

Der einwandige Kolben hat jedoch besonders bei kleinen Durchmessern den Nachteil größerer schädlicher Flächen, indem die innere Kremenfläche und die Nabenfläche als schädliche Flächen hinzukommen und auch der innere Zylinderdeckel in den Hohlraum hineingezogen werden muß. Bei der Kegelform kommt dazu noch das Mehr an Fläche des Kegelmantels gegenüber der ebenen Kreisfläche sowohl am Kolben selbst wie an den Deckeln (Führer 44, 4).

Die einwandigen Kolben sollten wegen des großen nachteiligen Einflusses der schädlichen Flächen auf die Ökonomie nur da angewandt werden, wo die Nachteile der schädlichen Flächen (etwa durch dreistufige Expansion) gemindert sind und die sonstigen Bedingungen gebieterisch die Einschränkung der hin und her gehenden Massen verlangen.

Berechnung von kegelförmigen Kolben vgl. Reymann, Ztschr. d. V. d. I. 1895 S. 65 und S. 134, ferner 1896 S. 120.

In besonderen Fällen kommen zusammengesetzte, innen verrippte Hohlkolben aus Stahlformguß mit einfachen Nuten für überzubringende Ringe in Frage.

Kreuzkopf.

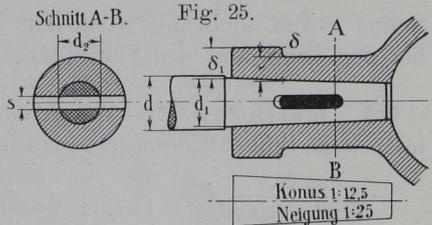
89. Als Kreuzkopf werde ein geschlossener Zapfengabelkreuzkopf aus Stahlformguß gewählt (vgl. Führer 41, 33 ÷ 39). Für Maschinen mit gekröpfter Welle und auch für größere Stirnkurbelmaschinen werden in der Regel Lagerkreuzköpfe bevorzugt (vgl. Führer 41, 28 ÷ 32), welche im allgemeinen eine etwas kürzere Baulänge des Getriebes ergeben, aber wegen der Gabelung der Pleuelstange (vgl. Führer S. 875) etwas teurer ausfallen. Weitgehendste Einschränkung der Baulänge gestattet gemäß Führer 41, 40 die Gelenkverbindung im Führer Fig. 728 S. 874.

Bei Stirnkurbelmaschinen ist die Einschränkung der Baulänge von keiner so großen Bedeutung, weshalb ein Kreuzkopf nach Art des im Führer auf S. 869 dargestellten gewählt werden möge. Die Darstellung dort gilt für einen Kopf von kleineren Abmessungen. Bei größeren Köpfen werden die Wandstärken relativ kleiner.

90. Kreuzkopfbefestigung (Führer 41, 45 ÷ 50). Es werde die Verbindung mit Konus und Keil gewählt. Über die wirksame Entlastung der Keilverbindung durch die Reibung vgl. Führer 41, 46. Das übliche Rechnungsverfahren nimmt auf die Reibung keine Rücksicht, doch ist in den verhältnismäßig sehr hoch angenommenen Beanspruchungen indirekt eine solche Rücksichtnahme enthalten, so

daß es nicht zulässig ist, bei zylindrischer Einpassung gleich hohe Materialbeanspruchungen einzuführen (vgl. Art. 93).

