen vermieden wird. Eine gegenseitige Verschiebung in achsialer Richtung wird durch ein schmiedeeisernes Rohr zwischen den inneren Ringen und zwei kurze Rohrstücke, an die sich außen beiderseits entweder Stellringe oder Nabenteile anderer Scheiben legen (nicht dargestellt), gehindert. Die Schmierung erfolgt durch Staufferbüchsen. Eine weitere Ausführung mit selbsttätiger Schmierung zeigt Fig. 8, Taf. XV. Die eigentliche Leerlaufbüchse ist dabei auf der Welle durch Keile und Schrauben befestigt und besitzt einen ziemlich großen Ölbehälter. Steht die Welle still, so sammelt sich das Öl im unteren Teile und gelangt durch die kleinen Bohrungen zur Lauffläche. Dreht sich jedoch die Welle ständig, so wird das Öl durch die Fliehkraft hinausgedrängt und fließt durch die äußeren Öffnungen wieder in den Behälter zurück. Ein Verspritzen von Öl wird durch Rillen, ähnlich wie bei Lagern, verhindert.

Eine Leerlaufnabe mit Ringschmierung zeigt Fig. 2, Taf. X. Die beiden einteiligen Schalen Q und Q' sind mit der Nabe des Gehäuses A verschraubt. Zwischen ihnen ist ein Ring R auf der Welle festgeklemmt, auf welchem der lose Schmierring R₁ läuft. Dieser fördert wie bei Ringschmierlagern das Öl aus dem unteren Teile des Gehäuses nach oben und gibt es dort durch die Bohrungen in den Schalen an die Welle ab. Zur Ölfüllung und zum Ablassen desselben dienen die beiden im Querschnitt X Y ersichtlichen Schrauben an der Stirnseite. Die durch eine Schraube verschlossene Öffnung im Gehäuse A dient nur zum Anziehen der Klemmschraube für den Stellring. Bei immerlaufender Scheibe kann bei nicht zu großer Geschwindigkeit die Leerlaufnabe auch in der dargestellten Form Verwendung finden, da dann das

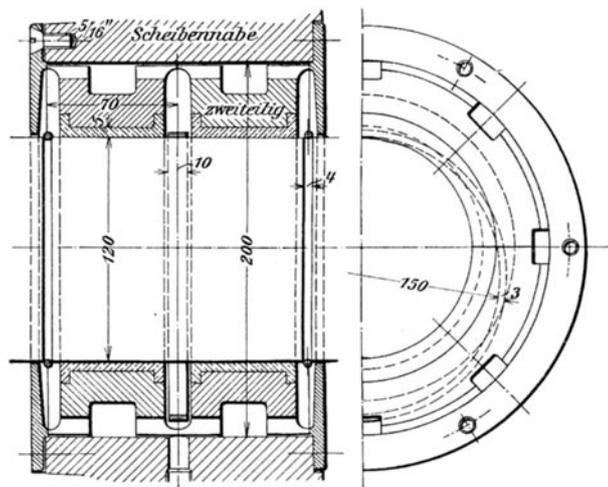


Fig. 45.

Leerlaufnabe mit Ringschmierung (Prager M.-A.-G.). $\frac{1}{4}$.

zwischen den Rippen nach oben beförderte Öl auf die Lauffläche geschleudert wird. Bei hohen Umdrehungszahlen müßte jedoch ein Schöpfer (s. S. 126) benutzt werden. Eine andere Ausgestaltung einer solchen Leerlaufnabe zeigt Fig. 45, die ähnlich wie

die vorbeschriebene wirkt. Es werden hierbei mehrere geteilte Schalen, der Nabenslänge entsprechend, verwendet und zwischen je zwei derselben ein Schmiering angeordnet. Um zu verhindern, daß Öl längs der Welle ausfließt, sind an dieser in eingedrehten Nuten am Ende der Büchse Spritzringe angebracht. Zum Füllen und Ablassen des Öles dient eine Bohrung in der Scheibennabe. Die dargestellte Konstruktion und auch die vorhergehenden werden in erster Linie bei lose laufenden Teilen von Reibungskupplungen angewendet. Von sonstigen Leerlaufbüchsen mit selbsttätiger Schmierung seien noch jene des Eisenwerkes Wülfel, der Sächsischen Maschinenfabrik (beide mit Schöpferschmierung), sowie der Maschinenfabrik Polysius (mit Kugellagern) erwähnt (13).

Am vorteilhaftesten ist, die Lagerung der Leerscheibe ganz unabhängig von der Welle zu gestalten, wie dies bei Riementrieben, wo der ausgerückte Riemen stillsteht (Voll- und Leerscheibe auf der treibenden Welle), sowie auch bei größeren Reibungskupplungen fast immer geschieht. Hierzu werden Leerlaufträger, sowohl an die Lager angegossen, als auch selbständig an Unterlagen befestigt, benutzt. Die erstere Form, welche nur für kleine Wellendurchmesser und geringe Riemenzüge geeignet ist, zeigt Fig. 1, Taf. XVII. An den Lagerkörper ist die Hälfte einer Büchse angegossen, welche die Welle mit genügendem Spiel umschließt und mit ihrer zweiten Hälfte verschraubt wird, wobei auch gleichzeitig die Teile, welche die Verbindungsschrauben tragen, als Bunde zur Begrenzung der Verschiebung der Leerscheibe dienen. Bei größeren Kräften verwendet man die zweite Form, wie z. B. in Fig. 4, Taf. XVII dargestellt, bei welcher der Leerlaufträger ganz unabhängig von dem nebenliegenden Lager an der Unterlage (Mauerkasten) befestigt ist. Der untere Teil des Trägers ist eingesetzt, um den Körper einfach über die Welle schieben zu können. In diesem Teile befindet sich auch eine Kammer für Schmiermaterial, die im allgemeinen eine weitere Schmierung der Nabe der Leerscheibe unnötig macht. Eine ähnliche Ausführung ist noch auf Taf. XXVI, für zwei Scheiben bestimmt, zu ersehen, bei welcher die Schmierung auch noch an der Scheibennabe mittels Federdruckbüchse geschieht. Auch Ringschmierung und Schöpferschmierung werden bei Lagerträgern vereinzelt verwendet (14). Bezüglich der Berechnung ist anzuführen, daß bei zweiteiligen Ausführungen, falls der Riemenzug normal zur Teilfuge wirkt, nur das Widerstandsmoment der unteren Hälfte berücksichtigt werden darf, während, wenn die Kraft in der Teilfuge wirkt, das Widerstandsmoment des gesamten Ringquerschnittes in Rechnung zu ziehen ist.

Zur Hervorbringung der Durchbiegung des Riemens, die zu seiner Verschiebung nötig ist, wird an diesen mittels einer geeigneten Vorrichtung eine Stange angepreßt. Da auch immer ein Verschieben in der umgekehrten Richtung möglich sein muß, ergibt sich daraus die Führung des Riemens in einer Art Gabel, wobei die Entfernung der beiden Stangen etwas größer sein muß als die Riemenbreite. Der Druck auf den Riemen soll bei größerer Breite normal zur Richtung des Riemenlaufes erfolgen. Scharfe Kanten an den Stangen, die den Riemen verletzen könnten, sind zu vermeiden. Man verwendet daher für die Gabel meist Rundeisen (Fig. 2 und 3, Taf. XVI), umgibt diese für breitere Riemen auch mit einem Rohrstücke, das sich lose drehen kann, um die Reibung zu vermindern (Fig. 3, Taf. XVII, wobei jedoch das innere Rundeisen der Deutlichkeit halber nicht ersichtlich gemacht ist). Beide Stangen werden an den Enden auch verbunden, um ein Ausweichen bei zu großem Riemenwiderstande zu verhindern. Für schmälere Riemen genügt ein U-förmig gebogenes Rund- oder Flacheisen (Fig. 1, Taf. XVI). Fig. 1 und 2, Taf. XXVIII zeigen noch gußeiserne, aus einem Stück hergestellte Riemengabeln.

Die Mechanismen zur Verschiebung der Riemengabel sind im wesentlichen die gleichen wie bei den Ausrückvorrichtungen für Kupplungen: Hebel, Zahnstange und Schraubenspindel, vereinzelt auch das Kurbelgetriebe. Bis etwa 150 (200) mm

Riemenbreite werden die einfachen Hebelausrücker und solche mit Zahnstange benutzt, bis 250 (300) mm nur solche mit Zahnstange oder auch mit Schraubenspindel, bei größeren Breiten nur die letzteren. Kurbelgetriebe finden bis etwa 200 (auch 300) mm Breite Verwendung. Erfahrungsgemäß lassen sich Riemen über 400 mm Breite nur sehr schwer verschieben, man zieht dann meist die Verwendung von Reibungskupplungen in Verbindung mit Riemscheiben vor. Für die Wahl der einzelnen Vorrichtungen ist natürlich in erster Linie die durch sie erzielte Übersetzung maßgebend.

Eine einfache Ausrückung mit Handhebel ist in Fig. 2, Taf. XVI dargestellt, die zur Befestigung an Hängelagern oder Wandkonsolen (bzw. auch an der Wand selbst) bestimmt ist. Die beiden Kloben A und B sind in ihrem unteren Teile mit Bohrungen zur Aufnahme von Rundeisen C versehen, welche letztere in Löcher im Körper der Hängelager oder dgl. eingesteckt und durch Splinte gesichert werden (s. Fig. 19 bei C). Ist die Ausrückvorrichtung an der Wand oder der Decke angeordnet, so werden die Rundeisen in kleinen Böcken befestigt (Fig. 4 der gleichen Tafel bei N). In den Teilen A und B ist die Ausrückstange D (Gasrohr) verschiebbar, welche die beiden Kloben F mit den Rundeisen E zur Verschiebung des Riemens trägt. Diese geschieht mit Hilfe des an einem Fortsatze von A befestigten dreiarmigen Hebels L, der einen Zapfen K an der Stange D umfaßt und beim Ziehen an einem der Handgriffe M, die sich in Bedienungshöhe befinden, den Zapfen und damit die Stange D mitnimmt. Da die Riemengabel ihre Lage zur Riemenebene nicht ändern soll, sohin die Ausrückstange an einer Drehung gehindert werden muß, ist mit letzterer durch die Kloben G und H eine Führungsstange J in Verbindung, welche in einer Bohrung von A verschiebbar ist. Der Ausrücker kann für Riemen verschiedener Breite bis zu einem bestimmten Größtwerte verwendet werden. Die Begrenzung des Hubes der Stange D geschieht, der jeweiligen Riemenbreite entsprechend, durch Einstellung des Klobens H, wobei bei Bewegung der Stange nach rechts G, bei Bewegung nach links H an A anschlägt. Die größte Verschiebung überhaupt wird durch die Länge des Langloches im Hebel L bestimmt. Beim Entwerfe sind nach Annahme der gegenseitigen Lage der einzelnen Teile für eine Stellung auch die beiden Endstellungen aufzuzeichnen, um sich zu überzeugen, ob nicht in irgendeiner Lage eine Kollision zweier Teile eintritt.

Bei der vielfachen Verwendung solcher Ausrücker bei Deckenvorgelegen sollen einige Abänderungen der dargestellten Ausführung erläutert werden. Die Sicherung der Stange D gegen Verdrehung und die Begrenzung der Längsverschiebung kann dadurch einfacher gestaltet werden, daß man statt des Klobens G nur den Zapfen K an D befestigt und die Führungsstange J mit zwei gleichen Kloben H am anderen Ende bei B anbringt. Eine weitere Vereinfachung ist dadurch möglich, daß man statt des Rohres D entweder ein Flacheisen benutzt oder ein Rundeisen, das an einem Ende abgeflacht ist, bzw. in welches eine Nut eingefräst wird, in die ein in einen der beiden Kloben eingeschraubter Führungsstift eingreift, so daß eine Drehung der Stange nicht möglich ist. Zur Begrenzung des Hubes können dann gewöhnliche Stellringe zu beiden Seiten von B benutzt werden. Statt der Stangen C werden zur Befestigung an dem Lager usw. auch Flacheisen benutzt (Fig. 3, Taf. XVI). Die weiteren Änderungen betreffen den Antrieb zur Verschiebung. Bei kleinen Riemenbreiten läßt man den Winkelhebel vollständig weg und verwendet nur einen einfachen Ausrückhebel (auch aus Holz), dessen Drehpunkt sich in einem Bocke an der Decke oder an der Wand befindet, welcher Hebel unter Vermittlung eines Zapfens die Stange verschiebt. Ferner wird auch, um das Verharren des Riemens in seiner Lage zu sichern, da sonst bei unruhigem Laufe ein Verschieben desselben möglich wäre, an einer Verlängerung des mittleren Armes von L ein Gegengewicht angegossen, welches bei kräftigem Anziehen am Handgriffe durch seine Überwucht auch ein selbsttätiges Ver-

schieben in die Endstellung bewirkt. Um bei der Bedienung des Ausrückers jeden Zweifel zu vermeiden, werden einarmige Umwurfhebel benutzt. Am einfachsten wird hierzu der mittlere Arm von L einerseits nach unten zur Befestigung einer Zugstange, andererseits nach oben für das Gegengewicht verlängert und werden die beiden Querarme weggelassen. Dabei ist immer am Handgriffe nach unten zu ziehen. Außerdem wird unter Weglassung nur eines Querarmes von L der am zweiten befindliche Handgriff allein verwendet. In diesem Falle muß jedoch bei der einen Verschiebung die Stange M nach oben gedrückt werden. Weitere Abänderungen bestehen darin, daß der Hebel den Zapfen und die Stange D oder ein mit ihr fest verbundener Teil das Langloch, meist normal zur Stangenachse, erhält, wobei im letzteren Falle bereits eine Art Kurbelschleife vorhanden ist. Dabei wird auch der Ausrückhebel durch ein Kettenrad, mit dem Zapfen an einem seiner Arme, ersetzt.

Fig. 1, Taf. XVI, zeigt einen Zahnstangenausrücker, zur Befestigung an einer Betoneisendecke bestimmt. Die Begrenzung des Hubes geschieht einerseits durch die Riemengabel, andererseits durch eine kleine Stellschraube auf dem Flacheisen, auf das die Zahnstange aufgeschraubt ist. Die Vorteile derartiger Ausrücker gegenüber denen mit einfachem Hebel liegen hauptsächlich darin, daß ein langsames Verschieben möglich ist, während besonders bei jenen mit Umwurfhebel der Riemen durch das plötzliche Anreißen leicht beschädigt wird.

Eine zweite Riemenausrückung mit Zahnstange zur Befestigung an Hängelagern zeigt Fig. 3, Taf. XVI. Aus Fig. 4 sind die Einzelheiten in größerem Maßstabe, auch zur Befestigung an der Decke, zu entnehmen. Zahnrad samt Zahnstange befinden sich hier in einer horizontalen Ebene, daher kann die Betätigung nur mittels Handrad, Kurbel o. ä. geschehen. Um die Gabel in ihrer jeweiligen Stellung festzuhalten, greift eine kleine Schraube L im Gehäuse A im Ruhezustande etwas in eine der Lücken des Zahnrades B ein und verhindert so dessen Drehung und dadurch eine Verschiebung der Zahnstange C. Vor der Verschiebung des Riemens muß mittels des Handgriffes G das Zahnrad etwas angehoben werden, so daß die Zähne über dem Stifte L stehen. Auch hier geschieht die Begrenzung des Hubes einerseits durch die Schraube Z, andererseits durch den Kopf der einen Befestigungsschraube für die Zahnstange an dem Flacheisen H. Die dargestellte Vorrichtung kann bis zu Riemenbreiten von 150 mm benutzt werden. Soll die Anbringung direkt an der Decke geschehen, so wird das Flacheisen J, welches das Gehäuse A trägt, in dem Teile P (Fig. 4) befestigt, der auf der Stange N des Bockes M verschiebbar ist. Die Ausrückstange H ist in einem zweiten Bocke Q, bzw. einer einfachen Mauerhülse geführt, wenn der Ausrücker nahe einer normal zur Welle verlaufenden Wand liegt. Bei Befestigung an der Wand werden statt der Flacheisen J vorteilhaft Rundeisen benutzt, die ähnlich wie N in Böcken gelagert sind.

Bei sehr großen Riemenbreiten werden Vorrichtungen mit Schrauben verwendet (Fig. 2 und 3, Taf. XVII). Die Riemengabel R ist auf der doppelgängigen Spindel verschiebbar und wird an einer Drehung durch einen seitlichen Arm gehindert, welcher auf einer Stange F geführt ist. Weitere Riemenverschiebungen sind aus Fig. 1 und 2, Taf. XXVIII zu entnehmen und sei dabei hervorgehoben, daß nach Fig. 2 bei zwei nebeneinander angeordneten Riemenausrückern eine Vereinfachung dadurch getroffen ist, daß die beiden Spindeln einander gegenseitig als Führungsstangen dienen. Aus diesem Beispiele ist noch eine weitere Art der Befestigung an Wandkonsolen zu ersehen.

Die Vorrichtungen zum Anpressen der losen Scheibe an die feste gleichen meist den Spindel- und Hebelausrückern für Kupplungen. Der Anpreßdruck soll solange, bis der Riemen auf die andere Scheibe übergeführt ist, erhalten bleiben, da sich der letztere sonst nur schwer vollständig verschieben läßt. Bei kleineren Kräften reicht das starke Anpressen mittels Handhebel aus, weil dann auch das Verschieben des

Riemens mittels Umwurfhebel oder dgl. sehr rasch vor sich geht. Bei breiteren Riemen jedoch, wo die Verschiebung langsam erfolgen muß, ist eine selbsthemmende Schraubenspindel zu verwenden.

Auf Tafel XVII sind zwei Ausführungsformen von Anpreßvorrichtungen dargestellt, von welchen nur die erste (Fig. 1) von den gewöhnlichen Kupplungsausrückern etwas abweicht. Bei dieser ist an das Lager mit dem Leerlaufträger L eine Konsole A angeschraubt, in der sowohl die Welle für das Kettenrad D und die mit diesem zusammengegossene Schraubenspindel als auch der Drehpunkt für den Hebel C gelagert sind, welcher Hebel in die Mutter E der Spindel (mittels zweier Zapfen) und in den offenen Ausrückring B eingreift. Zwei in die Konsole A eingegossene Flacheisen dienen als Kettenfänger. Bei s ist eine Schmierung des Schleifringes vorgesehen. Die Ausführung in Fig. 2 gleicht vollständig den üblichen Ausrückungen für Kupplungen (vgl. Fig. 3, Taf. XIII). Der Drehpunkt des Hebels befindet sich am Lagerträger selbst, könnte aber je nach Erfordernis auch an einem eigenen Bocke an der Wand oder Decke angebracht werden. Eine ähnliche Ausführung zeigt noch Fig. 2, Taf. XXVIII. Auch bei diesen Vor-

richtungen ist wie bei den Kupplungen auf eine ausreichende Schmierung des Schleifringes zu achten, um ein Heißlaufen zu verhindern. Falls die örtlichen Verhältnisse es gestatten, kann man Anpreßvorrichtung und Riemenverschiebung auch gemeinsam auf einem Bocke anordnen (15). Eine Anpreßvorrichtung für geringe Riemenbreiten zeigt Fig. 46. Ein offener Bügel A greift in den Schleifringhals der Nabe N der Leerscheibe ein und ist um einen Zapfen C drehbar, welcher exzentrisch zur Spindel D des Handrades liegt, deren Ende

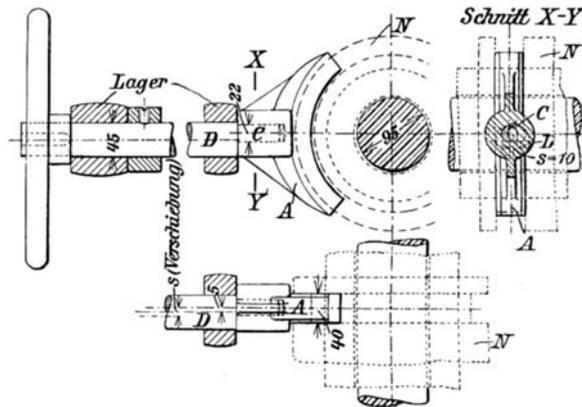


Fig. 46. Leerscheibenanpreßvorrichtung. $\frac{1}{10}$.
(Eisenwerk Wülfel.)

er bildet. Beim Drehen des Handrades beschreibt der Zapfen einen Kreisbogen und dabei verschiebt sich mit dem Bügel auch die Scheibe. (Für Kupplungen erscheint diese Anordnung wegen des geringen erzielbaren Hubes im allgemeinen nicht geeignet.)

Außer den dargestellten Konstruktionen sind auch eine Reihe von solchen bekannt geworden, die bezwecken, mittels eines einzigen Organes die Betätigung der gesamten Anpreß- und Ausrückvorrichtung zu erzielen, wodurch ein Irrtum bei der Bedienung ausgeschlossen ist. Vielfach wird jedoch gegen diese Vorrichtungen eingewendet, daß man meist nicht in der Lage ist, den Anpreßdruck zu regeln, so daß letzterer vielleicht nicht mehr ausreicht, um die Scheiben während der ganzen Verschiebung genügend stark aneinander zu pressen. Erwähnt seien die Ausführungen des Eisenwerkes Wülfel und von J. Grob & Söhne in Leipzig (16).

Die Berechnung der Einzelteile der Anpreßvorrichtungen kann wie bei den Ausrückungen für Kupplungen geschehen, falls die zu übertragende Leistung vor dem Verschieben des Riemens bekannt ist.

f) Riementriebe bei nicht parallelen Scheibenachsen und unter Verwendung von Leitrollen.

Wie bereits hervorgehoben, ist durch den Riemen auch die Verbindung von zwei Scheiben möglich, deren Mittelebenen nicht zusammenfallen. Sieht man vorerst von der Breite des Riemens ab, so ist bei einem einfachen Faden zu erkennen, daß

dieser beim Auflaufe auf eine Scheibe schon in einer zu deren Achse normalen Ebene liegen muß, da er sonst überhaupt auf der Scheibe keinen Halt findet. Da jedoch eine Richtungsänderung zwischen zwei Scheiben ausgeschlossen ist, muß der Faden bereits

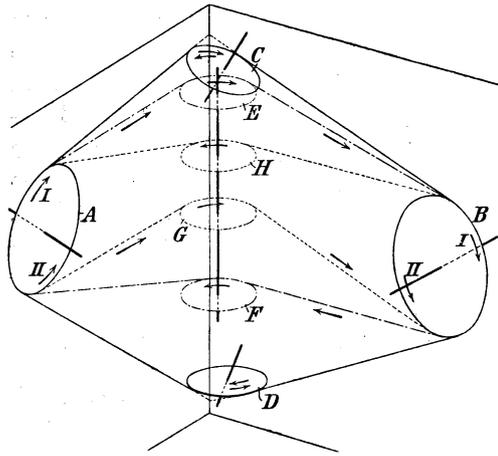


Fig. 47.

immer bereits in der Ebene der folgenden liegt. Bei nur einer Drehrichtung (dem im Transmissionsbau fast ausschließlich vorkommenden Falle) läßt sich eine Vereinfachung insofern erzielen, als man beide Leitrollen gleich groß und auf einer

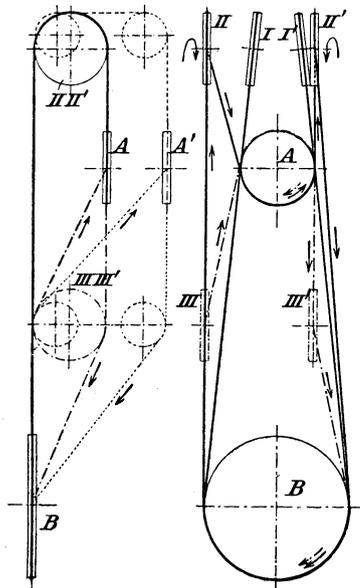


Fig. 48.

Scheibe liegt, so muß seine Mittellinie bereits beim Ablaufe von der vorhergehenden Scheibe in der Mittelebene der folgenden liegen. Wie nachstehend noch erläutert wird, trifft dies in Wirklichkeit nicht vollständig zu, doch kann man, da die Abweichungen nicht sehr bedeutend sind und überdies die Scheiben entsprechend breit gehalten werden, beim Entwerfe von dem bisher Gesagten ausgehen. Zur Vereinfachung der Aufstellung erhalten bei solchen Trieben gewöhnlich alle Scheiben einen eingedrehten Riß in der Mitte, in welchen vor dem Aufbringen des Riemens

beim Ablaufpunkte von der vorhergehenden Scheibe in der angeführten Ebene liegen. An dieser Stelle ist eine Richtungsänderung ohne weiteres vorzunehmen, da sie hier ohne Belang ist. Im allgemeinsten Falle, bei der Verbindung zweier Scheiben, deren Achsen sich kreuzen, nimmt man in der Schnittlinie der Ebenen der beiden Scheiben A und B (Fig. 47 nach Bach) zwei beliebige Punkte an, von denen aus Tangenten an die Scheibenumfänge gelegt werden. Die Zwischen- oder Leitrollen C und D müssen dann die beiden von einem Punkte ausgehenden Tangenten ebenfalls berühren, d. h. in deren Ebenen liegen. Dabei ist die Drehrichtung umkehrbar, da der Faden beim Ablaufe von einer Scheibe

immer bereits in der Ebene der folgenden liegt. Bei nur einer Drehrichtung (dem im Transmissionsbau fast ausschließlich vorkommenden Falle) läßt sich eine Vereinfachung insofern erzielen, als man beide Leitrollen gleich groß und auf einer Achse anordnen kann. Man legt hierzu an die beiden Scheiben Tangenten normal zur Schnittlinie ihrer Ebenen, und zwar an der jeweiligen Ablaufstelle des Riemens. In den durch diese zwei Tangenten bestimmten normal zur Schnittlinie liegenden Ebenen kann man dann zwei beliebig große Leitrollen auf einer Achse verwenden, die nur noch beide Scheibenebenen in je einem Punkte berühren müssen (E und F für die Drehrichtung I, bzw. G und H für die Drehrichtung II). Verzichtet man bei nur einer Drehrichtung auf den Vorteil zweier gleicher Leitrollen mit gemeinsamer Achse, so ist deren Lage theoretisch vollständig beliebig, sofern eben je ein Punkt einer Scheibe bereits in der Ebene der folgenden liegt. Praktisch ist jedoch der Betrieb wegen der vielfach zu geringen Umspannungswinkel und des zu starken Abbiegens des Fadens nicht immer durchführbar.

