

und den Polabstand von  $X$  aus wagrecht anträgt. Die äußersten neuen Polstrahlen schließen dann  $\gamma'_n$  und  $\delta'_n$  ein. Das Aufzeichnen der entsprechenden Biegelinie erübrigt sich.

Abb. 1381 zeigt den Einfluß eines beliebig angenommenen, also bekannten Stützmoments  $M$  am rechten Ende des Feldes  $n$ . Ihm wird durch ein Kräftepaar mit den Seitenkräften  $\frac{M}{l_n}$  über den Stützpunkten das Gleichgewicht gehalten, woraus die dreieckige Momentenfläche, Abb. 1381, folgt, die die Grundlage zur Ermittlung der Biegelinie in bekannter Weise gibt. Dabei wurden, da das Moment  $M$  die Welle im Felde  $n$

offenbar nach oben durchbiegt, die Belastung durch die Teile der  $\frac{M_x}{J_x}$ -Fläche und die

Ersatzgröße für die Kurbelarme nach oben wirkend angenommen. Ganz entsprechend, wie in Abb. 1380, werden die Winkel  $\gamma''_n$  und  $\delta''_n$ , die die elastische Linie unter der Wirkung von  $M$  zeigen würde, erhalten. Tritt an die Stelle des Momentes  $M$  das Stützmoment  $M_0$ , so verändern sich die Tangenten der Winkel entsprechend dem Verhältnis  $\frac{M_0}{M}$ , so daß sich über der linken Stütze  $\text{tg } \gamma'''_n = \text{tg } \gamma''_n \cdot \frac{M_0}{M}$  und über der rechten  $\text{tg } \delta'''_n = \text{tg } \delta''_n \cdot \frac{M_0}{M}$  einstellt. Abb. 1380 und 1381 müssen mit denselben Polabständen

und Maßstäben und unter geeigneter Wahl des Momentes  $M$  so gezeichnet werden, daß die Tangenten der Winkel  $\gamma'_n$ ,  $\delta'_n$ ,  $\gamma''_n$  und  $\delta''_n$  bequem meß- und vergleichbar werden.

Nach dem Maxwell'schen Satze gestattet Abb. 1381 auch den Einfluß eines über der linken Stütze wirkenden negativen Momentes  $-M$  zu verfolgen, und zwar wird der Winkel an der linken Stütze  $\gamma''V_n = \delta''_n$  und über der rechten Stütze  $\delta''V_n = \gamma''_n$ .

Betrachtet man nun die Wirkung aller am Felde  $n$  angreifenden Kräfte und Momente, so ergeben sich für die Winkel  $\gamma_n$  und  $\delta_n$  die Gleichungen:

$$\gamma_n = \gamma'_n - \text{arc tg } \gamma''_n \frac{M_0}{M} + \text{arc tg } \delta''_n \frac{M_n}{M}, \quad (432)$$

$$\delta_n = \delta'_n - \text{arc tg } \delta''_n \frac{M_0}{M} + \text{arc tg } \gamma''_n \frac{M_n}{M}. \quad (433)$$

Die Biegelinien der übrigen Felder liefern in ganz ähnlicher Weise die zugehörigen Winkel und unter Benutzung der entsprechenden Bedingungen (432) und (433) die Gleichungen zur Bestimmung der Stützmomente, wobei zu beachten ist, daß die Momente über den Endstützen der Welle Null sind.