Die Konizität (Neigung von Seite gegen Seite) beträgt meist $\frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{15}$ (also Seite gegen Mitte $\frac{1}{20}$ bis $\frac{1}{30}$). Es werde eine Konizität von $\frac{1}{12,5}$ angenommen. Die Stange ist auf Zug am stärksten im Querschnitt AB beansprucht. Wenn man gebräuchlichen Verhältniszahlen entsprechend vorbehaltlich späterer Nachrechnung die Keilstärke $s = \frac{1}{3} d_2$ setzt¹⁾ und wegen der Mitwirkung der Reibung in den weiter zurück liegenden Teilen (im Betrieb) eine Zugbeanspruchung von 600 kg/qcm zuläßt, so ist rund



$$P = 600 \left(\frac{\pi}{4} d_2^2 - d_2 s \right) = 600 \left(\frac{\pi}{4} d_2^2 - d_2 \cdot \frac{1}{3} d_2 \right) = 600 \cdot d_2^2 \cdot 0,452;$$

$$9400 = 0,452 \cdot 600 d_2^2; \quad d_2 = 5,89 \text{ cm.}$$

Die Keilstärke $s = \frac{1}{3} d_2 = \frac{1}{3} 5,89 = 1,96 \text{ cm.}$

Bei Abrundung auf 2 cm ergibt sich eine Flächenpressung zwischen Stange und Keil von $\frac{9400}{2 \cdot 5,89} = 798 \text{ kg/qcm}$, die (für Tiegelstahl auf Siemens-Martin-Stahl) wegen der Mitwirkung der Reibung eben noch zulässig ist.

91. Am Auflager des Keiles im Kopf läßt sich leicht der Flächen-
druck in mäßigen Grenzen halten, wenn man den Bund der Kreuz-
kopfnabe entsprechend dimensioniert und das Keilloch in denselben
einschneiden läßt.

Als Auflagerdruck sei $p = 600 \text{ kg/qcm}$ (Tiegelstahl auf Stahlguß)
zugelassen. Es ist dann mit den Einschriften in Fig. 25

$$\frac{P}{2} = s \delta_1 p; \quad \delta_1 = \frac{9400}{2 \cdot 2 \cdot 600} = 3,92; \quad \delta_1 = 40 \text{ mm};$$

δ nehme man bei Stahlguß $= 0,35 d_1 + 10 \text{ mm};$
 $\delta = 0,35 \cdot 70 + 10 = 35 \text{ mm.}$

Dabei ist die Gefahr des Sprengens bei zu heftigem Eintreiben
des Keiles nicht ausgeschlossen.

¹⁾ Meist wird s durch eine Verhältniszahl in Beziehung zum stärksten oder auch zum mittleren Durchmesser des Konus gebracht und $= \frac{1}{4} d$ angegeben. Es ist jedoch für die Rechnung bequemer, sich auf den am meisten geschwächten Teil des Konus zu beziehen und den Teilbetrag von s entsprechend größer ($= \frac{1}{3}$) anzunehmen.

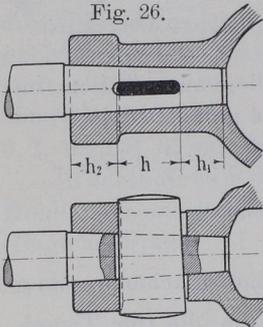
Es ist nachzurechnen, ob die beiden Segmente im Konus, die noch nach der Herstellung des Keillochs verbleiben, die nötige Sicherheit gegen Zerreißen durch die Stangenkraft bieten.

$$\left(\frac{5,9^2 \pi}{4} - 5,9 \cdot 2\right) \cdot \sigma_z = 9400; \quad \sigma_z = 608 \text{ kg/qcm.}$$

Schon etwas hoch, mit Rücksicht auf die Mitwirkung der Reibung bei der Festigkeit der Verbindung noch eben zulässig.