Wendet man das Vorstehende auf den Riemen an, so muß für diesen das zu einer Scheibe laufende Stück sich bereits in einer Richtung, die in der zur Scheibenachse normalen Ebene liegt, bewegen. Nimmt man an, daß der Riemen genau in der Mitte der

ein Faden eingelegt wird, um die gegenseitige Lage der Scheiben und Leitrollen festzulegen. Beim Einlaufen des Riemens bietet dann die Verstellbarkeit der Leitrollen die Möglichkeit zum Ausgleich der auftretenden Abweichungen.

Scheiben auf parallelen Wellen mit verschiedenen Mittelebenen können nach der in Fig. 48 dargestellten Anordnung mit Hilfe von zwei Leitrollen verbunden werden. Bei Umkehrbarkeit der Bewegungsrichtung sind die Leitrollen I und I' zu benutzen, die jedoch keine gemeinsame Achse besitzen. Bei nur einer Drehrichtung sind auch hier wieder zwei gleich große Leitrollen auf einer gemeinsamen Achse (II, II' oder III, III'), deren Durchmesser gleich der Entfernung der beiden Scheibenebenen ist, möglich. Welches der beiden Paare zur Verwendung gelangt, hängt von dem Achsenabstände der Scheiben A und B

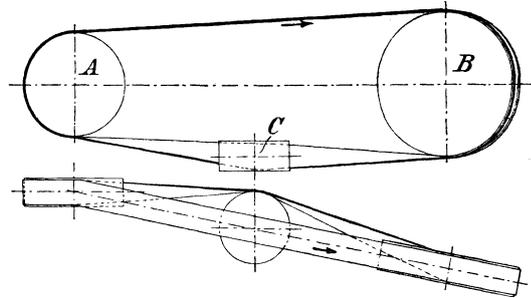


Fig. 49.

sowie davon ab, daß der Winkel, um welchen der Riemen beim Abläufe von einer Scheibe abgebogen werden muß, nicht zu groß wird, da er sonst zu stark leidet (besonders bei den Rollen III, III'). Ist die Entfernung der beiden Scheibenebenen zu groß, so kann man zwei Rollenpaare mit kleineren Durchmessern einschalten (strichliert). Schneiden sich die beiden Scheibenachsen (Winkelriementrieb), so kann die vorher besprochene, allgemeine Anordnung benutzt werden. Fällt jedoch die Schnittlinie der Mittelebenen beider Scheiben mit einem Durchmesser einerderselben zusammen (Fig. 49), so genügt eine Leitrolle, welche, sofern sie die Ebene der Scheibe A berührt, sonst beliebig angeordnet werden kann. Auch bei kreuzenden Achsen der Scheiben, jedoch gleicher Lage der beiden Ebenen wie in Fig. 49 ist nur eine Leitrolle nötig. Dabei ist die Scheibe B entsprechend breit zu halten, da sich der Ablaufpunkt auf der Scheibe A ziemlich stark

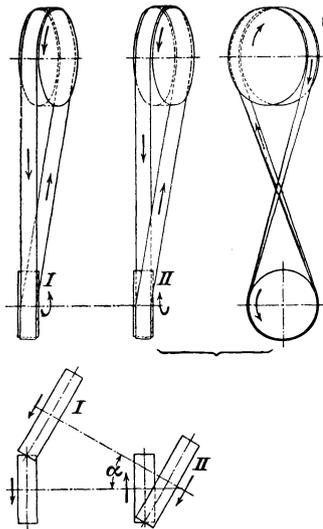


Fig. 50.

gegen die Mittelebene von B verschiebt. Bei der Verbindung zweier sich kreuzender Wellen und beliebiger Lage der Scheiben kann man auch ohne Leitrollen auskommen (Fig. 50), wenn man die beiden Scheiben so anordnet, daß sie von der Schnittlinie ihrer Mittelebenen berührt werden, da hierbei die früher gestellte Bedingung bezüglich des Ablaufes des Riemens erfüllt ist. Sind beide Scheiben gegeben, so ist auf den allgemeinen Fall zurückzugreifen, doch genügt auch dann, wenn die Mittelebene der einen Scheibe A den Mittelschnitt der zweiten Scheibe B berührt (Fig. 51), nur eine Leitrolle C oder C'.

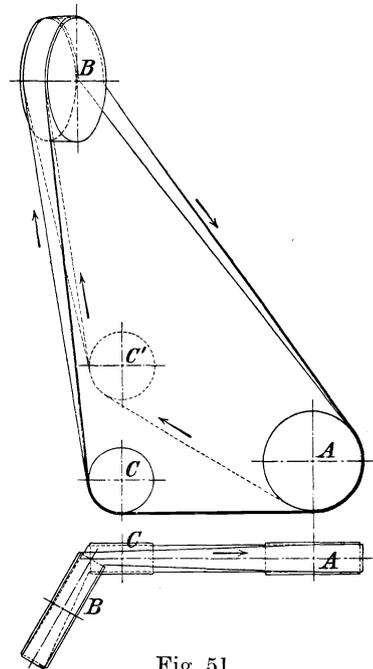


Fig. 51.

Bei der Verbindung zweier sich kreuzender Wellen und beliebiger Lage der Scheiben kann man auch ohne Leitrollen auskommen (Fig. 50), wenn man die beiden Scheiben so anordnet, daß sie von der Schnittlinie ihrer Mittelebenen berührt werden, da hierbei die früher gestellte Bedingung bezüglich des Ablaufes des Riemens erfüllt ist. Sind beide Scheiben gegeben, so ist auf den allgemeinen Fall zurückzugreifen, doch genügt auch dann, wenn die Mittelebene der einen Scheibe A den Mittelschnitt der zweiten Scheibe B berührt (Fig. 51), nur eine Leitrolle C oder C'.

Zwei Leitrollen in beliebiger Lage werden ziemlich häufig benutzt, da man dabei viel Freiheit in deren Anordnung hat. Eine größere Kraftübertragung unter Zuhilfenahme von festgelagerten Leitrollen zeigt Fig. 1, Taf. XVIII. Wenn auch, wie aus dem Grundrisse ersichtlich, die Anordnung nach Fig. 51 vorhanden ist, also nur eine Leitrolle nötig wäre, ist diese im vorliegenden Falle teils aus örtlichen Rücksichten, teils wegen der Verkleinerung des Umspannungswinkels der kleineren Scheibe nicht ausführbar. Die Lage der Leitrollen ist durch vorhandene Mauern usw. bestimmt.

Am häufigsten werden jedoch, besonders für kleinere Kraftübertragungen, Riemenleiter mit verstellbaren Leitrollen (meist je 2 an einem gemeinschaftlichen Träger) benutzt. Fig. 2, Taf. XVIII zeigt einen Winkelriementrieb, bei dem überdies die Riemen, welche die treibende Scheibe mit den Leitrollen verbinden, gekreuzt sind. Durch die Verstellbarkeit der Leitrollen (s. u.) ist man in der Lage, diese

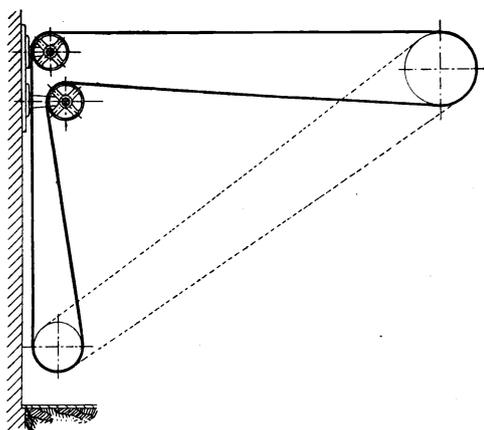


Fig. 52.

genau dem Riemenlaufe anzupassen. Kann bei der vorliegenden Ausführung von der Kreuzung des Riemens abgesehen werden, so würde dieser von der treibenden Scheibe zur oberen Leitrolle laufen, und die Neigung der Achsen beider Rollen gegen die Vertikale würde entgegengesetzt gerichtet sein. Ein häufig vorkommender Fall ist noch in Fig. 3, Taf. XVIII ersichtlich, nämlich der Antrieb einer größeren Zahl gleicher Maschinen von einer gemeinsamen Welle, wobei die Scheiben der Arbeitsmaschinen normal zu den Antriebsscheiben liegen. Im dargestellten Beispiele werden von der an der Decke befestigten Transmission zwei Reihen von je 10 Maschinen

mit ca. 6 PS Kraftbedarf pro Maschine angetrieben, wozu je zwei Leitrollen benutzt werden. Da an der Arbeitsmaschine Voll- und Leerscheibe vorhanden sind, so muß die Einstellung der Leitrollen derart erfolgen, daß nicht nur im Betriebe, sondern auch bei Leerlauf ein ruhiger Gang des Riemens vorhanden ist; sie kann daher nur durch Versuche festgelegt werden. Man benutzt für diesen Zweck auch Wechselriemenleiter, bei denen die Rollen, falls der Riemen verschoben wird, mitwandern. Zu erwähnen wäre noch der Fall, daß eine horizontale mit einer vertikalen Welle zu verbinden ist, z. B. bei Zentrifugen. Dabei kann eine ähnliche Anordnung, wie die zuletzt beschriebene platzgreifen. Man denke dazu etwa die Antriebsscheibe an der Transmission zu einer Bodentransmission gehörig und die getriebene Scheibe höher als die erstere auf einer vertikalen Achse, angeordnet. Die beiden Leitrollen werden dabei meist gemeinsam auf einen Träger gelagert (17). Auch bei Scheiben, deren Mittelebenen zusammenfallen, werden Riemenleiter verwendet, wenn z. B. eine Welle an der Decke eines Gebäudes mit einer schräg darunter liegenden verbunden werden soll und der direkt zwischen beiden Scheiben geführte Riemen störend wirken würde (Fig. 52). In diesem Falle ist eine Verstellbarkeit der Leitrollen nur in geringem Maße, bei nicht ganz paralleler Lage der zu verbindenden Wellen, nötig und daher wird meist nur eine einfachere Ausführung von Riemenleitern (Fig. 4, Taf. XIX) benutzt. In einzelnen Fällen müssen mehr als zwei Leitrollen angeordnet werden, besonders, wenn die zu verbindenden Scheiben sehr nahe aneinander liegen und der Riemen sonst zu stark abgelenkt würde (18).

Bezüglich der früher angeführten Regel, daß der Riemen in der Mittelebene der Scheiben auflaufen muß, wäre folgendes zu bemerken. Der Riemen wird beim Ab-

laufe von einer Scheibe, von dieser Stelle angefangen, verwunden und nimmt erst wieder beim Aufлаufe auf die folgende Scheibe seinen ursprünglichen Querschnitt an. Durch die verschiedenen Spannungen in seinen einzelnen Teilen wird auch hier die Resultierende dieser Spannungen aus der Mitte verschoben und dadurch drängt der Riemen nach außen, so daß seine Mitte auf der Scheibe, auf welche er aufläuft, in einer gewissen Entfernung von deren Mitte, und zwar auf der dem Ablaufpunkte von der vorhergehenden Scheibe abgekehrten Seite liegt. Wie groß diese Abweichungen sind, läßt sich nicht bestimmt angeben. Gehrckens gibt an für halbgeschränkten Riementrieb (Fig. 50 mit $\alpha = 90^\circ$) die beiden Scheibenmitten um die halbe Scheibenbreite von der theoretischen Stellung auseinander zu rücken (Fig. 53). Mit Rücksicht darauf jedoch, daß die Scheibenstellung in jedem einzelnen Falle von einer Reihe von Umständen, wie Spannung, Geschwindigkeit, Breite und Geschmeidigkeit des Riemens, Achsenentfernung der Scheiben, usw., abhängt, erscheint es am besten, die Scheibenbreite, besonders jene der getriebenen Scheibe nach Tunlichkeit möglichst groß zu wählen, und zwar um etwa $\frac{1}{3}$ größer als normal. Für Leitrollen empfiehlt Gehrckens noch viel größere Breiten, sowie auch deren Durchmesser nicht kleiner zu halten als jenen der Scheibe, welcher die betreffende Leitrolle in der Richtung des Riemenlaufes folgt. Wegen der zu großen Abmessungen, die sich dabei ergeben, kann man aber davon nur schwer Gebrauch machen, wenn auch die Beanspruchungen des Riemens für kleinere Scheiben gesteigert werden. Bezüglich der Scheibenwölbung sind nach Gehrckens nur flache Scheiben zu verwenden, um das Wandern des Riemens nicht zu verhindern. Meist wird aber eine ganz geringe Wölbung ausgeführt, die eine kleinere Scheibenbreite gestattet und mit Rücksicht darauf, daß man die Riemen bei Leitrollentrieben meist nur wenig beansprucht, auch nicht nachteilig erscheint. Das Verwinden des Riemens beim Laufe zwischen zwei nicht parallelen Scheiben zwingt zu einer gewissen kleinsten Entfernung zwischen den Wellen. Gehrckens benutzt für halbgeschränkte Triebe eine Kleinstentfernung von (E) 4 mal dem Scheibendurchmesser oder 20 mal der Riemenbreite. Vielfach wird hierfür $10 \sqrt{b \cdot D}$ bei D als Durchmesser der treibenden Scheibe vorgeschlagen, jedoch ist auch hier auf die besonderen Betriebsverhältnisse immer Rücksicht zu nehmen. Bach empfiehlt außerdem noch, eine kleinere Entfernung als den doppelten Durchmesser der größeren der beiden Scheiben nicht zu verwenden. Ferner ist zu berücksichtigen, daß der Winkel, um welchen der Riemen beim Ablaufe von einer Scheibe in seiner Ebene abgelenkt wird, nicht über 25° — 30° betragen soll. Für Leitrollentriebe mit Umkehr der Drehrichtung oder nur geringen Abweichungen des Riemens aus seiner Ebene schlägt Gehrckens als Kleinstentfernung zwischen den Achsen zweier zu verbindender Scheiben die zehnfache Riemenbreite vor.

Die ungleichmäßige Spannungsverteilung der einzelnen Fasern des Riemens bei derartigen Trieben hat auch zur Verwendung von besonderen, aus zwei übereinanderliegenden Stücken bestehenden Riemen geführt, welche sich der Beanspruchung besser anpassen können. Gewöhnliche Doppelriemen sind ihrer geringen Geschmeidigkeit halber zu vermeiden. Besondere Sorgfalt ist auf die Schlußverbindung (durch Leimen) zu legen und zu beachten, daß der Riemen meist an einer Stelle um 180° verwunden wird (Fig. 1, Taf. XVIII zwischen der unteren Leitrolle und der oberen Scheibe und Fig. 3, Taf. XVIII der zur Antriebsscheibe laufende Riemen), da sonst die Schlußverbindung mit der Spitze zuerst auf die Scheibe gelangen würde und dadurch leicht zerstört werden könnte.

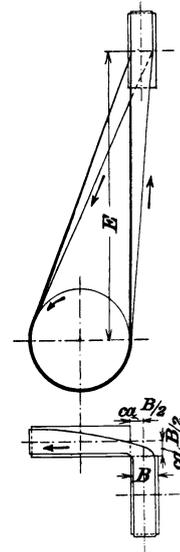


Fig. 53.

Die Berechnung der Riemenbreite geschieht wie beim gewöhnlichen offenen Triebe, wobei unter günstigen Verhältnissen mit etwa $\frac{4}{3}$ der normalen Umfangskraft zu rechnen ist. Die Geschwindigkeit ist auch hier möglichst hoch zu wählen.

Von den Einzelteilen wäre zunächst anzuführen, daß man die Leitrollen im allgemeinen nur um 25—50 mm breiter als den Riemen hält und ihren Durchmesser nur etwa 4—6 mal so groß als die Riemenbreite wählt, bei nicht ganz gleichmäßigem Betriebe sich jedoch an das vorher Angeführte zu halten hat. Feste Leitrollen werden zweckmäßig bei nicht zu großen Kräften als leerlaufende Scheiben auf festen Achsen ausgebildet, bei größeren Riemenzügen werden sie jedoch auf die Wellen aufgekeilt. Bei zwei Rollen auf einer gemeinsamen Achse muß zumindest eine davon lose laufen, weil bei gleicher Drehungsrichtung der zu verbindenden Wellen diejenigen der Leitrollen verschieden sind. Häufig bringt man auch Spannvorrichtungen für die Leitrollen an, um dadurch das Verkürzen des Riemens zu umgehen. Dabei werden sowohl zwei gemeinsame Leitrollen, als auch nur eine einzelne auf einem verschiebbaren Träger (ähnlich wie Elektromotoren auf Spannschienen) nachstellbar angeordnet. Im letzteren Falle wird zweckmäßig nur das ziehende Trum des Riemens gespannt.

In der folgenden Besprechung der einzelnen Konstruktionen von Riemenleitern sind diese der Übersicht halber nach der Art der Schmierung der Leitrolle, deren Verstellbarkeit und der Anordnung des Rollenträgers behandelt.

Bezüglich der Schmierung der Leitrollen sind solche mit einfacher Fett- oder Öl- und solche mit selbsttätiger Schmierung zu unterscheiden. Die Fettschmierung der dann immer fest angeordneten Rollachsen, bei lose laufender Rolle, ist aus Fig. 2 (C), 4 und 5, Taf. XIX, sowohl für horizontale als auch vertikale Mittelstellung der Achse zu entnehmen. Diese ist vom freien Ende an etwa auf die Nabelnänge der Rolle durchbohrt und besitzt radiale Kanäle, die zur Lauffläche führen. Bei mittleren Umdrehungszahlen ist diese Art der Schmierung ausreichend. Bei großen Umlaufzahlen, schwieriger Bedienung und besonders bei großen Anlagen, wo die ständige Überwachung nicht mehr leicht möglich ist, kommt selbsttätige Schmierung der Rollen zur Verwendung, am häufigsten Schöpferschmierung, die sich bei jeder Stellung der Rollachse anwenden läßt. Eine derartige Leitrolle ist in Fig. 1, Taf. XIX ersichtlich. Die unterhalb ihres Tragarmes (Rollenarmes) befindliche, auf der Achse lose Leitrolle ist in ihrem tiefsten Teile als Ölbehälter ausgebildet und das Schöpfrohr in den am unteren Ende der Rollachse angeordneten Stellring eingeschraubt. Bei der Drehung der Rolle im Sinne des Pfeiles bei B wird das im Behälter befindliche Öl an den Umfang hinausgedrängt und nimmt an der Bewegung teil, wobei es in das Schöpfrohr hineingedrückt wird und längs der Bohrungen im Stellring und der Achse emporsteigt und dann an die Lauffläche der letzteren gelangt. Bei der umgekehrten Drehungsrichtung müßte auch die Öffnung im Schöpfrohr gegen die gezeichnete Stellung um 180° gedreht werden. Da fast immer zwei Leitrollen mit entgegengesetzten Drehrichtungen an einem Träger vorhanden sind, werden die Schöpfrohre, um vor Irrtümern gesichert zu sein, meist an ihrem Ende gegabelt und mit zwei Öffnungen ausgeführt. Um die Reibung an den Stirnflächen der Rollennabe zu vermindern, sind auch daselbst Schmierkanäle vorgesehen, und zwar an der oberen durch eine Bohrung in der Achse, im Detail A (Untersicht der Achse) ersichtlich, bei der unteren durch zwei Ölnuten im Stellring (Detail B). Die Ausbüchse der Rollennabe ist nur bei größeren Riemenzügen nötig, im allgemeinen läßt man die gußeiserne Nabe direkt auf der Achse (Schmiedeeisen oder Stahl) laufen. Die dargestellte Leitrolle kann auch bei horizontaler Lage der Achse verwendet werden. Hierzu ist bereits am oberen Ende an der Nabe eine Abdichtung mittels umlaufender Kanäle vorgesehen, die dann zur Wirkung kommt und ein Ausfließen von Öl längs der Achse verhindert. Eine weitere Sicherung bildet der das Ende der Rolle umgebende Öl-

fänger. Soll die Rolle für Wechselriemenleiter verwendet werden, so ist nur die Achse über den Stellring samt Schöpfer, der verschiebbar sein muß, hinaus zu verlängern und eine Verbreiterung des inneren Teiles der Rolle nötig, um eine Verschiebung derselben um die Riemenbreite zu ermöglichen.

Bei der in Fig. 2 (A), Taf. XIX dargestellten Leitrolle dreht sich die mit ihr verbundene Achse in einer gußeisernen Büchse mit Weißmetallausguß, bzw. auf einem Gleitsteine aus Bronze mit gewölbter Unterfläche, um eine kleine Verschiebung zu ermöglichen. Die letztangeführten Teile befinden sich in einer hohlen Spindel aus Schmiedeeisen, welche zur Verstellung der Leitrolle dient und auch einen Behälter bildet, der bis zum oberen Ende mit Öl gefüllt wird. Eine Ölzirkulation findet dabei nicht statt (19).

Eine weitere Art einer selbsttätigen Schmierung ist in Fig. 3 der gleichen Tafel zu ersehen. Der auch als Riemenfänger ausgebildete, auf die Achse warm aufgezugene Ölbehälter *a* besitzt an der Berührungsstelle mit der Rollennabe Nuten, durch die unter Mithilfe der einen Nut in der unteren Fläche der Nabe das Öl angesaugt und längs der schraubenförmigen Kanäle nach oben gefördert wird, wobei es die Achse schmiert. Das überschüssige Öl fließt durch den seitlichen Kanal wieder in den Behälter zurück.

Die zuletzt behandelten Schmierungen sind für horizontale Achsen nicht geeignet und kommen hierzu außer der Schöpferschmierung auch Ringschmierung, sowie die bei den Leerlaufbüchsen erwähnten Arten in Betracht.

Fig. 7, Taf. XIX zeigt eine einfache Ausführung der Schöpferschmierung für diesen Fall, wobei zwei kleine Schöpfer das Öl aus den unteren Teilen der Lager mitnehmen und es über die Achse schleudern. Zur Verhinderung einer Verschiebung der letzteren sind an ihren Enden Druckschrauben angebracht, deren innere Stirnflächen zweckmäßig Ölnuten erhalten. An den Stellen, wo bei der vorliegenden Ausführung die Schöpfer in die Achse eingeschraubt sind, werden meist

lose Schmierringe verwendet, wie bei Lagern (20). Vereinzelt kommt auch gewöhnliche Staufferschmierung und Dochtschmierung vor. Aus Fig. 6, Taf. XIX und Fig. 54 sind noch Leitrollen mit Kugellagern zu entnehmen.

Die Leitrollenträger werden meist so ausgeführt, daß die Achse jede beliebige Lage zu ihrer Mittelstellung innerhalb gewisser Grenzen, vereinzelt auch in unbeschränktem Maße, einnehmen kann (Fig. 55). Im Gegensatz zu dieser allseitigen Stellbarkeit genügen, wie erwähnt, für einzelne Fälle auch Riemenleiter, deren Achse nur in einer Ebene gegen ihre Mittellage nach beiden Seiten um einen entsprechenden Winkel verstellbar ist (einfache Verstellbarkeit; Fig. 2, B und D, sowie Fig. 4, Taf. XIX).

Die am meisten benutzte konstruktive Ausführung der allseitigen Stellbarkeit ist in Fig. 1 und 2 (A und C), Taf. XIX zu ersehen. Dabei ist die Achse mit einem

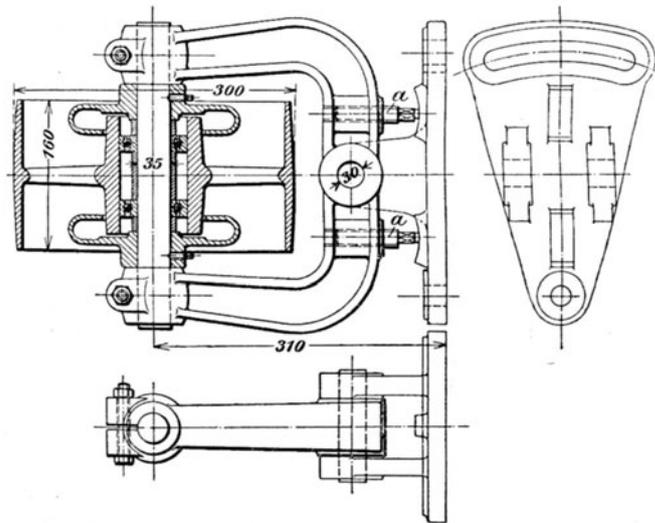


Fig. 54. Riemenleitrolle (Gebr. Wetzell). $\frac{1}{8}$.

kugelsegmentförmigen Teile fest verbunden, bzw. (Fig. 2) die das Lager der Achse bildende Büchse selbst gleichartig ausgebildet. Gegenüber dem Kugelgelenke befindet sich im Rollenarme ein drehbarer Deckel mit einem Längsschlitz für die durchgehende Achse oder Büchse. Die äußeren Seiten dieser Deckplatte, sowie die zugehörige Fläche des Verschußsteines für die Achse, der die Lage der letzteren sichert, sind mit einer feinen Zahnung senkrecht zur Schlitzrichtung versehen, um die Reibung zwischen diesen beiden Teilen zu erhöhen. Nach Lösen der Mutter und Entfernung des Verschußsteines kann die Achse im Schlitz des Deckels und mit diesem zusammen um das Kugelgelenk gedreht und so in die gewünschte Lage gebracht werden. Der Ausschlagwinkel der Rollenachse beträgt bei der Ausführung nach Fig. 1 20° , bei der nach Fig. 2 15° . Über den ersteren Ausschlag hinauszugehen empfiehlt sich nicht, da sonst die Beanspruchung des Rollenarmes sehr ungünstig wird und auch ein Versagen der selbsttätigen Schmierung vorkommen kann. Eine derartige Stellung der Rollen kann überdies leicht im vorhinein vermieden werden. Die gleiche Ausführung der Verstellbarkeit wird auch bei horizontaler Mittellage der Achse verwendet.

