

Es erzeugt nach Abb. 1392 am Zapfen einen Druck  $P_0$ , der den Stangenquerschnitt  $I$  beansprucht, mit:

$$M_b = P_0 \cdot 112 = \frac{M_r \cdot 112}{156}$$

und mit:

$$\sigma_b = \frac{32 \cdot M_r \cdot 112}{150 \cdot \pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 2160 \cdot 112}{150 \cdot \pi \cdot 6^3} = 76 \text{ kg/cm}^2.$$

Zapfenabmessungen am Pumpenkolben. Der Zapfen soll konstruktiv im Kolben von  $d' = 100$  mm Durchmesser untergebracht werden. Entsprechend den an Kreuzkopfzapfen üblichen Drucken sei  $p = 80 \text{ kg/cm}^2$  zugelassen.

$$j = \frac{P}{p} = \frac{1200}{80} = 15 \text{ cm}^2.$$

Wählt man 32 mm Durchmesser und 45 mm Länge, so entsteht eine Beanspruchung auf Biegung von:

$$\sigma_b = \frac{P \cdot d'}{8 W} = \frac{1200 \cdot 10}{8 \cdot 3,22} = 466 \text{ kg/cm}^2,$$

die bei der schwellenden Belastung zulässig ist.

Zur konstruktiven Durchbildung des Exzenters sei das Folgende bemerkt. Die Scheibe, Abb. 1391, wird von der Welle durch die Feder  $F$  mitgenommen und der Seite nach bei den zu erwartenden geringen Kräften durch einen kurzen Stift  $S$  genügend gehalten. Um die Bolzen, die die Scheibenhälften durch Querkeile miteinander verspannen, einpassen zu können, wurden zunächst in die beiden, in der richtigen Lage zusammengespannten Teile zwei durchgehende Löcher  $c$  von 8 mm Durchmesser gebohrt, die als Anhalt und Führung beim Bohren der 30 mm weiten Bolzenlöcher dienen, welche auf diese Weise genau übereinstimmende Achsen bekommen. Die Bügel sind in der hinterdrehten Nut mit Weißmetall ausgegossen und durch kräftige Rippen versteift, die Bügelschrauben an der Trennfuge gut eingepaßt. Zur Nachstellung dienen Messingzwischenlagen  $Z$ . Die Stange geht mit großen Ausrundungen in einen breiten Flansch über, der durch zwei weit auseinander stehende Schrauben mit dem Bügel verbunden ist, um die auftretenden Momente sicher aufzunehmen. Von den Querkraften sind die Schrauben durch die Zentrierung  $Z_1$  entlastet.

## Zwanzigster Abschnitt.

# Kupplungen.

Kupplungen dienen zur Verbindung von Wellen untereinander oder von Wellen mit Triebwerkteilen, wie Riemen- und Seilscheiben oder Zahnradern. Man unterscheidet feste, bewegliche und ein- und ausrückbare oder Schaltkupplungen. Sie pflegen den Wellen entsprechend genormt, gewöhnlich nach dem Bohrungsdurchmesser bezeichnet und unter normalen Verhältnissen auf den betreffenden Wellen verwandt zu werden. Außergewöhnliche Betriebsverhältnisse verlangen aber, namentlich im Falle beweglicher oder ein- und ausrückbarer Kupplungen die sorgfältige Wahl ihrer Größe oft ohne Rücksicht auf die Durchmesser der vorhandenen oder zu verwendenden Wellen.

## I. Feste Kupplungen.

Sie haben den Zweck, zwei Wellen starr miteinander zu verbinden und müssen imstande sein, sowohl die Drehmomente, als auch die gewöhnlichen Biegemomente, wie sie an den Triebwerken vorkommen, weiterzuleiten. Zu dem Zwecke pflegt man bei der Berechnung, ähnlich wie bei den Wellen, von den zu übertragenden Drehmomenten auszugehen und die Abmessungen unter Einsetzen mäßiger Beanspruchungen zu er-

mitteln, damit die Kupplungen auch der Einwirkung der übrigen Kräfte gewachsen sind. Praktisch sucht man die Biegemomente dadurch einzuschränken, daß man die Kupplungen in die Nähe der Lager setzt, zugleich in der Absicht, die Nebenbeanspruchungen der Wellen zu vermindern, die durch die Fliehkraft nicht völlig ausgewuchteter Kupplungen entstehen. Sorgfältig ist darauf zu achten, daß die Mittellinien der Wellenenden genau in einer Geraden liegen, weil sonst Abbiegungen eintreten, die unruhigen Lauf, Schlagen der Wellen und Heißlaufen der Lager zur Folge haben können. Oft wird leichte Lösbarkeit der Kupplungen verlangt, wenn ein Wellenstrang gelegentlich auf längere Dauer außer Betrieb gesetzt werden soll.

In der einfachsten Form besteht die feste Kupplung aus einer einteiligen, gußeisernen Muffe, Abb. 1393, die auf die Enden der Wellen geschoben und dort durch Keile festgehalten wird, deren Nasen zur Verhütung von Unfällen zweckmäßigerweise durch Blechhauben verdeckt sind. Die Länge der Muffe  $L$  pflegt man zwischen  $4d$  bei kleinen und  $3d$  bei großen Wellendurchmessern zu nehmen. Zur Bestimmung des Außendurchmessers  $D$  kann die Formel zur Berechnung der Naben von Zahnradern:

$$D = 1,8d + 2 \text{ cm} \quad (437)$$

benutzt werden.

Trotz ihrer Einfachheit werden derartige Kupplungen selten verwandt, weil sie schwer lösbar sind und weil die langen Nuten zum Eintreiben der Keile beträchtliche, von Lagern und Rädern frei zu haltende Wellenstücke in Anspruch nehmen. Durch unrichtiges Eintreiben der Keile kann die Muffe leicht schief gezogen werden; bei Unterschieden in den Wellendurchmessern kommende Enden in exzentrische Lage zueinander mit den oben erwähnten Folgen.

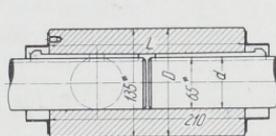


Abb. 1393. Muffenkupplung.

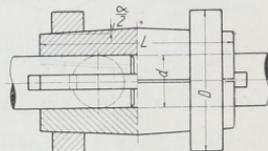


Abb. 1394. Hülsenkupplung.

Bei der Hülsenkupplung, Abb. 1394, wird eine in der Mittelebene geteilte, außen schwach kegelig abgedrehte, gußeiserne Hülse durch zwei kegelige, schmiedeeiserne Ringe zusammengehalten, die von den Enden her aufgetrieben werden. Die Neigung der Kegelflächen nimmt man klein, um das Selbstlösen der Ringe zu verhüten:  $\text{tg } \frac{\alpha}{2} = 1:20$

oder  $1:30$ , normalen Kegeln  $1:10$  und  $1:15$  der DIN 254 entsprechend. Die Hülse wird unter Einlegen eines dünnen Bleches in die Fuge genau nach dem Wellendurchmesser ausgebohrt, damit die Hälften später kräftig angepreßt werden können und damit durch die Klemmwirkung eine zur Übertragung des Drehmoments genügende Reibung entsteht. Dabei pflegt man, ähnlich wie bei den Zapfen, anzunehmen, daß an der Anlagefläche der Welle ein durchweg gleich großer Druck:

$$p = \frac{P}{d \cdot L/2}$$

Abb. 1395, erzeugt wird, wenn  $P$  die Kraft bedeutet, mit der die Hülshälften zusammengepreßt werden. Das Moment, das dann durch die Reibung übertragen werden kann, ist durch:

$$M_d = \frac{d}{2} \cdot \mu \int_0^{2\pi} p \cdot \frac{L}{2} \cdot d \cdot d\varphi = \mu \cdot \pi \cdot p \cdot \frac{L d^2}{2 \cdot 2} = \frac{\mu \cdot \pi \cdot P \cdot d}{2} \quad (438)$$

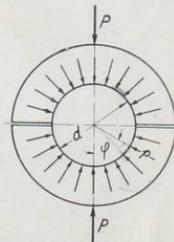


Abb. 1395.

gegeben.  $\mu$  kann infolge der Klemmwirkung und wegen der absichtlich rau gehaltenen Anlageflächen gleich  $0,20$  bis  $0,25$  gesetzt werden. Zur Sicherheit ordnet man meist noch eine durchgehende oder auch zwei getrennte Federn an den Wellenenden an. Die

Länge der Hülsen  $L$  ist etwa  $4d$  bei kleinen,  $3,3d$  bei größeren Wellendurchmessern, der Außendurchmesser  $D$  der Ringe dementsprechend  $3,7$  bis  $2,5d$ .

Die Kupplung ist leicht anzubringen, einfach und rasch lösbar, pflegt aber nur für Wellen bis zu  $150$  mm Durchmesser verwandt zu werden. Wegen der Unsicherheit, die in dem Anziehen der Ringe durch Schlagwirkung gegeben ist, werden Hülsenkupplungen heutzutage nur noch selten benutzt. Von einer Normung derselben wurde deshalb Abstand genommen.

Eine Umkehrung der vorstehend beschriebenen ist die Sellerskupplung, Abb. 1396 und 1397, bei der zwei kegelige, geschlitzte Hülsen durch drei Längsschrauben in einen einteiligen Mantel gedrückt und dadurch gegen

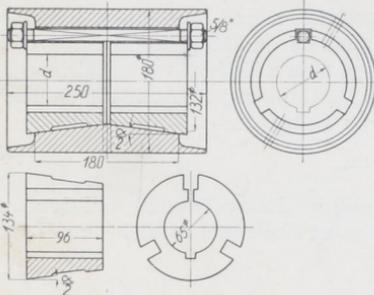


Abb. 1396. Sellerskupplung, M. 1:8.

die Wellenden gepreßt werden. Wichtig ist, die Längsschrauben gleichmäßig anzuziehen, um das Schlagen der Kupplung infolge Verziehs der Wellen zu vermeiden. Als Neigung der Kegelflächen findet

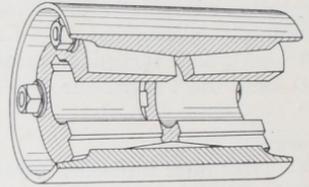


Abb. 1397. Sellerskupplung. Nach einer Ausführung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G., Dessau.

man an den bisherigen Ausführungen  $\text{tg } \frac{\alpha}{2} = 1:10$  bis  $1:6,5$ . Für Neuausführungen käme die Verjüngung  $1:5$  der DIN 254 mit  $\alpha = 11^\circ 25'$  in Frage. Die vorspringenden Ränder des Mantels verdecken die Schraubenmuttern und geben der Kupplung ein einfaches und glattes Aussehen. Ein wichtiger Vorteil ist, daß kleine Unterschiede in den Wellendurchmessern zulässig sind, da sich die kegeligen Hülsen den Wellenden ohne Beinträchtigung der zentrischen Lage anpassen.

Dagegen sind die Sellerskupplungen verhältnismäßig schwerer und infolge der umfangreicheren Bearbeitung teurer als die vorbeschriebenen; auch verlangen sie das Freihalten einer genügenden Strecke der Welle in Rücksicht auf das Lösen. Zu letzterem Zwecke dient ein besonderes hakenförmiges Werkzeug, das an Stelle einer Schraube eingesetzt, hinter die innere Stirnfläche der Hülsen greift oder eine Bohrung im Mantel, durch welche man die kegeligen Hülsen

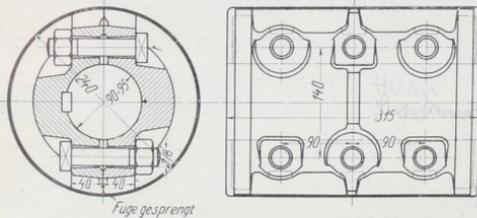


Abb. 1398. Schalenkupplung, M. 1:8. Ausführung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G., Dessau.

mittels eines kurzen Keiles auseinandertreiben kann, nachdem die Längsschrauben herausgenommen sind. Die Baulänge der Kupplung ist etwa die gleiche wie die der vorigen, der Außendurchmesser dagegen etwas größer; er erreicht  $4$  bis  $2,7d$ . Auch die Sellerskupplungen werden nur für schwächere Wellen, bis zu etwa  $135$  mm Durchmesser benutzt.

In die Dinormen sind sie ebenfalls nicht aufgenommen worden.

An der Schalenkupplung, Abb. 1398, einer Ausführung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.-G., Dessau, werden die Schalenhälften an den Wellenden durch eine Reihe kräftiger Schrauben angepreßt, die zu dem Zwecke, die Baulänge etwas einzuschränken, abwechselnd von der einen und der andern Seite her durchgesteckt werden. Des glatteren Aussehens wegen und zum Schutz gegen Hängenbleiben kann die Kupplung mit einem Blechmantel umgeben werden. Die Baulänge ist nach DIN 115 bei-

stehender Zahlenreihe entsprechend, genormt; sie liegt zwischen  $5,2$  und  $3,5 d$ , der Außendurchmesser zwischen  $4$  und  $2 d$ . Die Kupplung ist leicht lösbar und auch für stärkere Wellen bis zu  $200$  mm Durchmesser üblich.

Zusammenstellung 128. Schalenkupplungen nach DIN 115.

Wellendurchmesser $d$ . . . . .	25	30	35	40	45	50	55	60	70	80	90	100 mm
Länge $L$ , höchstens . . . . .	130	130	160	160	190	190	220	220	250	280	310	350 ..
Wellendurchmesser $d$ . . . . .	110	125	140	160	180	200	220	240	260	280	300 mm	
Länge $L$ , höchstens . . . . .	390	430	490	560	630	700	770	840	910	980	1050 ..	

Während die zuletzt besprochenen Kupplungen an den fertig verlegten Wellensträngen angebracht werden, können die Flansche der Scheibenkupplung, Abb. 1399 und 1400, dauernd auf den Wellenenden sitzen und darauf warm aufgezogen, aufgepreßt oder von den Stirnflächen her verkeilt sein. Einem etwaigen Schiefstehen der Scheibenflächen zur Wellenachse begegnet man durch nachheriges Abdrehen der Flansche und erreicht so genaues Rundlaufen des Ganzen. Die Kupplung der Wellen geschieht durch das Einziehen der Schraubenbolzen, wobei der Absatz  $a$  für die gegenseitige Zentrierung der Stränge sorgt. Er verlangt freilich, daß sich der eine Strang um die Eingrifftiefe verschieben läßt, ein Nachteil, der bei der Ausführung nach Abb. 1401 vermieden wird, wo ein geteilter, durch eingepaßte Schrauben gehaltener Ring die Zentrierung der Wellen übernimmt. Die Schrauben sollen so bemessen sein, daß sie instande sind, die zur Übertragung der Wellenkräfte nötige Reibung an den absichtlich rauh gehaltenen Flanschflächen zu erzeugen. Dabei ist es vorteilhaft, wenn die Scheiben nur längs eines schmalen Ringes am äußeren Rande aneinander liegen, wie in Abb. 1399 strichpunktirt angedeutet,

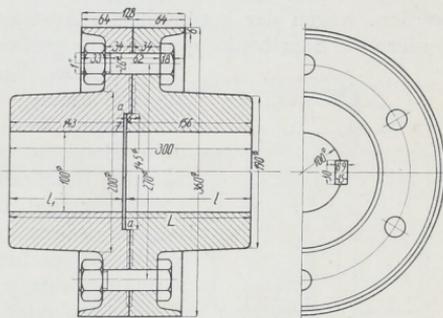


Abb. 1399. Scheibenkupplung. M. 1:8.

um der Reibung einen möglichst großen Hebelarm zu geben und den Anpreßdruck zu vermindern. Die Scheibenkupplungen eignen sich wegen des festen Sitzes der Scheiben auf den Wellen für schwerere Betriebe und werden gewöhnlich für Wellendurchmesser bis zu  $200$  mm angewandt; ihre Baulänge, durch DIN 116 festgelegt, nimmt mit steigendem Durchmesser von rund  $5 d$  bis auf  $2,5 d$ , ihr Durchmesser von  $5,8$  bis auf  $3 d$  ab. Nachteilig ist, daß alle auf den Wellen sitzenden Räder und

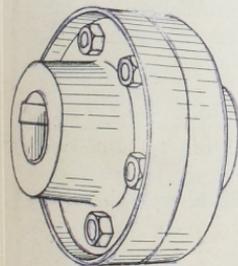


Abb. 1400. Scheibenkupplung.

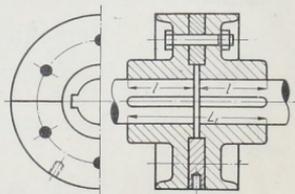


Abb. 1401. Scheibenkupplung mit Zwischenring.

Riemenscheiben wegen des Aufbringens und Abnehmens geteilt und daß die Lager offen sein müssen, so daß u. a. Kugellager nicht verwendet werden können.

Zusammenstellung 129. Scheibenkupplungen nach DIN 116.

Wellendurchmesser . . . . .	25	30	35	40	45	50	55	60	70	80	90	100 mm
Nabenlängen $\left. \begin{matrix} L \\ L_1 \end{matrix} \right\}$ Abb. 1399	130	130	150	150	170	170	190	190	210	230	260	290 ..
höchstens $\left. \begin{matrix} l \\ l_1 \end{matrix} \right\}$ und 1401	150	150	170	170	190	190	210	210	230	250	280	310 ..
	70	70	80	80	90	90	100	100	110	120	135	150 ..
	59	59	69	69	79	79	89	89	99	109	124	139 ..

Zusammenstellung 129. (Fortsetzung.)

Wellendurchmesser . . . . .	110	125	140	160	180	200	220	240	260	280	300 mm	
Nabenlängen	$\left. \begin{matrix} L \\ L_1 \end{matrix} \right\}$	320	350	390	430	470	510	550	600	650	700	750 ..
höchstens	$\left. \begin{matrix} l \\ l_1 \end{matrix} \right\}$	340	380	420	460	500	540	580	630	680	730	780 ..
		165	185	205	225	245	265	285	310	335	360	385 ..
		154	164	184	204	224	244	264	289	314	339	364 ..

Verbindlich für die vorstehenden Angaben bleiben die Dinormen.