### Neunzehnter Abschnitt.

## Exzenter.

Exzenter dienen als Ersatz für Stirnkurbeln oder Kröpfungen von kleinem Halbmesser, Abb. 1382, 1383 und 1384, wenn Stirnzapfen, etwa wegen zu geringem Wellendurchmesser konstruktiv nicht ausführbar sind oder wenn es sich darum handelt, eine Kurbelbewegung mitten von einer Welle abzuleiten. Vorteilhaft ist, daß sich die Exzenter an einer beliebigen Stelle der Welle aufsetzen lassen; nachteilig aber die bedeutendere Reibungsarbeit infolge der größeren Umfangsgeschwindigkeit an der Lauffläche, so daß die Anwendung der Exzenter auf kleine und mittlere Kräfte beschränkt bleiben muß. Beispiele bieten vor allem die Steuerungen; man benutzt aber Exzenter auch an Pressen, Schaltwerken usw., sowie zum Antriebe von Kondensatoren, Hilfskompressoren u. dgl. von der Welle einer Maschine aus.

Hauptteile sind: die auf der Welle befestigte, selten mit ihr aus einem Stück bestehende Scheibe, der Bügel, der diese umschließt und die Exzenterstange zur Bertragung der Kräfte auf den anzutreibenden Zapfen.

Baustoffe. Die Exzenter scheiben und -bügel werden meist aus Gußeisen, bei großen Kräften aus Stahlguß hergestellt. Bei kleinen Abmessungen oder auf Schiffen und an Lokomotiven schmiedet man sie, um an Gewicht zu sparen, aus Flußstahl. Die Lauffläche wird häufig an einem der Teile mit Weißmetall ausgegossen, das durch Schwalbenchwänze oder Zapfen gehalten wird. Meist geschieht das am Bügel, weil dort die Nachstellung bei eintretender Abnutzung und der Ersatz des Ausgusses leichter möglich ist.

Berechnung. Der Mindestdurchmesser  $D$  der Scheibe ist nach Abb. 1385 durch die Exzentrizität  $R$  des Kurbelzapfens, den das Exzenter ersetzen soll, den Wellendurchmesser  $d$  und die Scheitelstärke  $s$  gegeben:

$$D = 2 \left( R + \frac{d}{2} + s \right). \quad (434)$$

Dabei kann  $s$  für Gußeisen nach Bach als Wandstärke einer aufgekilkten Nabe aus:

$$s = \frac{1}{5} \left( d' + \frac{d}{2} \right) + 5 \quad \text{bis} \quad \frac{1}{4} \left( d' + \frac{d}{2} \right) + 5 \text{ mm} \quad (435)$$

berechnet werden, wenn  $d'$  den Durchmesser einer Welle, die dem am Exzenter wirkenden Drehmoment entspricht und  $d$  den wirklichen Wellendurchmesser bedeutet. Bei Flußstahl darf die Wandstärke um 20 bis 30% kleiner genommen werden.

An geteilten Scheiben ist der Durchmesser oft von der konstruktiven Durchbildung der Fuge und den Verbindungsmitteln — Keilen oder Schrauben — abhängig.

Bei der Bestimmung der Laufflächenbreite  $b$  ist das Exzenter als Zapfen zu betrachten. Wegen der Umfangsgeschwindigkeit wird vielfach die Reibungsarbeit maß-

Abb. 1382 bis 1384. Stirnkurbel, Kröpfung und gleichwertiges Exzenter.

gebend. Für die Breite gilt dann die auf Seite 648 abgeleitete Formel gegen Warm-

laufen:

$$b \geq \frac{P_m \cdot n}{2000 (p \cdot v)}, \quad (436)$$

und zwar soll  $p \cdot v$

bei Gußeisen auf Gußeisen den Wert  $10 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \frac{\text{m}}{\text{sek}}$

bei Weißmetall auf Gußeisen den Wert  $15 \quad ,, \quad ,,$

nicht überschreiten. Nur bei starker Kühlung, z. B. durch den Luftzug an Fahrzeugen, darf höher gegangen werden.