Bei den Ausführungen nach Fig. 3, 6 und 7, Taf. XIX wird die Rolle samt ihrem

Tragarme verstellt und liegt die Kugelfläche auf dem Rollenträger, bzw. der Befestigungsplatte. Zur Erzielung einer besseren Klemmung werden die Kugelflächen häufig mit verschiedenen Halbmessern (Fig. 6) ausgeführt.

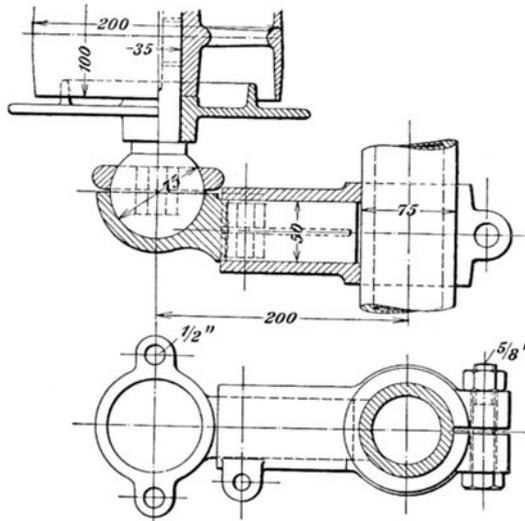


Fig. 55. Riemenleitrolle (F. Tacke). $\frac{1}{e}$.

Bei der Ausführung nach Fig. 55 endet die Rollenachse in ein Kugelgelenk, dessen Lager ein drehbarer Arm bildet, der selbst in einem der jeweiligen Befestigung entsprechenden Teile gelagert ist. Nach Lösen der Schrauben, welche die als Lagerdeckel für die Kugel dienende Platte an die erstere pressen, kann eine Verstellung nach allen Richtungen innerhalb einer Kegelfläche, nach Lösen der Klemmschraube, die den Rollenarm sichert, durch Drehen desselben eine weitere Verstellung der Rolle bis in die Horizontalebene durch den

Mittelpunkt der Kugel und auch schräg nach abwärts vorgenommen werden. Diese Art der Verstellung erscheint besonders für kleinere Ausführungen ihrer Einfachheit halber sehr geeignet.

Bei den Rollen nach Fig. 54 erfolgt die Verstellung in einer Ebene durch Drehung des Rollenträgers um seinen Zapfen und die Einstellung mittels der Stellschrauben *a*, welche sich gegen die gekrümmten Flächen an der Befestigungsplatte stützen. Die Verstellung in der dazu senkrechten Ebene geschieht durch Drehung der Befestigungsplatte. Auch bei den Tangentialriemenleitern des Eisenwerkes Wülfel ist die aufeinanderfolgende Verstellung in zwei senkrechten Ebenen benutzt (21).

Bei den in Fig. 2 (B und D, für selbsttätige, bzw. einfache Schmierung) und Fig. 4, Taf. XIX dargestellten Leitrollen sind die Achsen fest gelagert und ist eine Verstellung nur durch Drehen der Rollenarme um die eine der beiden Befestigungsschrauben möglich. Werden solche Rollen mit horizontaler Achse an der Wand angeordnet, so erhalten die beiden Rollenböcke zweckmäßig verschiedene Ausladung, um die Führung des Riemens zu erleichtern. (Vgl. Fig. 4, Taf. XIX und Fig. 53.)

Die Ausführung des Wechselriemenleiters in Fig. 5, Taf. XIX gestattet keine Änderung der Neigung der Achse der Leitrolle. Dazu wäre jedoch nur die Wandplatte durch einen Rollenarm zu ersetzen, der für die gewünschte Stellbarkeit eingerichtet ist.

Als letzte Einzelheit der Riemenleiter sind noch die verschiedenen Platten, Säulen usw., die zur Befestigung der Leitrollenarme an den Tragkonstruktionen (Decke, Wände, auch Fußboden) dienen, zu erläutern. Meist werden die Leitrollen paarweise an einem gemeinsamen Befestigungsteile angeordnet. Wenn nun auch die Entfernung der beiden Rollen hierbei in ziemlich weiten Grenzen geändert werden kann, läßt sich doch in vielen Fällen eine unerwünscht große Ablenkung des Riemens nicht vermeiden und daher werden die Rollen auch einzeln gelagert. Zu ihrer Befestigung an Wänden wird fast ausschließlich die in Fig. 1, Taf. XIX dargestellte, zur Aufnahme zweier Rollenarme bestimmte Wandplatte verwendet. Die Befestigungsschrauben der ersteren bewegen sich in Längsschlitz der Platte und kann so die Mittelentfernung der Rollen um 200 mm, vielfach nur 100 mm geändert werden. Vereinzelt kommen statt der Wandplatte zur Anbringung der Rollenarme auch vertikale Säulen (mit Kreisringquerschnitt) vor, welche mittels eigener Böcke an der Wand angeordnet werden. Die Rollenarme werden an den Säulen mittels Schellen festgeklemmt (s. auch Fig. 55). Auch zur Befestigung an Decken, Traversen usw. werden die Rollenarme an Säulen angeschraubt (Fig. 2 und 3, Taf. XIX) oder auf diese aufgeklemmt. Auch hier ist eine Veränderung des Abstandes der Leitrollenmitten möglich. Es empfiehlt sich, die Säulen bei größeren Riemenzügen durch Anker gegen die Decke oder gegen Mauern abzustützen, zu welchem Zwecke entsprechende Angüsse oder Löcher zur Aufnahme der Versteifungen vorzusehen sind.

Bei den Deckenriemenleitern nach Fig. 6 und 7, Taf. XIX werden die Fußplatten, abgesehen von der Benutzung einer Spannvorrichtung, unmittelbar an der Decke befestigt. Auch hier kommen sowohl einfache als auch Doppelrollen vor. Die Ausführung nach Fig. 6 ist auch unmittelbar zur Befestigung an der Wand oder am Fußboden, jene nach Fig. 7 nach einer kleinen Abänderung der Lagerstellen der Rollenarme, je nach der Art der Schmierung, geeignet. Der Wechselriemenleiter in Fig. 5, Taf. XIX ist zur Befestigung an der Wand bestimmt. Wird bei Befestigung an der Decke eine Verstellbarkeit der Rollennachse nicht gefordert, so kann man auch die verlängerte und am Ende abgeflachte Achse durch den Schlitz einer Säule nach Fig. 2 hindurchführen und mittels Mutter sichern. Für die Befestigung bei zur Wand paralleler Achse kann eine ähnliche Säule, an eine Wandplatte angegossen, benutzt werden. Die Hilfsmittel zur Befestigung aller beschriebenen Riemenleiter an den Tragkonstruktionen sind die gleichen wie bei den Lagern.

Beim Entwurfe von Riemenleitern ist der Berechnung einzelner Teile der Riemenzug (gleich der 5 fachen Umfangskraft) zugrunde zu legen. Besondere Sorgfalt ist auf die Lagerung der Rollennachsen (möglichst an zwei Stellen) und deren Schmierung zu legen. Dabei ist bezüglich der Flächendrücke wegen der hohen Umlaufzahlen das bei den Zapfen Erwähnte zu beachten. Endlich sei noch bemerkt, daß man nach dem Entwurfe des Riemenleiters, wie bei allen übrigen Teilen, welche nicht eine bestimmte feste Stellung einnehmen, nicht unterlassen soll, auch die äußersten Lagen in die Zeichnung einzutragen.

g) Spannrollentriebe (Betriebsart 2).

Die Nachteile durch das übermäßige Anspannen des Riemens bei der bisher besprochenen Betriebsart haben immer mehr zur Verwendung des Betriebes nach 2 (s. S. 100) geführt, wobei nur diejenige Vorspannung erzeugt wird, welche zur Verhinderung des Gleitens, bzw. zur Erzielung eines ruhigen Riemenlaufes nötig

Scheibe schwingen, doch hat sich diese Anordnung insofern am günstigsten erwiesen, als dabei die Spannung im gezogenen Trum fast vollständig konstant bleibt.

Auf Taf. XX sind einige ausgeführte Spannrollentriebe dargestellt, welche die verschiedenen Arten der Anordnung der Rolle und des Belastungsgewichtes erkennen lassen. Die Fig. 1—3 zeigen sogenannte Lenixgetriebe nach Ausführungen der B.A.M.A.G. und der Maschinenfabrik Andritz A.-G. in Andritz bei Graz. Fig. 1 stellt den Antrieb einer Transmissionswelle von einem Elektromotor dar, wobei die beiden Wellen fast senkrecht untereinander liegen. Die Lagerung der Spannrolle erfolgt in einem zweiteiligen, gekrümmten Hebel, dessen Drehachse in zwei kleinen, getrennt von dem Motor aufgestellten Böcken befestigt ist. Die Belastungsgewichte sind auf zwei Gabelstücken verschiebbar, welche die Enden der gekrümmten Hebel umgreifen und zugleich die Körper für die Lager der Spannrollenwelle bilden. Durch Schwenken des Hebels samt Rolle um seine Achse kann, falls längerer Stillstand eintritt, der Riemen vollständig vom Drucke der Spannrolle entlastet werden. Für eine genaue Aufzeichnung und Nachrechnung der Anordnung sei noch bemerkt, daß die Gegenseibe auf der Transmissionswelle einen Durchmesser von 2100 mm besitzt und 150 U/min. macht. Bei der Ausführung nach Fig. 2 schwingt die Rolle um die Achse der kleineren Scheibe, der Hebel ist einerseits auf der Motorwelle zwischen Motor und Scheibe, andererseits auf einem Zapfen gelagert, der in einem kleinen Lagerbocke am freien Wellenende befestigt ist. Die auf der Motorwelle selbst befindliche Hebelhälfte ist geteilt, um die Montierung zu erleichtern, und mit einer Bronzebüchse ausgefütert. Die Gegenseibe besitzt hier 3000 mm Durchmesser bei 121 U/min., ihre Achse liegt um 385 mm tiefer als jene der Motorwelle. Bei der Anordnung nach Fig. 3 schwingt die Spannrolle gleichfalls um die Welle der kleineren Scheibe, die im vorliegenden Falle zum Antriebe zweier Dynamomaschinen mit 80, bzw. 20 PS vom Schwungrade eines Dieselmotors mit 3400 mm Durchmesser bei 180 U/min. dient. (Die Achse des Schwungrades liegt um 700 mm tiefer als jene der getriebenen Welle.) Fig. 4 zeigt einen Doppelantrieb von den Scheiben eines Elektromotors nach beiden Seiten hin. Zur Lagerung der Spannrollen dienen kleine Böcke, die eine Rollenachse trägt auch das Belastungsgewicht, bei der zweiten ist dieses mit ihr durch ein Seil verbunden. Die Gegenseiben besitzen 2200 mm Durchmesser bei 70 U/min. und liegen um 270 mm tiefer als die Motorachse. Bei der in Fig. 5 dargestellten Ausführung ist ein zweiarmiger Hebel vorhanden, der sowohl die Rolle als auch das Gewicht trägt und an einem Bocke an der Wand befestigt ist. Die Achse der Gegenseibe von 1200 mm Durchmesser liegt hier 2650 mm tiefer als jene der Motorwelle. Die Lagerung der Rolle und des Gewichtes kann noch auf verschiedene, von den dargestellten abweichende Arten geschehen (24).

Die wichtigste Einzelheit bilden die Schmierung und Lagerung der Spannrolle. Mit Rücksicht auf die hohen Umlaufzahlen kommt fast nur selbsttätige Schmierung in Betracht und können die verschiedenen Leerlaufnaben Verwendung finden, auch Calypsoschmierung, sowie Kugellager haben sich hierfür bewährt. Die B.A.M.A.G. ordnet meist in den Hebeln auf jeder Seite ein Lager mit Kugelbewegung und Bronzebüchsen an, in welchem die Rollenachse an mehreren Stellen mit dem festen Schmiermaterial in Berührung kommt (25). Eine Rolle mit Kugellagerung zeigt Fig. 6, Taf. XX.

Die Ausbildung der Hebel und deren Lagerung muß je nach den örtlichen Verhältnissen erfolgen. Bei kleinen und mittleren Leistungen wird die Anordnung der Rolle samt Gewicht an einem Bocke wegen Normalisierung dieser Teile vorgezogen. Für kleine Ausführungen kommt die zuletzt erwähnte Konstruktion (Fig. 6, Taf. XX) in Frage. Die beiden Arme für die Rolle und das Gewicht können unter beliebigem Winkel angeordnet werden, das Gewicht ist überdies auf seiner Stange verschiebbar, der Bock auch zur Befestigung an der Wand oder Decke geeignet. Empfehlenswert erscheint

es noch, auch dessen Höhe dadurch veränderlich zu machen, daß man die Drehachse des Hebels nicht direkt im Bocke lagert, sondern an einer Hülse, die auf einem Bolzen verschiebbar ist und festgeklemmt wird. Bei größeren Riemenbreiten muß die Lagerung der Rolle zu beiden Seiten erfolgen und kann hierbei die Ausführung nach Fig. 1, Taf. XX, sowohl mit Benutzung des Gewichtes der Rolle, als auch von unten auf den Riemen drückend, Verwendung finden. Für größere Ausführungen empfiehlt die B.A.M.A.G. die Lagerung auf der Welle der kleinen Scheibe, und zwar mit kurzen, an die Lager angegossenen Leerlaufträgern (Fig. 3, Taf. XX). Besondere Schmierung für die Drehzapfen der Hebel ist nicht nötig, da diese nur Schwingungen ausführen. Die Gewichte lassen sich vielfach nicht direkt an den Hebeln anordnen, sondern müssen mit diesen durch Seile verbunden werden (Fig. 4, Taf. XX). Die Gewichtswirkung ist regelbar zu gestalten, entweder durch die Möglichkeit, das Gewicht zu verschieben, oder dadurch, daß man es aus einzelnen Platten (Fig. 5, Taf. XX) zusammensetzt, deren Zahl nach Bedarf verändert werden kann. Die Peniger Maschinenfabrik ersetzt auch die Gewichte durch Spiralfedern, welche überdies dämpfend auf Schwingungen bei Belastungsänderung einwirken. Bei starken Belastungsschwankungen werden vielfach eigene Schwingungsdämpfer (Ölbremser) eingebaut, die mit den Hebelenden verbunden sind. Theoretisch müßte sich wohl bei jeder Längenänderung des Riemens ein sofortiges Nachgeben der Rolle einstellen, so daß ein Schwingen nicht gut möglich wäre. In der Praxis hat sich jedoch vielfach nach Einbau eines Schwingungsdämpfers eine bedeutend größere Gleichförmigkeit des Ganges gezeigt. Von Sonderausführungen sei noch die Verwendung von Spannrollentrieben auch für Voll- und Leerscheiben angeführt, ferner die Anordnung einer zweiten Leitrolle bei geringen Übersetzungen, da sonst der Umspannungswinkel der größeren Scheibe fast gar nicht zunehmen würde und die Belastung des Riemens gesteigert werden müßte.

Die B.A.M.A.G. verwendet nach dem Vorschlage von Kickermann Spannrollentriebe auch für Gruppenantriebe, in erster Linie in Textilfabriken mit großer Zahl von Arbeitsmaschinen. Knapp unter dem Fußboden des Arbeitsraumes werden abgedeckte Kanäle, die leicht zugänglich sind, hergestellt, in denen von Elektromotoren getriebene Wellen für je eine Reihe von Maschinen laufen. Die Kraftübertragung zu den Antriebsscheiben der Arbeitsmaschinen erfolgt durch Spannrollentriebe, die eben so kleine Achsenabstände zulassen. Zwischenvorgelege fallen vollständig weg, auch die Schutzvorrichtungen sind viel einfacher als bei den üblichen Decken- oder Wandtransmissionen (26).

Zum Schlusse sei noch über den Verwendungsbereich und die Berechnung der Spannrollentriebe Einiges angeführt. Wie erwähnt, kann die Achsenentfernung der zu verbindenden Scheiben sehr gering sein, ferner ist eine Übersetzung bis 1 : 20 und darüber erzielbar, auch ist vertikaler Trieb möglich und bestehen bezüglich der Kraftleistung keine oberen Grenzen. Nachteile haben sich bisher bei guter Ausführung fast nirgends gezeigt. Hinsichtlich der Berechnung ist hervorzuheben, daß die tatsächlichen Verhältnisse bei ausgeführten Trieben mit den theoretischen wenig übereinstimmen; allerdings sind die ersteren viel günstiger, so daß in der Rechnung eine gewisse Sicherheit gelegen ist. Geht man von einer bestimmten Lage der Spannrolle aus (z. B. Fig. 56), so können für diese die Riemen Spannungen und die Größe des Belastungsgewichtes bestimmt werden. Bei dem leicht erzielbaren Umschlingungswinkel von ca. $\frac{3}{4}$ des Umfanges der kleinen Scheibe beträgt mit $\mu = 0,5$ (nach Kammerer) $e^{\mu\alpha} \sim 10$ und somit T nur wenig mehr als U ($T = 1,11 U$, $t = 0,11 U$). Die größte Riemen Spannung, die bei Dehnungsspannung mit ca. $3 U$ einzusetzen ist, beträgt hier nur etwas mehr als $\frac{1}{3}$ dieser Größe. Daher erscheint es richtig, den Riemen viel stärker zu beanspruchen als üblich und man kann die Gehrckensschen Werte (s. S. 106) für gleichmäßigen Betrieb unbedenklich um die Hälfte erhöhen.

Beim Entwurfe kann etwa folgendermaßen vorgegangen werden: Man nimmt die Anordnung der beiden Scheiben samt der Spannrolle an, am besten nach Ausführungen, u. zw. die Stellung bei normaler Belastung. Sodann sind die Spannungen im Riemen und daraus bei bereits ermitteltem Querschnitte die spezifischen Beanspruchungen zu berechnen. Aus den letzteren können die Verlängerungen des Riemens und damit dessen ursprüngliche Länge und gleichzeitig auch das Belastungsgewicht wenigstens angenähert bestimmt werden. Dieses muß der Resultierenden der beiden Riemenspannungen t das Gleichgewicht halten ($Q \cdot q = R \cdot r$), wobei noch das Hebel- und Rollengewicht in Rechnung zu ziehen sind. Das Gewicht ist möglichst so anzuordnen, daß die Belastung des schlaffen Riementrums für alle Stellungen der Spannrolle angenähert gleich bleibt, was sich durch Änderung der Lage des Gegengewichtshebels leicht erzielen läßt. Aus der ursprünglichen Riemenlänge kann man am einfachsten durch den Versuch die Stellung der Spannrolle bei Leerlauf bestimmen und wird dabei erkennen, daß der Umspannungswinkel von da angefangen bis zur Vollbelastung stetig, und zwar in ziemlich großem Maße zunimmt. Im Betriebe hat sich gezeigt, daß das Spannungsverhältnis T/t weitaus größer ist als oben angegeben. Es folgt daraus, daß die Spannung im ziehenden Trum fast gar nicht mehr von der Umfangskraft abweicht und daß im gezogenen Trum auch bei sehr großer Umfangskraft nur eine Spannung von wenigen Kilogrammen vorhanden ist (s. auch S. 106). Daher ist es möglich, nach einiger Betriebszeit die Belastung stark zu vermindern oder ganz zu entfernen. Es dürfte nämlich nur nötig sein, die Steifigkeit des Riemens zu überwinden und im schlaffen Trum eine geringe Spannung aufrecht zu halten. Derartige Verhältnisse sind jedoch nur bei sehr geschmeidigen Riemen vorhanden (27). Was endlich die Größe der Spannrolle betrifft, so gilt für sie wie bei den Leitrollen, daß ihr Durchmesser nicht kleiner als jener der kleineren Scheibe sein soll. Die Rücksicht auf den verfügbaren Platz zwingt auch hier häufig, unter diesen Wert hinabzugehen und finden sich Spannrollen, die nur etwas mehr wie halb so groß als die kleinere Scheibe sind.

Der Achsdruck, der kleiner ist als die Summe der beiden Spannungen ($1,22 U$), ist gegenüber dem sonst üblichen Werte $3 U - 5 U$ stark vermindert. Infolgedessen wird auch die Reibungsarbeit nur mit etwa $\frac{1}{3}$ der sonst vorhandenen zu veranschlagen sein, wenn auch noch jene an der Spannrolle hinzutritt.

Um einen Vergleich mit der gewöhnlichen Antriebsart zu erzielen, seien die Verhältnisse bei dem in Fig. 1, Taf. XX dargestellten Beispiele nachgerechnet. Der Umschlingungswinkel beträgt dabei etwa $0,7$ des Umfanges und daher kann $e^{\alpha} = 9$ gesetzt werden. Die Umfangsgeschwindigkeit beträgt $\frac{0,45 \cdot 725 \cdot \pi}{60} = 17$ m/sek. und somit die Umfangskraft $\frac{120 \cdot 75}{17} = 530$ kg, daher das Verhältnis $\frac{U}{b} = \frac{530}{35} = 15$ kg/cm. Nach Gehrckens (s. S. 106) wären bei günstigen Verhältnissen für einfachen Riemen bei 320 mm kleinstem Scheibendurchmesser etwa 7,5 kg/cm zulässig und sonach wird dieser Wert hier bereits um 100 % überschritten. Die größte Riemenspannung beträgt $\frac{9}{8} U \sim 600$ kg, die größte Zugbeanspruchung des Riemens von $35 \cdot 0,6 = 21$ cm² Querschnitt nicht ganz 30 kg/cm². Die Spannung im gezogenen Trum würde 70 kg betragen. Der Achsdruck an der kleineren Scheibe im Betriebe berechnet sich daraus, wenn statt $0,7$ der Einfachheit halber $0,75$ des Umfanges als Umschlingungswinkel angenommen und von der Fliehkraft abgesehen wird, zu $\sqrt{600^2 + 70^2} = 640$ kg, gegenüber mindestens $3 \cdot 530 \sim 1600$ kg bei gewöhnlichem Triebe ohne Spannrolle. Der umspannte Bogen der Spannrolle beträgt etwa 90° , sonach die Resultierende beider Riemenspannungen $\sqrt{2} \cdot 70 = 100$ kg. Zur Bestimmung der Reibungsarbeit müßte noch der Achsdruck der größeren Scheibe ermittelt

und sodann die Reibungsarbeit aller drei Scheiben summiert werden. Im Leerlaufe wäre jedoch überall nur die geringe Spannung durch das Gewicht (also auch für die kleine Scheibe nur ca. 100 kg) in Rechnung zu ziehen, so daß also eine ganz bedeutende Verminderung gegenüber dem Laufe unter Belastung und der gewöhnlichen Anordnung, wo die Reibungsarbeit ohne Rücksicht auf die Belastung angenähert die gleiche bleibt, eintritt.

3. Hanfseiltrieb.

Erscheint die Verwendung von Riemen als Zugmittel nicht mehr empfehlenswert, etwa wegen zu großer Breite desselben, zu großer Entfernung der zu verbindenden Wellen oder aber, weil von der Antriebsscheibe aus die Kraft auf mehrere Stränge zu verteilen ist, so geht man zur Benutzung von Hanfseilen oder dgl. über.

a) Seile und deren Berechnung.

Zu ihrer Herstellung wird eine größere Zahl von Fäden aus Hanf, Baumwolle usw. schraubenförmig zu sogenannten Litzen verwunden und hierauf durch Vereinigen mehrerer Litzen das eigentliche Seil gebildet. Als Material kommt Schleißhanf, hauptsächlich badischer, russischer und italienischer, Manilahanf, auch Jute, sowie Baumwolle in Betracht. Seile aus Schleißhanf gestatten ihrer größeren Geschmeidigkeit halber die Benutzung kleinerer Scheiben als solche aus Manilahanf. Diese eignen sich hingegen sehr gut für Antriebe im Freien, da sie gegen Witterungseinflüsse nur wenig empfindlich sind und besitzen auch geringeres Gewicht als solche aus Schleißhanf. Baumwollseile sind von außerordentlich großer Biegsamkeit und Elastizität im Vergleiche zu Hanfseilen und werden daher besonders bei kleinen Scheiben, geringen Achsenabständen und ungünstigen Betriebsverhältnissen (stark schwankender Betrieb) benutzt.

Die am meisten in Gebrauch stehenden Seile sind aus 3 Litzen zusammengedreht (Rundseile). Da sie sich häufig im Betriebe stark verlängern, außerdem aber auch das Bestreben zeigen, sich dabei aufzudrehen, wodurch ihre Lebensdauer verkürzt wird, sind eine Reihe von Konstruktionen geflochtener Seile entstanden, welche die angeführten Mängel, die nur bei sehr sorgfältiger Herstellung nicht auftreten, vermeiden und von welchen die Quadratseile der Quadratseilfabrik Patent Bek der A.-G. für Seil-Industrie vorm. F. Wolff in Mannheim - Neckarau die meiste Verbreitung gefunden haben. Sie bestehen aus 8 derart miteinander verflochtenen Litzen, daß eine Eigenbewegung (Drehen) ausgeschlossen ist und sind annähernd ebenso geschmeidig wie Baumwollseile. Weniger Bedeutung besitzen Dreikant-, (Trapez-), Sechskant- und Achtkant-Seile, die ähnliche Eigenschaften wie die Quadratseile aufweisen und außerdem noch ein besseres Anschmiegen an die Seilrillen (s. S. 140) anstreben.