Vergleicht man die vorstehend beschriebenen Arten der festen Kupplungen miteinander, so findet man, daß die Baulängen keine erheblichen Unterschiede aufweisen, daß dieselben von manchen Firmen, z. B. der Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei, sogar für gleiche Wellendurchmesser absichtlich gleich groß gehalten werden, wegen der gegenseitigen Austauschbarkeit der Kupplungsarten. Dagegen erfordern die Scheibenkupplungen die größten, die Hülsenkupplungen die kleinsten Außendurchmesser. Einzelabmessungen sind den Listen der Firmen zu entnehmen.

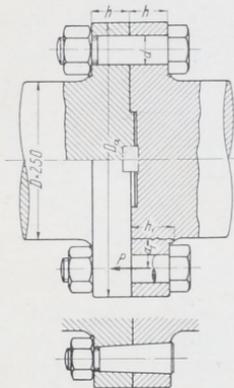


Abb. 1402. Wellenkupplung mittels angeschmiedeten Flansches. M. 1:10.

Schwere Wellen kuppelt man durch unmittelbar angeschmiedete Flansche, Abb. 1402. Konstruktiv ist dabei vor allem auf die Beschränkung des Flanschdurchmessers zugunsten der leichteren und billigeren Ausführung hinzuwirken und genügend Raum zum Herausnehmen der Schrauben längs der Welle vorzusehen. Drehmomente werden entweder durch sorgfältig eingepaßte, auf Abscheren beanspruchte Schrauben, Quersfedern oder Paßringe unter Entlastung der Verbindungsschrauben von den Scherkräften übertragen. Schrauben mit zylindrischen Schäften haben dabei den Vorteil, daß sie die Flansche kräftig zusammenzupressen gestatten, solche mit kegeligen, daß sie das Einpassen erleichtern und daß die vorstehenden Köpfe wegfallen. Biegemomente, denen die Welle an der Kuppelstelle ausgesetzt ist, müssen durch die Schrauben, die dadurch oft hohe zusätzliche Beanspruchungen erfahren, aufgenommen werden; Schrauben mit Köpfen und Muttern sind dann vorzuziehen.

Unmittelbar angeschmiedete Flansche finden sich auch an den Wellen des Leichtmaschinenbaus, trotz hoher Herstellungskosten angewendet, in erster Linie in Rücksicht auf die Gewichtersparnis.

#### Berechnungs- und Konstruktionsbeispiele.

**Zahlenbeispiel 1.** Nachrechnung der Schalenkupplung für 90 bis 95 mm Wellendurchmesser, Abb. 1398.

Das bei einer Beanspruchung  $k_d = 200 \text{ kg/cm}^2$  durch die Welle übertragbare Drehmoment ist:

$$M_d = \frac{\pi}{16} d^3 \cdot k_d = \frac{\pi}{16} \cdot 9,5^3 \cdot 200 \approx 33670 \text{ kgcm.}$$

Aus Formel (438) folgt die Beanspruchung  $\sigma_z$  der  $z = 6$  Stück  $7/8''$  Schrauben im Kernquerschnitt  $F_1$ :

$$\sigma_z = \frac{P}{z \cdot F_1} = \frac{2 M_d}{\mu \cdot \pi \cdot d \cdot z \cdot F_1} = \frac{2 \cdot 33670}{0,25 \cdot \pi \cdot 9,5 \cdot 6 \cdot 2,72} = 553 \text{ kg/cm}^2,$$

eine Beanspruchung, die in Anbetracht der ruhenden Belastung der Schrauben zulässig erscheint.

**Zahlenbeispiel 2.** Die Flanschkupplung einer Welle von  $D = 250 \text{ mm}$  Durchmesser ist für ein größtes Drehmoment  $M_d = 1250000 \text{ kgcm}$  (schwellend) und ein größtes Biegemoment  $M_b = 750000 \text{ kgcm}$  (wechselnd) zu berechnen und zu entwerfen, Abb. 1402.

Beanspruchung der Welle auf Drehung:

$$\tau_d = \frac{16 M_d}{\pi D^3} = \frac{16 \cdot 1250000}{\pi \cdot 25^3} = 407 \text{ kg/cm}^2;$$

auf Biegung:

$$\sigma_b = \frac{32 M_b}{\pi D^3} = \frac{32 \cdot 750000}{\pi \cdot 25^3} = 489 \text{ kg/cm}^2.$$

Wählt: Scherbeanspruchung in den Schrauben  $k_s = 400 \text{ kg/cm}^2$ , rund gleich der Beanspruchung der Welle durch das Drehmoment.

Da sich Zahl und Durchmesser der Schrauben nicht ohne weiteres ermitteln lassen, empfiehlt es sich, die Rechnung in Form einer Zusammenstellung für mehrere Schraubendurchmesser,  $2''$ ,  $1\frac{3}{4}''$ ,  $1\frac{5}{8}''$  nebeneinander durchzuführen. Dabei ergibt sich der Lochkreisdurchmesser  $D'$  aus dem Spiel zwischen den Mutterkanten und der Welle. Es werde zu rund 10 mm angenommen. Im übrigen sind die nötigen Formeln in der Zusammenstellung selbst enthalten.

Schraubendurchmesser . . . . .	2''	1 $\frac{3}{4}$ ''	1 $\frac{5}{8}$ ''
Schaftdurchmesser $d$ . . . . .	52	46	42 mm
Lochkreisdurchmesser $D'$ . . . . .	350	345	340 ..
Umfangskraft $U = \frac{2 M_d}{D'}$ . . . . .	71400	72500	73500 kg
Schaftquerschnitt $F$ . . . . .	21,24	16,62	13,85 cm <sup>2</sup>
Zahl der Schrauben $z = \frac{U}{F \cdot k_s}$ . . . . .	8,4	10,9	13,3
Zahl der Schrauben, abgerundet auf . . . . .	8	10	14
Schraubenenfernung, auf dem Lochkreisumfang gemessen, $s = \pi \frac{D'}{z}$ . . . . .	137,4	108,4	76,3 mm
Außendurchmesser des Flansches $D_a$ . . . . .	440	430	—

Es zeigt sich, daß die Flanschmaße mit dem Schraubendurchmesser zunehmen; andererseits wird aber der Lochabstand der 14 Stück  $1\frac{5}{8}''$  Schrauben so gering, daß das Anziehen der Muttern unmöglich ist. Deshalb gewählt: 10 Stück  $1\frac{3}{4}''$  Schrauben. Tatsächliche Beanspruchung auf Abscheren im Schaft:

$$\sigma_s = \frac{2 M_d}{D' \cdot 10 \cdot F} = \frac{2 \cdot 1250000}{34,5 \cdot 10 \cdot 16,62} = 436 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Flanschstärke  $h$  pflegt zu etwa  $\frac{1}{4} D$  genommen zu werden; gewählt  $h = 60 \text{ mm}$ .

Die Schrauben werden allerdings dadurch entlastet, daß ein Teil des Momentes durch die Reibung an den Flanschen übertragen wird. Bei ihrer Belastung nach Linie II, Abb. 378, mit  $k_z = 474 \text{ kg/cm}^2$  und  $Q_I = 5360 \text{ kg}$  und einer Reibungszahl  $\mu = 0,25$  können durch die Reibung:

$$z \cdot \mu \cdot Q_I = 10 \cdot 0,25 \cdot 5360 = 13400 \text{ kg},$$

d. i. rund 0,2 der Umfangskraft  $U$  aufgenommen werden, wenn man den mittleren Hebelarm, an dem die Reibungskräfte angreifen, ebenfalls zu  $\frac{D'}{2}$ , wie er bei der Berechnung von  $U$  vorausgesetzt wurde, annimmt.

Werden freilich die Schrauben nicht sorgfältig eingepaßt, so entstehen, selbst unter der Annahme, daß alle Schrauben gleichmäßig tragen, sehr beträchtliche Beanspruchungen auf Biegung:

$$\sigma_b = \frac{32 \cdot U \cdot h/2}{z \cdot \pi d^3} = \frac{32 \cdot 72500}{10 \cdot \pi \cdot 4,6^3} \cdot \frac{6}{2} = 2280 \text{ kg/cm}^2,$$

Beanspruchungen, die das Anbringen der strichpunktiert eingezeichneten Feder, Abb. 1402, empfehlenswert erscheinen lassen.

Beanspruchung der Kupplung bei Übertragung des Biegemomentes. Die an der Kuppelstelle entstehende Spannungsverteilung zeigt Abb. 1403; in den gestrichelten Schraubenquerschnitten herrschen Zugspannungen, während die Druckkräfte durch den Kreisabschnitt, oberhalb der Nulllinie  $AB$  aufgenommen werden.  $AB$  findet man durch Probieren aus der Bedingung, daß das statische Moment der auf Zug beanspruchten Schraubenquerschnitte gleich demjenigen der gedrückten Fläche sein muß beide bezogen auf  $AB$ . Voraussetzung ist dabei, daß die Elastizitätszahlen der Schrauben und des Flansches gleich groß sind, was im vorliegenden Falle zutrifft. Annähernd ist die Bedingung, wie die folgende Rechnung zeigt, erfüllt, wenn die Nulllinie um  $a = 83$  mm von der Wellenmitte abliegt.

Statisches Moment der Schraubenquerschnitte:

$$F \cdot \sum \xi = 16,62 (25,55 + 2 \cdot 22,26 + 2 \cdot 13,63 + 2 \cdot 2,97) = 1716 \text{ cm}^3.$$

Flächeninhalt des Kreisabschnittes:

$$F_1 = \frac{r \cdot (b - s) + s \cdot h_1}{2},$$

wobei  $r$  den Flanschhalbmesser,  $b$  die Bogenlänge,  $s$  die Sehnenlänge,  $h_1$  die Bogenhöhe bedeuten.

$$F_1 = \frac{21,5 (50,5 - 39,7) + 39,7 \cdot 13,2}{2} = 378 \text{ cm}^2.$$

Schwerpunktabstand von  $AB$ :

$$y_0 = \frac{1}{12} \frac{s^3}{F_1} - a = \frac{1}{12} \cdot \frac{39,7^3}{378} - 8,3 = 5,46 \text{ cm}.$$

Statisches Moment der Druckfläche:

$$F_1 \cdot y_0 - F \sum \xi = 378 \cdot 5,46 - 16,62 (8,95 + 2 \cdot 5,66) = 1729 \text{ cm}^3.$$

Ermittlung des Trägheitsmomentes  $J$ .

Trägheitsmoment  $J_1$  des Kreisabschnittes, aus denjenigen des Halbkreises  $J_2$  und eines Rechteckes  $J_3$  von schätzungsweise  $b_1 = 414$  mm Breite und  $a = 83$  mm

Abb. 1403. Spannungsverteilung am Flansch.

Höhe ermittelt; sämtlich bezogen auf die Nulllinie  $AB$ :

$$J_2 = r^4 \left( \frac{\pi}{8} - \frac{8}{9\pi} \right) + \frac{\pi r^2}{2} \cdot \xi_2^2 = 21,5^4 \cdot 0,1098 + \frac{\pi \cdot 21,5^2}{2} \cdot 0,82^2 = 23950 \text{ cm}^4.$$

Dabei ist:

$$\xi_2 = 0,424 r - 8,3 = 0,424 \cdot 21,5 - 8,3 = 0,82 \text{ cm}.$$

$$J_3 = \frac{b_1 a^3}{3} = \frac{41,4 \cdot 8,3^3}{3} = 7890 \text{ cm}^4.$$

Somit:

$$J_1 = J_2 - J_3 = 23950 - 7890 = 16060 \text{ cm}^4.$$

Trägheitsmoment der Schraubenquerschnitte  $J_4$ . Die sieben gestrichelten Schraubenquerschnitte sind positiv, die im Kreisabschnitt liegenden drei Querschnitte negativ einzusetzen.

$$J_4 = (7 - 3) \frac{\pi d^4}{64} + F \cdot \sum \xi^2 = 4 \cdot \frac{\pi \cdot 4,6^4}{64}$$

$$+ 16,62 (25,55^2 + 2 \cdot 22,26^2 + 2 \cdot 13,63^2 + 2 \cdot 2,97^2 - 2 \cdot 5,66^2 - 8,95^2) = 31390 \text{ cm}^4.$$

$$J = J_1 + J_4 = 16060 + 31390 = 47450 \text{ cm}^4.$$

Zugbeanspruchung der äußersten Faser der unteren Schraube in Abb. 1403:

$$+ \sigma_b = \frac{M_b \cdot e}{J} = \frac{750000 \cdot 27,85}{47450} = + 441 \text{ kg/cm}^2.$$

Sie ist, selbst bei einem wechselnden Biegemoment, nur schwellend, aber höher als die durch das Anziehen der Schrauben erzeugte, die im Schaftquerschnitt:

$$\sigma_z = \frac{4Q_1}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 5360}{\pi \cdot 4,6^2} = 322 \text{ kg/cm}^2$$

beträgt.

Es fällt jedoch die Gesamtspannung infolge der elastischen Zusammendrückung und Durchbiegung des Flansches niedriger aus, als die Summe der Einzelspannungen, wie des näheren in dem Beispiel 4 des Abschnittes über Schrauben, S. 251, nachgewiesen wurde.

Auch die Beanspruchung des Flansches ist nicht gering. Die Kraft  $P$ , die eine Schraube in der ungünstigsten Lage auf den Flansch ausübt, läßt sich annähernd aus der in der Schraubenmitte vorhandenen Biegespannung  $\sigma'_b$  errechnen:

$$\sigma'_b = \frac{M_b \cdot e'}{J} = \frac{750000 \cdot 25,55}{47880} = 400 \text{ kg/cm}^2;$$

$$P = F \cdot \sigma'_b = 16,62 \cdot 400 \approx 6650 \text{ kg.}$$

Die Ansatzstelle des Flansches, die das durch  $P$  hervorgerufene Biegemoment aufzunehmen hat, darf man als ein Rechteck mit der Flanschdicke  $h_1$  (unter Berücksichtigung der Ausrundung) als Höhe und  $1/10$  des Wellenumfanges als Breite annehmen. Daraus folgt die Beanspruchung auf Biegung:

$$\sigma''_b = \frac{6 \cdot P \cdot a_1}{\pi D \frac{10}{10} h_1^2} = \frac{6 \cdot 6650 \cdot 4,75}{\pi \cdot 25 \cdot 6,8^2} = 523 \text{ kg/cm}^2.$$

Sie ist größer als die Biegespannung in der glatten Welle, die oben mit  $489 \text{ kg/cm}^2$  ermittelt wurde, wobei zu beachten ist, daß die Inanspruchnahme des Flansches zwar nur schwellend ist, daß aber die Kerbwirkung in der Hohlkehle noch eine Erhöhung des rechnerischen Wertes erwarten läßt. Auf gute Ausrundungen ist daher Gewicht zu legen.

**Zahlenbeispiel 3.** Die Flanschkupplung der Great Falls Turbinen, die  $N = 5200$  PS bei  $n = 225$  Umdrehungen in der Minute leisten, zeigt Abb. 1404. Die Stirnflächen der Flansche sind eben, ohne Zentrierung abgedreht und standen an den fertig zusammengebauten Maschinen um  $a = 12$  mm voneinander ab. So konnte jede der Wellen leicht für sich gedreht, auf genaues Rundlaufen gegenüber der andern untersucht und auf Gleichheit des Abstandes  $a$  am ganzen Umfang in allen Stellungen nachgeprüft werden. Beim Schließen der Verbindung wurde eine ringförmige Stahlplatte in den Zwischenraum geschoben; dann wurden die Schraubenlöcher auf den genauen Durchmesser aufgerieben und die Stahlbolzen eingepaßt. Die letzteren mußten in Rücksicht auf den Hebelarm, der durch den Flanschabstand entsteht, kräftig gehalten werden. Beanspruchung der Welle:

$$\tau_d = 71620 \frac{N}{n} \cdot \frac{16}{\pi D^3} = 71620 \cdot \frac{5200}{225} \cdot \frac{16}{\pi \cdot 33^3} = 235 \text{ kg/cm}^2;$$

Umfangskraft:

$$U = 71620 \frac{N}{n} \cdot \frac{2}{D} = 71620 \cdot \frac{5200}{225} \cdot \frac{2}{61} = 54270 \text{ kg.}$$

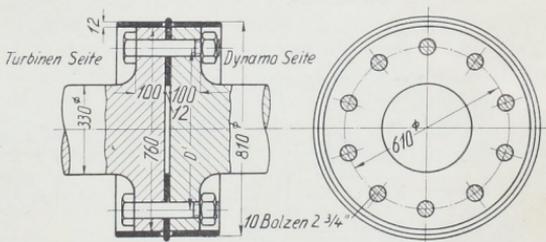


Abb. 1404. Flanschkupplung an den Great Falls Turbinen.  
M.  $\approx$  1 : 24.

Die Beanspruchung der Schrauben auf Biegung läßt sich nach den Grenzwerten beurteilen, die man erhält, wenn man für den kürzesten Hebelarm, an dem die Umfangskraft angreifen kann, den Abstand der Flanschflächen  $a = 12$  mm, als größten die Entfernung des einen Flansches bis zur Mitte des andern — 62 mm — einsetzt:

$$\sigma_{b \min} = \frac{32 \cdot U \cdot a}{10 \cdot \pi d^3} = \frac{32 \cdot 54270 \cdot 1,2}{10 \cdot \pi \cdot 7^3} = 193 \text{ kg/cm}^2,$$

$$\sigma_{b \max} = \frac{193 \cdot 6,2}{1,2} = 997 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Beanspruchung auf Abscheren wäre nur:

$$\sigma_s = \frac{U}{10 \cdot \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{54270}{10 \cdot \frac{\pi \cdot 7^2}{4}} = 141 \text{ kg/cm}^2.$$

## II. Bewegliche Kupplungen.

Sie werden angewendet, wenn Verschiebungen der Wellenenden gegeneinander in axialer oder radialer Richtung oder auch Ablenkungen der Wellen ermöglicht werden sollen.