Die Keile zur Befestigung können nach Seite 198 gewählt werden. Man wird sie so setzen, daß sie die Exzenter scheiben möglichst wenig schwächen; nötigenfalls verstärkt man die Nabe in ihrer Nähe, wie an mehreren der Beispiele gezeigt ist. Damit die Scheiben beim Aufkeilen senkrecht zur Wellenachse bleiben, sind lange Naben anzustreben. An verstellbaren Exzenter n für Steuerungen usw. sieht man statt eines Keiles ein gezahntes Druckstück vor, das in Rillen in der Welle, Abb. 1386, oder besser in ein besonders eingesetztes Gegenstück, Abb. 1387, eingreift. Damit das Exzenter leicht verstellt werden kann, ist das gezahnte Druckstück mit der Schraube, die es gegen die Welle preßt, so verbunden, daß es beim Lösen der Schraube von der Welle abgezogen wird und nun über eine andere Rille gebracht werden kann.

Der Bügel wird nach Abb. 1385 durch die Stangenkraft  $P$  auf Biegung beansprucht. Betrachtet man ihn als einen gleichmäßig auf der Länge  $D$  belasteten Balken, so wird

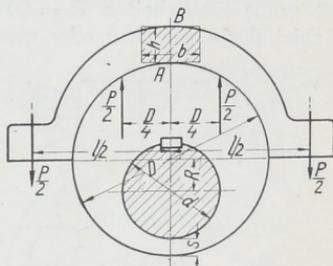


Abb. 1385. Exzenter scheibe mit Bügel.

das nötige Widerstandsmoment im Querschnitte  $AB$ :

$$W = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{P \left( \frac{l}{2} - \frac{D}{4} \right)}{k_b}$$

$k_b$  soll, um Klemmungen zu vermeiden, niedrig, an Gußeisen zu etwa  $150 \text{ kg/cm}^2$ , an Stahlguß und Flußstahl zu etwa  $300 \text{ kg/cm}^2$  angenommen werden. Genügende Steifheit wird bei großen Exzenteren durch Aufsetzen von Rippen, Abb. 1391, erreicht.

Die Verbindungsschrauben der Bügelhälften übertragen die Kraft, wenn Zug in der Stange auftritt und sind dementsprechend zu berechnen.

Für die Exzenterstange ist bei der meist beträchtlichen Länge die Berechnung auf Knickung maßgebend, wenn Druckkräfte in der Stange vorkommen. Zur Erzielung eines ruhigen und schwingungsfreien Laufes und in Rücksicht auf die gelegentlich auftretenden ungewöhnlichen Kräfte, wenn z. B. Klemmungen an den angetriebenen Schiebern oder größere Reibungswiderstände an den Exzenterlaufflächen selbst vorkommen, führt man die Stangen kräftig aus und findet oft große Sicherheiten  $S = 20$  bis  $40$  angewendet. Je nachdem, ob die Stange in das Gebiet der elastischen oder unelastischen Knickung fällt, muß die Eulersche oder Tetmajersche Formel der Berechnung zugrunde gelegt werden. Erhebliche Nebenbeanspruchungen können entstehen, wenn die Kraft nicht in der Mitte des Exzenter wirkt.

Als Querschnitt ist der runde, nur bei raschlaufenden Exzenteren und bei großen Stangenzweiten der rechteckige, mit den langen Seiten in die Hauptebene gelegte Querschnitt zu empfehlen, weil so die Biegespannungen am wirksamsten aufgenommen werden, die durch das Reibungsmoment am Exzenter, durch das Eigengewicht der Stange und durch Massenkräfte in der Schwingungsebene entstehen.

Das Bild zeigt zwei Ausführungsvarianten: links ein verstellbares Exzenter (Abb. 1386) mit einer verstellbaren Feder, rechts ein verstellbares Exzenter (Abb. 1387) mit einer verstellbaren Feder. Die Abbildungen zeigen die mechanischen Details der Exzenterstange, die Bügelhälften und die Verbindungsschrauben.

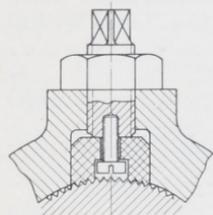


Abb. 1386. Verzahnte Feder für verstellbare Exzenter.