Die Verbindung der Seilenden geschieht fast ausschließlich durch Spleißen, wobei die Enden der beiden Seile aufgeflochten und die einzelnen Litzen derart miteinander vereinigt werden, daß an der Verbindungsstelle kein wesentlich größerer Seildurchmesser als im glatten Seile entsteht. Da einzelne Stücke der Litzen weggeschnitten werden müssen, sind zur berechneten Seillänge noch etwa 3—5 m, bei Kreisseiltrieben (s. S. 142) der sorgfältigeren Verbindung halber auch bis zu 10 m hinzuzufügen.

Die üblichen Abmessungen sind bei Rundseilen 25—55 mm Durchmesser (des den Litzen umschriebenen Kreises), bei Quadratseilen 25—55 mm Seitenlänge (des umschriebenen Quadrates). Seile von 45 und 50 mm Durchmesser, bzw. 40 und 45 mm Seitenlänge haben sich am besten bewährt. Kleinere benutzt man nur dann, wenn die Scheibendurchmesser gering gehalten werden müssen, und zwar in erster Linie Quadrat- und Baumwollrundseile. Der tatsächlich vom Material ausgefüllte Querschnitt beträgt bei Rundseilen ca. $\frac{2}{3}$ des Kreisinhalt, bei Quadratseilen ca. 0,85 der Quadratfläche. Das Einheitsgewicht ist von dem Materiale, der Herstellung,

nämlich ob fest oder lose geschlagen und dem Feuchtigkeitsgehalte abhängig und schwankt für die am meisten benutzten Größen zwischen 1,4—1,9 kg/m (0,06—0,075 d² kg/m bei d cm Seilstärke).

Die noch zulässigen kleinsten Scheibendurchmesser sind von der Stärke des Seiles, dem Materiale und der Art der Herstellung (durch Schlagen bei Rundseilen, bzw. Flechten bei den übrigen) abhängig. Bei Rundseilen wird empfohlen, die Scheibendurchmesser für Seile aus Manilahanf nicht kleiner als den 30fachen, aus Schleißhanf als den 25fachen und aus Baumwolle als den 20fachen Seildurchmesser zu wählen, bei Quadratseilen nicht kleiner als die 20fache Seitenlänge; nur bei geringer Beanspruchung der einzelnen Seile werden diese Werte noch unterschritten. Soweit als möglich wird man aber, um die Seile zu schonen, viel größere Scheibendurchmesser, etwa gleich der 40—50fachen Seilstärke verwenden, welche Forderung sich bei den gebräuchlichen Seilen (40—50 mm) nur bei Hauptantrieben erfüllen läßt. Die angegebenen Kleinstwerte gelten auch für Leit- und Spannrollen.

Die begrenzte Beanspruchung eines Seiles gestattet nur die Übertragung einer bestimmten Umfangskraft. Bei größeren Leistungen ordnet man daher nebeneinander eine entsprechende Zahl von Seilen in den Rillen der zu verbindenden Scheiben an. Vorerst sei angenommen, daß in je zwei zugehörige Rillen der beiden Scheiben ein gesondertes Seil gelegt ist (Parallelschaltung). Der zweite Fall, daß nur ein einziges Seil abwechselnd um alle Rillen der beiden Scheiben geschlungen wird und schließlich unter Benutzung von Zwischenscheiben zu seinem Ausgangspunkte auf der ersten Scheibe zurückkehrt, bedarf seiner Eigenheiten halber einer gesonderten Besprechung (Kreisseilschaltung).

Im ersten Falle wäre grundsätzlich bei der Berechnung, wie beim Riementriebe, von der größten Spannung in den Seilen während des Laufes auszugehen und aus dieser der für eine bestimmte Umfangskraft nötige gesamte Seilquerschnitt zu ermitteln. Bei angenommener Seilstärke ist daraus die Zahl der Seile sofort zu bestimmen. Ähnliche Gründe wie beim Riementriebe haben auch hier dazu geführt, direkt von der zu übertragenden Umfangskraft unter Zugrundelegung von Erfahrungswerten auszugehen, besonders da die größte Spannung (T) mit Rücksicht auf die größere Vorspannung, wie bei Riementrieben, höher anzunehmen ist, als sich rechnermäßig ergeben würde und auch die übliche Beanspruchung der Seile im Verhältnis zu deren Festigkeit (im Mittel 800 kg/cm²) sehr gering ist. Im Hinblick darauf jedoch, daß man bei der zweiten Anordnung (Kreisseiltrieb) den theoretischen Verhältnissen viel näher kommt, sollen diese angedeutet werden.

Aus den Rillenprofilen für Seilscheiben (Fig. 57, S. 140) geht hervor, daß das Seil nicht auf dem Rillengrunde aufliegt, sondern zwischen den beiden schrägen Flächen eingeklemmt ist. Herrscht zwischen Seil und Rille der Reibungskoeffizient μ , so wird,

ähnlich wie bei Keilrillen von Kupplungen, nicht μ sondern $\mu' = \frac{\mu}{\sin \frac{\omega}{2} + \mu \cos \frac{\omega}{2}}$,

bei einem Keilwinkel ω , meist 45°, in die Rechnung einzuführen sein. Setzt man noch $\mu = 0,2$ (für eingefettete Seile), so wäre $\mu' = 0,4$ und somit $e^{\mu' a} = 3$. Das Ver-

hältnis $\frac{T}{t}$ kann daher mit ausreichender Sicherheit auch bei Berücksichtigung der

Fliehkraft der Seile, wie bei Riemen, mit 2 angenommen werden, so daß also die größte Seilspannung gleich der doppelten Umfangskraft ist. Wählt man nun k_z z. B. nur mit 15 kg/cm², um der tatsächlichen großen Vorspannung Rechnung zu

tragen, so erhält man $2 U_{\text{pro Seil}} = 2 P = 15 \cdot \frac{\pi}{4} d^2$ und daraus $P = 6 d^2$, welcher Wert

auch unter günstigen Verhältnissen wirklich benutzt wird, wobei jedoch zu beachten ist, daß die Annahme von k_z eine willkürliche war.

Gewöhnlich wird wie bei den Riemen die Beanspruchung des Seiles, bezogen auf die Umfangskraft, gewählt und hierbei der Scheibendurchmesser, wegen der beim Umbiegen um die Scheiben auftretenden Biegungsspannung und der SeilstEIFigkeit, die Übersetzung (Größe des umspannten Bogens), sowie die gegenseitige Lage der Scheibenachsen (Entfernung, Höhenlage) und endlich die Gleichmäßigkeit der Kraftübertragung berücksichtigt. Unter günstigen Verhältnissen, d. s. entsprechend große Scheiben, Übersetzung nicht über 1 : 2, horizontaler oder wenig geneigter Trieb bei entsprechendem Scheibenabstande und nicht zu großen Belastungsschwankungen, kann die pro Seil übertragene Umfangskraft mit $P = 5-6,5 d^2$ für Rundseile und $P = 6-8 s^2$ für Quadratseile von der Seitenlänge s , entsprechend $6-8 \text{ kg/cm}^2$ Beanspruchung, auf die Umfangskraft bezogen, gewählt werden. Wie ersichtlich, entspricht ein Rundseil vom Durchmesser d einem Quadratseile von einer um 5 mm geringeren Seitenlänge. Für die am meisten gebräuchlichen Seile von 50 mm Φ und 45 mm \square wird gewöhnlich eine Umfangskraft von 100—150 kg als durch ein Seil übertragbar angenommen. Bei großen Geschwindigkeiten kann aber wie beim Riemen auch hier die Beanspruchung bis auf etwa $10-12 \text{ kg/cm}^2$ gesteigert werden. Bei bekannter, aus der zu übertragenden Leistung und der gewählten Umfangsgeschwindigkeit berechneter, gesamter Umfangskraft kann nun mit Hilfe der obigen Angaben die Zahl der Seile bestimmt werden. Dabei werden häufig zur berechneten Seilzahl noch 1—2 Reserve-seile, je nach der Größe der Kraftübertragung, hinzugefügt, so daß beim Reißen eines Seiles die übrigen durch die aufzunehmende Umfangskraft nur wenig stärker beansprucht werden.

Beim Hanfseiltriebe ist es bereits nötig, auch die ziemlich beträchtlichen Durchhängungen des Seiles zu berücksichtigen. Bekanntlich hängt ein an seinen Endpunkten festgehaltener Faden, der sich selbst überlassen wird, unter dem Einflusse seines Eigengewichtes nach einer Kettenlinie durch, die bei im Verhältnis zur Entfernung der Aufhängepunkte ($2a$) geringen Pfeilhöhen (h) durch eine Parabel ersetzt werden kann. Zwischen a , h und der in den Aufhängepunkten in der Richtung der Kurventangente herrschenden Spannung S besteht, gleiche Höhenlage dieser Punkte vorausgesetzt, bei q als Einheitsgewicht des Fadens die Beziehung

$$h = \frac{q a^2}{2S} \quad 19.$$

Mit Rücksicht darauf, daß es sich hier nur um eine Näherungsrechnung handelt, kann statt $2a$, welche Größe sonst geschätzt werden muß, die Entfernung der beiden Scheibenachsen gesetzt werden. Mit $q = 0,07 d^2$ und $t = P = 5 d^2$ (für $\frac{T}{t} = 2$) als Mittelwerte, erhält man für die größte Durchhängung im Betriebe die Beziehung

$$h = \frac{0,07 d^2 \cdot a^2}{2 \cdot 5 \cdot d^2} = 0,007 a^2 \quad 19 a.$$

Für den Ruhezustand mit $T_0 = \frac{T + t}{2} = \frac{2}{3}P$ ergibt sich $\frac{2}{3}$ des Wertes aus Gleichung 19a, für das gespannte Trum mit $T = 2P$ die Hälfte. Ist es möglich, bei einem ausgeführten Triebe die Durchhängungen zu messen, so kann daraus ein Schluß auf die Spannungen gezogen werden. Bei vollständig genau bekannten Elastizitätsverhältnissen könnte übrigens noch weiter gegangen werden. Die Länge eines Parabelbogens von der Spannweite $2a$ und der Pfeilhöhe h beträgt angenähert

$$s = 2a \left(1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{h^2}{a^2} \right) \quad 20.$$

Damit ist man in der Lage, bei angenommener Vorspannung, die Länge des Seiles nach dem Auflegen und bei konstantem E auch die Seillänge im ungespannten Zustande zu ermitteln. Diesem Verfahren steht hier aber die Veränderlichkeit von E mit der

Spannung und der Art der Herstellung im Wege, daher kann man auch nicht angenähert durch Annahme einer gewissen Seillänge eine bestimmte Vorspannung im Seile erhalten. Bei Drahtseilen wird jedoch dieser Weg eingeschlagen.

Beim schrägen Seiltriebe geht man am einfachsten so vor, daß man die beiden Punkte, wo das Seil die eine Scheibe verläßt, bzw. auf die zweite aufläuft, annimmt und mit dieser Entfernung aus Gleichung 19 die Pfeilhöhe bestimmt. Diese ist dann vom Halbierungspunkte der Verbindungslinie der Auf- und Ablaufstelle des Seiles vertikal nach abwärts aufzutragen und ergibt mit den beiden letztgenannten Punkten die zur Konstruktion der Parabel, die auch hier eine vertikale Achse besitzt, nötigen Elemente. Die weitere Aufzeichnung der Kurve kann hier wie beim horizontalen Triebe auf irgendeine bekannte Weise erfolgen, doch müssen die beiden Scheibenumfänge an den genannten Stellen berührt werden und ist hiernach die entsprechende Korrektur vorzunehmen (28). Bei schrägem Triebe sind die Spannungen in den beiden Auflaufpunkten wohl nicht gleich, und zwar um das Gewicht des Seiles von einer Länge gleich der Höhendifferenz beider Punkte verschieden, doch braucht auf diesen geringen Unterschied keine Rücksicht genommen zu werden.

Bei der Anordnung des Triebes kommen außer dem im Vorstehenden Erläuterten auch die Elastizitätsverhältnisse der Seile in Betracht und es sei daher über diese angeführt, daß bei Rundseilen zwischen gesamtter Dehnung λ und Spannung σ die folgende von Lindner, auf Grund Bachscher Versuche, aufgestellte Beziehung besteht:

$$\lambda = \frac{\sigma}{12,25 (12,25 + \sigma)} \quad \text{bzw.} \quad \lambda = \frac{\sigma}{15 (15 + \sigma)},$$

je nachdem die Seile lose oder fest geschlagen sind (29). Nach den Versuchen von Kammerer (1) beträgt der Elastizitätsmodul, auf die elastischen Dehnungen bezogen, für Rundseile 1700 kg/cm^2 , für Trapezseile 2000 kg/cm^2 .

b) Hanfseiltrieb mit Dehnungsspannung.

Hierbei werden die Seile in Parallelschaltung in die Rillen der zu verbindenden Scheiben mit parallelen oder nur wenig davon abweichenden Achsen eingelegt. Die Spannung wird dadurch erzeugt, daß die Seile beim Zusammenspleißen eine geringere Länge besitzen, als der Achsenentfernung der Scheiben entspricht und daher beim Auflegen gedehnt werden müssen. Da sie sich aber unter dem Einflusse der Spannungen im Betriebe bleibend längen und immer schlaffer werden, reicht die nach dem Früheren ermittelte Vorspannung (1,5 P) nicht aus, um auf längere Zeit die Kraftübertragung zu sichern und wird daher viel größer gehalten, um das sonst häufig nötige Kürzen der Seile zu vermeiden. Die Länge des Seiles vor dem Zusammenspleißen wird, abgesehen von der hierzu nötigen Zugabe, um 3—5 % kleiner als die theoretisch ermittelte gewählt. Der größere Wert entspricht nach der oben angegebenen Beziehung für ein festgeschlagenes Seil einer spezifischen Beanspruchung von 50 kg/cm^2 und daher bei einem Seile von 50 mm Durchmesser einer Spannung von 1000 kg beim Auflegen. Ein so hoher Wert ist wohl bei günstigen Verhältnissen nicht nötig und reicht nach den Angaben von Kammerer eine Vorspannung von 400 kg pro Seil aus. Mit Rücksicht auf das Auftreten von zusätzlichen Spannungen wird man jedoch vorsichtshalber mit einer Vorspannung von $600\text{—}800 \text{ kg}$ für ein Rundseil von 50 mm Durchmesser, entsprechend $T_0 = 24\text{—}32 d^2 = 24\text{—}32 (s + 0,5)^2$ bei anderen Seilgrößen rechnen. Die auf die Welle wirkende Kraft (Seilzug) beträgt das Doppelte der Vorspannung oder etwas weniger (Resultierende der Seilspannungen). Vergleicht man den zuletzt angeführten Wert mit der von einem Seile übertragenen Umfangskraft, so sieht man, daß der gesamte Seilzug etwa das 10—12 fache der ersteren und mehr beträgt, gegenüber der 5 fachen beim Riementriebe und daß daher die

Wellen beim Seiltriebe, besonders mit Rücksicht auf das häufig zu straffe Aufziehen der Seile, viel stärker gehalten werden müssen. Dabei ist jedoch noch weiter zu beachten, daß sich diese Spannung durch das Zusammenziehen der Seile infolge Feuchtigkeit noch vergrößern kann und daß daher bei niedrig angenommenem Seilzuge die Beanspruchungen für die Wellen nicht zu groß gewählt werden dürfen, um Brüche derselben hintanzuhalten. Im Betriebe dehnen sich die Seile und hängen bereits nach kurzer Zeit ziemlich stark durch, doch ist, solange kein Gleiten stattfindet, ein Kürzen keineswegs nötig. Die Verminderung des Seilzuges verringert überdies die anfänglich sehr große Reibungsarbeit in den Lagern. Aus dem zuletzt Angeführten geht noch hervor, daß der Hanfseiltrieb mit Dehnungsspannung anfänglich ein solcher nach 1 (s. S. 100) ist, jedoch sich immer mehr einem solchen nach 3 nähert.

Der wichtigste Vorteil der besprochenen Betriebsart besteht darin, daß beim Reißen eines Seiles der Betrieb durch die anderen aufrechterhalten bleibt. Als Nachteile müssen die Folgen der großen Vorspannung, die besonders im Anfange erhöhte Reibungsarbeit, sowie die größeren Anlagekosten durch die stärkeren Wellen und größeren Lager bezeichnet werden. Das nicht völlig gleichmäßige Anspannen der Seile beim Auflegen spielt nicht die Rolle, welche diesem Umstande manchmal beigemessen wird, da sich die zu stark gespannten Seile zuerst solange dehnen, bis sie die gleiche Spannung wie die übrigen besitzen und dadurch der unruhige Lauf und das Voreilen einzelner Seile aufhört. Bei sorgfältigem Aufziehen ist man übrigens in der Lage, die Spannungs- und Längenunterschiede sehr klein zu halten (30).

Bei der Verbindung zweier Wellen ist zu trachten, daß die ziehenden Seile die unten liegenden sind, weniger, um den umspannten Bogen zu vergrößern (vgl. die Versuche von Kammerer), als um die Durchhängung daselbst kleiner zu erhalten (es ist dann jene im Ruhezustande die größere) und an Raum unter den Seilen zu gewinnen. Die Durchhängungen sind anfangs infolge der großen Vorspannung sehr gering, mit sinkender Spannung wachsen sie ziemlich beträchtlich und es empfiehlt sich, je nach dem Achsenabstande der Scheiben, und zwar mit ihm steigend, 5—10 % dieses Maßes als größte Durchhängung für das schlaife Trum bei Bemessung des Platzbedarfes anzunehmen. Im gespannten Trum beträgt dann die Durchhängung annähernd die Hälfte, bzw. bei Stillstand $\frac{2}{3}$ vom obigen Werte. Das Aufzeichnen der Seilkurven ist besonders bei kleinen Scheibendurchmessern durchzuführen, um festzustellen, ob nicht die oberen und die unteren Seile aneinander streifen.

Die Achsenentfernung soll nicht unter 6—8 m, aber auch nicht größer als 20—25 m gewählt werden. Im ersteren Falle sind möglichst geschmeidige und elastische Seile auf großen Scheiben zu benutzen, da das Seil durch das häufige Umbiegen um die Scheiben leidet und das Längen der Seile bei geringer Elastizität eine zu große Spannungsverminderung herbeiführt. Die angegebene obere Grenze ist besonders bei sehr rasch laufenden Trieben vielfach überschritten worden und gilt nur für die im Transmissionsbau üblichen Geschwindigkeiten bis ca. 30 m/sek. Bei größeren Entfernungen kann entweder eine Teilung des Triebes mit Hilfe von Zwischenstationen (s. S. 142) vorgenommen, oder zur Benutzung von Tragrollen gegriffen werden (Taf. XXIX). Die letzteren, sonst auch wegen der Verkleinerung der Pfeilhöhe, wie in dem angeführten Beispiele, in Verwendung, haben aber wenig Eingang gefunden, da erfahrungsgemäß die Seile dadurch stark leiden. Erwähnt sei noch, daß bei vertikalen oder stark schrägen Trieben eine größere Vorspannung nötig ist, doch erweist sich meist die Anwendung des Triebes mit Belastungsspannung als vorteilhafter.

Die Übersetzung, vorwiegend ins Schnelle, beträgt im allgemeinen nicht über 1 : 2, läßt sich aber bei großen Achsenentfernungen unter Erhöhung der Vorspannung bis auf ca. 1 : 5 steigern. Bei noch größerer Übersetzung würde der umspannte Bogen bereits zu klein werden.

Die Geschwindigkeit ist auch bei Seilen möglichst hoch zu wählen. Allerdings hat sich bei den Versuchen von Kammerer bei hohen Geschwindigkeiten eine ziemlich beträchtliche Abnahme des Wirkungsgrades gezeigt, so daß dieser Punkt jedenfalls zu berücksichtigen ist. Als günstigste Geschwindigkeit dürfte ca. 25 m/sek anzusehen sein.

Abgesehen von dem bisher besprochenen offenen Seiltriebe wird auch gekreuzter Trieb zwischen parallelen Scheiben benutzt, und zwar bei verschiedenen Drehungsrichtungen der beiden Scheiben, oder wenn das Durchhängen der Seile zu vermeiden ist. Es werden dabei je 2 ziehende, gespannte Seilstücke nebeneinander und auf jeder Seite je ein gezogenes, loses Trum angeordnet. Stößt nun eines der letzteren an ein gespanntes Trum, so wird es weggeschleudert und kommt in pendelnde Bewegung. Dadurch wird ein Reiben der Seile aneinander fast vollständig vermieden. In entsprechender Entfernung von dem einen Seilpaare ist dann das folgende anzuordnen.

Das Zusammenfallen der Mittelebenen der zugehörigen Rillen zweier Scheiben ist wohl für die Lebensdauer der Seile von Bedeutung, doch können bei entsprechend geringer Belastung der Seile Abweichungen bis ca. 10^0 zugelassen werden. Bei Überschreitung dieses Wertes muß zum Winkelseiltriebe mit Leitrollen gegriffen werden, der in gleicher Weise wie beim Riementriebe, und zwar zweckmäßig mit Belastungsspannung anzuordnen ist.

Wie erwähnt, ist der Hanfseiltrieb auch zur Verbindung einer Scheibe mit einer größeren Zahl von solchen auf verschiedenen Wellen geeignet. Diese Art der Kraftübertragung kommt z. B. in Betracht, wenn von einer im Erdgeschoße des Gebäudes stehenden Antriebsmaschine die Hauptverteilungsstränge in den einzelnen Stockwerken angetrieben werden sollen, von denen jeder eine größere Leistung benötigt. Dabei legt man häufig den ganzen Trieb in einen von den eigentlichen Arbeitsstätten getrennten Seilschacht oder Seilgang (Taf. XXII und XXX.). Bei vielen Strängen und bei eingeschossigen Bauten ist es vorzuziehen, von der Kraftmaschine aus direkt nur wenige Wellen anzutreiben, von denen aus erst die Übertragung an die weiter entfernt liegenden Stränge (auch mittels Riemen) erfolgt (Fig. 59, S. 142). Bei annähernd gleicher Höhe aller Stränge ist diese Antriebsart auch deshalb vorzuziehen, da bei direktem Antriebe der einzelnen Wellen infolge der stark durchhängenden Seile diese leicht auf den Wellen schleifen können, weshalb zu Tragrollen gegriffen werden müßte.

Die Geschwindigkeits- und Arbeitsverluste sind beim Seiltriebe ähnlich zu beurteilen wie beim Riementriebe. Der Schlupf ist bei entsprechender Vorspannung nach den Versuchen von Kammerer verschwindend klein. Im Betriebe muß man aber bei Nachlassen der Spannung doch mit Geschwindigkeitsverlusten bis zu 5 % und mehr rechnen, wobei auch das gleichmäßige Aufziehen der Seile von Wichtigkeit ist. Der Verlust an Umfangskraft rührt von der Seilsteifigkeit, dem Luftwiderstande der Scheiben und der Seile her. Hier kommt hauptsächlich der durch Seilsteifigkeit in Betracht, welcher mit zunehmendem Scheibendurchmesser rasch abnimmt. Von einer rechnerischen Erörterung dieser Verhältnisse sei auch hier abgesehen (31). Im Mittel wird man der Berechnung einen Wirkungsgrad von 90 %, die Verluste durch Zapfenreibung inbegriffen, zugrunde legen können. Weitere Angaben sind in dem Versuchsberichte von Kammerer enthalten (1.)

Zum Schlusse sei noch bemerkt, daß der Hanfseiltrieb mit Dehnungsspannung derzeit hauptsächlich für große Leistungen in Betracht kommt, daß aber auch da vielfach der elektrische Antrieb vorgezogen wird.

c) Konstruktion und Berechnung der Hanfseilscheiben.

Allgemein wird für den Kranz der Hanfseilscheiben das in Fig. 57 dargestellte Profil, sowohl für Rund-, als auch für Quadratseile benutzt, welches Rillen mit einem

Keilwinkel von 45° , zur Erhöhung der Reibung der Seile, besitzt. Die untere Begrenzung des Querschnittes erfolgt fast immer geradlinig (voll gezeichnet), der einfacheren Herstellung halber, vereinzelt findet sich auch eine dem Rillengrunde ange-

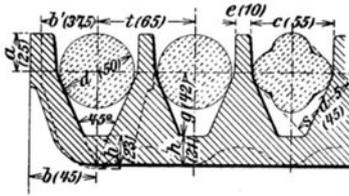


Fig. 57. Normale Rillenprofile für Rundseile von 25–55 mm, bzw. Quadratseile bis 50 mm Stärke. $\frac{1}{5}$.

- d = Seildurchmesser für Rundseile,
 s = Seilstärke f. Quadratseile z. gleichen Rillenprofil gehörig = $d - 5$,
 $t = d + 15$,
 $= \frac{d}{2} - \frac{d}{2} + (3 - 5)$,
 $b = d - 5$, bzw. d [für kleine Seilstärken] für mehrrillige Scheiben,
 $b' = \frac{3}{4}d$ bzw. d [für kleine Seilstärken] für einrillige Scheiben,
 $c = d + 5$, $e = 10$ [8 für 25 mm Seilstärke], $g = \frac{4}{5}d + 2$,
 $h = \frac{2}{5}d - \frac{1}{2}d$ [für kleine Seilstärken] für mehrrillige Scheiben,
 $h' = h + 2$ für einrillige Scheiben.
 Alle Maße in mm.

rührungsflächen besitzen. An der größeren ist auch am Rand eine Verzahnung längs des ganzen Umfanges vorhanden, welche, falls Hildebrandtkupplungen vorhanden sind, dazu benutzt wird, den einen Wellenteil mit Hilfe eines Schaltwerkes in die

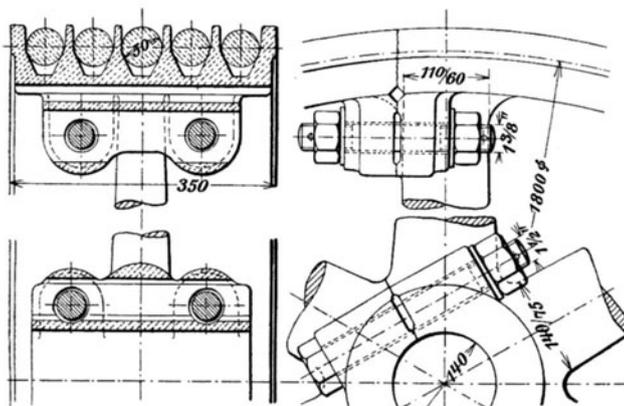


Fig. 58. Hanfseilscheibe. (J. Weipert & Söhne.) $\frac{1}{10}$.

zur Einrückung der Kupplung geeignete Stellung zu bringen, ohne die Antriebsmaschine vorher anlassen zu müssen.