Der Ausgleich axialer Verschiebungen kann bei der Ausdehnung der Wellen infolge von Wärmeschwankungen nötig werden; beispielsweise muß in Abb. 1405 das eine

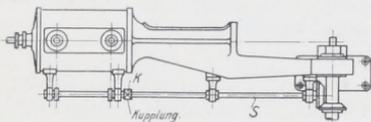


Abb. 1405. Bewegliche Kupplung in einer Steuerwelle.

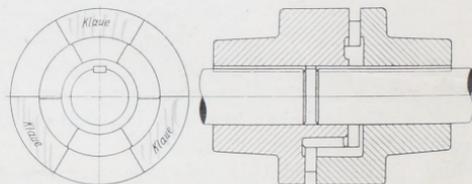


Abb. 1406. Klauenkupplung.

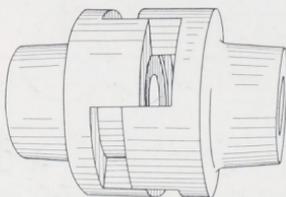


Abb. 1407. Klauenkupplung.

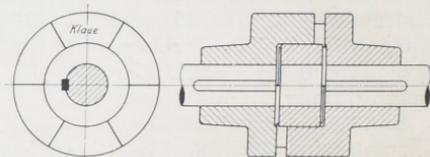


Abb. 1408. Klauenkupplung mit Zentrierung.

Ende der Steuerwelle  $S$  einer großen Kraftmaschine wegen des Kegelradantriebes gegenüber dem Rahmen, das andere Ende wegen des richtigen Arbeitens der Steuerung gegenüber dem Zylinder in axialer Richtung festgehalten werden; die Klauenkupplung  $K$  gleicht den Unterschied in der Ausdehnung der Welle gegenüber der des Rahmens und Zylinders, die beim Betrieb heißer werden, sowie die Wirkung elastischer Formänderungen der Maschine aus. Auch in längeren Wellensträngen kann die Einschaltung beweglicher Kupplungen zweckmäßig werden, um zu große Verschiebungen der Triebwerkteile und der Laufstellen der Wellen in den Lagern bei Temperaturschwankungen zu vermeiden. Meist wird in diesen Fällen die gegenseitige Zentrierung der Wellenenden verlangt.

Abb. 1406 bis 1408 zeigen dazu geeignete Kupplungen, die aus zwei Scheiben mit je drei Klauen bestehen, welche genau in die Lücken der Gegenscheibe passen und die Kräfte durch die radialen Anlageflächen übertragen. Zur Zentrierung läßt man eine Welle in die Nabe der Gegenscheibe eingreifen, Abb. 1406 oder benutzt einen längs der Innen-

flächen der Klauen eingepaßten Ring, Abb. 1408. Durch derartige Kupplungen kann man 10 bis 12 mm Ausdehnung bei kleinen, bis zu 25 mm bei großen Wellen (200 mm Durchmesser) ausgleichen. Dabei ist auf die Anordnung der Kupplungen möglichst nahe einem Lager Wert zu legen, um Klemmungen einzuschränken. Denn diese beeinträchtigen die Beweglichkeit und führen zum Fressen an den gleitenden Flächen, und zwar sowohl an den Klauen, wie auch an dem Wellenende, das in der Gegenseibe zentriert ist. Eine Rotgußbüchse und Schmierung dieser Stelle durch Staufferfett ist deshalb zu empfehlen.

Bei der Berechnung wird man annehmen, daß die Umfangskraft am Ende der Klauen angreift und niedrige Biegebeanspruchungen von 150 bis 200 kg/cm<sup>2</sup> für Gußeisen zugrunde legen; der Flächendruck an den Klauen soll 50 kg/cm<sup>2</sup> nicht überschreiten.

Bei Kupplungen, die ständig in einer Richtung wirkende Kräfte zu übertragen haben, ist zu beachten, daß bei der Verschiebung die oft nicht unbeträchtliche Reibung an den Klauen überwunden werden muß. In einem Falle lief z. B. an einem Turbogebälde, das mit der Dampfturbine wegen der Ausdehnung der Welle im Betriebe durch eine Klauenkupplung verbunden war, das Spurlager dauernd warm, weil es dem zur Überwindung der Reibung an den Klauen nötigen Druck nicht gewachsen war.

Die Möglichkeit radialer Verschiebung und geringer Ablenkungen der Wellen wird oft bei elektromotorischen Antrieben verlangt. Wollte man z. B. die Motor- und die Schneckenwelle in Abb. 1409 fest miteinander verbinden, so wäre ein äußerst peinlicher Zusammenbau notwendig, da die Welle an vier Stellen gelagert, statisch unbestimmt und deshalb sehr empfindlich ist. Benutzt man dagegen eine bewegliche oder nachgiebige Kupplung, so wird man von kleinen Aufstellungsfehlern, verschiedenen Abnutzungen der Lager oder Senkungen des Fundaments unabhängig.

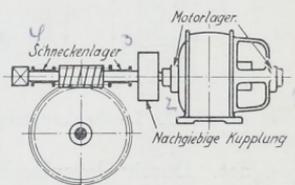


Abb. 1409. Kupplung einer Motor- und einer Schneckenwelle.

Derartige Kupplungen bestehen meist aus zwei auf den Wellenenden festgekeilten Scheiben mit Bolzen, Zähnen usw. und einem dazwischen geschalteten elastischen Übertragungsmittel, das nicht allein die Beweglichkeit ermöglicht, sondern auch die Stöße und Ungleichmäßigkeiten, die an den angetriebenen Maschinen nicht immer zu vermeiden sind, dämpft. Gelegentlich wird auch noch verlangt, daß die Kupplung elektrisch isolierend wirkt, eine Bedingung, die durch geeignete Wahl des Übertragungsmittels meist leicht zu erfüllen ist.

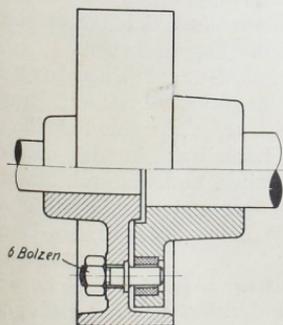


Abb. 1410. Bolzenkupplung mit elastischen Ringen.

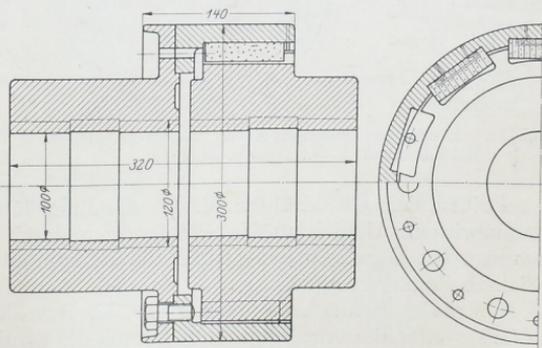


Abb. 1411. Klauenkupplung mit elastischen Zwischenlagen, Voith, Heidenhein, für  $\frac{N}{n} = 0,48$ . M. 1: 6.

Die Kupplung, Abb. 1410, ist der schon besprochenen Scheibenkupplung verwandt; die Bolzen sitzen fest in der einen Scheibe und übertragen die Kraft durch elastische Ringe

aus Gummi oder Leder auf die andere. In ähnlicher Weise kann man Klauenkupplungen durch Zwischenlagen aus Holz, Leder usw., Abb. 1411, nachgiebig machen. (Ausführung von J. M. Voith, Heidenheim.)

Bei den Laschenkupplungen, Abb. 1412 und 1413, wird die Umfangskraft zwischen den aus den beiden Scheiben hervorstehenden Bolzen durch Lederstreifen oder Gummibänder übertragen. In der Form, Abb. 1412, ist die Kupplung wegen der nur gegenüber Zugbeanspruchung widerstandsfähigen Streifen lediglich für Drehung in einem Sinne

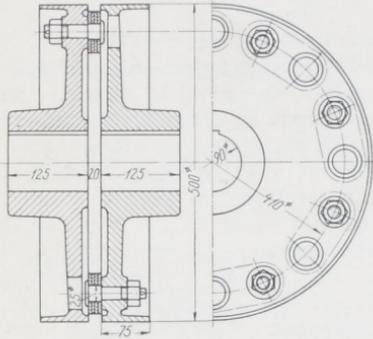


Abb. 1412. Laschenkupplung. M. 1 : 10.

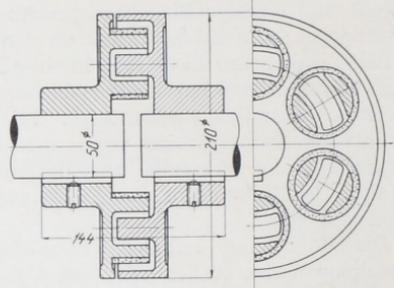


Abb. 1413. Laschenkupplung. M. 1 : 5.

geeignet. Durch Gegenlaschen oder durch Lederringe, Abb. 1413, kann man sie aber auch für beide Drehrichtungen anwendbar machen. Bei der Berechnung der Laschen sollen niedrige Zugspannungen von 8 bis 10 kg/cm<sup>2</sup> für Leder, von 3 bis 5 kg/cm<sup>2</sup> für Gummi genommen werden. In der elastischen Kupplung, Abb. 1414, der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.-G. vermitteln zylindrische Bolzen aus Leder die Übertragung der Umfangskräfte zwischen den beiden auf den Wellenenden aufgekleiteten Scheiben. Die Bolzen liegen in zylindrischen Bohrungen und werden am Herausfallen durch einen Rand an der einen Scheibe, durch federnde Drähte oder Sprengringe in der anderen gehalten. Die Wellen lassen sich nach Entfernung der Bolzen ohne axiale Verschiebung aus ihren Lagern heben.

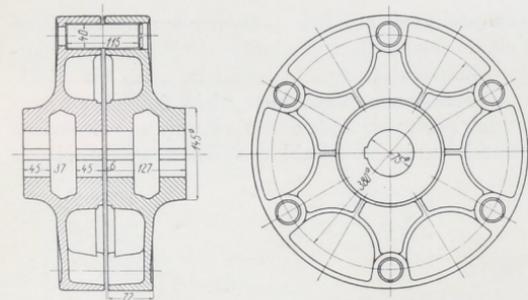


Abb. 1414. Elastische Bolzenkupplung, Berlin-Anhaltische Maschinenbau A.-G., Dessau. M. 1 : 10.

Bei der Bürstenkupplung der Maschinenfabrik Luther, Braunschweig, trägt die eine Scheibe radiale Lamellen; in der zweiten sitzen Reihen von Stahldrähten, die in die Lamellen eingreifen und dadurch die Mitnahme bewirken. Ungleichmäßigkeiten werden durch die Federung der Stahldrähte aufgenommen, bei Überlastungen gleiten die Bürsten über die Zähne, so daß das Ganze als Sicherheitskupplung wirkt.

J. M. Voith, Heidenheim, benutzt in der Bandkupplung, Abb. 1415, einen endlosen Leder- oder Baumwollriemen, der durch die Schlitzte in den Umfängen der Kuppelscheiben hindurchgeschlungen ist, um die Umfangskraft auf ebensoviel Bandstücke zu verteilen, wie Schlitzte in einer Scheibe vorhanden sind. Die Schrauben *S* erleichtern das Herausheben der Wellen. Werden sie gelöst, so kann der Außenring mit dem Riemen auf den inneren gelegt und eine der Wellen ohne axiale Verschiebung weggenommen werden.

Für wechselnde Drehrichtung werden zwei nebeneinander liegende Bänder, eines für den Rechts-, das andere für den Linkslauf bestimmt, verwendet, Abb. 1416. Um stoßweise Beanspruchungen beim Wechsel der Drehrichtung zu vermeiden, verspannt man die Bänder gegenseitig mittels eines besonderen Spannhelms.

Alle im vorstehenden aufgeführten nachgiebigen und elastischen Kupplungen sind aber nur geeignet, kleine Fehler in der Lage der Wellen auszugleichen. Bei großen Abweichungen werden die Übertragungsglieder ungleichmäßig und in gewissen Lagen sehr stark belastet, leiden dadurch und unterliegen dann großer und rascher Abnutzung.

Die oft beträchtlichen Ablenkungen der Wellen, die in den Walzwerken wegen der Verstellbarkeit oder der Einstellung der Walzen nötig sind, pflegen auf verhältnismäßig einfache Weise durch vierpaßförmigen Querschnitt der Kuppelzapfen, Abb. 1417, und eine darüber geschobene Muffe mit entsprechendem Spiel ermöglicht zu werden.

Eine Weiterbildung sind die Knochengelenke, Abb. 1418. Die Form der Zahnlücken in dem einen Kupplungsteil ist beliebig, am einfachsten geradflankig, die Zähne des andern müssen so gewölbt sein, daß sie die Bewegung nach allen Richtungen gestatten. Je grö-

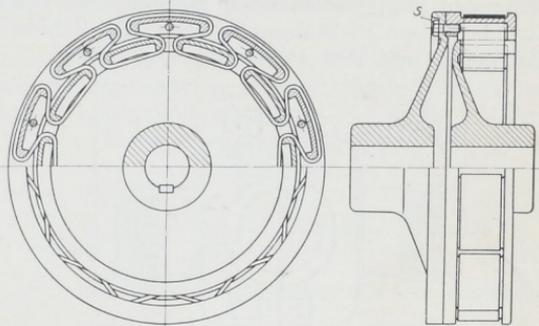


Abb. 1415. Bandkupplung, Voith, Heidenheim.

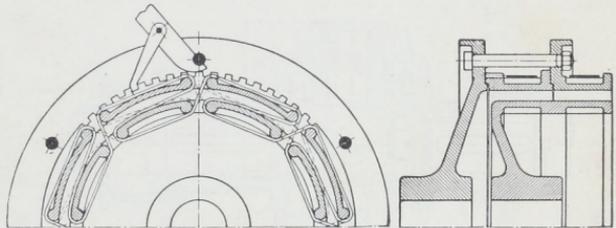


Abb. 1416. Bandkupplung für wechselnde Drehrichtung, Voith, Heidenheim.

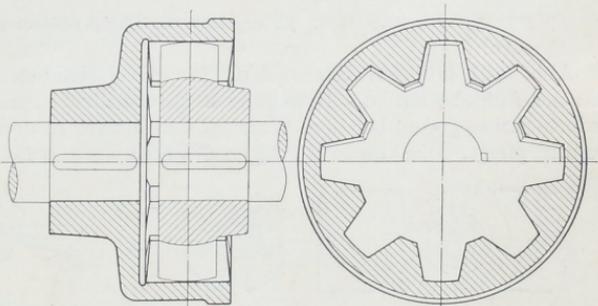


Abb. 1418. Knochengelenk.

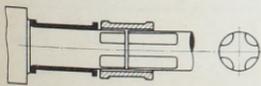


Abb. 1417. Walzenkupplung.

ßer der Ausschlagwinkel ist, um so ungünstiger werden die Berührungsverhältnisse und um so stärker die Abnutzungen.

Vollkommener sind für den Fall größerer Ablenkungen die konstruktiv sehr verschiedenartig durchgebildeten Kreuzgelenkkupplungen, Abb. 1419 bis 1422, bei denen zwei Paar senk-

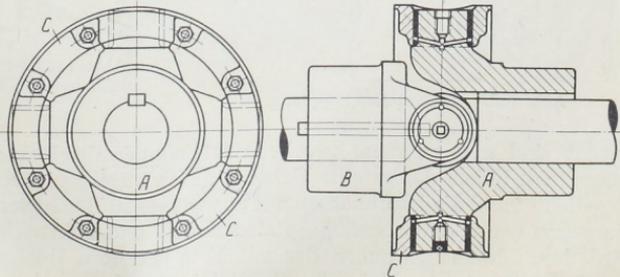


Abb. 1419. Kreuzgelenkkupplung. Berlin-Anhaltische Maschinenbau A.-G., Dessau.



Die sehr gedrungene Form eines Kugelgelenkes, Abb. 1422, findet sich häufig an Werkzeugmaschinen angewandt. Das Gelenk besteht aus zwei zusammengesteckten und verstifteten Teilen mit kugelförmiger Außenfläche und *T*-förmigen, unter 90° zueinander stehenden Nuten, in welche die entsprechend gefrästen Wellenenden, die im Grundriß für sich allein dargestellt sind, greifen.

Zu beachten ist, daß die Übertragung der Bewegung durch Kreuzgelenke um so ungleichförmiger wird, je größer der Ablenkungswinkel  $\alpha$ , Abb. 1423, ist. Läuft die antreibende Welle  $W_1$  mit gleichförmiger Winkelgeschwindigkeit  $\omega$ , so erteilt sie auch dem Ring durch die Zapfen *A* und *A'* die gleiche Winkelgeschwindigkeit, treibt aber die Zapfen *B* und *B'* der Welle  $W_2$  in der oben gezeichneten Lage mit dem Hebelarm  $R \cdot \cos \alpha$  und dementsprechend mit einer Geschwindigkeit  $v_{\min} = \omega \cdot R \cdot \cos \alpha$  an. In der darunter gezeichneten Stellung, nämlich nach einer Drehung der Welle um 90°, kommt dagegen der volle Hebelarm *R*, aber unter dem Winkel  $\alpha$  zur Wirkung und erzeugt die größte Geschwindigkeit  $v_{\max} = \frac{\omega \cdot R}{\cos \alpha}$ . Innerhalb dieser beiden Grenzen schwankt die Geschwindigkeit der Zapfen *B* und *B'* zweimal bei jedem Umlauf der Welle, Änderungen, die sich schon bei Ablenkungswinkeln von 5° deutlich bemerkbar machen und eine Ungleichförmigkeit von:

$$\frac{v_{\max}}{v_{\min}} = \frac{1}{\cos^2 \alpha} \quad (439)$$

$$= \frac{1}{0,996^2} = 1,008$$

oder 0,8% erzeugen. Bei 10° Ablenkung steigt der Wert auf 1,031 oder 3,1%.

Aufgehoben werden die Ungleichförmigkeiten, wenn es sich nach Abb. 1423 um den Antrieb zweier symmetrisch angeordneter oder zweier paralleler Wellen handelt, ein im Werkzeugmaschinenbau häufig an verstellbaren Tischen, Abb. 1290, angewandter Fall, der übrigens auch bei dem Antrieb von Walzen meist vorkommt. Nur die Zwischenwelle unterliegt dann ungleichmäßigen Geschwindigkeiten.