92. Keilhöhe (Keil, Tiegelstahl). In Anbetracht der Reibung kann eine hohe Biegungsbeanspruchung zugelassen werden, wenn,

Fig. 26.



wie es meist geschieht, mit konzentrierter Last P gerechnet wird $k_b = 1200 \text{ kg/qcm}$.

$$M = \frac{10,5}{2} \cdot \frac{P}{2} = 1200 \frac{b h^2}{6}, \text{ mit } P = 9400, b = 2 \text{ wird}$$

$$h = \sqrt[3]{61,7} = 7,86 \text{ cm} = \sim 80 \text{ mm.}$$

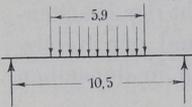
Wegen der Abrundungen wird die Höhe einschließlich derselben gewählt = 85 mm.

h_1 (Fig. 26) mache man ungefähr = $0,9 d_2$;
 h_2 ungefähr = $1,0 d_2$, d. h.

$$h_1 = \sim 55 \text{ mm}, h_2 = \sim 60 \text{ mm.}$$

Die Rechnung mit der konzentrierten Last ist zu ungünstig; rechnet man mit dem der Wirklichkeit näher kommenden Belastungsfall der Fig. 27, so ist

Fig. 27.



$$M = \frac{9400}{2} \cdot \frac{10,5}{2} - \frac{9400}{2} \cdot \frac{2,95}{2} = \frac{9400}{2} \cdot \frac{7,55}{2},$$

mit diesem Moment ergibt sich für die Keilhöhe von 7,86 cm rückwärts eine Beanspruchung von

$$1200 \frac{7,55}{10,5} = 860 \text{ kg/qcm.}$$

(Dieses nur zur Abschätzung des durch die Annahme konzentrierter Belastung und hoher Beanspruchung begangenen Irrtums.)

Dem Keil gibt man einen Anzug von 1:25 Seite gegen Seite.

93. Bei zylindrischem Einsatz darf man die Beanspruchungen und Flächendrucke nicht so hoch wählen: Setzt man k_z in der Stange ≤ 400 , den Flächendruck des Keiles auf die Stange ≤ 600 , so ist

$$s d_1 600 = \left(\frac{\pi}{4} d_1^2 - s d_1\right) 400; \quad s d_1 (600 + 400) = \frac{\pi}{4} d_1^2 400,$$

woraus folgt $s/d_1 = 0,314$.

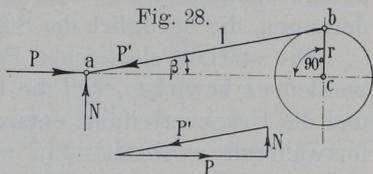
Die gleiche Entwicklung mit entsprechend höheren Beanspruchungen hätte die obige Annahme $s/d_2 = 1/3$ begründen können.

Andere Verbindungen von Kreuzkopf und Kolbenstange vgl. Führer 41, 45 ÷ 50.

94. Für die weitere Bemessung des Kreuzkopfes sind die Abmessungen des Kreuzkopfzapfens wichtig. Am Kreuzkopfzapfen sind folgende Kräfte miteinander im Gleichgewicht:

Die Pleuelstangenkraft, die Pleuelstangenkraft P' und die Reaktion der Gleitbahn. Die Gleitbahnreaktion ist gegen die Senkrechte um

den Reibungswinkel geneigt. Man nimmt sie jedoch bei Betrachtung der Triebwerkskräfte unter Voraussetzung eines guten Schmierzustandes normal zur Gleitbahn, d. h. wenn der Kurbelwinkel gleich 90° ist. Nach Fig. 28 ist:



$$P'_{\max} = P \frac{1}{\cos \beta_{\max}} = P \frac{1}{\sqrt{1 - \lambda^2}},$$

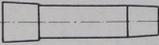
worin λ das Verhältnis r/l bedeutet. Bei dem üblichen Verhältnis $\lambda = 1/5$ wird $P'_{\max} = 9400 \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - \lambda^2}} = 9580$ kg. Die größte Normalkraft wird $N_{\max} = P'_{\max} \cdot \sin \beta_{\max} = P'_{\max} \lambda$.