Endlich ist noch aus Fig. 58 eine Seilscheibe zu entnehmen, welche die besprochene Teilung neben den Armen aufweist (s. S. 111).

Bei der Berechnung der Arme und der Verbindungsteile ist wie bei den Riemenscheiben vorzugehen, doch dürfte es sich bei den ersteren empfehlen, mit Rücksicht auf die meist viel höhere Beanspruchung durch den Seilzug k_b in Gl. 18 nur mit etwa 80 kg/cm^2 zu wählen.

Seilscheiben in Verbindung mit ausrückbaren Kupplungen werden wie Riemenscheiben ausgeführt, Leit- und Tragrollen erhalten gewöhnlich ein Kranzprofil mit Rillen, wie z. B. in Fig. 3, Taf. XXV, wobei die Seile auf dem Rillengrunde laufen und daher an diesen Stellen nicht besonders beansprucht werden (32).

nähert angepaßte wellenförmige Kontur (strichpunktiert). Bei dieser können jedoch leicht beim Gusse einzelne Stellen zu schwach ausfallen und daher Brüche auftreten. Ferner ist auch aus der Figur das Kranzprofil für nur ein Seil zu ersehen (strichliert). Weitere Anhaltspunkte für die Gestaltung des Kranzes geben noch die Beispiele von Hanfseilscheiben auf Taf. XXI.

Die Ausbildung der übrigen Teile gleicht im wesentlichen derjenigen bei den Riemenscheiben, nur wird viel häufiger die Teilung zwischen den Armen ausgeführt (s. S. 109). Auch Seilscheiben von etwa 400–500 mm Breite aufwärts erhalten 2 Armsysteme. Sehr breite Räder werden meist aus 2 Scheiben zusammengesetzt. (Fig. 6, Taf. XXI). In der Rillenzahl ist man daher unbeschränkt (bis 50 Rillen). Als Material kommt im Transmissionsbau hauptsächlich Gußeisen zur Verwendung, vereinzelt auch für kleine Scheiben Holz (11). Von den Scheiben auf Taf. XXI sei bemerkt, daß jene nach Fig. 2 und 4 zweiteilig gegossen sind und gehobelte Be-

Bei der Berechnung der Arme und der Verbindungsteile ist wie bei den Riemenscheiben vorzugehen, doch dürfte es sich bei den ersteren empfehlen, mit Rücksicht auf die meist viel höhere Beanspruchung durch den Seilzug k_b in Gl. 18 nur mit etwa 80 kg/cm^2 zu wählen.

Seilscheiben in Verbindung mit ausrückbaren Kupplungen werden wie Riemenscheiben ausgeführt, Leit- und Tragrollen erhalten gewöhnlich ein Kranzprofil mit Rillen, wie z. B. in Fig. 3, Taf. XXV, wobei die Seile auf dem Rillengrunde laufen und daher an diesen Stellen nicht besonders beansprucht werden (32).

d) Ausführungsbeispiele von Hanfseiltrieben mit Dehnungsspannung.

Einen Hanfseiltrieb, wo von der Antriebsmaschine aus die wichtigsten Stränge direkt angetrieben werden, zeigt die auf Taf. XXII dargestellte Transmissionsanlage mit Seilschacht. Von dem Schwungrade der Dampfmaschine werden an Strang I ca. 100 PS, an Strang II 440 PS, an V und VII je 180 PS und an Strang IX 120 PS abgegeben. Die beiden letztgenannten Stränge sowie der übrige, in den oberen Stockwerken liegende Teil der Anlage sind nicht mehr dargestellt. Es liegen Strang VII und VIII im zweiten Stockwerke sowie Strang IX und X im dritten Stockwerke senkrecht über den Strängen V und VI. (Die Abstände der Scheibenachsen sind dabei der Höhe des ersten Stockes gleich.) Strang X wird von VII aus mittels eines Seiles angetrieben. Von den vom Schwungrade direkt angetriebenen Strängen wird die Kraft auf die übrigen übertragen, und zwar benötigen die Stränge VI, VIII und X je 40 PS, II ca. 25 PS, III 70 PS und IV 125 PS. Daraus kann die von den noch erübrigenden Wellen selbst weitergeleitete Leistung ermittelt werden.

Die Anordnung der Anlage in einem Seilschachte bedingt die Verwendung von Lagerträgern zur Aufnahme sämtlicher Lager, da deren Unterbringung in den Mauern selbst, wegen der vergrößerten Biegemomente, zu starke Wellen erfordern und ihre Bedienung erschweren würde. Die Ausladung, Spannweite und Form der Lagerträger (vgl. auch Fig. 3, Taf. XXVIII) hängt von der Lage der Seilscheiben und Kupplungen, sowie der Richtung der Seilzüge ab. Die Ausrückung aller Stränge erfolgt mittels Reibungskupplungen System Wiessner (s. S. 89). Um die Bedienung der Lager zu erleichtern, sind im Seilschachte noch die aus der Zeichnung ersichtlichen Stiegen und Bedienungspodeste angeordnet.

Die Scheibendurchmesser sind bei den direkt vom Schwungrade angetriebenen Strängen durch die Wahl der Umdrehungszahlen der letzteren bereits bestimmt, bei den übrigen ist die Umfangsgeschwindigkeit gewählt, teils gleich jener des Schwungrades, teils etwas geringer.

Fig. 2, Taf. XXIII zeigt noch die Antriebswellen für die Stränge I, II und V. Beim Entwerfe derselben kann, wie nachstehend angedeutet, vorgegangen werden, wobei die Lage der Scheiben auf der Welle sowie die Richtung der Seilzüge als bekannt vorausgesetzt ist. Die Größe der Seilzüge bestimmt sich aus der Seilzahl (ca. 1500 kg pro Rundseil von 50 mm Durchmesser). Als Anhaltswerte für die Wellenstärke können die aus Gl. 2 (S. 4) ermittelten Durchmesser dienen, z. B. für die Welle des Stranges II bei 440 PS und 250 U/min ca. 170 mm. Mit Rücksicht auf die großen Seilzüge sind aber noch stärkere Wellen zu erwarten und man wird daher die Lager weiter von den Scheiben wegrücken, als dem obigen Werte entsprechen würde. Sind die Lagermitten gewählt, so können aus den bekannten Kräften und Entfernungen die Drücke auf die Zapfen, mithin auch deren Abmessungen bestimmt werden. Der weitere Rechnungsgang gleicht dem im ersten Abschnitte angegebenen. Da bei Strang II nur ein geringer Teil der Kraft zur Kupplung K hingeleitet wird, kommt für die Stärke der Welle im Lager L_2 das Drehmoment nicht in Betracht. Auf das Lager L_3 ist keine Rücksicht zu nehmen, da sich fast der gesamte Druck auf die beiden anderen verteilt. Das Wellenstück von L_3 bis K ist daher als gewöhnlicher Nebenstrang nach Gl. 4a (S. 5) zu berechnen. Bemerkt sei noch, daß alle Seilzüge in der Mitte der zugehörigen Scheibe angreifend gedacht sind, und zwar bedeutet bei Strang I S_1 die Mitte der vom Schwungrade angetriebenen Scheibe, bzw. die Richtung des zugehörigen Seilzuges, S_2 die Scheibe zur Weiterleitung der Kraft an Strang III. Bei Strang II bezieht sich S_1 auf die Scheibe zum Antriebe von XI, S_2 auf die einrillige Scheibe zu VI, S_3 auf jene zu IV und S_4 auf die Antriebs-scheibe vom Schwungrade her, endlich bei Strang V S_1 auf die Scheibe zu Strang VIII

und S_2 auf die Antriebsscheibe vom Schwungrade. Mit $L_1—L_3$ sind die Lagermitten, mit K die Stellen für die Kupplungshälften an den Wellenenden bezeichnet.

Fig. 59 zeigt ein Beispiel einer Anlage, wo schon aus örtlichen Rücksichten der Antrieb aller Stränge, im vorliegenden Falle 19, von der Kraftmaschine aus nicht durchführbar ist. Das Vorgelege V der Antriebsmaschine ist nur mit den Strängen II, III und IV verbunden, von denen III den Strang I antreibt, welcher dem Vorgelege für direkte Verbindung zu nahe liegt. Die Stränge IV, VII, X, XIII, XVI und XIX (in der Zeichnung sind nur 10 Stränge dargestellt, da der restliche Teil der Anlage nur eine Wiederholung des ersten bildet) dienen als Zwischenstationen. Jeder der er-

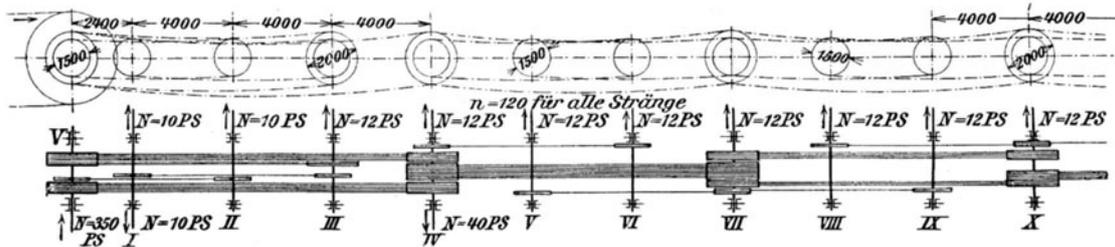


Fig. 59. Hanfseiltrieb. (B. A. M. A. G.) $\frac{1}{300}$.

wähnten Stränge gibt die für die übrigen noch erforderliche Kraft an den folgenden ab und treibt gleichzeitig 2 benachbarte Stränge direkt an. Die Kraftübertragung geschieht mittels Quadratseilen von 45 mm \square . Für den nicht dargestellten Teil sei angeführt, daß die von den Strängen XI—XIX benötigte Leistung je 12 PS beträgt, ausgenommen XIII mit 27 PS. Zur Kraftübertragung von X auf XIII dienen 5 Seile, von dort auf XVI 3 Seile, endlich von XVI auf XIX 1 Seil, alle auf Scheiben von 2000 mm Durchmesser. Von der zweirilligen Scheibe auf X mit 1500 mm Durchmesser werden VIII und XII angetrieben, ebenso von gleichen Scheiben auf XIII und XVI die Stränge XI und XV, bzw. XIV und XVIII. Zum Antriebe von XVII dient eine einrillige Scheibe mit 1500 mm Durchmesser auf XIX. Sämtliche, teils an Säulen, teils an der Decke gelagerte Stränge sind mittels Hildebrandtkupplungen ausrückbar.

Der Kraftbedarf am Vorgelege V kann bei 289 PS tatsächlich an den Strängen benötigter Leistung mit rund 350 PS geschätzt werden. Der Kraftverlust erscheint wohl ziemlich hoch, doch dürfte eine andere Lösung des Antriebes kaum ein günstigeres Resultat ergeben, vielleicht nur der elektrische Antrieb der als Zwischenstationen dienenden Stränge und die Wahl von Riemen zur Kraftübertragung an die übrigen.

e) Hanfseiltrieb mit Belastungsspannung.

Die Nachteile der besprochenen Betriebsart haben auch bei den Hanfseilen dazu geführt, die Spannung durch eigene Spannrollen zu erzeugen. Bei Parallelschaltung der Seile haben sich diese nicht bewährt, da doch die einzelnen Seile nie vollständig gleichmäßig gespannt sind und außerdem ein rasch aufeinanderfolgendes Umbiegen nach beiden Richtungen nicht vertragen. Große Verbreitung hat hingegen der sogenannte Kreisseiltrieb gefunden, wobei ein einziges Seil um die Antriebsscheibe und die getriebenen Scheiben geschlungen wird, und zwar von einer Rille der ersteren zu einer Rille der ersten getriebenen Scheibe, dann zurück zur zweiten Rille der Antriebsscheibe, von da zur folgenden Rille der ersten getriebenen Scheibe, nach Ausfüllung aller Rillen derselben zur nächsten getriebenen Scheibe usw. Von der letzten getriebenen Scheibe wird das Seil zu einer beweglichen Spannrolle und von dieser unter Benutzung wenigstens einer Leitrolle (vereinzelte zugleich eine Rille der getriebenen Scheibe) zur treibenden Scheibe zurückgeführt. Die Spannrolle ist ge-

wöhnlich auf einem verschiebbaren Wagen gelagert, der durch ein Gewicht belastet wird, so daß die Spannung im Seile in der zur Kraftübertragung nötigen Größe konstant bleibt. Da ein Nachlassen der Spannung auch infolge von Witterungseinflüssen nicht möglich ist, eignet sich der Kreisseiltrieb sehr gut für im Freien laufende Triebe. Überdies kann durch Ändern der Größe des Belastungsgewichtes die Durchhängung der Seile geregelt werden, so daß einerseits das Schleifen einzelner Seile auf den darunterliegenden Wellen oder Lagern vermieden wird, andererseits aber auch größere Achsenabstände zwischen den Scheiben zulässig sind. (Die von Reuleaux (33) vorgeschlagene Anordnung, darin bestehend, daß das Seil von der Antriebscheibe zur ersten getriebenen Scheibe, von dieser unter Vermittlung von Leitrollen zu den übrigen geführt wird und erst von der letzten derselben wieder zur Antriebscheibe zurückkehrt, hat, da hierbei die Beanspruchung des Seiles sehr groß ist, gar keine Verbreitung gefunden.)

Die Hauptvorteile der üblichen Anordnung liegen in der geringeren Vorspannung und der damit verbundenen Verkleinerung der Wellenstärken und der Lagerabmessungen, sowie darin, daß man bezüglich der gegenseitigen Anordnung der Scheiben viel größere Freiheit hat als beim Triebe mit Dehnungsspannung und sowohl vertikal untereinander liegende Wellen verbinden, als auch Winkelseiltrieb herstellen kann (vgl. Taf. XXIII und XXIV.) Der Wirkungsgrad ist jedoch geringer als bei einem sorgfältig montierten Triebe mit Dehnungsspannung. Nach den Versuchen von Kammerer dürfte die nicht völlige Gleichheit aller Seilrillen zum Gleiten einzelner Stränge auch bei ausreichender Spannung durch das Belastungsgewicht führen und dadurch einen Arbeitsverlust bewirken. Dieses Gleiten tritt in noch viel höherem Maße auf, falls die Zahl der Umschlingungen bei mehreren getriebenen Scheiben eine größere wird. Dabei entstehen in den verschiedenen Seilstücken je nach deren Belastung voneinander abweichende Spannungen, die sich natürlich nur durch Gleiten einzelner Seile ausgleichen lassen. Benutzt man Keilrillen (Fig. 57), so wird durch die Klemmung der Seile der Spannungsausgleich erschwert, so daß sich die Kraftverluste vermehren und außerdem der Gang der Transmission ein unruhiger wird. Bei Rundseilen tritt noch das Drehen derselben auf, das allerdings den Spannungsausgleich etwas erleichtert, jedoch die Lebensdauer der Seile vermindert und zu häufigem Kürzen nötigt. Vielfach läßt man daher das Seil auch bei den Kraftscheiben nur auf dem Rillengrunde laufen wie bei den Leitrollen (z. B. Fig. 3, Taf. XXV). Dann ist aber wegen des bei der Berechnung der Seile einzuführenden geringeren Reibungskoeffizienten μ (s. S. 135) eine größere Vorspannung nötig, so daß wieder die Verluste durch Zapfenreibung ansteigen. In der Praxis werden beide Rillenformen ziemlich gleich häufig benutzt. Bei Quadratseilen liegen die Verhältnisse günstiger, da bei einem Keilwinkel von 90° für die Rillen noch genügend Reibung vorhanden ist und der Ausgleich der Spannungen vor sich gehen kann. Nach den Versuchen der Quadratseilfabrik Patent Bek hat sich aber auch das Rillenprofil nach Fig. 60 mit einem Winkel von nur 75° in jeder Hinsicht bewährt.

Ein Übelstand, der vielfach vom Einbau von Kreisseiltrieben abgehalten hat, ist das Vorhandensein von nur einer Spleißstelle, bzw. nur eines einzigen Seiles, bei dessen Reißen der ganze Betrieb stillgelegt wird. Von besonderen Fällen abgesehen, ist aber diesem Punkte keine große Bedeutung beizulegen, da ein Reißen des Seiles infolge seiner geringen Beanspruchung sehr unwahrscheinlich ist und es außerdem während längerer Betriebspausen fast immer durch Aushängen des Belastungsgewichtes entlastet werden kann.

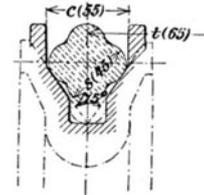


Fig. 60. Quadratseil-Rillenprofil f. Kreisseiltriebe. (Quadratseilfabrik Pat. Bek.) $\frac{1}{5}$. Bedeutung der Maße s. Fig. 57.

Das Anwendungsgebiet des Kreisseiltriebes ist ziemlich unbeschränkt und man wird ihn daher, von sehr großen Leistungen, sowie von jenen Fällen abgesehen, wo der größere Kraftverbrauch in Betracht kommt, fast immer dem Triebe mit Dehnungsspannung vorziehen. Örtliche Verhältnisse, Schwierigkeiten bei der Unterbringung des Spannagens können jedoch dazu führen, zur anderen Betriebsart zurückzukehren.

Die nachstehenden Beispiele zeigen die am häufigsten vorkommenden Anordnungen. Ein Unterschied zwischen den Anlagen mit nur einer getriebenen Welle und mehreren solchen ist dabei nicht vorhanden, da man die Scheiben auf den verschiedenen Wellen alle auf einer einzigen Welle nebeneinander angeordnet denken kann oder umgekehrt.

Die einfachste Art der Verbindung zweier Scheiben zeigt Fig. 61 (Peniger Maschinenfabrik), in der I und II die beiden Scheiben, S die Spannrolle darstellen. Wie leicht zu erkennen, liegt die Spannrolle bei dieser Anordnung ohne Rücksicht auf die Drehungsrichtung und darauf, welches die treibende Scheibe ist, immer in einem

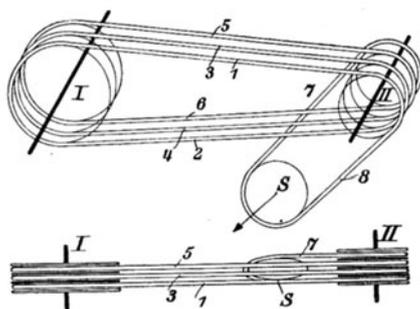


Fig. 61.

schlaffen Trum, welche Lage deshalb vorgezogen wird, da man mit geringerer Vorspannung auskommt. Leitrollen sind keine vorhanden, es besitzt aber jene Scheibe, an welche die Spannrolle angeschlossen ist, eine Rille mehr als die andere. Die Lage der Spannrolle ist dabei beliebig (auch zwischen den beiden Scheiben), doch soll ihre Bewegungsrichtung tunlichst in jene der beiden zu, bzw. von ihr laufenden Seilstücke fallen, da sie sich sonst bei Längenänderungen des Seiles nicht nur mit dem Wagen verschieben, sondern auch in diesem verdrehen muß, wodurch das Seil leidet. Außer dem Fehlen von

Leitrollen und der Lage der Spannrollen im gezogenen Trum bietet diese Anordnung noch den Vorteil, daß das Umbiegen des Seiles immer nur nach einer Richtung erfolgt; sie ist jedoch aus örtlichen Rücksichten nur selten durchführbar.

Der auf Taf. XXX dargestellte Kreisseiltrieb hat nur eine Leitrolle, die Spannrolle liegt bei der gezeichneten Drehungsrichtung gleichfalls in einer losen Seilschlinge. Bei umgekehrter Drehungsrichtung müßte die Leitrolle auf die andere Seite der Spannrolle, näher zur treibenden Welle hin, verlegt werden. Auch hier wird das Seil nur nach einer Richtung abgebogen, doch ist auch diese Anordnung wegen der Lagerung der Spann- und Leitrolle zwischen den Scheiben nur selten anwendbar.

Die häufigste Anordnung zeigen Fig. 1, Taf. XXIII, und Fig. 4, Taf. XXIV. Bei dieser sind 2 auf der gleichen Achse sitzende Leitrollen vorhanden, die ebenso wie die Spannrolle außerhalb des Seillaufes zwischen den Kraftscheiben liegen und daher fast immer leicht untergebracht werden können. Das Seil wird nach beiden Richtungen abgebogen. Bei größeren Seillängen spielt dies keine Rolle, da das Abbiegen an jeder Stelle des Seiles dann weniger oft erfolgt. Die beiden Ausführungen unterscheiden sich voneinander dadurch, daß die Spannrolle im ersten Falle auf einer horizontalen, im zweiten längs einer vertikalen Bahn verschiebbar ist. Die letztere Anordnung findet auch vielfach Anwendung zur Verbindung von in gleicher Höhe liegenden Strängen. Die Beispiele lassen noch erkennen, daß auch bei mehreren getriebenen Scheiben die Spannrolle immer zwischen den am weitesten voneinander entfernt liegenden Seilstücken liegt.

Der in Fig. 1, Taf. XXIV dargestellte Winkelseiltrieb zeigt den gleichen Einbau der Spannrolle wie bei der Anordnung nach Fig. 61. Die beiden Doppelleitrollen dienen nur zur Richtungsänderung des Seiles, ihre Lage ist wie jene der Leitrollen bei

Winkelriementrieben zu bestimmen. Je nach den örtlichen Verhältnissen wird man auch hier zu einer anderen Anordnung der Spannrolle greifen. Endlich sei noch bemerkt, daß bei allen Ausführungen die zugehörigen Rillenmitten nicht, wie der übersichtlicheren Darstellung halber gezeichnet, in einer Ebene liegen, sondern um die halbe Rillenteilung versetzt sind, um das Ablenken des Seiles, das durch das Einlegen in die verschiedenen Rillen unvermeidlich ist, gleichmäßiger zu gestalten.

Beim Entwurfe von Kreisseiltrieben ist zunächst die Lage der Spannrolle und der eventuell nötigen Leitrollen anzunehmen und bei kleinen Seillängen darauf zu achten, daß das Seil nur nach einer Richtung abgebogen wird. Im allgemeinen wird Wert darauf gelegt, daß die Spannrolle in einem gezogenen Seilstücke liegt, nur bei sehr gleichmäßigem Kraftbedarfe geht man davon ab, falls sich dann eine einfachere Anordnung erzielen läßt. Endlich ist auch noch zu untersuchen, ob für den Spannwagen eine genügend lange Bahn vorhanden ist. Gewöhnlich reicht hierzu ein Weg von 2,5—3,5 % der gesamten Seillänge aus (der größere Wert auch bei im Freien laufenden Trieben), entsprechend der Möglichkeit einer Seilverlängerung von 5—7 %. Reicht der verfügbare Platz hierfür nicht aus, so muß die Anordnung abgeändert oder auch zum Betriebe mit Dehnungsspannung gegriffen werden. Bleibende Verlängerungen (durch Drehen der Seile oder zu geringes Strecken vor Gebrauchnahme) lassen sich durch Kürzen ausgleichen, doch leiden die Seile erfahrungsgemäß auch darunter. Die Leit- und Spannrollen sind möglichst groß, zumindest gleich dem 25—30 fachen Seildurchmesser zu wählen.

Die Berechnung der Seile bleibt die gleiche wie bei dem Triebe mit Dehnungsspannung. Doch wird vielfach die Belastung des einzelnen Seiles mit Rücksicht auf die geringere Vorspannung größer gewählt, nach Angaben der A.-G. für Seilindustrie vorm. F. Wolff in Mannheim bis zu $9 d^2$ und mehr. Man bestimmt auch in diesem Falle bei bekannter Umfangskraft (aus Leistung und Geschwindigkeit) für die einzelnen Stränge die Zahl der Seile und aus der Summe aller die Rillenzahl der treibenden Scheibe.

Zur Bestimmung der Größe des Belastungsgewichtes kann man, abgesehen von dem sehr geringen Widerstande bei der Bewegung des Spannwegens, von den rechnerisch ermittelten Spannungen ausgehen und mithin das Gewicht annähernd gleich der doppelten Seilspannung in dem betreffenden Stücke (meist also $2t = 2P$) wählen. So ist z. B. bei dem Winkelseiltriebe auf Taf. XXIV ein Gewicht von 300 kg bei 150 kg Umfangskraft pro Seil ausgeführt. Demnach kann als Mittelwert für den Seilzug $3U$ ($t = U$ gesetzt) bei der Bestimmung der Wellenstärken zugrunde gelegt werden. Läßt man jedoch das Seil nur auf dem Rillengrunde laufen, so ist nach dem Früheren das Belastungsgewicht zu erhöhen und daher auch der Seilzug größer anzunehmen (etwa mit $4—5U$ unter normalen Verhältnissen). Bei stark schwankendem Betriebe, sowie wenn die Durchhängungen einzelner Stränge zu groß werden sollten, ist das Gewicht zu vergrößern, bei gleichmäßigem Betriebe hingegen reicht wie beim Riementriebe eine geringere Belastung nach beendetem Einlaufen aus. Auch hier werden daher die Gewichte wie bei Spannrollentrieben aus einzelnen Scheiben zusammengesetzt. Für Seillängen über 600 m würde im allgemeinen das Gewicht wegen der Spannungsverschiedenheiten in den einzelnen Seilstücken, die eine Erhöhung der Belastung erfordern, meist zu groß werden und man zerlegt dann den gesamten Trieb in 2 kleinere.