Sind die Wellen gegeneinander geschränkt angeordnet, so treten auch noch Verschiebungen der Zapfen in den Lagern oder Längenänderungen der Zwischenwelle ein, wenn diese als Rohrwelle, Abb. 1290, ausgebildet ist.

Entsprechend den Geschwindigkeitsänderungen unterliegen auch die Zapfen verschiedenen Belastungen. Sie sind auf den größten Druck:

$$P_{\max} = \frac{1}{2} \frac{M_d}{R \cdot \cos \alpha} \quad (440)$$

zu berechnen.

Eine andere Form der Gelenke, die namentlich im Kraftwagenbau benutzt wird, ist das Gleitsteingelenk, Abb. 1424, bei dem die beiden Zapfen am Ende der linken Welle mit Gleitsteinen umgeben, sich zwischen den ebenen Flächen eines

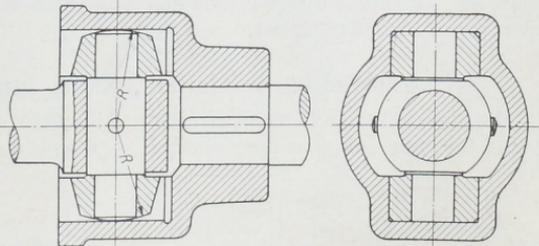


Abb. 1424. Gleitsteingelenk.

Schlitzes im Gehäuse bewegen, das auf dem Ende der rechten Welle sitzt. Die Außenbegrenzung der Zapfen muß wegen der seitlichen Führung kugelig, die der Gleitsteine zylindrisch nach dem Halbmesser *R* sein. Dem Nachteil des Gleitens auf den ebenen Flächen steht der Vorteil einfacherer Gestaltung des Gelenkes und die Möglichkeit geringerer Längsverschiebungen der Wellen gegenüber, die in vielen Fällen erwünscht, manchmal sogar notwendig ist. Staubdichter Abschluß läßt sich durch einen Lederbeutel, aber auch durch kugelige Form des Gehäuses erreichen.

### III. Ein- und ausrückbare Kupplungen.

Bei den ein- und ausrückbaren oder Schaltkupplungen hat man zwei Arten zu unterscheiden:

A. solche, die das Ausschalten jederzeit, das Einschalten aber nur während des Stillstandes oder bei ganz geringen Geschwindigkeiten gestatten,

B. solche, die während des Laufes beliebig ein- und ausgerückt werden können.

Bei der ersten Gruppe darf der Eingriff durch starre Teile vermittelt werden: ausrückbare Klauen-, Klinken- und Zahnkupplungen. Sie dienen zum vorübergehenden Stilllegen von Teilen einer Anlage oder ermöglichen als Schutzvorrichtungen gegen Unfälle das rasche Ausschalten von Maschinen oder ganzen Wellensträngen. Verwandt mit ihnen sind die einfachen Mitnehmerstifte und Klauen an Werkzeugmaschinen, die das Ein- und Ausschalten von Scheiben und Zahnrädern mit geringen Massen vermitteln.

Bei der zweiten Gruppe sind die dynamischen Verhältnisse sorgfältig zu beachten, und zwar um so mehr, je größer die zu kuppelnden Massen und die Laufgeschwindigkeiten sind. Die getriebene Welle mit den daranhängenden Teilen oder Maschinen muß allmählich von der Ruhe auf die Geschwindigkeit der treibenden gebracht werden. Dadurch ist die Benutzung starrer Mittel ausgeschlossen, weil sie die plötzliche Mitnahme bewirken und die Kupplung selbst oder die benachbarten Teile durch den auftretenden Massenstoß in unzulässiger Weise beanspruchen und gefährden würden. Der auftretende Stoß wächst verhältnismäßig der zu kuppelnden Masse und dem Quadrat der Geschwindigkeit. Als Übertragungsmittel benutzt man ganz allgemein die Reibung — Reibungskupplungen —, muß dabei aber, solange Geschwindigkeitsunterschiede zwischen der treibenden und der getriebenen Welle vorhanden sind, das Gleiten der Kuppelflächen aufeinander und die Erwärmung durch die Reibungsarbeit in Kauf nehmen. Ein wesentlicher Bestandteil aller aus- und einrückbaren Kupplungen ist die Schaltvorrichtung zum Öffnen und Schließen.

Kupplungen aus dieser Gruppe dienen sehr verschiedenen Zwecken: zum Ein- und Ausschalten von Wellensträngen oder von einzelnen Getrieben und Maschinen zwecks Beschränkung des Energieverbrauchs auf die eigentliche Arbeitszeit, zur Vermeidung von Überlastungen, zur Verhütung von Unfällen, zur Erzeugung von Rechts- und Linkslauf u. a. m. Ferner werden sie verwandt, wenn Treibriemen so breit werden, daß es Schwierigkeiten macht, sie von der Leer- auf die Festscheibe zu verschieben, sowie wenn der Antriebmotor leer anlaufen muß, wie es bei Kraftwagen und manchen Verbrennungsmotoren nötig ist.

#### A. Ausrückbare Klauen-, Zahn- und Klinkenkupplungen.

Die ausrückbare Klauenkupplung, Abb. 1425, entspricht der Ausdehnungskupplung, Abb. 1406, nur daß eine der Scheiben — wegen der Einschränkung der Abnutzung am

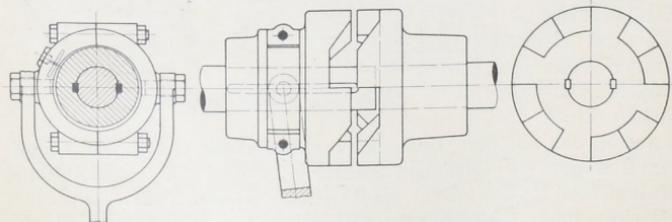


Abb. 1425. Ausrückbare Klauenkupplung.

besten die auf der getriebenen Welle — längs zweier Federn durch einen Ausrücker verschiebbar ist, der mit einem Schleifring in eine Nut von rechteckigem Querschnitt in die Kupplungshälfte greift. Die Zähne haben radiale

Anlageflächen, aber schräge Rücken. Das Ausschalten der Kupplung ist bei voller Belastung nicht leicht, weil bei dem geringen Abstand der Klauen und Federn von der

Wellenmitte große Umfangs- und Reibungskräfte entstehen. Da die Ausschaltkraft in axialer Richtung wirkt und an der Welle sicher muß aufgenommen werden können, ist die Kupplung nur bei mäßigen Kräften und Leistungen zu empfehlen.

Günstigere Verhältnisse bietet in dieser Beziehung die Hildebrandt-Kupplung, Abb. 1426 und 1427, Ausführung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.-G., Dessau. Die beiden mit Zähnen versehenen Kupplungscheiben *A* und *B* sind auf den Wellenenden fest verkeilt und können durch eine Muffe *C*, die auf der Nabe von *B* gleitet, verbunden werden.

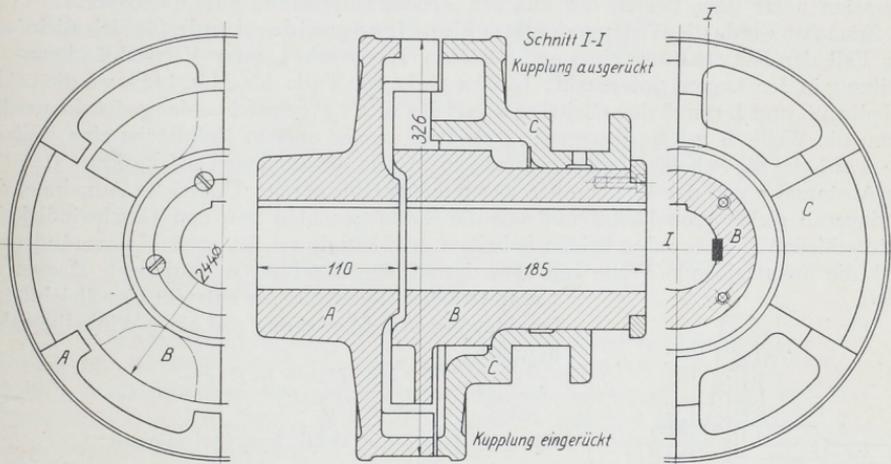


Abb. 1426. Hildebrandtkupplung. Berlin-Anhaltische Maschinenbau A.-G., Dessau. M. 1 : 5.

In ausgerücktem Zustande sitzen die Zähne an *C* in Lücken der Scheibe *B* und greifen bei der Einschaltung zwischen die Zähne der Scheibe *A*. Dadurch werden sowohl die ungünstig beanspruchten Federn an der Muffe vermieden, als auch die Umfangs- und Reibungskräfte durch die größeren Hebelarme der Zähne vermindert; das Ausrücken ist wesentlich erleichtert.

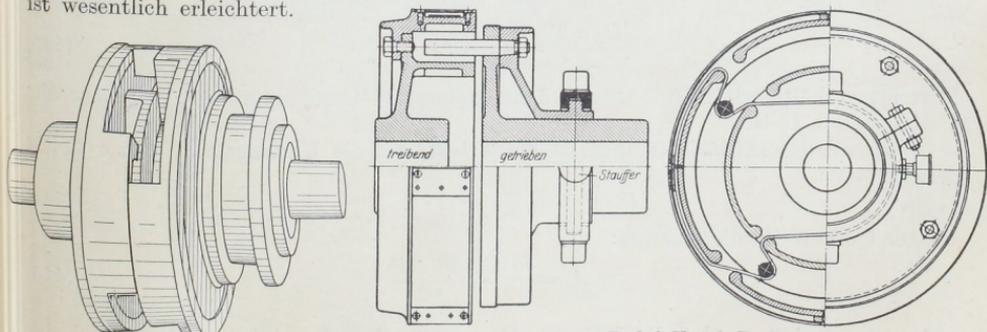


Abb. 1428. Ausrückbare Zedel-Voith-Bandkupplung. Voith, Heidenheim.

Bauarten, bei denen die treibende Welle zum Ausrücken benutzt wird, siehe [XX, 1].

An der ausrückbaren Bandkupplung von Zedel-Voith, Abb. 1428, legen sich beim Einrücken vier Bolzen gegen das durch die Schlitze in der einen Kupplungshälfte gezogene Band. Sie bietet im Vergleich mit den vorstehend beschriebenen den Vorteil der Nachgiebigkeit bei geringen Fehlern in der Lage der Wellen zueinander.

Die früher in zahlreichen Formen ausgebildeten Klinkenkupplungen werden heute kaum noch ausgeführt.

## B. Reibungskupplungen.

### 1. Die Schaltvorgänge.

Beim Einrücken jeder Reibungskupplung treten zwei Arten von Widerständen auf:

1. die Beschleunigungswiderstände der in Bewegung zu setzenden Massen,
2. die Reibungswiderstände in den Triebwerken und Maschinen, die von der zu kuppelnden Welle angetrieben werden, sowie der Nutzwiderstand der Maschinen. Sie seien unter dem Begriff der äußeren Arbeitswiderstände zusammengefaßt.

Zunächst werde die Wirkung der Beschleunigungswiderstände für sich allein, also der Fall der Einschaltung eines unbelasteten Triebwerkes unter Vernachlässigung der Reibung in den Lagern untersucht. In dem einfachen Falle der Abb. 1429, wo die beiden Scheiben *C* und *D* durch den Gleitring *E* mit der Kraft *P* gegeneinander gedrückt werden, wenn die Welle *B* gekuppelt werden soll, tritt an der ebenen Reibfläche eine Reibung  $P \cdot \mu$  auf, die die Scheibe *D* mitzunehmen sucht und die zu einer Umfangskraft  $U = P \cdot \mu$  im Abstände *r* von der Wellenmitte zusammengefaßt werde. Unter der Annahme, daß *P* dauernd gleich groß bleibt und daß die Reibungszahl  $\mu$  von den Geschwindigkeitsunterschieden zwischen den beiden Scheiben unabhängig sei, ist auch *U* unveränderlich. Hat die anzutreibende Welle mit den darauf angebrachten umlaufenden Massen ein Gesamtträgheitsmoment *J*, so entsteht eine gleichförmig beschleunigte Drehbewegung mit einer Winkelbeschleunigung:

$$\varepsilon = \frac{M}{J} = \frac{U \cdot r}{J} = \frac{\mu \cdot P \cdot r}{J} = \text{konst.}, \quad (441)$$

der zur Zeit *t* die Winkelgeschwindigkeit:

$$\omega = \varepsilon \cdot t = \frac{U \cdot r \cdot t}{J} \quad (442)$$

entspricht und die in Abb. 1430 durch eine schräge Gerade gekennzeichnet ist. Die Einrückzeit *T*, nach der  $\omega$  den Wert  $\omega_0$  der antreibenden Welle erreicht, beide Wellen also mit gleicher Geschwindigkeit laufen und daher gekuppelt sind, folgt aus:

$$\frac{U \cdot r \cdot T}{J} = \omega_0; \quad T = \frac{J \cdot \omega_0}{U \cdot r}. \quad (443)$$

*T* steigt verhältnismäßig mit dem Trägheitsmoment *J* und nimmt ab, je größer die Umfangskraft *U* ist.

Während des Einrückvorgangs ist die Arbeit, die die Umfangskraft *U* zur Zeit *t* geleistet hat:

$$U \cdot v \cdot t = U \cdot r \cdot \omega \cdot t, \quad (444)$$

während die Welle die Energie:

$$A_0 = \frac{J \cdot \omega^2}{2} = \frac{J \cdot \varepsilon^2 t^2}{2} \quad (445)$$

aufgenommen hat, so daß die Differenz  $U \cdot r \cdot \omega \cdot t - \frac{J \omega^2}{2}$  den Arbeitsverlust durch das Gleiten darstellt. Der Verlauf beider Größen in Abhängigkeit von *t* ist durch die Gerade und die Parabel der Abb. 1430 unten veranschaulicht.

Am Ende der Beschleunigungszeit beträgt die von *U* geleistete Arbeit:

$$A_T = U \cdot r \cdot \omega_0 \cdot T, = J \cdot \varepsilon \cdot \omega_0 T = 3 \omega_0^2 J; \quad \varepsilon T = \omega_0 \quad (446)$$

während die Energie der Welle:

$$\frac{J \cdot \omega_0^2}{2} = \frac{J \cdot \varepsilon^2 T^2}{2} = \frac{U \cdot r \cdot T}{2 \omega_0} \cdot \frac{\omega_0^2}{T^2} \cdot T^2 = \frac{U \cdot r \cdot \omega_0 \cdot T}{2},$$

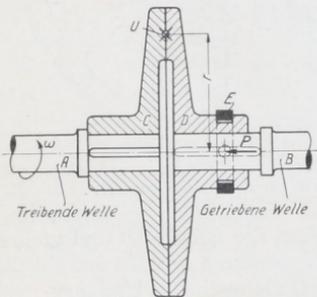


Abb. 1429. Schema einer Reibkupplung.

mithin nur halb so groß ist. Die Hälfte der zur Beschleunigung der Massen aufgewandten Arbeit geht also durch das Gleiten der Kuppelflächen aufeinander verloren, eine Beziehung, die sich ganz allgemein, auch für eine beliebig veränderliche Umfangskraft nachweisen läßt. Denn die Arbeit, welche die Umfangskraft  $U$  während der Einrückzeit  $T$  leistet, ist dargestellt durch:

$$A = \int_0^t U \cdot r \cdot \omega_0 \cdot dt, \quad (447)$$

durch einen Ausdruck also, der mit  $U = \frac{J \cdot \varepsilon}{r}$  und  $\varepsilon = \frac{d\omega}{dt}$  in:

$$A = J \omega_0 \int_0^{\omega_0} d\omega = J \cdot \omega_0^2 \quad (448)$$

übergeht. Demgegenüber beträgt die im angetriebenen Strang aufgespeicherte Energie, wenn die Winkelgeschwindigkeit den Wert  $\omega_0$  erreicht hat, nur  $\frac{J \cdot \omega_0^2}{2}$ , ist somit stets halb so groß. Der Arbeitsverlust bei der Beschleunigung der Massen ist demnach unabhängig von der Größe der Kuppelkraft und von dem Gesetz, nach dem sich diese ändert.

Wird die Kuppelkraft  $U$ , wie im Falle der Abb. 1430 angenommen, plötzlich in voller Größe zur Wirkung gebracht, so entsteht ein Stoß, der die treibende Welle in oft deutlich wahrnehmbare Schwingungen versetzt und die Anstrengung derselben wesentlich erhöhen kann. Ein weiterer Stoß tritt in dem Augenblicke auf, wo die Wellen völlig gekuppelt sind, wenn also die getriebene die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_0$  der treibenden angenommen hat, weil dann der Beschleunigungswiderstand plötzlich verschwindet und die Kuppelkraft frei wird. Doch verteilt sich die Stoßwirkung im zweiten Falle sowohl auf den treibenden, wie den getriebenen Teil der Anlage.

Die Gleitarbeit wird bis auf ganz geringe Beträge für die Abnutzung der Kuppelflächen in Wärme umgesetzt.

**Zahlenbeispiel 4.** Ein Triebwerk mit einem gesamten Trägheitsmoment  $J = 3 \text{ mkg/sek}^2$  soll durch eine Kupplung mit einer Umfangskraft  $U = 450 \text{ kg}$ , im Abstand  $r = 200 \text{ mm}$  von der Wellenmitte wirkend, auf 100 Umdrehungen in der Minute gebracht werden, vgl. Abb. 1430.