P'_{\max} würde aber nur dann seinen vollen Wert erreichen, wenn die Füllung bis auf 50 % ginge. Um die größte Stangenkraft unter Berücksichtigung des abnehmenden Dampfdruckes zu finden, müßte man für die größte Füllung die Kraft P' als Funktion des Kolbenweges oder des Kurbelwinkels auftragen. Hier soll der Einfachheit halber und weil die üblicherweise zugrunde gelegten Flächendrucke und Materialbeanspruchungen eine ähnliche Rechnungsweise voraussetzen, an Stelle der Pleuelstangenkraft die größte Pleuelstangenkraft 9400 eingeführt werden. Auch der Umstand, daß von dem auf der Pleuelstange lastenden Druck die Pleuel- und Pleuelstangenreibung bei der Weiterleitung der Kraft abgeht, mag hierdurch mit berücksichtigt sein.

Der größte Pleuelstangenkraft auf die Pleuelstange werde mit entsprechender Annäherung gesetzt $N = 9400 \cdot 1/5$ (Auftragung der veränderlichen Pleuelstangenkraft vgl. Führer 36, 12 S. 740).

95. Für die Wahl des Längenverhältnisses des gabelförmig gefaßten Kreuzkopfzapfens sind verschiedene Gesichtspunkte maßgebend. Während man nämlich beim Pleuelstange das Längenverhältnis l/d meist so wählt, daß sowohl der Pleuelstangenkraft wie die

Biegungsspannung annähernd die zugelassenen Grenzwerte erreichen, würde beim Gabelzapfen der gleiche Grundsatz zu einem unpraktisch großen Längenverhältnis führen (siehe nebenstehende Skizze).



Eine solche Zapfenform mit einem Längenverhältnis von nahezu 2,5 würde nicht nur die Formgebung des Kreuzkopfes außerordentlich erschweren, sondern entspräche auch nicht den Anforderungen, die bezüglich der Steifigkeit an den Zapfen zu stellen sind.

Die starken elastischen Formänderungen bei wechselnder Kraft werden es bewirken, daß die Lagerschale nicht gleichmäßig anliegt und die Druckverteilung entsprechend der wechselnden Deformation fortwährend wechselt. Ein solcher Zapfen wird daher trotz der geringeren Reibungswege leichter warmlaufen wie ein stärkerer und kürzerer Zapfen. Man wähle das Längenverhältnis 1,2 bis 1,8, ausschließlich nach Formgebungsrücksichten.

96. Es möge im vorliegenden Falle für den kugelförmigen Kopf ein Verhältnis $l/d = 1,5$ vorläufig angenommen werden.

Den Flächendruck im Kreuzkopfszapfen wähle man (Zapfen aus Tiegelstahl oder bestem Flußstahl mit Oberflächenhärtung, Lagerschalen aus Bronze) 70 bis höchstens 80 kg/qcm. Festigkeitsrücksichten kommen bei den verhältnismäßig kleinen Zapfenlängen für den Gabelzapfen fast nie in Frage. Mit $p = 70$ kg/qcm ergibt sich:

$$d \cdot l \cdot 70 = d^2 \cdot 1,5 \cdot 70 = 9400; \quad d^2 \cdot 1,5 \cdot 70 = 9400; \quad d = 9,46 \text{ cm};$$

$$\text{gewählt werde } d = 95 \text{ mm}; \quad l = 1,5 \cdot d = 142;$$

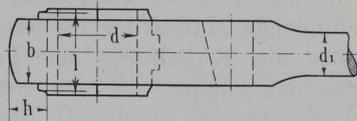
dies Maß wird man zweckmäßig auf $l = 140$ mm abrunden.

97. Die Annahme eines bestimmten Längenverhältnisses hat etwas Willkürliches. Die Länge der Gabelzapfen ist meist durch die Form anschließender Teile bedingt, deren Einfluß auf die Formgebung besonders von Anfängern von vornherein nicht leicht übersehen werden kann. Allgemeine Regeln lassen sich dafür nicht geben, doch soll hier gezeigt werden, welche Erwägungen in dem vorliegenden Falle etwa Geltung haben:

Weiter unten ist die Stärke der Pleuelstange an dem kreuzkopfseitigen Ende kurz vor dem Übergang in den Stangenkopf $d_1 = 60$ mm berechnet. Man macht die Breite b des Stangenkopfes, um einen für die Bearbeitung bequemen Übergang zu erhalten und auch um keine allzu große Höhe h bei Berechnung des Bügels auf Festigkeit zu erhalten, im allgemeinen größer wie den Stangendurchmesser. Um wieviel, hängt von der weiteren Durchbildung der Schalen und verschiedenen anderen Rücksichten ab (Fig. 30).