Von den Einzelheiten zeigt Fig. 1, Taf. XXV einen Spannwagen in horizontaler Anordnung. Die Spannrolle L läuft lose auf der Achse G und ist mit einer Rotgußbüchse versehen, die Schmierung erfolgt mittels eines Zentrifugalschmiergefäßes für Öl. Der aus den Teilen B, C und E bestehende Rahmen der Leitrolle ist um die Zapfen F der Traversen A des Wagens drehbar. Ist Selbsteinstellung erforderlich (wenn die Schräge des Wagens sich während des Betriebes ändert), so werden die

Klemmschrauben für die Zapfen F nicht angezogen. Besitzen aber die beiden Leitrollen den gleichen Durchmesser wie die Spannrolle, so kann die Schrägstellung der letzteren vorher festgelegt werden. Der eigentliche Wagen besteht aus den Traversen A samt den Verbindungsstangen D, sowie den Laufrollen R und den zugehörigen Achsen. Wird auf die Schmierung der Spannrollenachse größerer Wert gelegt, so sind Leerlaufnaben (s. S. 117 u. f.) zu benutzen. Der Rahmen für die Spannrolle wird auch häufig aus Profileisen zusammengesetzt, zwischen denen gewöhnliche Lager für die Rollenachse angeordnet sind (34). Zur Aufnahme des zum Gegengewichte führenden Seiles ist am linken Wagenende ein Haken vorgesehen. Der Wagen wird in gleicher Weise auch für schräge und vertikale Bewegungsrichtung benutzt, wobei sein Gewicht zur Geltung kommt und daher das Belastungsgewicht verkleinert werden oder auch vollständig entfallen kann. Als Schienen für den Spannwagen werden meist U-Eisen, auf entsprechenden Böcken gelagert, verwendet (vgl. Fig. 2, Taf. XXIV). Die Größe der ersteren richtet sich nach dem Durchmesser der Laufrollen des Spannwagens, sowie der Entfernung der Tragböcke (im Mittel 2—3 m).

Die Leitrollen werden wie gewöhnliche Seilscheiben, jedoch mit abweichendem Rillenprofile ausgeführt (Fig. 1 und 3, Taf. XXV, bzw. Fig. 60 strichliert). Sind 2 auf der gleichen Achse sitzende Leitrollen vorhanden, wie z. B. in Fig. 1, Taf. XXIII und Fig. 4, Taf. XXIV, so soll nur eine derselben aufgekeilt sein, die zweite jedoch lose laufen, da durch die verschiedenen Seilspannungen leicht ein Voreilen der einen Rolle nötig ist. Auch bei Seileitrollen werden häufig Leerlaufnaben verschiedenster Art verwendet. Fig. 3, Taf. XXV zeigt eine Doppelleitrolle für Winkelseiltriebe, welche wie die Riemenleiter mit Hilfe zweier aufeinander senkrecht stehender Zapfen in jeder beliebigen Richtung einstellbar ist. Auch die bei den Riemenleitern angeführten Einzelheiten bezüglich Stellbarkeit und Schmierung können hier Anwendung finden. Fig. 3, Taf. XXIV stellt noch eine einfache Leitrolle für das Gegengewichtsseil dar. Der Rollenträger ist dabei natürlich der jeweiligen Befestigung an der Wand, Decke usw. entsprechend abzuändern. Die Abmessungen aller Teile des Kreisseiltriebes sind von der Seilspannung bzw. der Größe des Belastungsgewichtes abhängig.

4. Drahtseiltrieb.

Weder der Riemen- noch der Hanfseiltrieb sind zur Kraftübertragung auf größere Entfernungen geeignet. Dagegen ist man bei Verwendung von Drahtseilen als Zugmittel in der Lage, auch beträchtliche Leistungen mit günstigem Wirkungsgrade auf große Entfernungen, bis 2000 m und mehr, zu übertragen. Gegenüber der elektrischen Arbeitsübertragung allerdings ist die Bedeutung des Drahtseiltriebes fast vollständig verschwunden und derzeit gelangt er nur noch in ganz außergewöhnlichen Fällen zur Anwendung. Daher wurde von einer ausführlichen Erläuterung abgesehen und sei diesbezüglich auf die Literatur verwiesen (35).

a) Drahtseile und deren Berechnung.

Wie die übrigen Drahtseile bestehen auch die im Transmissionsbau verwendeten aus einer größeren Zahl von dünnen Drähten aus Flußeisen oder Gußstahl, die in Gruppen von 6 aufwärts um eine Hanf- oder Drahtseele angeordnet sind (Litzen). Durch die Vereinigung mehrerer, ebenfalls schraubenförmig, jedoch mit einer der ersterwähnten entgegengesetzt gerichteten Steigung um eine weitere Hanfseele herumgelegter Litzen entsteht das eigentliche Drahtseil, welches durch diese Anordnung große Biegsamkeit bei gleicher Beanspruchung aller Drähte erhält. Die Zahl der Drähte im Seile schwankt nach den Angaben von Felten und Guillaume in Wien zwischen 42 und 152, die Drahtstärke zwischen 1 und 2 mm, die Seilstärke zwischen 9 und 37 mm, wobei jedoch 30 mm nur selten überschritten wird. Die Draht-

stärke ist bei der Wahl eines Seiles in Rücksicht zu ziehen, da Seile mit einer größeren Zahl dünner Drähte viel biegsamer sind als solche mit weniger, aber starken Drähten bei gleicher Bruchfestigkeit. Andererseits soll man bei großer Beanspruchung eher die letzteren verwenden, obgleich damit auch größere Scheiben nötig werden, da die Lebensdauer eines Seiles mit schwachen Drähten unter solchen Verhältnissen sehr stark verkürzt wird. Auch hier geschieht das Verbinden der Seilenden mittels Spleißen, zu welchem Zwecke zur berechneten Seillänge etwa 5—10 m hinzuzufügen sind.

Im Gegensatz zu den früheren Berechnungen wird bei Ermittlung der Stärke der Drahtseile tatsächlich von der größten Spannung T ausgegangen ($T = f \cdot k_z$). Bei der Wahl von k_z ist zu berücksichtigen, daß das Seil beim Umbiegen um die Scheiben außer der Zugbeanspruchung (k_z) durch die Spannung noch eine Biegebeanspruchung (k_b) erleidet und daß die Summe beider die für das Seil als zulässig erachtete Gesamtbeanspruchung (σ_z) nicht überschreiten darf. k_b kann bei D als Scheibendurchmesser und δ als Drahtstärke nach Bach (36) zu $\frac{3}{8} E \frac{\delta}{D}$ gewählt werden, so daß sich k_z bei einem σ_z von etwa 1000—1100 kg/cm² für Eisen-seile von 5000 kg/cm² Bruchfestigkeit, bzw. 1800 kg/cm² für Stahldrahtseile von 12 000 kg/cm² Bruchfestigkeit aus den nachstehenden Gleichungen ergibt:

$$k_z = 1000 \text{ (1100)} - 750\,000 \frac{\delta}{D} \text{ für Eisen,}$$

$$k_z = 1800 - 750\,000 \frac{\delta}{D} \text{ für Stahl.}$$

Das Verhältnis $\frac{\delta}{D}$ soll $1/1000$ nicht überschreiten und womöglich unter $1/1500$ liegen, da das Seil sonst beim Umbiegen um die Scheiben zu stark leidet. Häufig wird als größte Seilstärke (d) $1/150$ oder $1/175$ des Scheibendurchmessers angegeben. Bei einem Einheitsgewichte q der Drahtseile von $\frac{i \delta^2}{4} \pi$ oder $0,3 d^2$ (für $\frac{q}{f} = q_1 \sim 1$) und einem Reibungskoeffizienten von 0,25 für mit Leder ausgefütterte Scheiben (0,1—0,12 bei Fehlen einer Auskleidung), entsprechend $e^{\mu\alpha} = 2$ für den hier immer ziemlich genau vorhandenen Umschlingungswinkel von 180°, erhält Gl. 17 die Form $U = 0,3 d^2 \cdot \left(k_z - \frac{v^2}{g}\right) \cdot \frac{1}{2} = \frac{i \delta^2 \pi}{4} \cdot \left(k_z - \frac{v^2}{g}\right) \cdot \frac{1}{2}$, je nachdem man den Seildurchmesser oder bei Annahme der Drahtstärke die Drahtzahl bestimmen will. Im ersteren Falle ist es meist üblich, für eine Näherungsrechnung zur Vereinfachung Mittelwerte für v und $\frac{\delta}{D}$ zu wählen. Nimmt man $\frac{\delta}{D} = 1/1500$ und die Geschwindigkeit mit 25 m/sek an, so erhält man für Eisenseile die Gleichung $U = 75d^2$ zur überschlägigen Ermittlung der Seilstärke.

Bei der genauen Berechnung der letzteren kann bei gegebener Leistung und Umdrehungszahl der treibenden Welle, die 150 U/min nicht übersteigen soll, zuerst mit Berücksichtigung der Leistung die Umfangsgeschwindigkeit der Scheiben, und zwar mit etwa 6—10 m/sek bei kleinen Leistungen, ansteigend auf 25 (30) m/sek bei mehr als 100 PS, gewählt und sodann auf Grund dieser Annahme die Umfangskraft und der Scheibendurchmesser bestimmt werden. Dem letzteren entsprechend ist auch die Drahtstärke anzunehmen und hierauf aus den angeführten Gleichungen k_z , sowie die geringste Drahtzahl zu ermitteln. Damit ist es möglich, ein passendes Seil aus vorliegenden Listen auszuwählen und sodann die wirkliche Gesamtbeanspruchung aus der Gleichung 17 und der Formel für k_z (s. oben) nachzurechnen.

Aus der angeführten Näherungsformel kann der Seildurchmesser direkt bestimmt werden, wenn auch noch das angegebene Verhältnis d/D , etwa mit $1/150$, mitbenützt

wird. Man erhält dann durch Multiplikation des Wertes von U mit $75 d$ das zu übertragende Drehmoment und mithin die Gleichungen

$$M_d = U \cdot 75 d = 75 d^2 \cdot 75 d = 72000 \frac{N}{n}. \quad d \sim 2,4 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}.$$

b) Anordnung und Entwurf des Triebes.

Die Elastizität der Drahtseile ist sehr gering und daher ist man nicht in der Lage, sie mit Spannung über die Scheiben zu legen, da sich ein solches Seil sehr rasch längt, nicht mehr die nötige Spannung besitzt und durch das häufige Nachspannen zerstört würde, wozu noch die große Belastung der Wellen und Lager käme. Man legt vielmehr, wie angeführt, das Seil lose über die beiden Scheiben, so daß es mit einer entsprechenden Pfeilhöhe durchhängt. Es ist klar, daß die Pfeilhöhe möglichst groß sein soll, weil nur dann starke Spannungsänderungen durch die nicht zu umgehenden Längenänderungen des Seiles vermieden werden können. Dies bedingt nun eine gewisse Mindestentfernung der beiden Scheibenachsen. Unterhalb dieser ist es nicht möglich, das Seil mit einer der gewünschten Kraftübertragung entsprechenden Spannung aufzulegen, denn selbst, wenn es dabei gelänge, eine verschwindend kleine Pfeilhöhe zu erzielen, so ist die Verlängerung so groß, daß die Spannung im durchhängenden Seile nicht mehr zur Übertragung einer größeren Umfangskraft ausreicht. Ist die Pfeilhöhe beim Auflegen aber bereits etwas größer, so ist die Spannung noch vor dem Längen durch das Eigengewicht bereits zu gering. Man wählt meist als kleinste Scheibenentfernung 25—30 m. Wohl ist noch bei 15 m eine Kraftübertragung durchführbar, doch nur mit großen Scheiben, um die Seilbeanspruchung beim Umbiegen um diese zu verringern. Auch die Längenänderungen durch Temperatureinflüsse äußern sich bei kleinem Achsenabstande viel unangenehmer, da ein Zusammenziehen des Seiles leicht ein Reißen zur Folge haben kann. während meist auch eine geringe Verlängerung schon Gleiten verursacht.

Andererseits sollen aber Scheibenentfernungen über 100—120 (150) m nicht überschritten werden, da es dann nicht mehr möglich ist, einen ruhigen Lauf des Seiles zu erzielen, außerdem aber infolge der großen Durchhänge und der dadurch bedingten hohen Pfeiler oder Gerüste die Anlagekosten sehr groß werden. Bei größeren Entfernungen wird entweder zur Teilung des Triebes gegriffen, wobei man in gleichen Entfernungen Zwischenstationen anordnet, auf denen sich zweirillige Scheiben befinden (ähnlich wie bei dem Hanfseiltriebe in Fig. 59). Diese Art hat sich sehr gut bewährt und gestattet auch die Kraftabgabe in den Zwischenstationen. Bei der zweiten Art mit Benutzung von Trag- oder Zwischenrollen, wie bei den Hanfseiltrieben erwähnt (Taf. XXIX), ist zwischen den beiden zu verbindenden Scheiben nur ein endloses Seil vorhanden, das durch die Tragrollen unterstützt wird, um die Durchhänge zu verringern. Dabei kann die Zahl der Rollen, die sich aus der größten noch zulässig erachteten Durchhängung ergibt, im ziehenden Trum kleiner gehalten werden als im gezogenen, da die Pfeilhöhe im ersteren geringer ist. Der Tragrollendurchmesser im ziehenden Trum soll gleich jenem der Kraftscheiben sein, da sonst infolge der größeren Biegungsbeanspruchung auch die Gesamtbeanspruchung größer würde als vorher angenommen. Im gezogenen Trum jedoch kann der Durchmesser der Tragrollen derart vermindert werden (auf $\frac{7}{8}$ — $\frac{8}{10}$ des Scheibendurchmessers), daß die Gesamtanstrengung σ_z bei ruhendem Seile gleich jener im ziehenden Trum, bei größter Spannung T , wird, welcher Umstand auch zu einer besonders einfachen Anordnung für die Tragrollen ausgenutzt werden kann (37).

Die Höhenlage der beiden Scheibenachsen kann wohl verschieden sein, senkrechter Trieb ist jedoch nur indirekt unter Verwendung von Zwischenrollen möglich, da keine Durchhänge zur Erzeugung der Spannung vorhanden sind.

Für den ruhigen Lauf ist es Grundbedingung, daß die Mittelebenen beider Scheiben genau zusammenfallen und daß keine Abweichung der Achsen von der horizontalen Lage vorhanden ist. Daher ist sowohl bei der Montierung des ganzen Triebes als auch der Herstellung der Scheiben mit größter Sorgfalt zu verfahren. Geschränkter Trieb und dergl. ist ausgeschlossen. Bei im voraus festgelegten und nicht parallelen Scheibenachsen muß die Richtungsänderung entweder durch Teilung des Triebes und Einschaltung eines Kegelräderpaares zwischen die beiden Hälften oder durch Verwendung von horizontalen Leitrollen wie z. B. beim Trieb in Fig. 1, Taf. XXIV herbeigeführt werden.

Die Übersetzung weicht von dem Werte 1 : 1 nur selten und auch dann nur wenig ab, da die noch zulässigen kleinsten Scheibendurchmesser bereits so große und schwere Scheiben ergeben, daß eine weitere wesentliche Vergrößerung mit Rücksicht auf Transport, Herstellung usw. nicht mehr empfehlenswert erscheint. Die etwa nach der Umdrehungszahl der zu verbindenden Maschinen nötige Übersetzung muß daher vor oder nach dem Drahtseiltriebe eingeschaltet werden.

Für den Wirkungsgrad kommen die gleichen Umstände wie beim Riemen- und Seiltriebe in Betracht. Ein Gleiten des Seiles tritt jedoch unter normalen Verhältnissen infolge seiner geringen Elastizität fast gar nicht auf. Der Verlust an Umfangskraft beträgt bei einem sorgfältig ausgeführten Trieb mit 2 Scheiben ca. 3,5 %, für jede Zwischenstation erhöht er sich um ca. 1,5 %.

Die Beziehungen zwischen den zur Kraftübertragung erforderlichen Spannungen und den zugehörigen Durchhängungen der Seile sind die gleichen wie bereits beim Hanfseiltriebe angeführt (s. S. 136). Bei gegebener Achsenentfernung tritt die größte Durchhängung bei der kleinsten Spannung, d. i. im gezogenen Trum während des Laufes bei der Spannung t ein, für welche der Einfachheit halber bei Vernachlässigung der Fliehkraft U gesetzt sei. Führt man dafür den Näherungswert $75 d^2$, sowie $q = 0,3 d^2$ in Gleichung 19 für die Pfeilhöhe (s. S. 136) ein, so erhält man als größte Durchhängung unter mittleren Verhältnissen $h = \frac{1}{500} a^2$.

Große Pfeilhöhen bedingen selbstverständlich eine entsprechend hohe Lage der Scheibenachsen, die durch die Anordnung des ziehenden Trums als unteres verkleinert werden kann, wobei der Vorteil hinzutritt, daß der Umspannungswinkel etwas vergrößert wird. Andererseits liegt dann bei großen Durchhängen die Gefahr vor, daß die beiden Seilstücke im Betriebe aufeinander schleifen. Um dies zu vermeiden, muß die Differenz der Pfeilhöhen des schlaffen und des gespannten Trums kleiner als der Scheibendurchmesser sein.

Da die Seillänge beim Auflegen so zu bemessen ist, daß die Durchhänge im Betriebe den zur Erzeugung der Reibung nötigen Spannungen entsprechen, erscheint eine Bestimmung der erstangeführten Größe geboten, um einerseits durch zu große Seillänge Gleiten, andererseits durch zu geringe Pfeilhöhen unnötige Reibung in den Lagern zu vermeiden. Man berechnet zu diesem Zwecke außer der Umfangskraft die Spannungen T und t und die zugehörigen Pfeilhöhen, sowie mit deren Hilfe aus Gl. 20 (S. 136) die Länge des ziehenden und des gezogenen Trums im Betriebe. Um die Längen dieser beiden Stücke im ungespannten Zustande zu erhalten, müssen die gefundenen Werte mit $(1 + \frac{\sigma}{E})$ multipliziert werden, wobei σ als Quotient der zugehörigen Spannung und der Querschnittsfläche des Seiles zu bestimmen und E für das Seil mit ca. 750 000 kg/cm² anzunehmen ist. Zur Summe der derart berechneten Seillängen ist noch der Umfang einer Scheibe hinzuzufügen, um die Gesamtlänge des Seiles in ungespanntem Zustande vor dem Auflegen zu erhalten. Vorsichtshalber wird man jedoch den berechneten Wert zum Schutze gegen zufällige Spannungsänderungen und Temperatureinflüsse etwas verkleinern. Von Interesse ist auch die

Spannung, die das Seil nach dem Auflegen im Ruhezustande besitzt. Angenähert kann diese als arithmetisches Mittel von T und t angenommen werden. Rechnet man hieraus den zugehörigen Pfeil, so kann man sich durch Messung an der ausgeführten Anlage selbst überzeugen, ob tatsächlich die nötige Vorspannung vorhanden ist. Die Berücksichtigung der Temperatureinflüsse bei obiger Berechnung bietet keinerlei Schwierigkeiten (38).

Liegen keine sonstigen Rücksichten vor, so wären beim Entwurfe nach Ermittlung der Seilstärke aus den Spannungen die zugehörigen Pfeilhöhen (auch für den Ruhezustand) zu bestimmen und mit Hilfe der letzteren die Seilkurven zu entwerfen. Diese geben dann die nötigen Anhaltspunkte bezüglich der Höhe der Scheibenachsen über dem Terrain. Vor endgültiger Festlegung der ganzen Anordnung sind noch die Spannungsverhältnisse, falls dies nötig erscheint, in bezug auf Temperatureinflüsse, Belastung der Wellen usw. einer Nachrechnung zu unterziehen.

Vielfach muß jedoch ein abweichender Vorgang eingeschlagen werden. Besonders bei großen Achsenabständen sind die Durchhänge, die man im gezogenen Trum im Betriebe nicht gerne größer als mit 3—4 % der Spannweite zuläßt, so bedeutend, daß einerseits sehr kostspielige Bauten wegen der hohen Wellenlagen nötig sind, andererseits aber ein Streifen der Seile leicht eintreten kann. Manchmal gestatten auch die örtlichen Verhältnisse nur geringe Durchhänge. Dann ist von dem noch als zulässig erachteten Werte des letzteren auszugehen, und daraus die Spannung zu ermitteln, die bei der üblichen Anordnung (ziehendes Trum unten) diejenige im Ruhezustand ist. Aus dieser ist angenähert die Umfangskraft ($\frac{2}{3}$ der Ruhespannung), sodann aus der letzteren die Seilstärke zu bestimmen und schließlich sind die tatsächlich vorhandenen Spannungen und Durchhänge nachzurechnen, da nicht ausgeschlossen ist, daß bei der ersten Annahme diese Größen zu hohe Werte erhalten. Ist unruhiger Lauf des Seiles zu befürchten (durch Belastungsschwankungen oder Einfluß des Windes z. B.), so wird dieses stärker als berechnet gewählt und auch, seiner größeren Übertragungsfähigkeit entsprechend, mehr gespannt, wobei, gleiche Beanspruchung wie bei dem nur für die zu übertragende Leistung bestimmten Seile vorausgesetzt, die Durchhängungen im ziehenden Trum die gleichen sein müssen. Im gezogenen Trum ist jedoch die Spannung während des Laufes, die nur um die Umfangskraft kleiner ist als die erstangeführte, größer als bei dem rechnermäßig nötigen Seile, somit seine Durchhängung kleiner und damit ist auch ein ruhiger Lauf des überdies noch schwereren Seiles gesichert. Von dieser Erwägung kann auch zur Verhinderung des Schleifens der Seile Gebrauch gemacht werden.

Zum Schlusse sei noch als für alle Drahtseiltriebe wesentliches Erfordernis das Anbringen entsprechender Schutzvorrichtungen unterhalb der Seile (Gitter, Netze, vereinzelt auch Rinnen aus Holz oder Blech) angeführt, um Unglücksfälle bei Seilbrüchen durch Wegschleudern des Seiles zu verhindern.

c) Drahtseilscheiben.

Das für Drahtseilscheiben übliche Rillenprofil zeigt Fig. 4, Taf. XXV, wobei für andere Seildurchmesser die Abmessungen diesem angenähert proportional anzunehmen sind. Das Seil liegt frei auf dem Grunde der Rille auf und muß jede Klemmung vermieden werden. Zur Vergrößerung der Reibung wird der Rillengrund mit einer Einlage aus Leder, Kautschuk usw. versehen, da Gußeisen bei nicht außerordentlich sorgfältiger Bearbeitung das Seil angreift. Die übrige Ausführung der Drahtseilscheiben unterscheidet sich wenig von den Riem- und Hanfseilscheiben. Kleinere Scheiben werden gewöhnlich ganz aus Gußeisen, größere von ca. 1,5 m aufwärts vielfach mit Armen aus Rundeisen, in Kranz und Nabe eingegossen, hergestellt (39). Diese sind jedoch wegen der vielen Arme meist bedeutend schwerer als solche aus Gußeisen. Für sehr große Ausführungen werden auch Flacheisenarme (paarweise)

verwendet, die sowohl an der Nabe als auch am Kranze seitlich angeschraubt sind. Die Berechnung der Arme und der Verbindungsteile ist wie bei den Riemscheiben durchzuführen. Die Befestigung auf den Wellen geschieht, um ein möglichst zentrisches Laufen zu erzielen, bei kleinen Scheiben meist durch Aufkleben auf die Wellen, wobei der Keil nur zum Mitnehmen dient, bei größeren Ausführungen am besten mit Tangentialkeilen, um ein Verspannen der Scheibe auszuschließen. Scheiben für zwei Rillen bei Zwischenstationen erhalten gewöhnlich gleich starke Arme wie die Kraftscheiben, bei den Verbindungsteilen ist die größere Fliehkraft der schwereren Scheibe zu berücksichtigen. Tragrollen können schwächer gehalten werden. Von den auf Taf. XXV dargestellten Scheiben sei noch angeführt, daß diese zu einem Triebe gehören, bei welchem 20 PS bei 166 U/min übertragen werden. Die Entfernung von der treibenden Scheibe bis zur Zwischenstation beträgt ca. 55 m, von da bis zur getriebenen Scheibe ca. 74 m. Alle Wellen liegen angenähert in gleicher Höhe. Von einer Beschreibung der sonstigen Teile des Drahtseiltriebes, besonders der Anlage der Stationen, soll aus dem eingangs erwähnten Grunde abgesehen werden (40).