Winkelbeschleunigung (441):

$$\varepsilon = \frac{U \cdot r}{J} = \frac{450 \cdot 0,2}{3} = 30 \frac{1}{\text{sek}^2}$$

Winkelgeschwindigkeit der treibenden Welle:

$$\omega_0 = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \cdot 100}{30} = 10,47 \frac{1}{\text{sek}}$$

Einrückzeit (443):

$$T = \frac{J \cdot \omega_0}{U \cdot r} = \frac{3 \cdot 10,47}{450 \cdot 0,2} = 0,349 \approx 0,35''$$

Gesamte, während des Einrückens benötigte Arbeit (446):

$$A_T = U \cdot r \cdot \omega_0 \cdot T = 450 \cdot 0,2 \cdot 10,47 \cdot 0,35 = 329 \text{ mkg}$$

Beschleunigungsarbeit:

$$\frac{J \omega_0^2}{2} = \frac{3 \cdot 10,47^2}{2} = 164,5 \text{ mkg}$$

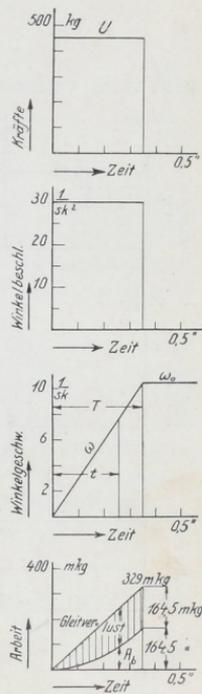
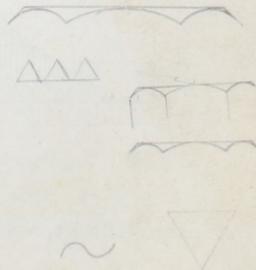


Abb. 1430. Vorgänge beim Einrücken eines leerlaufenden Triebwerkes.



Treten neben den Beschleunigungskräften äußere Arbeitswiderstände auf, die, bezogen auf den Abstand  $r$ ,  $W$  kg betragen, so gleiten die Kupplungsflächen beim Einschalten so lange, bis die Kuppelkraft  $U$  die Größe  $W$  erreicht, Punkt  $B$  der Abb. 1431 oben. Die bis dahin geleistete Arbeit:

$$A_1 = \int_0^{t_0} U \cdot r \cdot \omega_0 dt = r \cdot \omega_0 \int_0^{t_0} U dt \quad (449)$$

geht völlig verloren und verwandelt sich in Wärme. Sobald  $U$  größer als  $W$  wird, beginnt die Bewegung der Welle, und zwar dient der Überschuss  $U - W$  zur Beschleunigung der Massen mit einer Winkelbeschleunigung:

$$\varepsilon = \frac{(U - W) \cdot r}{J}, \quad (450)$$

entsprechend einer Winkelgeschwindigkeit:

$$\omega = \int \varepsilon \cdot dt \quad (451)$$

und einer Umfangsgeschwindigkeit:

$$v = \omega \cdot r, \quad (452)$$

im Abstand  $r$  gemessen.

Die gesamte, an der Kupplung wirkende Umfangskraft  $U$  kann man sich demnach in zwei Teile  $W$  und  $U - W$  zerlegt denken, von denen  $W$  zur Überwindung der äußeren Arbeitswiderstände,  $U - W$  zur Beschleunigung der Massen dient.

Solange diese Beschleunigung dauert, also bis zum Zeitpunkt  $D$  der Darstellung, Abb. 1431, in welchem die getriebene Welle die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_0$  der treibenden erreicht, treten zwei Arbeitsverluste nebeneinander auf:

1. derjenige infolge des Geschwindigkeitsunterschiedes, mit dem die Kupplungsscheiben aufeinander gleiten. Als Kraft kommt dabei der Arbeitswiderstand  $W$  in Frage, so daß der Verlust zur Zeit  $t_1$  durch:

$$A_2 = \int_{t_0}^{t_1} W \cdot (c_0 - v) dt = W \cdot c_0 (t_1 - t_0)$$

$$- W \cdot \int_{t_0}^{t_1} v dt = W \cdot \omega_0 \cdot r (t_1 - t_0) - A_n \quad (453)$$

$$A_n = W \cdot r \int_{t_0}^{t_1} \omega dt \quad (454)$$

die Nutzarbeit zur Überwindung der äußeren Arbeitswiderstände bedeutet. Der Verlust wird um so beträchtlicher, je länger die Beschleunigungszeit dauert, ist demnach in starkem Maße von der Größe und dem Verlauf der Umfangskraft  $U$  abhängig;

2. derjenige infolge der Beschleunigung der umlaufenden Massen. Zur Zeit  $t_1$  hat die für die Massenbeschleunigung zur Verfügung stehende Kraft  $U - W$  die Arbeit:

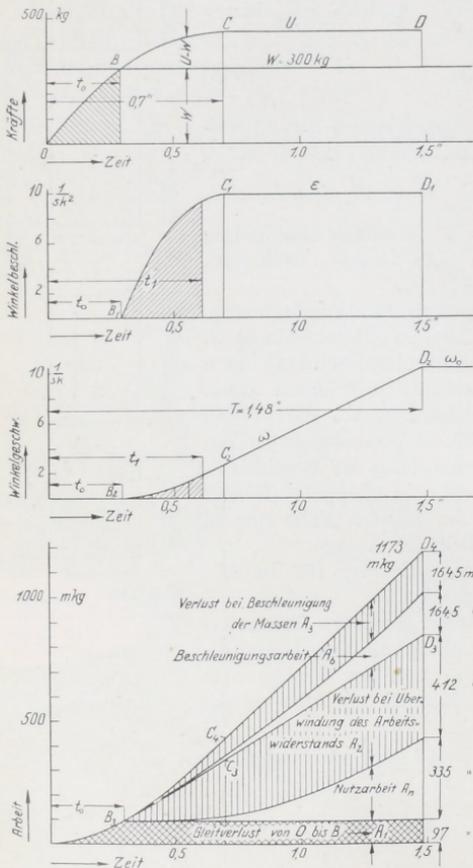


Abb. 1431. Vorgänge beim Einrücken eines belasteten Triebwerks.

dargestellt ist, wenn:

$$\int_{t_0}^{t_1} (U - W) \omega_0 \cdot r \cdot dt = \omega_0 \cdot r \cdot \int_{t_0}^{t_1} (U - W) dt \quad (455)$$

geleistet. Davon ist  $\frac{J \cdot \omega_0^2}{2} = A_b$  als lebendige Kraft an die angetriebene Welle übergegangen; der Rest:

$$A_3 = \omega_0 \cdot r \int_{t_0}^{t_1} (U - W) dt - \frac{J \omega_0^2}{2} \quad (456)$$

ist der bis dahin eingetretene Verlust. Am Ende der Einrückzeit  $T$  beträgt der gesamte Verlust, wie oben gezeigt,  $\frac{J \omega_0^2}{2}$ ; er ist unabhängig von der Größe und dem Verlauf von  $U$ .

In eingerücktem Zustande bleibt die Kupplung mit einem Kraftüberschuß von  $U - W$  kg geschlossen und ist daher ohne weiteres imstande, Arbeitswiderstände bis zur Höhe von  $U$  kg zu überwinden. Im untersten Teil der Abb. 1431 sind die einzelnen Verluste, die Nutzarbeit und die Beschleunigungsarbeit dargestellt und durch Strichlung hervorgehoben.

**Zahlenbeispiel 5.** Ein Triebwerk mit einem Gesamtträgheitsmoment  $J = 3$  mkg/sek<sup>2</sup> und einem äußeren Arbeitswiderstand  $W = 300$  kg soll auf 100 Umdrehungen in der Minute gebracht werden durch eine nach der Kurve  $OBCD$  der Abb. 1431 oben steigende Umfangskraft  $U$ . Dieselbe erreicht nach  $t' = 0,7$  sek im Punkte  $C$  450 kg und bleibt dann unveränderlich.  $W$  und  $U$  sind auf denselben Abstand  $r = 200$  mm von der Wellenmitte bezogen. (Zur genügend genauen Ermittlung müssen die Kurven in mindestens  $2\frac{1}{2}$ fachem Längen- und Höhenmaßstabe, wie in Abb. 1431 aufgezeichnet werden.)

Arbeitsverlust während der Zeit  $t_0 = 0,29$  sek, solange  $U < W$  ist (449):

$$A_1 = r \cdot \omega_0 \int_0^{t_0} U dt = 0,2 \cdot 10,47 \int_0^{t_0} U \cdot dt.$$

$\int_0^{t_0} U \cdot dt$  stellt den Inhalt der unter  $OB$  liegenden Fläche der Abb. 1431 oben dar und beträgt 0,742 cm<sup>2</sup>.

Maßstab der Abszissen 1 cm = 0,25 sek,

Maßstab der Ordinaten 1 cm = 250 kg;

Flächenmaßstab 1 cm<sup>2</sup> = 0,25 · 250 = 62,5 kg · sek.

Damit wird  $A_1 = 0,2 \cdot 10,47 \cdot 0,742 \cdot 62,5 = 97$  kgm. Die Beschleunigungskurve zeigt, da nach (450):

$$\varepsilon = \frac{(U - W) \cdot r}{J} = \frac{(U - W) \cdot 0,2}{3} = 0,0667 (U - W)$$

ist, einen der Beschleunigungskraft  $U - W$  verhältnismäßigen Verlauf, beginnt mit dem Werte 0 zur Zeit  $t_0$  und erreicht nach  $t' = 0,7$  sek, den Wert:

$$\varepsilon = 0,0667 \cdot 150 = 10 \frac{1}{\text{sek}^2}.$$

Die Winkelgeschwindigkeit  $\omega = \int \varepsilon \cdot dt$  findet man aus dem Flächeninhalt der  $\varepsilon$ -Kurve zu den verschiedenen Zeiten; z. B. für die Zeit  $t_1$  aus der gestrichelten Fläche.

Abszissenmaßstab 1 cm = 0,25 sek,

Ordinatenmaßstab 1 cm = 5  $\frac{1}{\text{sek}^2}$ ;

demnach 1 cm<sup>2</sup> = 0,25 · 5 = 1,25  $\frac{1}{\text{sek}}$ .

Von  $C_2$  ab wird  $\omega = \int \varepsilon \cdot dt = 10 \cdot t$ ; nimmt also verhältnismäßig der Zeit  $t$  mit 10 Einheiten in der Sekunde zu. Trägt man eine gerade Linie unter dieser Neigung

in  $C_2$  an, so trifft sie in  $D_2$  auf die Linie  $\omega_0 = 10,47 \frac{1}{\text{sek}}$ , wobei die Abszisse von  $D_2$  die Einrückzeit  $T = 1,48$  sek liefert.  $T$  ist nur von der Kraft  $U - W$  abhängig; große Überschubkräfte verkürzen die Einrückdauer und verkleinern damit auch die im folgenden berechneten Verluste.

Arbeitsverlust  $A_2$  während der Beschleunigungszeit. Zur Ermittlung von  $A_2$  berechnet man nach (453) zunächst:

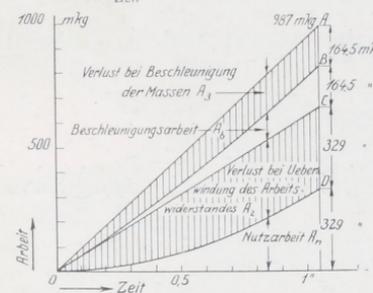
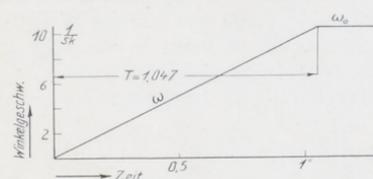
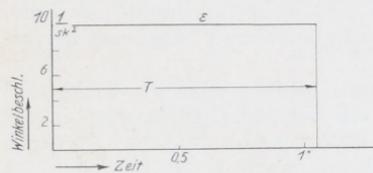
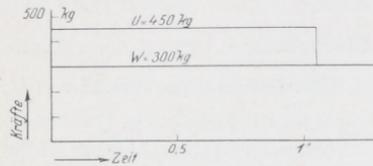


Abb. 1432. Vorgänge beim Einrücken eines belasteten Triebwerks, wenn die Einrückkraft sofort in voller Höhe wirkt.

**Zahlenbeispiel 6.** Günstiger werden die Verhältnisse, wenn die Kuppelkraft  $U$  sofort ihren größten Wert von 450 kg annimmt und während des ganzen Einschaltvorganges beibehält, wie in Abb. 1432 angenommen ist. Die Bewegung wird dann, ähnlich wie im ersten Beispiel, eine gleichförmig beschleunigte. Winkelbeschleunigung (450):

$$\varepsilon = \frac{(U - W) \cdot r}{J} = \frac{(450 - 300) \cdot 0,2}{3} = 10 \frac{1}{\text{sek}^2}.$$

Bei  $\omega_0 = 10,47 \frac{1}{\text{sek}}$  wird die Einrückzeit, vgl. (443):

$$T = \frac{J \cdot \omega_0}{(U - W) \cdot r} = \frac{3 \cdot 10,47}{(450 - 300) \cdot 0,2} = 1,047 \text{ sek.}$$

$W \cdot \omega_0 \cdot r (t_1 - t_0) = 300 \cdot 10,47 \cdot 0,2 (t_1 - 0,29)$   
für verschiedene Werte von  $t_1$ , findet so die Kurve  $B_3 C_3 D_3$  und zieht die Nutzarbeit:

$$A_n = W \cdot r \int_{t_0}^{t_1} \omega \cdot dt = 300 \cdot 0,2 \int_{0,29}^{t_1} \omega \cdot dt$$

ab. Das Integral ist für die Zeit  $t_1$  durch den Inhalt der gestrichelten Fläche der  $\omega$ -Linie gegeben. Am Ende der Einrückzeit  $T$  hat  $W$  die Arbeit:

$$300 \cdot 10,47 \cdot 0,2 (1,48 - 0,29) = 747 \text{ mkg}$$

geleistet, während sich die Nutzarbeit aus der unter  $B_2 C_2 D_2$  liegenden Fläche von  $4,47 \text{ cm}^2$  Inhalt bei einem Maßstab von  $1 \text{ cm}^2 = 0,25 \cdot 5 = 1,25 \frac{\text{sek}}{\text{sek}}$  zu:

$$A_n = 300 \cdot 0,2 \cdot 4,47 \cdot 1,25 = 335 \text{ mkg}$$

berechnet.

Schließlich wird die Arbeit der Beschleunigungskraft durch Ausmessen der Fläche von  $(U - W)$  zu den verschiedenen Zeiten bei einem Maßstab von  $1 \text{ cm}^2 = 250 \cdot 0,25 = 62,5 \text{ kgsek}$  gefunden, Kurve  $B_3 C_4 D_4$ . Am Ende der Einrückzeit  $T$  wird sie nach (455):

$$\omega_0 \cdot r \int_{t_0}^T (U - W) dt = 10,47 \cdot 0,2 \cdot 2,51 \cdot 62,5 = 329 \text{ mkg.}$$

Zur Prüfung der Richtigkeit der Rechnung dient, daß sie doppelt so groß sein muß, wie die zu dem Zeitpunkt in der Welle aufgespeicherte Energie:

$$\frac{J \omega_0^2}{2} = \frac{3 \cdot 10,47^2}{2} = 164,5 \text{ mkg.}$$

Von insgesamt 1173 mkg während des Einrückens geleisteter Arbeit gehen 673,5, das sind 57,4% verloren.

Gesamte, während des Einrückens geleistete Arbeit (446):

$$A_T = U \cdot r \cdot \omega_0 \cdot T = 450 \cdot 0,2 \cdot 10,47 \cdot 1,047 = 987 \text{ mkg.}$$

Die Nutzarbeit (454)  $A_n = W \cdot r \int_0^t \omega \cdot dt$  geht mit  $\frac{\omega}{\omega_0} = \frac{t}{T}$  über in:

$$A_n = \frac{W \cdot r \cdot \omega_0}{T} \int_0^t t dt = \frac{W \cdot r \cdot \omega_0}{T} \cdot \frac{t^2}{2},$$

ist mithin durch eine Parabel  $OD$  dargestellt und erreicht am Ende der Einrückzeit  $T$  den Betrag von:

$$\frac{W \cdot r \cdot \omega_0 \cdot T}{2} = \frac{300 \cdot 0,2 \cdot 10,47 \cdot 1,047}{2} = 329 \text{ mkg.}$$

Die Arbeit, welche die Kraft  $W$  während der gleichen Zeit leistet, ist doppelt so groß:

$$A_w = W \cdot r \cdot \omega_0 T = 658 \text{ mkg.}$$

Ihr Verlauf ist durch die Gerade  $OC$  wiedergegeben. Die Hälfte geht durch Gleiten verloren.

Ähnliches gilt von der Beschleunigungsarbeit. Die Kraft  $U - W$  leistet während der Einrückzeit  $T$ :

$$(U - W) \cdot r \cdot \omega_0 \cdot T = 150 \cdot 0,2 \cdot 10,47 \cdot 1,047 = 329 \text{ mkg,}$$

während die als Bewegungsenergie aufgespeicherte Arbeit:

$$\frac{J \omega_0^2}{2} = \frac{3 \cdot 10,47^2}{2} = 164,5 \text{ mkg}$$

ist. Die Gerade  $OA$  und die Parabel  $OB$  veranschaulichen den Verlauf beider Größen.

Insgesamt gehen im vorliegenden Falle 50% der aufgewandten Arbeit verloren und erhitzen die Kupplung.

Vergleicht man die Ergebnisse der drei Zahlenbeispiele, denen dasselbe Trägheitsmoment des Triebwerks und derselbe Größtwert der Kuppelkraft zugrunde gelegt ist, so zeigt sich deutlich, wie die Beschleunigungsvorgänge und die Verluste, aber auch die Anstrengung der Wellen und Triebwerkteile von der Anpreßkraft abhängig sind und sich durch diese regeln lassen. Am günstigsten ist es, das Triebwerk im Leerlauf einzurücken, größere Arbeitswiderstände aber erst nach Eintritt des Beharrungszustandes einzuschalten. Wenn man die Reibung an den Lagern vernachlässigt, so sind dann nur Beschleunigungswiderstände zu überwinden; der Verlust durch das Gleiten der Kuppelflächen und die dadurch gegebene Erwärmung der Kupplung sind am kleinsten. Insgesamt ist die doppelte Arbeit, die theoretisch zur Beschleunigung der Massen nötig ist, aufzuwenden. Dagegen sind die Stöße zu Beginn und zu Ende des Einrückens stark.