Vor allem muß man sich, nachdem der Kopf vorläufig auf-
gezeichnet ist, entscheiden, ob man Lagerschalen mit übergreifendem
Lagerbund oder eingreifendem Lagerbund verwenden will (vgl.
Führer 39, 21, ferner Fig. 696 S. 851, Fig. 697 und 700). Bei kleinen
Maschinen kommt man für das Kreuzkopfe der Pleuelstange eher
wie bei großen Maschinen auf einen eingreifenden Bund (vgl. auch
Führer 41, 28 und 42, 4). Hier werden, da die vorläufig gefundene
Zapfenlänge von 140 sehr viel größer
ist wie d_1 , übergreifende Lagerbunde
am Platze sein. Wählt man die Kopf-
breite $b = 1,5 d_1 = 90$ mm und läßt die
Lagerschalen auf jeder Seite um 6 mm
 $+ \frac{1}{10} b$ übergreifen, so kommt man

Fig. 30.



auf eine Zapfenlänge von $15 + 90 + 15 = 120$ mm. Der Zapfendurch-
messer ergibt sich mit dem oben angenommenen Flächendruck dann
aus $9400 = 70 \cdot 12 \cdot d$; $d = 112$ mm; gewählt werden 110, also Längen-
verhältnis $\frac{120}{110} = 1,09$. Der Kreuzkopf wird mit diesen Zapfenmaßen
erheblich schmaler wie bei den Maßen mit dem Längenverhältnis $1/d$
 $= 1,5$. Das ist auch bei der gewählten Form des Kreuzkopfes für
eine gute Kräfteübertragung von der Kolbenstange nach den Zapfen-
augen des Kreuzkopfes erwünscht. Dafür werden die Abmessungen
des Kreuzkopfes in der Schwingebene der Stange etwas größer.

98. Ganz andere Erwägungen wären bei der Wahl der Zapfen-
länge maßgebend gewesen, wenn man einen kugelförmigen Kreuz-
kopf gewählt hätte (etwa nach Führer Fig. 721 S. 870). Bei dieser
manchmal wegen Bearbeitungsrücksichten für kleine und mittlere
Maschinen bevorzugten Form steht aus rein geometrischen Gründen
die Kopfbreite in einer gewissen Beziehung zum Durchmesser und
ist verhältnismäßig groß. Man wird daher, um den Durchmesser,
welcher die Kosten stark beeinflusst, klein zu halten, das Längen-
verhältnis des Zapfens ziemlich groß, etwa gleich 1,6, zweckmäßig
wählen, womit sich bei einem Flächendruck von 70 kg/qcm eine
Länge von 147 und ein Durchmesser von 92 ergäbe. Die Breite b
des Stangenkopfes dürfte die gleiche bleiben und der lange Zapfen
durch reichlich weit übergreifende Lagerschalen (vgl. Führer 39, 29)
gedeckt werden. Man könnte aber auch b größer wählen, um h und
damit den Durchmesser des Kreuzkopfes, in welchem der Pleuel-
stangenkopf Platz finden soll, einzuschränken.