1. Kammerer, Versuche mit Riemen- und Seiltrieben. Mitteilungen über Forschungsarbeiten. Heft 56 u. 57, Berlin 1908. Siehe auch anschließend an die bezügliche vorläufige Mitteilung in der Z. d. V. d. L., Jahrg. 1907, S. 1085, in diesem und den folgenden Jahrgängen der angeführten Zeitschrift eine Reihe von Zuschriften usw.
2. Grove, Einfache Maschinenteile, S. 255.
3. Vgl. Grau und Schuster, Mitteilungen des k. k. Technologischen Gewerbemuseums in Wien, Jahrg. 1905.
4. Kammerer (s. o.) S. 43 u. f.
5. Ledertreibriemen, ihre Fabrikation, Prüfung und Behandlung. Berlin 1911; sowie Veröffentlichungen von C. O. Gehrckens in Hamburg. (Auch Bach, X und Lindner, Maschinenelemente.)
6. Lindner, S. 164, auch das unter 5 genannte Werk.
7. Ebenda, S. 166.
8. Vgl. auch Zeitschrift für Dampfkessel und Maschinenbetrieb, Jahrg. 1911, Heft 21. Zeitschrift für die ges. Textilindustrie, Jahrg. 1910, Heft 17.
9. Weitere Ausführungen von schmiedeeisernen Scheiben siehe Thiem und Betz (31 des vorigen Abschnittes) auf Taf. 39 u. 40. — Umland, Handbuch des praktischen Maschinenkonstruktors, I, 1, S. 136.
10. Vgl. auch Bach, X, S. 441.
11. Vgl. auch Thiem und Betz, Taf. 43.
12. Grove, S. 281. — Lindner (s. o.), S. 115.
13. Liste Nr. 1280 des Eisenwerkes Wülfel, bzw. der unter 39 im vorigen Abschnitte angeführte Katalog der sächs. Maschinenfabrik, sowie Der praktische Maschinenkonstrukteur, Jahrg. 1910, Heft 35 (Kugellagerleerlaufbüchse von Polysius).
14. Liste Nr. 500 der Peniger Maschinenfabrik, Teil II, S. 20 u. S. 24, sowie Hütte, I 21. Aufl., S. 869.
15. Liste Nr. 500 der Peniger Maschinenfabrik, Teil IV, S. 16 u. 17.
16. Kahle, Maschinenelemente, Berlin 1908, Heft 7.
17. Lindner (s. o.), S. 179, Fig. 460.
18. Siehe die unter 15 genannte Liste, Teil I, S. 50 und Umland, (s. o. unter 9), S. 142 u. f.
19. Siehe auch Bach, X, S. 444, sowie 15 (s. o.), Teil I, S. 54, und (25) des 3. Abschnittes.
20. (25) aus dem vorigen Abschnitte und Bach, X, S. 445.
21. Bach, X, S. 447.
22. Vgl. Kammerer, (s. o.) S. 97.
23. Eine genaue Zeichnung eines derartigen Riemenspannwagens findet sich in Thiem und Betz (s. o.), Taf. 39.
24. Liste Nr. 410 der B. A. M. A. G., sowie 15 (s. o.), Teil IV, S. 19 u. f.
25. Der praktische Maschinenkonstrukteur, Jahrg. 1910, Heft 39.
26. Ebenda, Heft 8.
27. Weitere Angaben siehe Schweizerische Bauzeitung, Jahrg. 1905, Heft 15.
28. Vgl. auch Hütte, I, 20. Aufl., S. 713.
29. Lindner (s. o.), S. 184.
30. Kammerer (s. o.), S. 103.
31. Vgl. Grove (s. o.), S. 324.

32. Nachstellbare Stannrollen, auch als Leitrollen verwendbar in 15 (s. o.), Teil IV, S. 28.
33. Reuleaux, Der Konstrukteur. 4. Aufl., S. 840.
34. Vgl. (11) und Bach, X, Taf. 14—17. (Dasselbst finden sich noch weitere Anordnungen von Kreisseiltrieben und verschiedene Einzelheiten.)
35. S. die angeführten Werke von Grove, Lindner, Handbuch des praktischen Maschinenkonstruktors (unter 9), Reuleaux (33), sowie Meißner, Die Kraftübertragung auf weite Entfernungen, 2. Aufl., Jena 1899.
36. Bach, X, S. 472.
37. Grove (s. o.), S. 312.
38. Bach, X, S. 476. — Lindner (s. o.), S. 191.
39. Thiem und Betz (s. o.), Taf. 40 u. 41.
40. S. besonders das unter (9) genannte Werk von Uhland.

V. Transmissionsanlagen.

1. Allgemeines (Entwurf).

Es erscheint zweckmäßig, nochmals jene Punkte zusammenzufassen, die beim Entwürfe ganzer Anlagen zu beachten sind. Bei Neubauten von Fabrikgebäuden wird man, wenn auch der elektrische Antrieb, zumindest als Gruppenantrieb, fast immer in Frage kommt, doch soweit Rücksicht auf das Anbringen von Transmissionssträngen nehmen, besonders bei bereits bekannter Austeilung der Arbeitsmaschinen, daß dadurch der Einbau von Hilfskonstruktionen oder von komplizierten Transmissionsteilen entfallen kann.

Über die Wellen ist nur wenig hinzuzufügen. Ihre Umdrehungszahl wählt man möglichst hoch, auch bei ersten Vorgelegen mit 250 U/min und mehr, bei Nebensträngen mit 400-500 U/min. Dabei ist man aber an die noch zulässige Übersetzung zwischen den Antriebsmaschinen und Zwischenwellen, sowie diesen und den getriebenen Maschinen gebunden. Im allgemeinen sind nur Übersetzungen ins Schnelle oder nur ins Langsame einzuschalten und ist die gesamte Übersetzung zwischen Antriebsmaschine und Arbeitsmaschinen auf die einzelnen Zwischenstränge gleichmäßig aufzuteilen.

Die Umdrehungszahl der Wellen ist noch von der Güte der Lagerung abhängig. Stränge mit größeren Riemenzügen sind soweit als möglich am Boden, auf Sockeln oder schweren Lagerböcken, sowie an entsprechend kräftigen Wänden anzuordnen, für Zwischenwellen kommt auch noch die Lagerung an der Decke mittels Hängeböcken hinzu. Nebenstränge werden fast ausschließlich mit gewöhnlichen Konsollagern an der Wand, Decke, Traversen oder Säulen gelagert. Bei Hauptantrieben, sowie allen Wellenstücken, welche größere Drücke auszuhalten haben, sind die Lager eng zusammenzurücken, ebenso auch bei stoßweisem Betriebe. Ist eine derartige entsprechende Lagerung der Welle nicht durchführbar, so ist deren Umdrehungszahl niedriger zu halten als oben angegeben wurde. Bei Hohlwellen ist die durchlaufende Vollwelle tunlichst an dem freien Ende der ersteren zu lagern, da sonst leicht zu große Durchbiegungen entstehen können. Mehr als zwei Lager an einem Wellenstücke sind bei schweren Wellen nicht zu empfehlen, Wellen mit nur einem Lager jedenfalls zu vermeiden.

Mit der Anordnung der Welle und deren Umdrehungszahl ist in den meisten Fällen schon die dazugehörige Lagerkonstruktion gegeben. Geringe Umdrehungszahlen ausgenommen, kommen nur Ringschmierlager, sowie für leichtere Stränge mit kleineren und mittleren Wellendurchmessern, bei sehr sorgfältiger Montierung und günstigen Betriebsverhältnissen, Kugellager in Betracht. Für Hauptantriebe sind Lager mit festen Schalen und Weißmetallausguß oder einem Ersatz dafür zu verwenden, bei sehr hohen Umdrehungszahlen solche, deren Schalen in einer Kugelzone aufliegen. Für mittlere Stränge können entweder Lager mit festen Schalen oder auch Sellers-Stehlager auf entsprechenden Unterlagen benutzt werden, für leichte Stränge Konsollager, deren Abarten mit geringer Verstellbarkeit nur für kleine Vorgelege einzelner Arbeitsmaschinen geeignet sind. Besonders sorgfältig ist bei der Lagerung von Kupplungen vorzugehen. Neben festen Kupplungen soll zumindest ein Lager angeordnet werden, bei ausrückbaren Kupplungen sind jedoch zu deren beiden

Seiten Lager anzubringen und hierbei auch bei leichten Strängen solche mit festen Schalen zu benutzen, damit die Wellenachse erhalten bleibt. Zweckmäßig ist die gemeinsame Anordnung beider Lager auf einem Lagerrahmen usw., oder die Verbindung der Unterlagen auf geeignete Weise.

Als feste Kupplungen sind für Hauptantriebe nur Scheibenkupplungen, sonst die übrigen Systeme zu verwenden. Bei Verbindung von Wellenstücken mit verschiedenem Durchmesser ist das stärkere an seinem Ende auf den kleineren Durchmesser abzusetzen, wobei allerdings eine eventuelle Vergrößerung der Anlage nach dieser Seite hin zu berücksichtigen ist. Besitzen die beiden zu verbindenden Wellenstücke nicht vollständig zusammenfallende Achsen, oder ist die Möglichkeit vorhanden, daß Stöße von einem Teile der Anlage auf deren andere Teile übertragen werden könnten, so sind bewegliche, bzw. nachgiebige Kupplungen anzubringen. Bei längeren Wellensträngen sind gegebenenfalls auch Ausdehnungskupplungen zu verwenden. Sind ausrückbare Kupplungen nötig, die zur Abschaltung aller Stränge im Interesse der Betriebssicherheit und Vermeidung unnötiger Leerlaufarbeit zu empfehlen sind, so wird man in erster Linie trachten, mit einer Hildebrandtkupplung auszukommen. Möglich ist dies, falls der auszurückende Strang direkt von der Kraftmaschine angetrieben wird und eine Einrückung nur vor deren Inbetriebsetzung in Betracht kommt. Hierbei wird eine Scheibe der getriebenen Welle zur Erleichterung des Einrückens zweckmäßig mit einem Zahnkranze versehen. Wenn jedoch auch die Einrückung während des Betriebes möglich sein muß, so sind Reibungskupplungen heranzuziehen. Zwischen der Kupplung und den Lagern muß bei allen Systemen der nötige Raum zur Demontierung vorhanden sein, ferner soll es, im Falle daß sich eine Kupplung in großer Entfernung von jener Stelle der Welle befindet, wo diese an einer Achsialverschiebung gehindert ist, ausgeschlossen sein, daß bei Ausdehnung oder Zusammenziehung der Welle infolge von Temperaturänderungen die Kupplung bis an die Stirnfläche eines Lagers gelangt und dort eine zusätzliche Reibung verursacht. Der Mindestzwischenraum zwischen Kupplung und Lageraußenseite ist daher mit 20—30 mm zu bemessen. Die Ausrücker für die Kupplungen sind je nach den örtlichen Verhältnissen anzuordnen, dabei ist Wert auf leichte Bedienung und rasches Ein- und Ausrücken zu legen.

Bei der Kraftübertragung auf eine oder mehrere Wellen von einer Antriebswelle aus kommt in erster Linie, innerhalb von Arbeitsräumen fast ausschließlich, der Riemetrieb mit möglichst hoher Riemengeschwindigkeit in Betracht. Die verschiedenen Abweichungen vom offenen Riemetriebe (geschränkter, Leitrollenrieb) sind fast immer der Benutzung von Zahnrädern vorzuziehen.

Voll- und Leerscheiben dienen als Ersatz für Ausrückkupplungen innerhalb gewisser Leistungen, doch nur bei nicht zu häufigem Ein- und Ausrücken, da sonst der Riemen stark leidet. Bei Anordnung auf der treibenden Welle ist noch auf die Möglichkeit des Anpressens (nur bei Leerlauf oder kleinen Leistungen) zu achten.

Von den Einzelheiten der Riemetriebe wäre hervorzuheben: Bei Hauptantrieben werden gußeiserne Scheiben, für große Geschwindigkeiten solche aus Schmiedeeisen verwendet, für Nebenstränge vielfach Scheiben aus Holz und gepreßtem Blech. Besondere Sorgfalt ist auf die Schmierung aller leerlaufenden Scheiben (auch Leitrollen und Spannrollen) zu legen. Der Riemen- oder dessen Ersatz ist immer der in Frage kommenden Betriebsart entsprechend zu wählen.

Für den Antrieb mehrerer Wellen von einer Scheibe aus, sowie bei größeren Achsenabständen wird der Hanfseiltrieb benutzt, und zwar sowohl mit Dehnungs- als auch mit Belastungsspannung, letzterer unbedingt bei nicht parallelen Achsen der zu verbindenden Scheiben. Die Anordnung des Seiltriebes erfolgt zweckmäßig in einem von den Arbeitsräumen abgesonderten Teile des Gebäudes (Seilgang oder Seilschacht). Dabei ist auch für leichte, gefahrfreie Zugänglichkeit der Lager durch

Anordnung von Bedienungsgalerien und dgl. zu sorgen. Bei geringer Zahl von getriebenen Wellen empfiehlt es sich, alle direkt von der Kraftmaschine aus anzutreiben. Bei größerer Zahl mit verhältnismäßig geringem Einzelkraftbedarfe kann man zu einer Art Gruppenantrieb mit mehreren Zwischenwellen übergehen und dabei für die eigentlichen Transmissionsstränge auch Riementrieb heranziehen. Das gleiche gilt für zu große Achsenabstände zwischen der Antriebswelle und einzelnen der angetriebenen Wellen. Bei den Kreiselltrrieben ist vor dem Einbau zu untersuchen, ob der Raum für den benötigten Wagenweg auch tatsächlich vorhanden ist, besonders bei Trieben im Freien. Für die Einzelteile der Seiltriebe gilt das bei den Riementrieben Bemerkte. Als Seile kommen in erster Linie Quadratseile oder Baumwollseile in Frage.

Bei großen Entfernungen der zu verbindenden Wellen wäre als mechanische Kraftübertragung der Drahtseiltrieb zu verwenden, doch wird, von Anlagen, die nur für kurze Zeit errichtet werden, abgesehen, die elektrische Kraftübertragung fast immer vorzuziehen sein.

Die gesamte Anordnung einer Transmissionsanlage soll bei guter Zugänglichkeit aller Teile möglichst übersichtlich sein. Daher ist die Verlegung von einzelnen Strängen in Kellerräume z. B. zu vermeiden. Die Vorgelege sollen von der Antriebsmaschine aus gegen die einzelnen Stränge hin nur in einer Richtung fortschreiten. Die Anordnung von Riementrieben schräge von der Decke oder den Wänden herab zu den in der Mitte der Werkstätten stehenden Arbeitsmaschinen ist zu vermeiden, da dadurch die Sicherheit der Arbeiter gefährdet wird. Alles Angeführte ist auch für die Bedienung der Anlage wichtig, die während des Betriebes tunlichst vollständig unterbleiben soll. (Selbsttätige Schmierung aller beweglichen Teile.) Abgesehen von der direkten Verwendung einzelner Teile, besonders der Kupplungen, als Schutzvorrichtungen, bzw. Mittel zur Unfallverhütung, sind letztere bei allen beweglichen Teilen (auch Riemen und Seilen) anzuordnen (Verschalungen, Geländer, Schutzgitter usw.) (1).

Bei der Berechnung einer Anlage handelt es sich noch um den gesamten nötigen Kraftbedarf, wobei die Betriebsverhältnisse genau zu berücksichtigen sind. In den meisten Fällen wird man sich begnügen können, das von der Antriebsmaschine direkt angetriebene Vorgelege nur für einen Teil des gesamten Kraftbedarfes zu bemessen, wenn es als sicher gelten kann, daß nicht alle Arbeitsmaschinen zu gleicher Zeit die volle Leistung benötigen. Sonst ist natürlich von der letzteren auszugehen und der Wirkungsgrad der einzelnen Teile der Anlage zu schätzen. Dabei kann man je nach der Größe der Anlage und der Art der einzelnen Triebe, sowie auch jenachdem, ob mehr oder weniger Zwischenvorgelege vorhanden sind, die Leistung der Antriebsmaschine mit 10—25 % höher ansetzen, als der wirkliche Kraftverbrauch aller Maschinen beträgt. Versuche an ausgeführten Transmissionsanlagen haben allerdings häufig geringere Werte für den Wirkungsgrad ergeben, als den obigen Zahlen entsprechen würde, doch ist dies darauf zurückzuführen, daß dabei immer nur ein Teil der Arbeitsmaschinen eingeschaltet war (2). Beim elektrischen Antriebe entfallen wohl die großen Leerlaufverluste der mechanischen Kraftübertragung, doch ist dafür wieder das größere Anlagekapital zu berücksichtigen.

2. Beispiele ausgeführter Anlagen.

a) Elektrisch angetriebener Transmissionsstrang (Taf. XXVI).

Der dargestellte, von einem Elektromotor durch ein Pfeilräderpaar angetriebene Transmissionsstrang ist für 6 gleiche Arbeitsmaschinen mit je 20 PS Kraftbedarf bestimmt. Die Kraftübertragung auf diese geschieht mittels Riemscheiben, die

direkt mit Reibungskupplungen verbunden und paarweise auf gemeinsamen Leerlaufträgern gelagert sind ($K_1 - K_6$). Ein Ersatz der Reibungskupplungen durch Voll- und Leerscheiben mit Anpreßvorrichtungen kommt wegen des großen Drehmomentes, die Verwendung von Reibungskupplungen in Verbindung mit Hohlwellen wegen der zu großen Anlagekosten nicht in Frage.

Die Welle des im Keller des Gebäudes liegenden Stranges besteht aus 3 Stücken, von denen das am rechten Ende befindliche zur Aufnahme des großen Pfeilrades eine Verstärkung besitzt und beim äußeren Lager 2 Bunde zur Sicherung gegen Achsialverschiebungen trägt. Die beiden übrigen Stücke besitzen konstanten Durchmesser, für ca. 80, bzw. 40 PS Kraftübertragung bemessen.

Die Doppellerlaufträger ruhen auf Lagerböcken, so daß die Riemscheiben sehr nahe an sie herangerückt werden können. Die Konstruktion der Lager gleicht dem in Fig. 6, Taf. I dargestellten, die der Lagerböcke und damit der Sohlplatten ist Fig. 3 u. f., Taf. VI zu entnehmen. Die Durchbiegung der Welle wird durch die ziemlich nahe nebeneinander befindlichen Lager stark herabgemindert, allerdings nur unter der Voraussetzung sehr genauer Montierung. Die Bedienung der Kupplungsausrücker geschieht vom Erdgeschosse des Gebäudes.

b) Hauptantrieb (Taf. XXVII).

In Fällen, wo nur wenige Arbeitsmaschinen anzutreiben sind, deren Aufstellungs-ort beliebig ist, wie Dynamomaschinen, Kompressoren und vereinzelt auch Pumpen, erweist sich die Einschaltung eines für alle Arbeitsmaschinen gemeinsamen Zwischenvorgeleges sehr häufig als die einfachste Lösung der Transmissionsanlage. Die vorliegende Ausführung zeigt den Antrieb einer Dynamomaschine von ca. 75 PS, eines Kompressors von ca. 90 PS und eines Transmissionsstranges von ca. 80 PS Kraftbedarf. Die im Erdgeschosse des Gebäudes liegende Dampfmaschine gibt einen Teil ihrer Leistung mittels eines Hanfseiltriebes an das im Keller gelegene Hauptvorgelege ab, von dem aus die weitere Übertragung mittels Riemen erfolgt. (In diesem und dem vorhergehenden Beispiele sind die gegen die Anordnung von Transmissionen in Kellern angeführten Bedenken nicht stichhältig, da es sich dabei nur um eine Anlage handelt, die nicht viel Bedienung erfordert und die überdies auch leicht zugänglich ist.) Als maximale von der Dampfmaschine abzugebende Leistung ist in der Zeichnung deshalb nicht die gesamte von den 3 Teilen benötigte Arbeit ($90 + 75 + 80 = 245$ PS), sondern nur etwa 235 PS angegeben, weil eine gleichzeitige Vollbelastung aller Teile nicht zu erwarten ist. Die letztere Leistung, die mit Berücksichtigung der Wirkungsgrade der Kraftübertragungen etwa einer gleichzeitigen Belastung aller Teile von ca. 80—85 % der Vollbelastung entspricht, ist in der Mehrzahl der Fälle für den normalen Betrieb vollkommen ausreichend.

Bei der dargestellten Anordnung sind sowohl die einzelnen Teile, als auch der von der Dampfmaschine aus direkt angetriebene Strang im Betriebe beliebig ein- und ausrückbar, um die Reibungsarbeit zu verringern. Zu diesem Zwecke sind 4 Reibungskupplungen, und zwar 3 auf dem unteren Strange und eine weitere auf einer im Erdgeschosse liegenden Zwischenwelle eingeschaltet. Stehen sowohl die Dynamomaschine als auch der Kompressor und der Transmissionsstrang still, so wird auch das Hauptvorgelege mittels der neben der Seilscheibe befindlichen Reibungskupplung ausgerückt und es läuft nur das kurze Wellenstück am linken Ende leer mit. Die Riemscheibe zum Antriebe der Dynamomaschine ist auf einer Hohlwelle gelagert, ebenso das Wellenstück mit der Antriebsscheibe für den Kompressor durch eine Reibungskupplung ausschaltbar. Die Zwischenwelle im Erdgeschosse zur Weiterleitung der Kraft an den Transmissionsstrang, der sich in einem nicht mehr dargestellten Teile des Gebäudes befindet, nimmt die Leistung mittels Riemscheibe an ihrem einen Ende von dem Hauptvorgelege auf und gibt sie an dem zweiten

(rechten) mittels Hanfseiltrieb an den Strang selbst ab. Auch diese Zwischenwelle ist durch eine Reibungskupplung geteilt, durch deren Ausrückung die rechte Hälfte mit der Seilscheibe stillgesetzt wird. Da die gesamte, an diese Welle abgegebene Kraft weitergeleitet wird, wäre es wohl vorteilhafter, die Riemscheibe auf dem unteren Strange mit einer Reibungskupplung zu verbinden, da dann bei deren Ausschaltung auch die ganze obere Welle stillsteht. Nach der dargestellten Ausführung können auch Arbeitsmaschinen vom linken Teile der oberen Welle aus bei ausgeschalteter Kupplung angetrieben werden, ohne daß die Seilscheibe mitläuft.

Die verwendeten Lager besitzen durchweg festgelagerte, herausnehmbare Weißmetallschalen. Für eine Nachrechnung sei noch angegeben, daß die Länge der Lagerchalen der beiden Hohlwellenlager bei 160 mm Durchmesser 220 mm beträgt. Die Befestigung der Lager der unteren Welle geschieht auf einzelnen Sohlplatten, doch wäre die Anordnung von Lagerrahmen für die Lager zu beiden Seiten von Kupplungen (bei der letzten auch noch für das Lager am freien Ende der Hohlwelle) vorzuziehen. Die Lager der oberen Welle sind auf Wandkonsolen angeordnet, das letzte auf dem in Fig. 6, Taf. VII in größerem Maßstabe dargestellten Lagerträger. Auch hier würde sich für die Lager neben der Reibungskupplung eine gemeinsame Wandplatte zur Aufnahme der Konsolen, oder zumindest Versteifung durch Spannstangen empfehlen. (Vgl. z. B. Fig. 1, Taf. XXVIII).

c) Kombinierte Antriebe.

Beim wechselweisen, eventuell auch gemeinsamen Antriebe von Arbeitsmaschinen durch 2 Kraftmaschinen ist die Zwischenschaltung einer Transmissionswelle nur in den seltensten Fällen zu umgehen. Fast immer wird sie bei der Ausnutzung kleiner Wasserkräfte nötig, wo außer der Turbine noch eine Reservemaschine, Gasmaschine, Ölmaschine oder auch Lokomobile, vorhanden ist, um besonders beim Antriebe von Dynamomaschinen für Beleuchtungszwecke bei Wassermangel oder Störungen an der Turbine und deren Zuleitung den Betrieb aufrechterhalten zu können. Sehr häufig wird dann auch außer dem Reserveantriebsmotor noch eine zweite Dynamomaschine aufgestellt und ist dann die Möglichkeit des wechselweisen Antriebes beider Dynamos von der jeweils zur Verfügung stehenden Maschine vorteilhafter als die direkte Kupplung je einer Antriebsmaschine mit einer Dynamo, da, solange überhaupt noch eine Antriebs- und eine Dynamomaschine gebrauchsfähig sind, der Betrieb nicht stillgesetzt werden muß. Manchmal tritt noch die Bedingung hinzu, daß je nach der verfügbaren Leistung auch beide Antriebsmaschinen gemeinsam auf die Zwischentransmission arbeiten, oder aber jeder Motor für sich die ganze Anlage treibt, so z. B. beim Antriebe von Kompressoren in der Kälteindustrie, falls mit Rücksicht auf den Umfang des Betriebes mehrere Antriebsmaschinen aufgestellt werden. Vom Einbau einer Kraftmaschinenkupplung kann dabei in den meisten Fällen abgesehen werden.

Zwei verschiedene Ausführungsbeispiele solcher Antriebe sind auf Taf. XXVIII und XXIX dargestellt.

Haupttransmission (kombinierter Dynamoantrieb). (Fig. 1 u. 2, Taf. XXVIII).

In Fig. 1 ist nur der die Kraftübertragung vermittelnde Transmissionsstrang dargestellt, der von einer Turbine von 108 PS an seinem rechten Ende und einem Dieselmotor von 70 PS, in der Mitte ungefähr, wechselweise angetrieben werden kann und der zur Weiterleitung der Kraft an die verschiedenen Arbeitsmaschinen dient, deren Art der Ausschaltbarkeit aus der Zeichnung ersichtlich ist. Da die Pumpen nur während des Betriebes des Kompressors mitlaufen, ist bloß eine Ausrückung des ganzen zugehörigen Teiles des Transmissionsstranges mittels einer

Reibungskupplung, sowie eine Ausschaltung der Soolepumpe mittels Voll- und Leerscheibe vorgesehen, während auf eine Ausschaltung der kleinen Kühlwasserpumpe an dem Strang selbst mit Rücksicht auf deren geringe Leistung verzichtet wurde. Von der Turbine ist der Antrieb einer der beiden Dynamos und der übrigen Arbeitsmaschinen bei Vollbelastung der letzteren, sowie auch der beiden Dynamomaschinen möglich, falls nicht die größte Leistung des Kompressors in Frage kommt. Vom Dieselmotor kann bei Vollbelastung des Kompressors an die Dynamomaschinen nur eine der kleineren derselben entsprechende Leistung abgegeben werden.