Sind neben den Massen- äußere Arbeitswiderstände zu überwinden, so steigen die Verluste, die Erwärmung und die Einrückdauer ganz erheblich. Vorteilhaft ist es, der Kuppelkraft sofort ihren größten Betrag zu geben und diesen dauernd wirken zu lassen, Beispiel 6. Auch in dem Falle ist die gesamte aufzuwendende Arbeit doppelt so groß, wie die theoretisch zur Überwindung der Arbeitswiderstände und zur Beschleunigung der Massen notwendige. Bei Arbeitswiderständen in Höhe von  $\frac{2}{3}$  der Kuppelkraft wird aber sowohl die Einrückzeit, wie die gesamte Arbeit und der Gleitverlust auf das dreifache gegenüber Leerlauf erhöht. Der Stoß beim Einschalten ist groß; dagegen ist er im Augenblick der völligen Kupplung auf  $\frac{1}{3}$  herabgesetzt.

Schließlich wird im Falle des Beispiels 5, wo die Kuppelkraft erst nach 0,7 sek den vollen Betrag von 450 kg erreicht, die Zeit  $T$  auf 1,48 sek, gegenüber Beispiel 6 um

41%, der Verlust durch das Gleiten von 493,5 auf 673,5 mkg, also um 36% erhöht. Der Stoß beim Einschalten der Kupplung ist vermieden; derjenige am Ende der Einrückzeit ist der gleiche, wie im Fall 6.

## 2. Allgemeine Gesichtspunkte bei der Durchbildung der Reibungskupplungen.

Wichtig für die Durchbildung und Beurteilung von ein- und ausrückbaren Kupplungen sind noch folgende Gesichtspunkte:

Als Werkstoffe für die Reibflächen kommen in Frage:

a) Metalle, die gleichmäßiger Reibwirkung wegen tunlichst geschmiert werden sollen: Gußeisen auf Gußeisen oder Schmiedeseisen oder Bronze, Stahl auf Bronze, Aluminium auf Gußeisen;

b) wegen größerer Reibungszahl: Leder, Holz, Papier usw., ferner Asbest auf Eisen. Die zuerst genannten werden vorteilhafterweise mehr oder weniger gefettet verwendet; dagegen sind Asbestplatten oder Asbestdrahtgewebe äußerst wärmebeständig und können trocken laufen.

Als Reibungszahlen pflegen die von Morin für gleitende Bewegung angegebenen eingesetzt zu werden:

Gußeisen auf Gußeisen oder Bronze, wenig gefettet . . . . .	0,15
Gußeisen auf Bronze, trocken . . . . .	0,20,

Einen Anhalt für die Wirkung hölzerner Reibflächen können die von L. Klein [XX, 2] an Bremsklötzen ermittelten Zahlen geben. Das Holz lag dabei längs der Faser an sauber bearbeiteten Bremskränzen an.  $\mu$  zeigte sich bei Geschwindigkeiten von 1 bis 20 m/sek und bei Drucken von 0,5 bis 10 kg/cm<sup>2</sup> annähernd unveränderlich.

Zusammenstellung 130. Reibungszahlen an hölzernen Reibflächen nach L. Klein.

	Buche	Eiche	Pappel	Ulme	Weide
Gußeisen . . . . .	0,29—0,37	0,30—0,34	0,35—0,40	0,36—0,37	0,46—0,47
Schmiedeseisen . . . . .	0,54	0,51—0,40	0,65—0,60	0,60—0,49	0,63—0,60

Bei Gußeisen gelten die höheren Werte, wenn die Bremsscheibe mit Benzin gereinigt, die niederen, wenn die Scheibe nur sauber abgewischt ist; bei Schmiedeseisen ist das Entgegengesetzte der Fall. Für unbearbeitetes Schmiedeseisen ist  $\mu$  schwankend und wesentlich kleiner als für glatte Scheiben.

Als zulässigen Flächendruck gibt Kutzbach für Leder und dünne Blechlamellen  $p \geq 0,7$ , bei dickwandigem Metall und Holz 3 bis 6 kg/cm<sup>2</sup> an.

Die Reibungsarbeit kann ähnlich, wie bei Zapfen bei einer mittleren Laufgeschwindigkeit  $v_m$  an Hand des Produktes  $p \cdot v_m$  beurteilt werden. Als Durchschnittswert gibt Kutzbach  $p \cdot v_m = 20 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{cm}^2 \cdot \text{sek}}$  an.

Bei der Auswahl der Stoffe für die Reibflächen sind neben den Abmessungen, die die Kupplung erhalten darf, die Betriebsverhältnisse in bezug auf die Abnutzung und den Ersatz der Reibflächen maßgebend.

Die erzeugte Wärmemenge ist nur von der Gleitarbeit, nicht aber von den Abmessungen der Kupplung oder dem spezifischen Druck an den Kuppelflächen abhängig. Der letztere hat vielmehr lediglich auf die Erhaltung der Schmierschicht, die wegen der Gleichmäßigkeit der Reibung erwünscht sein kann und auf die Abnutzung Einfluß. Die Wärme speichert sich zunächst im Kupplungskörper auf; später wird sie allmählich an die Luft abgegeben. Um zu hohe Temperaturen zu vermeiden, muß daher die Kupplung in der Nähe der Reibflächen genügende Masse bieten. Große ausstrahlende Oberflächen, Hohlräume, durch die die Luft streichen kann, oder Rippen unterstützen die Wärmeabgabe. Im Falle sehr häufigen Einschaltens kann künstliche Kühlung durch Luftzug oder Wasser notwendig werden. Bei gegebener Betriebsgeschwindigkeit einer Kupplung ist der Anpreßdruck allein für die Größe der Gleitarbeit maßgebend; es ist wichtig, ihn möglichst

gleichmäßig und von der Abnutzung der Gleitflächen unabhängig zu machen. Federnde Glieder im Schaltgetriebe, die ihn bei eintretender Abnutzung langsamer sinken lassen, als starre Übertragungsmittel, sind in der Beziehung vorteilhaft.

Zu langes Gleiten und die damit verbundene starke Erwärmung muß durch Nachstellen der Kupplung rasch und bequem beseitigt werden können. Durch Anbringen einer Signalvorrichtung, die während der Beschleunigung oder bei etwaigem Rutschen in Tätigkeit tritt, läßt sich übrigens das Gleiten leicht äußerlich bemerkbar machen. Dauert es zu lange an, so ist die Kupplung nachzuspanssen.

Wegen der Gefahr der Überanstrengung der Triebwerke soll der Anpreßdruck eine bestimmte Grenze nicht überschreiten, also nach oben hin, z. B. durch einstellbare Federn, begrenzt sein. Die Möglichkeit der jeweiligen Regelung desselben kann sich dann empfehlen, wenn die Größe der Massenwiderstände stark wechselt, wie es u. a. an Seilbahnen vorkommt, die manchmal beim Einrücken belastet sind, manchmal leer laufen.

Bei der Wahl der Kupplungen geht man bei Anlagen mit gleichförmigem Antriebsmoment von der Leistung  $N$  in Pferdestärken, die die anzuschließende Welle abgeben soll und von der minutlichen Drehzahl derselben aus. Meist wird von den Firmen das Verhältnis  $\frac{N}{n}$ , für das die Kupplung geeignet ist, angegeben. Dabei darf aber die

Größe der in dem einzelnen Falle zu kuppelnden Massen nicht außer acht bleiben. Ist sie beträchtlich, so empfiehlt es sich, die Kupplung größer als dem Verhältnis  $\frac{N}{n}$  ent-

spricht, zu nehmen. Bei ausgedehnten Anlagen kann das stufenweise Einrücken durch mehrere Reibkupplungen empfehlenswert, manchmal notwendig sein. Außerdem ist die Gleichmäßigkeit der Kraftübertragung zu prüfen. Ist die Kraft veränderlich oder wirkt sie stoßweise, so ist von der größten auftretenden Leistung auszugehen. In der Beziehung empfehlen die Flender-Transmissionswerke in Düsseldorf bei Kompressoren und Gattersägen die 2,5 bis 3fache Durchschnittleistung einzusetzen, bei Schleifer- und Holländerantrieben der Zellulose- und Papierfabriken die doppelte, bei Mühlen und Wasserturbinen die 1,5fache, bei Dieselmotorantrieben die 1,25 bis 1,5fache Durchschnittleistung. Sicherheitskupplungen, die nur bei Betriebsunfällen ausgerückt, dagegen während des Stillstandes wieder geschlossen werden, können unter sonst gleichen Verhältnissen kleiner gewählt werden, als solche, die im vollen Betriebe einzuschalten sind. Bei der Bestellung von Kupplungen sind die genannten Betriebsverhältnisse genau anzugeben, im Falle größerer Anlagen unter Einsenden einer Skizze mit Angabe der Maße und Gewichte aller Teile.

Die Schaltkräfte sollen klein sein und von den Wellen möglichst ferngehalten werden. Das gilt vor allem für die Zeit, während welcher die Kupplung offen oder geschlossen ist, sollte aber auch während des Ein- und Ausrückens angestrebt werden. Auftretende Schaltdrucke sind sicher aufzunehmen, weil axiale Verschiebungen an den Kupplungen selbst, z. B. bei Scheiben mit Rillen unangenehme Störungen hervorrufen, namentlich wirken auf andere, auf den Wellen sitzende Maschinenteile, wie Kegelräder, sehr schädlich wirken können. Dem genannten Zwecke dienen besondere Längslager, Wellenbunde oder Käme in den Lagern neben der Kupplung.

Die Mehrzahl der Reibungskupplungen verlangt eine genau zentrische Lage der Wellen zueinander; schon geringe Abweichungen der Mittellinien oder Durchbiegungen der Wellen machen sich durch unruhigen Lauf oder starke Abnutzungen bemerkbar. Daher ist auf sichere Lagerung der Wellen unmittelbar neben der Kupplung besonderer Wert zu legen. Schwere Kupplungen stützt man zweckmäßigerweise auf beiden Seiten auf einem gemeinsamen Rahmen, Abb. 1438.

Die konstruktive Gestaltung der ein- und ausrückbaren Kupplungen ist sehr verschiedenartig möglich. Man unterscheidet nach der Form der Oberflächen: Scheiben- und Lamellen-, Kegel- und Zylinderkupplungen. Gegen die Reibflächen werden Scheiben, Backen, Bänder, federnde Ringe durch Schraubenge triebe, Hebelwerke, Federn, Keile usw.

gepreßt. Seltener benutzt man dazu die Fliehkraft, Wasser-, Luft- oder Dampfdruck. In neuerer Zeit hat der Elektromagnet für die Kupplungen Bedeutung gewonnen.

Außer zur unmittelbaren Verbindung zweier stumpf aneinander stoßender Wellen dienen die Kupplungen auch dazu, eine Welle durch eine stets laufende Riemenscheibe oder umgekehrt in und außer Betrieb zu setzen, Antriebe, die, wie schon früher erwähnt, dann angewendet werden müssen, wenn die Treibriemen so breit werden, daß sie sich nicht mehr auf den einfacheren Fest- und Losscheiben verschieben lassen. Manchmal kann die Raumersparnis wichtig sein, die sich dadurch ergibt, daß man bei Anwendung von Kupplungen mit der Breite der einfachen Riemenscheibe auskommt.

Im ersten der eben angeführten Fälle steht die Welle bei ausgerückter Kupplung still, während die Scheibe auf einer Leerlaufbüchse weiterläuft; im zweiten kommt die Riemenscheibe beim Ausrücken zur Ruhe, läuft sich aber erfahrungsgemäß infolge des Riemenzuges schnell einseitig aus, was leicht zu unruhigem Lauf und Betriebsstörungen führt. Bei schweren Antrieben empfiehlt es sich deshalb, die Riemenscheibe durch eine Hohlwelle, die die Antriebswelle umschließt, zu stützen und für sich allein zu lagern, die beiden Wellen aber durch die Kupplung zu verbinden.

### 3. Beispiele ein- und ausrückbarer Kupplungen.

Von einer eingehenden Beschreibung der zahlreichen Ausführungsarten muß Abstand genommen werden. Im folgenden seien nur einige der wichtigsten Formen in ihrer Eigenart besprochen.

#### a) Kupplungen mit mechanischen Schaltmitteln.

Der Nuteil der einfachen Scheibenkupplung, Abb. 1429, der hohe Anpreßdruck, welcher dauernd in voller Größe an dem schwer unter Öl zu haltenden Schleifring wirkt und die Welle belastet, ist in der Kegelfkupplung, Abb. 1433, erheblich vermindert. Zur Untersuchung der Kraftverhältnisse denkt man sich den senkrecht zu den Elementen der Kegelfläche wirkenden Normaldruck zu zwei diametral angreifenden Normalkräften  $N$  zusammengefaßt. Sie erzeugen tangential an der Kegelfläche eine Reibung in der Höhe von  $2\mu \cdot N$  zur Überwindung der Umfangskraft  $U$ , so daß im Grenzfall:

$$U = 2\mu \cdot N$$

wird.

Ein gleich großer Reibungswiderstand tritt aber auch längs der Mantellinie des Kegels beim Einschalten auf; er ist im Längsschnitt der Kupplung, Abb. 1433, eingetragen und durch den Anpreßdruck  $P$  am Gleitring mit zu überwinden. Die Gleichgewichtsbedingung in

Richtung der Achse ergibt daher bei einem Neigungswinkel  $\frac{\alpha}{2}$  der Kegelflächen die Beziehung:

$$P = 2 \left( N \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cdot N \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \right),$$

die mit:

$$N = \frac{U}{2\mu} \quad \text{in} \quad P = U \cdot \frac{\sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cos \frac{\alpha}{2}}{\mu} = \frac{U}{\mu'} \quad (457)$$

übergeht.  $\mu' = \frac{\mu}{\sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cdot \cos \frac{\alpha}{2}}$  heißt Reibungszahl des Kegels und wird um so größer

und günstiger, je kleiner  $\alpha$  ist. Zu schlanke Kegelwinkel bewirken aber eine plötzliche Mitnahme und ein Festklemmen der Kupplungshälften ineinander;  $\frac{\alpha}{2}$  darf deshalb nicht kleiner als der Reibungswinkel sein. Praktisch pflegt  $\frac{\alpha}{2}$  zwischen  $15$  und  $12^\circ$ , äußerstenfalls zu  $10^\circ$  genommen zu werden. Von den Kegeln der DIN 254 kommt der Kegel  $1:3$  mit  $\frac{\alpha}{2} = 9^\circ 28'$  dem untern Werte nahe. Setzt man bei gußeisernen Reibflächen  $\mu = 0,1$ , so wird bei:

$$\begin{aligned} \alpha = 15^\circ \quad \mu' &= \frac{0,10}{0,131 + 0,1 \cdot 0,991} = 0,434, \\ \alpha = 10^\circ \quad \mu' &= 0,535. \end{aligned}$$

Der nötige Anpreßdruck sinkt dementsprechend auf  $23$  und  $19\%$ , gegenüber dem an Scheibenkupplungen mit ebenen Flächen. Beim Einrücken während des Ganges sind die Verhältnisse günstiger, weil sich der Anpreßdruck dem Werte:

$$P' = \frac{U \cdot \sin \frac{\alpha}{2}}{\mu} \quad (458)$$

nähert, da die Reibung längs der Kegelmantellinien, die dem Einrücken entgegenwirkt, sehr klein ausfällt und vernachlässigt werden darf, solange die Kupplungshälften in gegenseitiger Bewegung sind, also aufeinander gleiten.

Beim Ausrücken wird:

$$P'' = U \frac{\sin \frac{\alpha}{2} - \mu \cos \frac{\alpha}{2}}{\mu} \quad (459)$$

Wegen der immerhin noch beträchtlichen Anpreßkraft, die bei der Ausführung nach Abb. 1433 den Schleifring und die Lager der Welle im geschlossenen Zustande der Kupplung belastet, werden Kegelkupplungen an Triebwerken kaum noch benutzt. Wohl aber finden sie sich häufig ihrer Einfachheit und ihres kurzen Schaltweges halber zur Übertragung kleiner Leistungen im Werkzeugmaschinenbau und an Kraftwagen. Die Reibung wird häufig durch einen Lederüberzug auf einer der Kegelflächen verstärkt, wobei die Reibungsziffer des Leders in gefettetem Zustande auf  $0,2$ , in trockenem auf  $0,3$  und selbst  $0,5$  steigt, so daß die Wirkung der Kupplung in hohem Maße von dem Zustande des Leders abhängt, die Vorausberechnung aber unsicher wird.

Abb. 1434 zeigt eine Kraftwagenkupplung der Neuen Automobilgesellschaft, Berlin. Der Grundgedanke der Ausführung ist, die Welle bei geschlossener Kupplung, also während des Fahrens, von der Schlußkraft freizuhalten. Zu dem Zwecke ist eine Spiralfeder  $a$  zwischen die beiden Kupplungsscheiben gelegt. Sie preßt dieselben ineinander, belastet jedoch die Wellen nicht, weil sich die innere Scheibe in der Längsrichtung auf dem an der Kurbelwelle angeschraubten Dorn  $d$  und auf dem Vierkant der Getriebe- welle verschieben kann. Der äußere gußeiserne, mit einem Lederbelag versehene Kegel ist am Umfang des Schwungrades des Motors angeschraubt. Er ist geteilt, damit er zur Erneuerung des Belages leicht abgenommen werden kann. Der innere, aus Schmied- eisen gepreßte Kegel wird durch eine lange Bronzebüchse auf dem Dorn  $d$  genau zentrisch

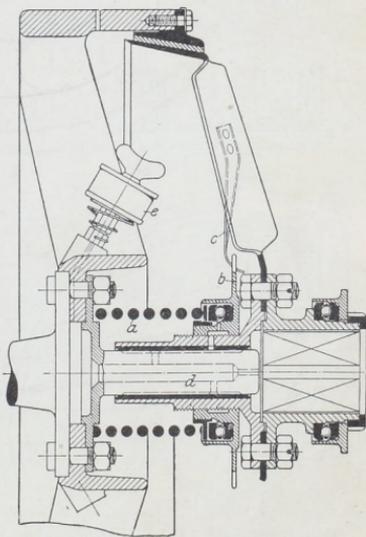


Abb. 1434. Kraftwagenkupplung der Neuen Automobilgesellschaft, Berlin.



backen *A* durch S-förmig gebogene Federn *BC* in die Rillen der äußeren Scheibe gepreßt. Das eine Ende der Federn greift durch Bolzen *B* an den Backen, das andere *C* an der auf der Scheibennabe und Welle verschiebbaren Muffe *M* an. In der gezeichneten geschlossenen Stellung der Kupplung haben die Federn die Strecklage etwas überschritten, um ein selbsttätiges Öffnen zu verhüten und Muffe und Welle von der Einrückkraft völlig zu entlasten. Das Öffnen der Kupplung geschieht in Abb. 1437 durch Verschieben

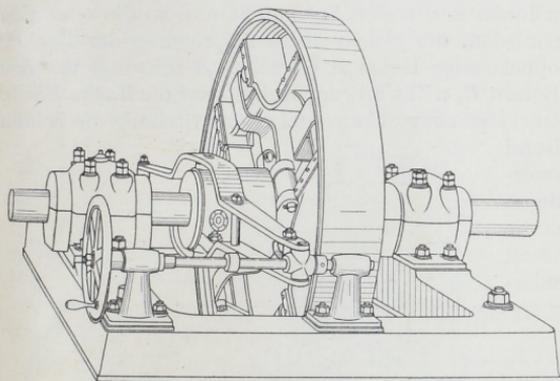


Abb. 1438. Dohmen-Leblanc-Kupplung. Ausführung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.-G., Dessau.