Das Bild zeigt zwei Ausführungsvarianten: links ein verstellbares Exzenter (Abb. 1386) mit einer verstellbaren Feder, rechts ein verstellbares Exzenter (Abb. 1387) mit einer verstellbaren Feder. Die Abbildungen zeigen die mechanischen Details der Exzenterstange, die Bügelhälften und die Verbindungsschrauben.

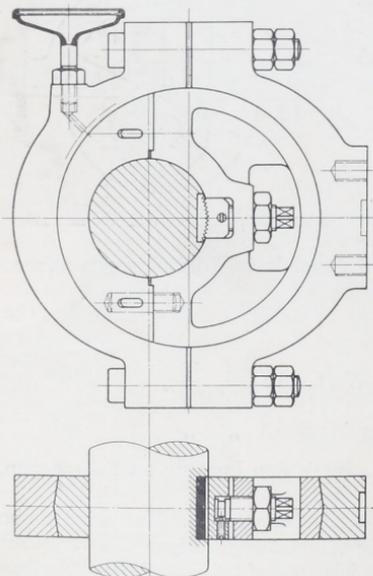


Abb. 1387. Verstellbares Exzenter.

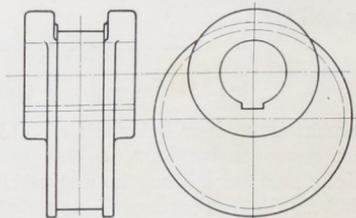


Abb. 1388. Durch seitliche Wangen verstärktes Exzenter.

Konstruktive Durchbildung und Ausführungsbeispiele. Sowohl die Exzenterstange, wie die Bügel und Verbindungsschrauben müssen kräftig gehalten werden und steife Formen bekommen, wenn keine schädlichen Formänderungen, Klemmungen und Störungen durch Warmlaufen, durch das Aufkeilen, das Anziehen der Schrauben und durch die beim Laufen wirkenden Kräfte auftreten sollen. Das Exzenter, Abb. 1388, z. B. ist nur durch besondere seitliche Wangen genügend steif geworden. Die Lauffläche wird gewöhnlich mit leichtem Laufsitz zylindrisch, selten doppelkegelig, Abb. 1387,

oder kugelig abgedreht; die letztgenannte Form hat den Vorteil gegenüber etwaiger Schiefstellung der Scheibenebene infolge des Aufkeilens unempfindlich zu sein, ist aber teurer in der Herstellung. Die durch das Exzenter zu übertragende Kraft soll möglichst in dessen Mittelebene wirken.)

Bei kurzen Wellen kann die Exzenterscheibe ungeteilt ausgeführt werden. Wird aber das Aufschieben durch Absätze, Kröpfungen oder aufgesetzte Teile gehindert oder durch die große Länge des Wellenstücks, über welches die Scheibe zu treiben ist, erschwert, so teilt man die Exzenterscheiben, Abb. 1387, 1391. An der Welle muß die Fugenebene des Aufbringens der Teile wegen durch die Wellenachse gehen. Meist wird sie senkrecht zur Symmetrielinie der Scheibe gelegt, weil dabei am leichtesten der Raum für die Schrauben- oder die gewöhnlich weniger Platz verlangende Keilverbindung der beiden Stücke zu gewinnen ist. Bei der Bearbeitung durch Drehen müssen beide Teile in ihrer Lage zueinander gut gesichert sein; entweder durch Einpassen der Verbindungsbolzen oder durch Absätze *a* und *b*, Abb. 1389, die übrigens in 1391 nötig sind, um den Raum für die Verbindungsbolzen zu gewinnen.