Wäre der gleichzeitige Antrieb sämtlicher Arbeitsmaschinen bei Vollbelastung nötig, so könnte etwa jener vom Dieselmotor aus mittels einer Kraftmaschinenkupplung in Verbindung mit Hohlwelle bewirkt oder der Strang mit einer Reibungskupplung statt der Schalenkupplung geteilt werden, so daß der Kompressor und die Pumpen vom Dieselmotor, die beiden Dynamomaschinen von der Turbine getrieben würden, allerdings bei geringerer Belastung und daher niedrigerem Wirkungsgrade beider Antriebsmaschinen und ohne die Möglichkeit einer gegenseitigen Unterstützung.

Die Antriebe mittels Voll- und Leerscheibe samt Anpreßvorrichtung sind im vorliegenden Falle als die günstigsten zu bezeichnen, da auch ein Einrücken der größeren Dynamo bei Vollbelastung möglich ist und daher Reibungskupplungen unnötig sind.

Die Umlaufzahl der Welle ist mit Rücksicht auf jene der Turbine (1000 U/min) und der Dynamomaschinen ziemlich hoch gewählt, so daß die Übersetzungen alle kleiner als 1 : 4 sind. Zur Sicherung des Stranges gegen Achsialverschiebungen sind Bunde an den beiden Lagern neben der größeren, sowie beim linken Lager neben der kleineren Reibungskupplung vorgesehen. Sollten auch beim zweiten Lager daselbst Bunde vorgezogen werden, so wäre die Schalenkupplung, um Klemmungen infolge von Temperaturschwankungen zu vermeiden, durch eine Ausdehnungskupplung zu ersetzen.

Als Lager dienen auch hier solche mit herausnehmbaren Weißmetallschalen. Die beiden Reibungskupplungen, System Benn, besitzen Zahnsegmentausrücker, mit Kettenrad und Kette zu betätigen. Die Größe sämtlicher Riemscheiben ist durch jene der Gegenscheiben bestimmt. Die Antriebsscheibe am rechten Ende ist aus Schmiedeeisen mit gußeiserner Nabe, alle übrigen sind aus Gußeisen, die Anpreßränder bei den Voll- und Leerscheiben liegen in einer zur Wellenachse senkrechten Ebene.

Die Anpreßvorrichtung samt der Riemenverschiebung für den Antrieb der beiden Dynamomaschinen zeigt Fig. 2 in größerem Maßstabe. Beide Leerscheiben sind auf Leerlaufträgern gelagert, von denen der für die größere Scheibe mit der einen Lagerkonsole verbunden ist, während der zweite in ähnlicher Ausführung wie in Fig. 4, Taf. XVII, auf einer eigenen Wandkonsole angeordnet ist. Die Anpreßvorrichtungen gleichen jener in Fig. 2 und 3, Taf. XVII, ebenso die Riemenverschiebungen mittels Schraubenspindeln, die einander gegenseitig als Führungsstangen für die Riemengabeln dienen und auch die Konsolen versteifen. Nicht empfehlenswert erscheint die Anordnung der 4 Kettenräder, die leicht verwechselt werden können und es wären besser mit diesen verbundene Handräder (s. S. 95), zu je zweien gemeinsam an der Wand befestigt, vorzusehen.

Bezüglich der Lage der Dynamos zur Transmissionswelle sei angeführt, daß der vertikale Abstand der Achsen der Scheiben an den Maschinen von der Achse der Transmissionswelle ca. 3100 mm, der horizontale Abstand für die größere Dynamo ca. 3100 und für die kleinere ca. 1450 mm beträgt.

Die Riemenverschiebung für den Antrieb vom Dieselmotor gleicht der beschriebenen, dabei fällt, da der Strang in diesem Falle als getriebener zu betrachten

ist, die Anpreßvorrichtung weg. Bei der Soolepumpe befindet sich nur die Anpreßvorrichtung an der Transmission, während sich die Riemenverschiebung der einfacheren Aufstellung halber, wie bei kleineren Maschinen allgemein üblich, bei der Pumpe selbst am Fußboden des Maschinenhauses befindet.

Anordnung eines kombinierten Dynamoantriebes (Taf. XXIX).

Auch bei dieser Anlage handelt es sich in erster Linie um den Antrieb zweier Dynamomaschinen von zwei Kraftmaschinen aus, wozu noch die Kraftabgabe an 2 Transmissionsstränge tritt. Als Antriebsmaschinen dienen eine Dampfmaschine von 360 PS und ein Dieselmotor von 80 PS. Auf der Kurbelwelle der ersteren sitzen 2 Seilscheiben zum Antriebe des Stranges 1 und eines zweiten, darunterliegenden, nicht weiter dargestellten Stranges. Die Gegenseibe zu jener auf der Dampfmaschinenwelle ist bei Strang 1 auf einer Hohlwelle H aufgekeilt, die mittels einer an ihrem linken Ende angebrachten Hildebrandtkupplung ein- und ausgeschaltet werden kann. Auf der durchgehenden Welle des Stranges 1 sitzt am rechten Ende eine Seilscheibe, welche die Kraft an den Strang 3 zum Antriebe der Dynamomaschinen abgibt (90 PS), ferner eine nicht ausschaltbare Seilscheibe zum Antrieb eines Kompressors (90 PS bei 65 U/min). Endlich ist das linke Ende des Stranges, das zum Antriebe weiterer Arbeitsmaschinen mit einem Kraftbedarfe von 90 PS dient, mittels einer Reibungskupplung mit den übrigen Wellenstücken verbunden. Da noch der Antrieb des Stranges 3 von 1 aus ausschaltbar ist, so kann auf dem letzteren auch der Kompressor allein von der Dampfmaschine angetrieben werden.

Der Dieselmotor treibt mittels Riemscheibe entweder den erwähnten unteren Strang oder den Strang 2 an. Auch für letzteren ist eine Reibungskupplung in Verbindung mit Hohlwelle vorhanden, so daß, wenn nur der untere Strang angetrieben wird, die Vollwelle von Strang 2 stillsteht. Vom rechten Ende dieses Stranges aus wird mittels Seiltrieb Strang 3 angetrieben.

Von diesem erfolgt durch Riemscheiben in Verbindung mit Reibungskupplungen die Kraftabgabe an die Dynamomaschinen (I und II), wobei folgende Kombinationen zwischen diesen und den Antriebsmaschinen möglich sind: 1. Antrieb der Dynamo I von der Dampfmaschine; 2. Antrieb der Dynamo II durch den Dieselmotor; 3. Vereinigung der Antriebe 1 und 2; 4. Antrieb der Dynamo I vom Dieselmotor; 5. Antrieb der Dynamo II von der Dampfmaschine aus. Welche Kupplungen bei den einzelnen Antrieben ein- bzw. auszuschalten sind, dürfte mit Hilfe der Zeichnung unschwer zu erkennen sein; besonders sei erwähnt, daß beim Antriebe 3 die Kupplung in der Mitte des Stranges 3 auszurücken ist, da sie den Schwankungen in den Umlaufzahlen der beiden Antriebsmaschinen nicht nachgeben kann. Antrieb 5 ist, falls nicht die Seile zwischen den Strängen 2 und 3 abgeworfen werden, nur als Notbehelf zu betrachten, da sonst Strang 2 mitläuft und ziemlich viel Reibung verursacht. Der Antrieb beider Dynamos von einer Kraftmaschine aus war nicht in Rücksicht gezogen und sei daher auch nicht weiter erläutert.

Die Anordnung des Dynamoantriebes erscheint ziemlich umständlich, ist aber durch die gegebene gegenseitige Lage der einzelnen Maschinen und anzutreibenden Stränge bestimmt. Ein direkter Antrieb des Stranges 3 von den beiden Kraftmaschinen aus wäre etwa so durchzuführen, daß die beiden Enden dieses Stranges durch Seil- oder Riemscheiben angetrieben würden. Es müßten dann nur zwischen diese und den unverändert gebliebenen mittleren Teil des Stranges zwei weitere Ausrückkupplungen eingeschaltet werden. Im vorliegenden Falle ist diese Anordnung wegen des geringen zur Verfügung stehenden Raumes in der Richtung der Achse der Transmissionsstränge kaum durchführbar. Dazu tritt noch die Verstellung des Maschinenhauseinganges durch die Türe in jener Mauer, an welcher Strang 3 angeordnet ist, endlich wäre auch die Zugänglichkeit zum rechten Ende des Maschinen-

hauses durch die Seile oder Riemen und damit auch die Bedienung des zugehörigen Teiles der Anlage außerordentlich erschwert.

Die Anordnung aller Stränge an den Wänden auf Konsolen ist bei 1 und 2 durch die unterhalb durchlaufende Welle bedingt und die Herstellung gemauerter Sockel, die bei Strang 1 jedenfalls vorzuziehen wäre, nicht möglich. Bei Strang 3 erscheint diese Lagerung nicht mehr nötig und wäre überdies wegen der engen Aufeinanderfolge von Scheiben und Lagern nur schwer durchzuführen. Jene Konsolen, welche die größten Belastungen aufzunehmen haben (bei Strang 1 neben den beiden Seilscheiben, bei Strang 3 neben der Antriebsscheibe von 1 aus) sind durch Säulen abgestützt und überdies die beiden Konsolen für die Hohlwellenlager auf Strang 1 besonders kräftig (mit 5 Befestigungsschrauben) ausgeführt.

Außer der Hildebrandtkupplung an Strang 1 sind nur Reibungskupplungen, und zwar, mit Ausnahme der am linken Ende von 1 befindlichen Hohlzylinder-Reibungskupplung (s. Fig. 4, Taf. XI), solche mit äußeren und inneren Holzbacken vorhanden. Die verwendete Verbindung von Riemscheiben und Reibungskupplungen bei den Dynamos ist hier zulässig, da bei den verschiedenen Antriebsmöglichkeiten ein Stillstand der Riemscheibe bei laufender Welle nur selten eintreten dürfte. Statt dessen könnten auch Voll- und Leerscheiben mit Anpreßvorrichtungen benutzt werden.

Die Wahl von Seilen als Zugmittel ergibt sich beim Antriebe des Stranges 1 durch die große Umfangskraft, die selbst bei Benutzung von Doppelriemen eine Riemenbreite von ca. 900 mm erfordern würde, so daß der Seiltrieb als der billigere vorzuziehen ist. Für die Kraftübertragung von 1 und 2 auf 3 sind wieder wegen der ziemlich großen Achsenentfernung Seile verwendet worden. Da beim Antriebe von 1 auf 3 die zu stark durchhängenden Seile den Durchgang unterhalb derselben unmöglich machen würden, ist eine Leitrolle eingeschaltet, von der bei der Übertragung von 2 auf 3 abgesehen wurde, da wegen der höheren Lage der Scheiben und deren kleineren Durchmesser diese Rücksicht nicht mehr in Frage kommt.

Die Durchmesser der meisten Scheiben auf den 3 Strängen sind, wenn einmal ihre Umdrehungszahl festgelegt ist, durch die Antriebsscheiben an den einzelnen Maschinen bedingt. Anzunehmen sind nur noch die Scheibengrößen für die Verbindung der Stränge untereinander. Für die Übertragung von 1 auf 3 ist der Durchmesser der kleineren Scheibe mit Rücksicht auf die Übersetzung ziemlich knapp gewählt, so daß Baumwollseile zur Anwendung kommen müssen. Für die Übertragung von 2 auf 3 hingegen, bei der beide Wellen gleiche Umlaufzahl besitzen, ist durch die größeren Durchmesser die Seilzahl und damit die Belastung der Wellen herabgedrückt. Dabei sind der größeren Geschmeidigkeit halber Seile mit kleinerem Durchmesser (40 mm) verwendet als bei dem erstangeführten Triebe, wo überdies die Seile noch durch die Leitrolle stärker beansprucht werden.

d) Transmissionsanlage (Kreisseiltrieb) (Taf. XXX).

Als letztes Beispiel ist ein Teil einer Anlage mit einer größeren Zahl von Arbeitsmaschinen, für eine Spinnerei bestimmt, dargestellt. Der Kreisseiltrieb zum Antriebe der Stränge I, II, und III von der Kraftmaschine (Gasmaschine) aus wurde bereits erläutert (s. S. 144) und sei hier nur bemerkt, daß an Strang I und III je 100 PS, an Strang II 75 PS abgegeben werden. Der dargestellte Teil des Stranges III benötigt nur 50 PS, während die gleiche Leistung für eine Vergrößerung der Anlage nach der anderen Seite des Seilschachtes hin bestimmt ist. Die Arbeitsmaschinen des Stranges I liegen in der auf der linken Seite des Seilschachtes befindlichen, nicht mehr ersichtlichen Hälfte des Gebäudes. Die weitere Verteilung der Kraft geschieht vom Strange II aus, von welchem 35 PS an den Strang IV mittels zweier Hanfseile und 5 PS an den Strang V mittels Riemen abgegeben werden. Für die von Strang I

direkt angetriebenen Maschinen reicht der Rest (35 PS) aus. Ebenso wird auch ein Teil der an den Strang IV übertragenen Leistung, und zwar 20 PS. durch einen Winkelriementrieb an eine weitere Vorgelegswelle abgegeben, von der noch eine Reihe von Wellen angetrieben werden.

Bekanntlich sind gerade in der Textilindustrie u. ä. immer gleiche Maschinen in größerer Zahl vorhanden, die dann alle, wie im vorliegenden Falle, vorteilhaft von einem Transmissionsstrange aus gemeinsam angetrieben werden. Da nun zufolge des Arbeitsvorganges sämtliche Stränge in Betrieb sein müssen, ist auf eine Ausschaltbarkeit derselben verzichtet, die nur aus Sicherheitsrücksichten in Frage käme. Die Notwendigkeit der Ausschaltung ganzer Stränge aus Betriebsrücksichten würde sich erst dann ergeben, wenn nicht mehr alle gleichzeitig laufen müßten, z. B. wenn die Zahl gleicher Maschinen bereits so groß wäre, daß hierzu mehrere Antriebsstränge nötig wären. Es könnte das Abschalten dann etwa in der auf Taf. XXII ersichtlichen Weise geschehen. Der Antrieb sämtlicher Arbeitsmaschinen geschieht mittels Voll- und Leerscheibe, die Verwendung von Reibungskupplungen wäre wegen der geringen Einzelleistungen und der hohen Anschaffungskosten hier keineswegs zweckentsprechend.

Die Wellen der einzelnen Stränge sind aus glatten Stücken mit gegen das Ende zu abnehmendem Durchmesser zusammengesetzt. Die Sicherung gegen achsiale Verschiebungen geschieht bei den Wellen der Stränge I—IV bereits im Seilschachte an einem der beiden Lager für die Antriebsscheiben durch Bunde, bei den übrigen mittels Stellringen. Strang I ist an der Wand, die übrigen sind an den vorhandenen Säulen für die Deckenkonstruktion und an den auf diesen befestigten Profileisen (je 2 I Eisen Nr. 30 mit 250 mm Mittenentfernung) gelagert. Als Lager sind durchwegs Festringlager mit Kugelbewegung nach Fig. 1, Taf. IV verwendet, wobei nach Bedarf auch der Öhring als Stellring dient, und zwar sind bei Strang I gewöhnliche Stehlager auf Wandkonsolen, bei den anderen Säulenkonsollager (Fig. 3, Taf. IV), sowie Konsolhängelager (z. B. Fig. 18, S. 41) von 500 mm vertikaler und 300 mm horizontaler Ausladung vorhanden. Die Lagerkörper sind bei sämtlichen Lagern jeder der beiden angeführten Formen ohne Rücksicht auf die Bohrung gleich, so daß nur je ein Modell erforderlich ist.

1. Unfallverhütung und Betriebssicherheit, herausgegeben vom Verbands der deutschen Berufsgenossenschaften. Berlin 1910. — Hauk, Transmissionen. Wien 1905. (Spezialheft der Zeitschrift für Gewerbe-Hygiene, Unfallverhütung und Arbeiterwohlfahrtseinrichtungen 1905.)

2. Krämer, Wirkungsgrade und Kosten elektrischer und mechanischer Krafttransmissionen. 2. Aufl. Berlin 1900.

Additional information of this book

(*Transmissionen, Wellen, Lager, Kupplungen, Riemen- und Seiltrieb-Anlagen*; 978-3-642-98524-9) is provided:



<http://Extras.Springer.com>

Hilfsbuch für den Maschinenbau. Für Maschinentechniker sowie für den Unterricht an technischen Lehranstalten. Von **Fr. Freytag**, Professor, Lehrer an den technischen Staatslehranstalten in Chemnitz. Vierte, erweiterte und verbesserte Auflage. 1252 Seiten mit 1390 Textfiguren, 10 Tafeln und einer Beilage für Österreich. 1912.

In Leinwand gebunden Preis M. 10,—; in Leder gebunden M. 12,—.

Einzelkonstruktionen aus dem Maschinenbau. Herausgegeben von Ingenieur **C. Volk**, Berlin.

Erstes Heft: Die Zylinder ortsfester Dampfmaschinen. Von Oberingenieur **H. Frey**, Berlin. Mit 109 Textfiguren. 1912. 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. 1912. Steif broschiert Preis M. 4,—.

Drittes Heft: Zahnräder. I. Teil. Stirn- und Kegelräder mit geraden Zähnen. Von Dr. **A. Schiebel**, a. o. Professor der k. k. deutschen technischen Hochschule zu Prag. Mit 110 Textfiguren. 1912. Steif broschiert Preis M. 3,—.

Weitere Hefte befinden sich in Vorbereitung.

Entwerfen und Berechnen der Dampfmaschinen. Ein Lehr- und Handbuch für Studierende und angehende Konstrukteure. Von **Heinrich Dubbel**, Ingenieur. Dritte, umgearbeitete Auflage. Mit 470 Textfiguren. 1910. In Leinwand gebunden Preis M. 10,—.

Die Regelung der Kraftmaschinen. Berechnung und Konstruktion der Schwungräder, des Massenausgleichs und der Kraftmaschinenregler in elementarer Behandlung. Von Professor **Max Tolle**, Privatdozent an der Technischen Hochschule in Karlsruhe. Zweite, verbesserte und vermehrte Auflage. Mit 463 Textfiguren und 19 Tafeln. 1909.

In Leinwand gebunden Preis M. 26,—.

Die Technologie des Maschinentechnikers. Von Ing. **Karl Meyer**, Prof., Oberlehrer an den Kgl. Verein. Maschinenbauschulen zu Köln. Zweite, verbesserte Aufl. Mit 377 Textfiguren. 1911. In Leinwand gebunden Preis M. 8,—.

Elementar-Mechanik für Maschinen-Techniker. Von Dipl.-Ing. **R. Vogdt**, Oberlehrer an der Kgl. Maschinenbauschule Essen (Ruhr), Reg.-Baumstr. a. D. Mit 154 Textfiguren. 1910. In Leinwand gebunden Preis M. 2,80.

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. Band: Einführung in die Festigkeitslehre. Zweite, verbesserte und vermehrte Auflage. Mit 247 Textfiguren. 1910. In Leinwand gebunden Preis M. 6,—.

II. Band: Zusammengesetzte Festigkeitslehre. Mit 142 Textfiguren. 1908. In Leinwand gebunden Preis M. 7,—.

Aufgaben aus der technischen Mechanik. Von Professor **Ferdinand Wittenbauer**, Graz.

I. Allgemeiner Teil. Zweite, verbesserte Auflage. 773 Aufgaben nebst Lösungen. Mit 572 Textfiguren. 1911. Preis M. 5,—; in Leinwand gebunden M. 5,80.

II. Teil: Festigkeitslehre. 545 Aufgaben nebst Lösungen. Mit 457 Textfiguren. 1910. Preis M. 6,—; in Leinwand gebunden M. 6,80.

III. Teil: Flüssigkeiten und Gase. 504 Aufgaben nebst Lösungen und einer Formelsammlung. Mit 347 Textfiguren. 1911. Preis M. 6,—; in Leinwand gebunden M. 6,80.

Grundzüge der Kinematik. Von **A. Christmann**, Dipl.-Ing. in Berlin, und Dr.-Ing. **H. Baer**, Professor an der Technischen Hochschule in Breslau. Mit 161 Textfiguren. 1910.

Preis M. 4,80, in Leinwand gebunden M. 5,80.

Verlag von Julius Springer in Berlin.

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 Universität in Kiel. Mit 245 Textfiguren und 1 Tafel. 1912.
In Leinwand gebunden Preis M. 5,—

Trigonometrie für Maschinenbauer und Elektrotechniker. Ein Lehr- und Auf-
gabenbuch für den Unterricht und zum Selbststudium. Von Dr. **Adolf Heß**, Professor am kantonalen
Technikum in Winterthur. Mit 112 Textfiguren. 1911. In Leinwand gebunden Preis M. 2,80.

Die elektrische Kraftübertragung. Von Dipl.-Ing. **Herbert Kyser**, Obergeringieur. 1. Band:
Die Motoren, Umformer und Transformatoren. Ihre Arbeitsweise, Schaltung, Anwendung und
Ausführung. Mit 277 Textfiguren und 5 Tafeln. 1912. In Leinwand gebunden Preis M. 11,—.
Der zweite Band, enthaltend die **Leitungsanlagen** in mechanischer und elektrischer Hinsicht, die
Apparate und Instrumente und die **Stromerzeugung** mit den **Schaltanlagen**, wird im Winter 1912/13
erscheinen.

Die Hebezeuge. Theorie und Kritik ausgeführter Konstruktionen mit besonderer Berück-
sichtigung der elektrischen Anlagen. Ein Handbuch für Ingenieure, Techniker und Studierende.
Von **Ad. Ernst**, Professor des Maschinen-Ingenieurwesens an der Kgl. Technischen Hochschule
in Stuttgart. Vierte, neubearbeitete Auflage. Drei Bände. Mit 1486 Textfiguren und 97 lithogr.
Tafeln. 1903. In 3 Leinwandbände gebunden Preis M. 60.—

Hebemaschinen. Eine Sammlung von Zeichnungen ausgeführter Konstruktionen mit besonderer
Berücksichtigung der Hebemaschinen-Elemente. Von **C. Bessel**, Ingenieur, Oberlehrer an der
Kgl. Höheren Maschinenbauschule Altona. Zweite Auflage. 34 Tafeln. 1911.
In Leinwand gebunden Preis M. 6,60.

Die Förderung von Massengütern. Von **Georg von Hanffstengel**, Dipl.-Ing., Privatdozent
an der Kgl. Technischen Hochschule zu Berlin.
Erster Band: Bau und Berechnung der stetig arbeitenden Förderer. Mit 414 Textfiguren. 1908.
Preis M. 7,—; in Leinwand gebunden M. 7,80.
Zweiter (Schluß-)Band: Förderer für Einzellasten. Mit 445 Textfiguren. 1909.
Preis M. 8,—; in Leinwand gebunden M. 8,80.

Kran- und Transportanlagen für Hütten-, Hafen-, Werft- und Werkstatt-Betriebe
unter besonderer Berücksichtigung ihrer Wirtschaftlichkeit. Von Dip.-Ing. **C. Michenfelder**.
Mit 703 Textfiguren. 1912. In Leinwand gebunden Preis M. 26,—.

Die Dampfkessel. Ein Lehr- und Handbuch für Studierende technischer Hochschulen, Schüler
höherer Maschinenbauschulen und Techniken 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. 1910.
In Leinwand gebunden Preis M. 8,—.

Die Dampfkessel nebst ihren Zubehörteilen 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. 1911.
In Leinwand gebunden Preis M. 24,—.

**Anleitung zur Durchführung von Versuchen an Dampfmaschinen und Dampf-
kesseln.** Zugleich Hilfsbuch für den Unterricht in Maschinenlaboratorien technischer Schulen.
Von **Franz Seufert**, Ingenieur, Oberlehrer an der Kgl. Höheren Maschinenbauschule zu Stettin.
Zweite, erweiterte Auflage. Mit 40 Textfiguren. 1909. In Leinwand gebunden Preis M. 2,—.

Zu beziehen durch jede Buchhandlung.

	Seite
c) Berechnung der Riemenabmessungen.	106
d) Konstruktion und Berechnung der Riemscheiben	108
e) Ausrückbare Riementriebe (Leerscheiben und deren Lagerung, Riemenausrückungen, Anpreßvorrichtungen für Leerscheiben)	114
f) Riementriebe bei nicht parallelen Scheibenachsen und unter Verwendung von Leitrollen	121
g) Spannrollentriebe. (Betriebsart 2.)	129
3. Hanfseiltrieb.	134
a) Seile und deren Berechnung	134
b) Hanfseiltrieb mit Dehnungsspannung	137
c) Konstruktion und Berechnung der Hanfseilscheiben	139
d) Ausführungsbeispiele von Hanfseiltrieben mit Dehnungsspannung	141
e) Hanfseiltrieb mit Belastungsspannung	142
4. Drahtseiltrieb	146
a) Drahtseile und deren Berechnung	146
b) Anordnung und Entwurf des Triebes	148
c) Drahtseilscheiben.	150
V. Transmissionsanlagen	153
1. Allgemeines (Entwurf)	153
2. Beispiele ausgeführter Anlagen	155
a) Elektrisch angetriebener Transmissionsstrang (Taf. XXVI)	155
b) Hauptantrieb (Taf. XXVII)	156
c) Kombinierte Antriebe	157
Haupttransmission (Kombinierter Dynamoantrieb, Taf. XXVIII, Fig. 1 und 2)	157
Anordnung eines kombinierten Dynamoantriebes (Taf. XXIX)	159
d) Transmissionsanlage (Kreisseiltrieb) (Taf. XXX)	160

Berichtigung.

S. 85, 2. Abs. ist in allen Formeln statt $d \left(\frac{h}{\operatorname{tg} \alpha} \right)$ $d (h \operatorname{tg} \alpha)$ zu setzen.