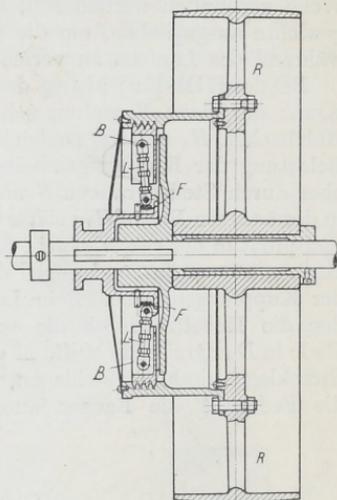


Abb. 1439. Kupplung von G. Polysius, Dessau.

der Muffe nach rechts, wobei die Federn zunächst die Strecklage durchlaufen, dann aber entspannt werden und schließlich die Backen von der äußeren Scheibe abziehen. Gegengewichte *G* dienen dazu, die Fliehkraft der Backen auszugleichen, dürfen aber bei mäßigen

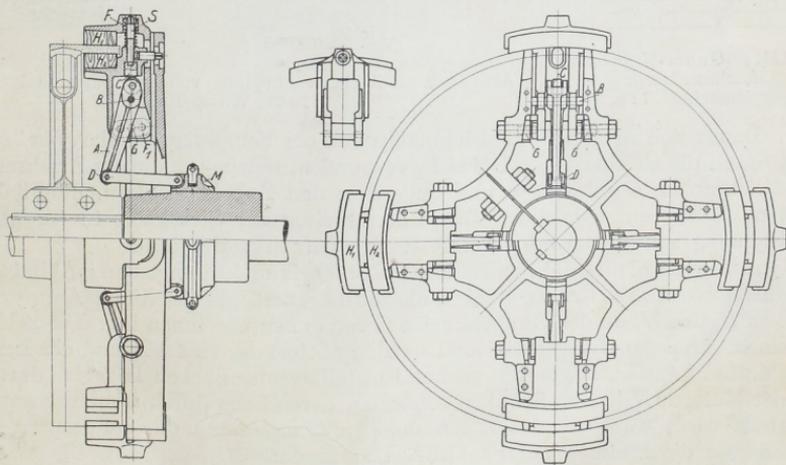


Abb. 1440. Hill-Kupplung des Eisenwerks Wülfel vor Hannover.

Geschwindigkeiten und in dem Falle, daß das Armkreuz mit den Kupplungsbacken auf der getriebenen Welle sitzen kann, weggelassen werden.

G. Polysius, Dessau, benutzt einen federnden, kreisrunden Ring *F*, Abb. 1439, gegen den sich die Lenker *L* der Kupplungsbacken *B* stützen und erreicht dadurch eine gleichmäßige Anpressung aller Backen. Die Lenker sind mittels Rechts- und Links-

gewindes nachstellbar. Die Abbildung zeigt eine Ausführung, bei der die Kupplung dazu dient, eine Welle durch eine stets laufende Riemenscheibe  $R$  in und außer Betrieb zu setzen. Im umgekehrten Falle, wo eine Riemenscheibe mit einer ständig laufenden Welle verbunden werden soll, wird die Fliehkraft der Kupplungsklötze durch Gegengewichte ausgeglichen, um die sonst entstehende dauernde Belastung des Schleifringes während des Laufens zu vermeiden.

Bei der Hill-Kupplung des Eisenwerkes Wülfel vor Hannover, Abb. 1440, wird der Kranz der einen Kupplungsscheibe durch paarweise in einem Armkreuz angeordnete Holzbacken  $H_1$  und  $H_2$  zugleich von innen und außen her gefaßt und so die einseitige Belastung der Kupplungsscheibe vermieden, die gleichmäßige Anpressung der Backen aber durch Stellschrauben  $S$  und doppelarmige Hebel  $A$  erreicht.  $A$  schwingt um den in der äußeren Backe  $H_1$  gelagerten Bolzen  $B$ , wirkt mit der Rolle  $C$  auf die innere Backe und preßt in der gezeichneten, die Strecklage etwas überschreitenden Stellung die beiden Backen zusammen und gegen den Rand der Kupplungsscheibe. Beim Lösen werden die Hebel  $A$  durch die am langen Ende in  $D$  angreifende Muffe  $M$  durch die Strecklage hindurchgeschlagen, während die Federn  $F$  die Backen auseinander-

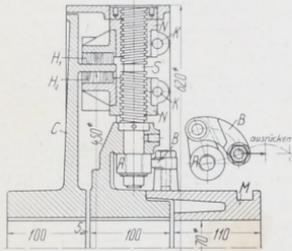


Abb. 1441. Gnom-Kupplung, Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei. M. 1 : 8.

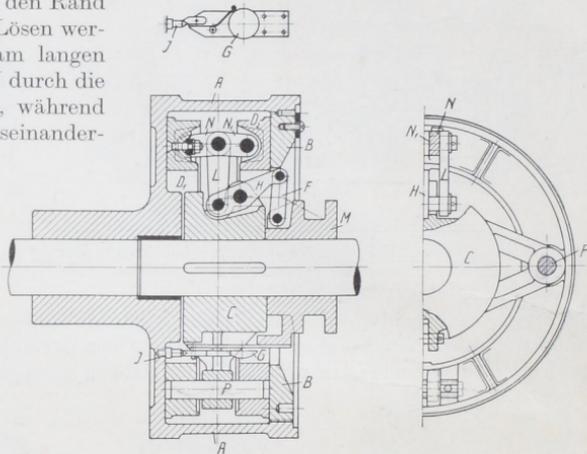


Abb. 1442. Reibscheibenkupplung von Lohmann und Stolterfoht, Witten/Ruhr.

drücken. Damit sich die letzteren gleichmäßig von der Kupplungsscheibe abheben, sind sie noch durch die gleicharmigen Hebel  $F_1$  verbunden, welche um die am Armkreuz festsetzenden Schrauben  $G$  schwingen und außerdem den Zweck verfolgen, die Fliehkkräfte der beiden Backen auszugleichen. Das Überschreiten der Strecklage in der geschlossenen Kupplung soll wiederum das selbsttätige Öffnen verhindern.

Die Gnom-Kupplung der Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei, Abb. 1441, benutzt Schrauben  $S$  mit Rechts- und Linksgewinde zum gleichzeitigen Anpressen der Holzbacken  $H_1$  und  $H_2$  an der Kuppelscheibe  $C$  von außen und innen her. Die Schrauben sind in einem Armkreuz festgelagert und werden mittels der Hebel  $A$  und der Lenker  $B$  von der Muffe  $M$  aus betätigt. Die genaue Einstellung der Backen läßt sich durch Verdrehen der Muttern  $N$  in den Schuhen erreichen, deren Lage durch Klemmschrauben  $K$  sichergestellt wird, während das Lösen der Kupplung durch die Selbstsperrung der Schrauben und die Stellung der Schalthebel verhindert ist.

Als Beispiel für eine Gruppe von Kupplungen, bei denen ebene Ringe als Reibflächen verwandt werden, sei die Reibscheibenkupplung von Lohmann und Stolterfoht in Witten, Abb. 1442, erwähnt. Sie besteht aus einem Gehäuse  $A$ , das auf der linken Welle sitzt und mit einem einschraubbaren Deckel  $B$  versehen ist. In ihm befinden sich zwei ebene Reibscheiben  $D_1$  und  $D_2$ , die durch Bolzen  $P$  von dem auf der rechten Welle aufgekitteten Mitnehmer  $C$  mitgenommen werden. Beim Schluß der Kupplung werden sie kräftig gegen die Innenwände des Gehäuses  $A$  durch die Kniehebel  $N$  und  $N_1$ , den Lenker  $L$

und den doppelarmigen Hebel  $H$  gepreßt. Das rechte Ende von  $H$  wird mittels Doppel-laschen  $F$  durch die Muffe  $M$  betätigt. In der Schlußstellung kommt  $M$  an der Nabe des Mitnehmers  $C$  zum Anliegen; dabei hat  $F$  die Strecklage unter elastischer Formänderung des Schaltgestänges überschritten, um ein selbsttätiges Öffnen der Kupplung auszuschließen. Beim Ausrücken werden die Reib-scheiben an den Mitnehmer  $C$  herangezogen. Abnutzungen der Oberflächen können durch Nachziehen des Deckels  $B$ , bis der nötige Anpreßdruck erzielt ist, ausgeglichen werden, wobei nachzuprüfen ist, ob die Kraft, die Laschen durch die Strecklage hindurchzubringen, nicht zu groß wird. Die Anordnung der Kniehebel ist absichtlich so gewählt, daß sie radial von außen her betätigt werden, damit ihre Fliehkraft bei geöffneter Kupplung nicht auf selbsttätiges Einrücken oder Schleifen hinwirkt, sondern die Reib-scheiben von den Gehäusewänden wegzieht. Die Kupplung hat auch die oben erwähnte Signalvorrichtung, aus einer Glocke  $G$  bestehend, die an der Muffe  $M$  befestigt ist und deren Klöppel durch einen Anschlag  $J$  am Gehäuse in Tätigkeit gesetzt wird, wenn die Kupplungs-teile aufeinander gleiten.

Auf ähnlicher Grundlage beruht die von Vogel und Schlegel, Dresden, gebaute Benn-Kupplung.

Die Transmissionswerke Fr. Flender & Co., Düsseldorf, benutzen nach Abb.1443 zur Übertragung der Umfangskraft Holzklötze, die in Aussparungen am Umfang eines Mitneh-merrings  $M$  liegen und halten durch die größere Reibungsziffer zwischen Holz und Eisen und die doppelseitige Anpressung den Schlußdruck niedrig. Zur Erleichterung der Auswechslung der Holzklötze ist der Mitnehmering längs einer Durchmessersebene geteilt, in der auf der Welle  $W_1$  festgekeilten Scheibe  $S$  zentriert und durch Kopfschrauben  $K$  festgehalten. Er kann nach Lösen der Schrauben  $K$  leicht seitwärts herausgenommen werden, ohne die Kupplung weiter auseinanderbauen zu müssen. Das andere Wellenende  $W_2$  trägt die Kupplungsscheibe  $T$  mit der Einrückmuffe  $E$ , sowie den längs der

Führungsbolzen  $J$  geführten Anpreßring  $A$ . Werden  $T$  und  $A$  von den beiden Seiten her gegen die Holzklötze  $H$  gepreßt, so ist die Kupplung geschlossen, die Welle  $W_2$  wird von der Welle  $W_1$  angetrieben. Zum Schließen dienen zwei Winkelhebel  $W$ . Sie drehen sich um die durch die Bolzen  $C$  an der Scheibe  $T$  festgehaltenen Zapfen  $Z$ , tragen an ihrem kurzen Hebelarm je eine Rolle  $R$  und werden durch Schubstangen  $G$  von der Einrückmuffe  $E$  betätigt. In der innersten Stellung der Muffe drücken die Rollen  $R$  gegen die schwach gewölbten Enden der Stellschrauben  $U$  und pressen dadurch den Ring  $A$  von der einen, die Scheibe  $T$  von der anderen Seite her fest gegen die Holzklötze  $H$ . Die Rolle  $R$  überschreitet dabei etwas den höchsten Punkt der Wölbung. Wird die Muffe  $E$  nach außen geschoben, so drücken Federn  $F$  die Teile  $A$  und  $T$  auseinander und öffnen so die Kupplung. Die Stellschrauben  $U$  haben auch die Aufgabe, die Abnutzung der Holzklötze auszugleichen. Sie werden im geschlossenen Zustande der Kupp-

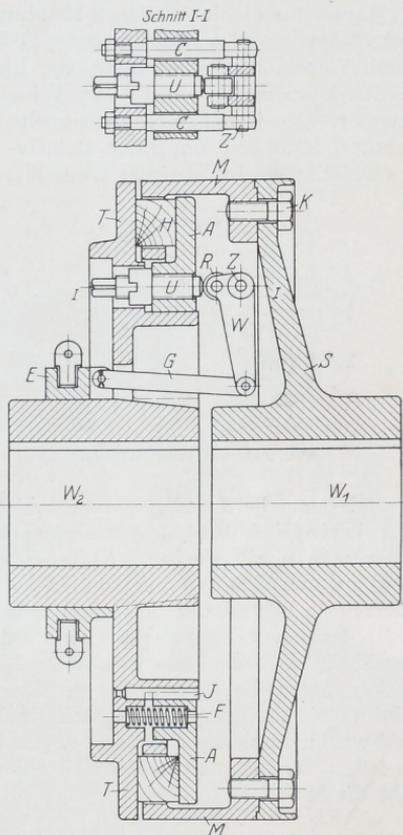


Abb. 1443. Reibkupplung der Transmissionswerke Fr. Flender & Co., Düsseldorf.

lung so angezogen, daß die Kupplung einerseits die verlangte Umfangskraft ohne irgend welches Gleiten sicher überträgt, daß sie sich aber andererseits auch noch hinreichend leicht öffnen läßt. In der betreffenden Stellung werden die Schrauben  $U$  durch Anziehen der Gegenmuttern gesichert. Dadurch, daß die Holzklötze im Mitnehmerring  $M$  Spiel haben, ist die Kupplung unempfindlich sowohl gegen geringe Längsverschiebungen, etwa infolge von Dehnungen der Wellen durch die Wärme, wie auch gegenüber kleinen Abweichungen der Wellenmitten voneinander.

Häufig finden sich einfache Reibkupplungen an Wendegetrieben. Abb. 1444 zeigt einen Doppelkegel  $K$ , der durch die Feder  $F$  von der treibenden Welle  $W_1$  mitgenommen, durch Verschieben nach rechts oder links an eines der Zahnräder  $Z_1$  oder  $Z_2$  angepreßt werden kann und der auf diese Weise das Kegelrad  $Z_3$  in dem einen oder andern Sinne antreibt. Das jeweils nicht gekuppelte Zahnrad läuft mit doppelter Relativgeschwindigkeit leer auf der Welle  $W_1$ .

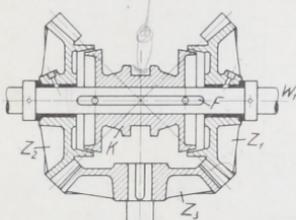


Abb. 1444. Wendegetriebe.

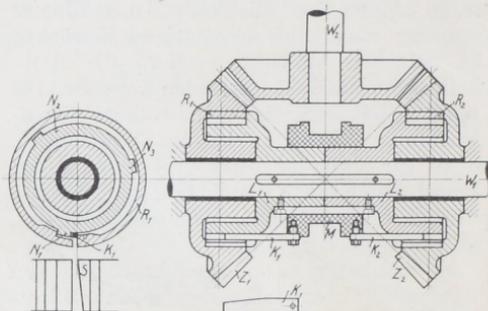


Abb. 1445. Wendegetriebe mit Spreizringkupplungen.  
Deutsche Maschinenfabrik A.-G., Duisburg.

Bei der Übertragung größerer Kräfte verwendet man statt der einfachen Kegel Spreizringe, Abb. 1445, Ausführung der Deutschen Maschinenfabrik, Duisburg. Die gußeisernen Spreizringe  $R_1$  und  $R_2$  liegen, solange die Kupplung offen ist, infolge ihrer Federung auf den Nasen  $N_1$ ,  $N_2$  und  $N_3$  der beiden, mit der treibenden Welle verbundenen Mitnehmer  $L_1$  und  $L_2$ . Soll eins der beiden Zahnräder z. B.  $Z_1$  gekuppelt und die Welle  $W_2$  in dem einen Sinne angetrieben werden, so spreizt man den Ring  $R_1$  durch Verschieben der Muffe  $M$  nach links mittels des Keiles  $K_1$  auseinander und preßt ihn ringsum kräftig gegen die Innenfläche des Zahnrades  $Z_1$ . Das Drehmoment an der Welle  $W_1$  wird dabei durch den Mitnehmer  $L_1$  und die Nase  $N_1$ , sowie den Keil  $K_1$  auf den Ring  $R_1$  und weiter durch die Reibung auf das Zahnrad  $Z_1$  übertragen. Wird  $K_1$  zurückgezogen, so federt  $R_1$  zusammen, löst sich dabei von der Innenwandung des Zahnrades  $Z_1$  und gibt dieses frei.