Der Bügel wird meist senkrecht zur Stangenachse nach einer durch seine Mitte gehende Ebene, Abb. 1391, geteilt. Schräge Teilung verlangt nicht allein erheblich umständlichere Bearbeitung, sondern erschwert auch das bei eintretender Abnutzung nötige Nachstellen. Das letztere wird durch Herausnehmen einzelner dünner Fugenbleche oder durch eine Zwischenlage aus Messing, Abb. 1391, die je nach Bedarf abgefeilt wird, bewirkt. Die richtige Lage der beiden Bügelhälften zueinander ist beim Bearbeiten und Aufsetzen durch das Einpassen der Verbindungsschrau-

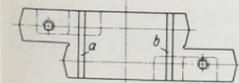
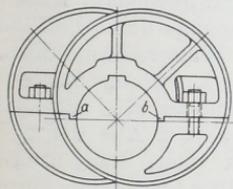


Abb. 1389. Doppel-Exzenter mit kegeligen Laufflächen.

ben gesichert. Eine Verschiebung des Bügels gegenüber der Scheibe in Richtung der Wellenachse wird durch die Seitenwangen  $w_1$  und  $w_2$ , Abb. 1390 oder durch doppelkegelige oder kugelige Ausbildung der Lauffläche verhindert. Die Bearbeitung des Bügels geschieht durch Ausdrehen der Lauffläche und gleichzeitiges Abdrehen der Wangen. Soll auch seine Außenfläche ganz bearbeitet werden, so empfiehlt es sich, eine Form zu wählen, die das Abdrehen um die Achse *AB*, Abb. 1390, gestattet. Sind zahlreiche gleiche Exzenter herzustellen, so kann allerdings das gleichzeitige Fräsen oder Abhobeln mehrerer neben- oder übereinander gespannter Bügel billiger werden.

Die Exzenterstange, früher häufig mit der einen Bügelhälfte aus einem Stück geschmiedet, wird jetzt meist getrennt hergestellt und unter Beachtung der zu übertragenden Biegemomente angeschlossen. Abb. 1391 zeigt eine Verbindung durch einen zentrierten Flansch mit zwei Schrauben, Abb. 1390 eine solche durch Mutter und Gegenmutter. Damit die Stange in diesem Falle im Bügel gut geführt wird, ist Trapezgewinde anzuwenden und genau einzupassen. Der Ansatz *a* an der Mutter soll das Gewinde schützen und verdecken.

Exzenter werden, wenn sie in großer Zahl, z. B. beim Bau von Ventildampfmaschinen gebraucht werden, zweckmäßigerweise genormt. Es ist leicht, die Form der Bügel und die Außenmaße der Scheiben stufenweise festzulegen, verschiedene Wellendurchmesser und Exzentrizitäten aber durch nachheriges Bohren der Nabe zu berücksichtigen. Vorteilhaft ist der Anschluß der Stange und die Verwendung eines Normalkopfes am anderen

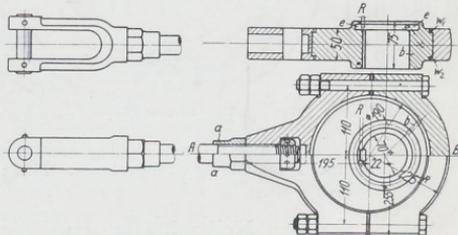


Abb. 1390. Genormtes Exzenter für Ventilsteuerungen. M. 1:10.



Ausgeführt  $b = 4$  cm. Auflagedruck:

$$p = \frac{P}{D \cdot b} = \frac{1200}{45 \cdot 4} = 6,7 \text{ kg/cm}^2;$$

Umfangsgeschwindigkeit:

$$v = \frac{\omega \cdot D}{2} = \frac{5,24 \cdot 0,45}{2} = 1,18 \text{ m/sek.}$$

$$p \cdot v = 6,7 \cdot 1,18 = 7,9 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{sek.}}$$

Bügel. Durch die einfachwirkende Pumpe wird nur der nach der Stange zu gelegene Teil des Bügels von der vollen Kolbenkraft, der andre lediglich durch den Saugdruck und die Stopfbüchsenreibung in Anspruch genommen. Um das Exzenter aber auch für den Fall benutzen zu können, daß die Belastung auf den äußeren Bügel kommt, wird man diesen entsprechend kräftig ausführen. Bei den Maßen der Abb. 1391 ergibt sich im Mittelschnitt des äußeren Bügels: der Schwerpunktabstand:

$$x = \frac{\sum f \cdot \xi}{\sum f} = \frac{1 \cdot 1 \cdot 0,5 + 6 \cdot 2 \cdot 2 + 5 \cdot 2 \cdot 5,5}{1 \cdot 1 + 6 \cdot 2 + 5 \cdot 2} = 3,46 \approx 3,5 \text{ cm};$$

das Trägheitsmoment:

$$J = \frac{1 \cdot 1^3}{12} + 1 \cdot 1 \cdot 3^2 + \frac{6 \cdot 2^3}{12} + 6 \cdot 2 \cdot 1,5^2 + \frac{2 \cdot 5^3}{12} + 2 \cdot 5 \cdot 2^2 = 101 \text{ cm}^4;$$

die größte Zugspannung in der äußeren Faser:

$$\sigma_0 = \frac{P \left( \frac{l}{2} - \frac{D}{4} \right) \cdot e}{J} = \frac{600 \left( \frac{49}{2} - \frac{45}{4} \right) \cdot 4,5}{101} = 354 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Spannung verlangt die Ausführung des Bügels in Stahlguß, wenn die äußere Hälfte voll belastet ist. Im vorliegenden Falle genügt aber Gußeisen als Baustoff.

Verbindungsschrauben. Auf die volle Kraft berechnet, ist bei  $k_z = 250 \text{ kg/cm}^2$  ein Kernquerschnitt:

$$F_1 = \frac{P}{2 \cdot k_z} = \frac{1200}{2 \cdot 250} = 2,4 \text{ cm}^2$$

nötig. Gewählt: zwei Stück  $7/8''$  Schrauben mit je  $2,72 \text{ cm}^2$  Kernquerschnitt und  $\sigma_z = 221 \text{ kg/cm}^2$  Nutztension.

Exzenterstange. Flußstahl. Im Vergleich mit den Abmessungen des gesamten Exzenters, Abb. 1392, erscheint ein Stangendurchmesser von 60 mm am Flanschende, der allmählich auf 50 mm am Zapfenende abnimmt, angemessen. Aus dem mittleren

Durchmesser  $d_m = 55$  mm ergibt sich nach der Eulerschen Formel (16), die maßgebend

ist, weil  $\frac{L}{i} = \frac{4L}{d_m} = \frac{4 \cdot 150}{5,5} = 109$  ist, eine Knicksicherheit:

$$\varnothing = \frac{\pi^2 \cdot J}{P \cdot \alpha \cdot L^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2100000 \cdot 44,9}{1200 \cdot 150^2} = 34,5.$$

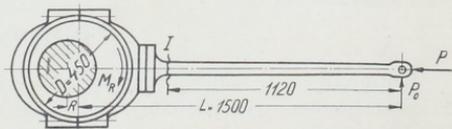


Abb. 1392. Exzenter Abb. 1391. M. 1:30.

Biegebeanspruchung der Stange durch das Reibungsmoment  $M_R$  an der Lauffläche. Betrachtet man das Exzenter als einen Zapfen, so ist unter den oben berechneten Werten des Auflagedrucks und der Geschwindigkeit nach Abb. 1119 während des gewöhnlichen Laufes eine Reibungsziffer unter 0,01 zu erwarten. Rechnet man der Sicherheit wegen mit  $\mu = 0,08$ , so wird  $M_R = P \cdot \mu \cdot \frac{D}{2} = 1200 \cdot 0,08 \cdot \frac{45}{2} = 2160 \text{ kgcm}$ .

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 Zahnrädern. 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-