### b) Elektromagnetische Kupplungen.

In neuerer Zeit haben neben den im vorstehenden besprochenen Kupplungen mit mechanischen Schaltmitteln die elektromagnetischen Kupplungen Bedeutung gewonnen. Eine Spule erzeugt, wenn durch dieselbe Gleichstrom fließt, eine magnetische Kraftströmung, die Reibflächen zum Anliegen bringt und dadurch den Schluß der Kupplung herbeiführt. Beim Ausschalten des Stromes ziehen Federn die Teile wieder voneinander ab und bewirken so das Lösen der Kupplung. Den Anker läßt man nicht bis zur metallischen Berührung mit dem Magneten kommen, sondern sieht einen kleinen Luftspalt zwischen beiden vor, um die sonst starke Wirkung des remanenten Magnetismus, die sich durch Kleben des Ankers äußert und das Lösen erschweren würde, zu vermeiden. Als Stromverbrauch wird bei neueren Kupplungen 0,05 bis 0,5 % der zu übertragenden Leistung angegeben.

Abb. 1446 stellt eine Umsteuernkupplung der Vulkan-Maschinenfabrik A.-G., Berlin-Wien, für wechselnde Antriebsrichtung dar, wie sie z. B. an Hobelmaschinen häufig Verwendung findet. Zu beiden Seiten der auf der Welle befestigten Ankerscheibe  $A$

sind die Elektromagnete  $M_1$  und  $M_2$  angeordnet.  $W_1$  und  $W_2$  sind die zugehörigen Wicklungen. Sie liegen im Innern der Riemenscheiben  $S_1$  und  $S_2$ , die, durch einen offenen Riemen  $B_1$  und einen gekreuzten  $B_2$  im entgegengesetzten Sinne angetrieben, ständig umlaufen. Wird der Magnet  $M_1$  erregt, so wird  $A$  durch die für die Arbeitsbewegung bestimmte Scheibe  $S_1$  unter zwei verschiedenen Geschwindigkeiten mitgenommen, je nachdem, ob der Antriebsriemen auf der Lauffläche größeren oder kleineren Durchmessers liegt. Wird  $M_1$  aus-, dagegen  $M_2$  eingeschaltet, so wird  $A$  zunächst gebremst und dann rücklaufend mitgenommen. Das Schalten kann ohne Schwierigkeit durch die Maschine selbst z. B. durch Kontakte am Hobeltisch, aber auch aus der Ferne oder von mehreren Stellen aus bewirkt werden. Die Anordnung der Reibflächen  $R_1$  und  $R_2$  am äußeren Rande der Scheibe  $A$  bietet den Vorteil größerer Zugänglichkeit dieser der Abnutzung

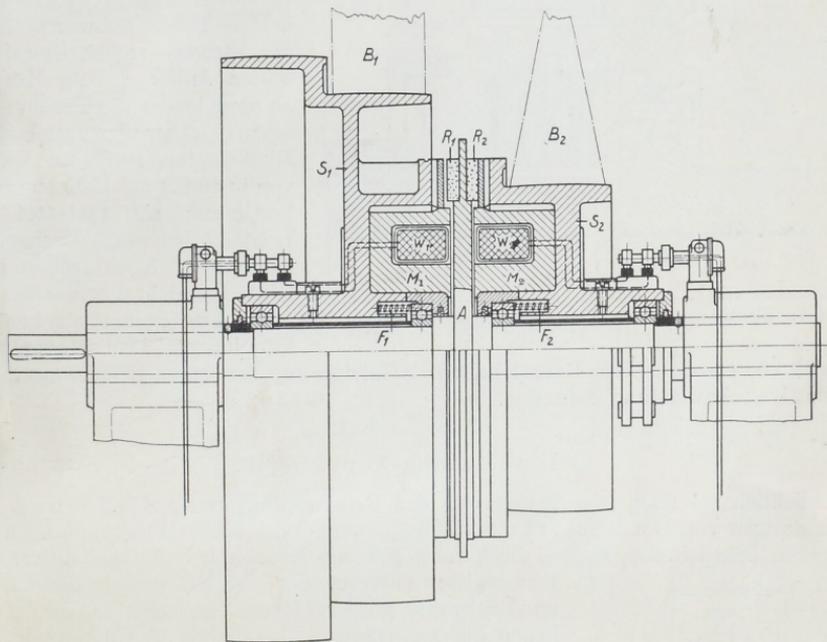


Abb. 1446. Umsteuerkupplung. Vulkan-Maschinenfabrik A.-G., Berlin-Wien.

unterworfenen Teile und die Möglichkeit mit einer geringeren Umfangs- und Anpreßkraft auszukommen. Die Scheiben  $S_1$  und  $S_2$  laufen auf Kugellagern; Federn  $F_1$  und  $F_2$  sorgen für die Ablösung der Reibflächen beim Ausschalten des Stromes.

Das Beispiel verdeutlicht gleichzeitig die Vorteile, die Kupplungen bei größeren Leistungen gegenüber dem Antrieb durch Riemen mittels Los- und Festscheiben bieten. Die Überlegenheit ist in der geringeren Baulänge und der einfacheren Gestaltung des ganzen Antriebes sowie namentlich in der Schonung der Riemen begründet, die nicht verschoben zu werden brauchen und des unmittelbaren Abbremsens der Massen entbunden sind, die sich im Augenblick des Umschaltens in entgegengesetzter Bewegung zu dem einzuschaltenden Riemen befinden. Demzufolge kann bei Benutzung von Kupplungen die Arbeitsgeschwindigkeit erheblich gesteigert werden.

Eine einfache Kupplung zum Ein- oder Ausschalten eines Getriebeteiles oder einer Welle ist ohne weiteres an Hand einer Hälfte der Abb. 1446 vorstellbar. Die leichtere Ankerscheibe wird man tunlichst auf dem zu kuppelnden Teil, den schwereren Magnet auf der ständig laufenden Welle anordnen.

Eine elektromagnetische Lamellenkupplung neuester Bauart des Magnetwerkes Eisenach gibt Abb. 1447 wieder. Die Eigenart und der besondere Vorteil dieser Kupplung liegt darin, daß die Magnetwicklung ruht, daß also Schleifringe und die bei hohen Drehzahlen für die Wicklung gefährlichen Laufgeschwindigkeiten ganz vermieden sind. Beim Einschalten des Stromes zieht der magnetische Kraftfluß, der im Gehäuse *G*, dem Körper *B* und dem Anker *A* entsteht, den auf dem rechten Wellenende sitzenden Anker *A* gegen den Körper *B* auf der linken Welle und preßt die zwischen ihnen angeordneten Lamellen

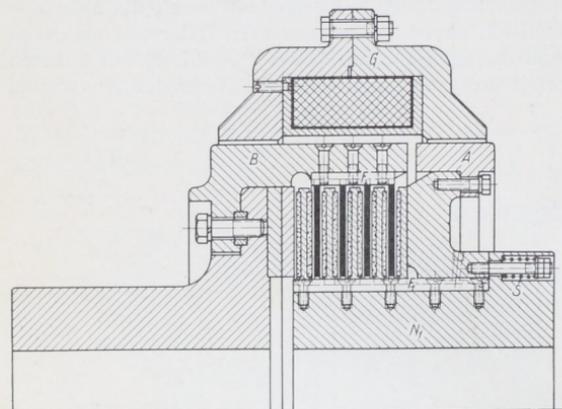


Abb. 1447. Elektromagnetische Lamellenkupplung. Magnetwerk, Eisenach. M. 1:10.

zusammen. Diese sind durch Federn  $F_1$  und  $F_2$  abwechselnd mit der Nabe  $N_1$  und dem Körper *B* verbunden und kuppeln, wenn sie zusammengepreßt werden, die beiden Teile. Beim Ausschalten des Stromes ziehen Spiralfedern *S* den Anker *A* vom Körper *B* ab und lassen die Pressung zwischen den Lamellen verschwinden. Die Kupplung ist für eine Leistung von 6500 PS bei 1000 Umdr./min bestimmt; sie gestattet diese Leistung bei voller Drehzahl einzuschalten. Noch größere Kupplungen sind in Vorbereitung.

Elektromagnetische Lamellenkupplungen des Magnetwerkes

Eisenach von etwas anderer Bauart haben als Getriebekupplungen an den neuesten Diesel-Lokomotiven Anwendung gefunden.

### c) Überlastungskupplungen.

Schließlich sei noch die Anwendung der Reibkupplungen als Sicherung gegen Überlastungen von Getrieben erwähnt (Überlastungs- oder Sicherheitskupplungen). Sie bezwecken beispielweise, Brüche im Triebwerke von Kranen bei plötzlich auftretenden Hindernissen zu vermeiden, werden auch in die Schwenk- und Drehwerke größerer Krane eingebaut, um die beträchtlichen Massenwirkungen bei hohen Betriebsgeschwindigkeiten im Falle zu scharfen Bremsens unschädlich zu machen. Die Kupplungsflächen gleiten, wenn die Umfangskraft eine bestimmte, durch Federn einstellbare Größe überschreitet.

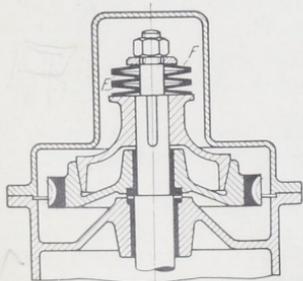


Abb. 1448. Überlastungskupplung. Bechem und Keetman, Duisburg.

so großen Widerstand findet, daß die Zähne des Schneckenrades oder der Motor gefährdet würden, gleiten die Kegelflächen.

Bei der Ausführung von Stuckenholtz, Abb. 1449, ist eine Doppelkegelkupplung, deren Anpressung durch Spiralfedern und Schrauben regelbar ist, benutzt, und eine gewisse Gelenkigkeit zwischen den beiden Wellen durch sechs an den Enden kugelig abgedrehte Bolzen der einen Kupplungsscheibe erreicht. Zur Entlastung der Federstell-

schrauben von Querkraften dienen zwei Federn *a*. Reichliche Schmierung ist durch getrennte Gefäße für die beiden Kegelflächen und Aussparungen in den Reibflächen vorgesehen.

Sicherer als Reibkupplungen, die immerhin von dem Zustand der Reibflächen abhängig sind, lassen sich elektromagnetische Kupplungen auf eine bestimmte Leistung einstellen; in neuerer Zeit sind dieselben mit Einrichtungen versehen worden, die die Kupplungen ganz ausschalten, sobald die eingestellte Grenzleistung überschritten wird.

Ein einfaches Mittel, die Umfangskraft auf einen Größtwert  $U_{\max}$  zu beschränken, ist die Benutzung von Scherstiften, deren Querschnitt  $f$  entsprechend der Scherfestigkeit des verwandten Baustoffes  $K_s$  nach:

$$f = \frac{U_{\max}}{K_s} \quad (460)$$

bemessen wird — Stiftkupplungen. Das Auswechseln des Stiftes, der bei eintretendem Bruch rasch und bequem soll eingesetzt werden können, bedingt immerhin eine kürzere oder längere Unterbrechung des Betriebes. Demgegenüber bieten die oben besprochenen Sicherheitskupplungen den Vorteil, sofort wieder betriebsbereit zu sein, wenn die Umfangskraft unter die obere Grenze sinkt.

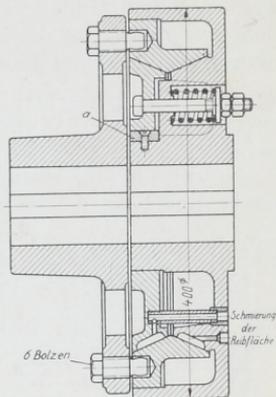


Abb. 1449. Überlastungskupplung. Stuckenholz, Wetter a. d. Ruhr.

### C. Kraftmaschinenkupplungen.

Eine besondere Gruppe bilden die Kraftmaschinenkupplungen, die beim Zusammenarbeiten zweier Motoren auf ein und dieselbe Welle die Aufgabe haben, eine der beiden Maschinen selbsttätig auszuschalten, wenn dieselbe nicht in der Lage ist, Energie abzugeben. Dadurch sollen die Energieverluste, die entstehen, wenn die Hilfsmaschine von der andern unnötigerweise mitgenommen wird, vermieden werden. Die Kupplung wird geschlossen, sobald die Welle der Hilfsmaschine der Hauptwelle voreilt; sie wird gelöst, wenn jene zurückbleibt. Da die Verbindung mithin bei geringen Geschwindigkeitsunterschieden erfolgt, sind auch starre Mittel, Klinken usw. anwendbar, wie z. B. bei der Uhlhornschen Kupplung, Abb. 1450. Auf der Hauptwelle sitzt eine Scheibe *c* mit vier Aussparungen,

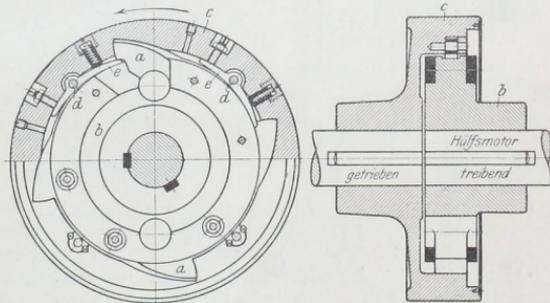


Abb. 1450. Uhlhornsche Kraftmaschinenkupplung.

in welche die Klinken *a* der Kupplungsscheibe *b* infolge der Fliehkraft einfallen, sobald die Welle des Hilfsmotors der Hauptwelle voreilt. Die Klinken liegen in halbzylindrischen Nuten der Scheibe *b* und sind darin durch zwei, im Schnitt schwarz gekennzeichnete Ringe gehalten. In der äußeren Lage greifen federnde Hebel *e* in eine Lücke an den Klinken. Bleibt dagegen die Scheibe *b* gegenüber *c* zurück, so drücken die Hebel *e* die Klinken in die Aussparungen von *b* und lösen so die Verbindung zwischen beiden Wellen. Die Hebel *e* stützen sich gegen Spiralfedern in der Scheibe *c* und sind durch Schrauben einstellbar.

Trotzdem im Gehäuse *c* vier Aussparungen vorgesehen sind, um *c* spätestens nach einer Viertelumdrehung mitzunehmen, kommen Brüche der Klinken *a* und der Federn *e*

vor. Neuere Bauarten suchen deshalb Klinken überhaupt zu vermeiden. Die von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.-G. ausgeführte Ohnesorge-Kupplung benutzt ein Band auf dem Umfang einer auf der Hauptmaschinenwelle sitzenden Scheibe, das in dem Augenblick, wo die Hilfsmaschine voreilen will, angezogen wird und die Kupplung ohne Stoß herstellt [XX, 3 und 4].

## D. Schaltvorrichtungen.

Schaltvorrichtungen erfahren sehr verschiedenartige Ausbildung, je nach Größe und Lage der Kupplung zu der Stelle, von wo aus sie betätigt werden sollen.

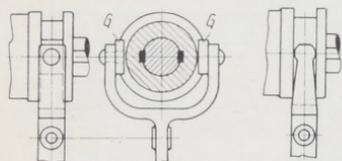


Abb. 1451 und 1452. Schalthebel für kleinere Kupplungen.

Was die Einzelteile anlangt, so genügen bei kleinen Kräften kurze Gleitklötze *G*, Abb. 1451, die auf zwei Zapfen eines Gabelhebels sitzend, in die Nut der Muffe eingreifen. Manchmal reichen sogar die Zapfen oder abgerundeten Hebelenden selbst aus, Abb. 1452. Bei größeren Kräften bildet man einen vollen Schleifring, Abb. 1453, aus, auf dessen Schmierung besonderer Wert zu legen ist in dem Falle, daß er längere Zeit

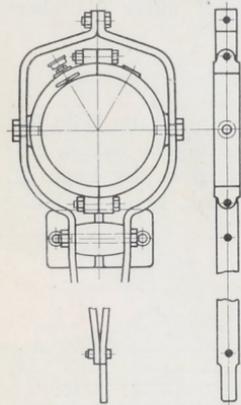


Abb. 1453. Schalthebel mit Schleifring.

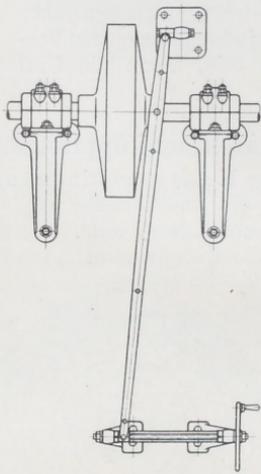


Abb. 1454. Schaltvorrichtung für größere Kupplungen.

unter Druck laufen muß. Will man die gleitende Reibung vermeiden, so empfiehlt sich der Einbau eines Kugellängslagers, eine Ausführung, die sich im Kraftwagenbau sehr häufig findet, Abb. 1435. Die Ein- und Ausschaltung geschieht am einfachsten mittels eines Griffes am Ende des aus Flacheisen zusammenschraubten ein- oder zweiarmigen Hebels, Abb. 1453. Zu beachten ist, daß das Eigengewicht des Hebels eine Verstellung der Muffe hervorrufen kann. Die Sicherung der Endlagen durch Anschläge, Klinken, Kerben oder Stifte kann dann zweckmäßig oder notwendig werden, gleichzeitig auch, um die Muffe nicht dauernd unter dem durch das Hebelgewicht erzeugten Druck laufen zu lassen.

Bei größeren Kräften finden sich am häufigsten Schraubenspindeln, von Hand, Abb. 1454 und 1438 oder bei höherer Lage auch durch ein Kettenrad betätigt; gelegentlich benutzt man Zahnräder, Schnecken- oder Zahnstangengetriebe. Die Vorteile der Spindelausrücker liegen bei genügend geringer Schraubensteigung in der Selbsthemmung und in dem sanften Ein- und Ausschalten der Kupplung. Nachteile sind andererseits, daß die Einrückdauer unter Erhöhung der Gleitverluste verlängert wird und daß der Druck auf den Schleifring bei selbsthemmenden Schrauben nach erfolgtem Einrücken fortbesteht und zum Heißlaufen des Ringes führen kann, wenn die Spindel nach dem Einrücken nicht etwas zurückgedreht wird. Zahnrad- und Zahnstangenausrücker lassen den Rückdruck vermeiden.

Fern- und Momentausrücker sollen das Ausschalten, namentlich bei drohender Gefahr, von einer beliebigen Stelle aus und möglichst rasch durchführen lassen. Vielfach benutzt man dazu ein durch einen Seilzug oder durch elektrischen Strom auslösbares Gewicht oder eine Feder, die freigegeben, das eigentliche Ausrücken bewirken.