Die vorstehenden Betrachtungen zeigen, daß die zweckmäßige
Zapfenlänge und damit das Längenverhältnis je nach der Wahl der

Kreuzkopfbauart sehr verschieden ausfällt und daß die Bindung an ein bestimmtes Normalverhältnis die Konstruktion des Kreuzkopfes verschlechtert oder doch verteuert; sie zeigen aber auch, daß bei der Berechnung des Triebwerkes keine bestimmte Reihenfolge für die Berechnung der Teile als die allgemein beste empfohlen werden kann, denn es mußte für die zuerst gewählte Kreuzkopfform die angenommene Reihenfolge der Berechnung (vom Kolben in der Richtung der Kraftübertragung nach der Kurbelwelle zu) verlassen werden und die Zapfenlänge durch Vorwegnahme des später gefundenen Maßes der Pleuelstangendicke bestimmt werden, während für die Kugelform der gewählte Rechnungsgang innegehalten werden konnte.

99. Auch sonst kann beim Maschinenkonstruieren meist ein bestimmter Weg und eine bestimmte Reihenfolge in der Berechnung der Glieder nicht vorgeschrieben oder empfohlen werden. Es ist eine Hauptaufgabe des Konstrukteurs, diese Reihenfolge zweckmäßig zu wählen und sich davor zu hüten, sich durch Wahl eines ungünstigen Ausgangspunktes mit willkürlichen Annahmen bei der Weiterentwicklung der Konstruktion in unvorteilhafter Weise zu binden. Oft wird es freilich erforderlich sein, um zunächst einmal die Grundlagen zu schaffen, welche die Wahl des Rechnungsganges und eines zweckmäßigen Ausgangspunktes für denselben ermöglichen, unter Einführung mehr oder weniger willkürlicher Annahmen irgend einen naheliegenden Rechnungsgang zu wählen und nachdem man die Resultate desselben maßstäblich aufgetragen hat, nach eingehender Überlegung den Weg und Rechnungsgang zu suchen, welcher die Teile folgerichtig aus einander entstehen läßt. Die Rechnung ist dann noch einmal unter Aufgabe der ursprünglichen Annahmen zu wiederholen. Anfänger klammern sich meist zu fest an die ersten, zu dem eben besprochenen Zweck gemachten Annahmen an und kommen daher nicht zu der freien Entwicklung konstruktiver Gedanken.

100. Die Verbindung des Zapfens mit dem Kreuzkopfkörper muß eine Spannerbindung sein. In Frage kommt der konische Einpaß mit Schraubenanzug oder das geschlitzte Klemmauge (Führer S. 867 Fig. 716, S. 878 Fig. 735, S. 913 Fig. 831). Gewählt werde der konische Einpaß mit Schraubenanzug (Führer S. 868 Fig. 717 bis 721). Wegen der größeren Starrheit des gegossenen Gabelzapfenkreuzkopfes durch die überbrückende Verbindung der beiden Gabelzinken (Führer 41, 36) darf im Gegensatz zur Stangengabel (vgl. Anhang I) auf beiderseitigen

Anzug verzichtet werden, und es genügt für den Anzug eine Zugschraube mit Brückenscheibe (stärker wie gewöhnliche Unterscheiben). Das Auge erhält die im Anhang I empfohlenen Maße:

b, hier l_1 genannt, $= 0,5 d + 10 \text{ mm}$; δ , hier δ_2 genannt, $= 0,4 d + 15 \text{ mm}$;

$$l_1 = 0,5 \cdot 110 + 10 = 65; \quad \delta_2 = 0,4 \cdot 110 + 15 = \sim 60.$$

101. Vielfach findet man das Maß l_1 durch eine Flächendruckrechnung bestimmt. Mit einem Flächendruck von 300 kg/qcm , der mit Rücksicht darauf, daß die beiden Flächen ohne Gleitung aufeinander ruhen und daß der Konus eingeschliffen ist, ohne weiteres zugelassen und auch noch überschritten werden dürfte, ergeben sich Werte, die erheblich kleiner sind wie praktische Ausführungen. Das liegt daran, daß für die Länge l_1 gar nicht Flächendrucksrücksichten in erster Linie maßgebend sind, sondern die Forderung, daß die Verbindung eine gute gegenseitige Versteifung von Kreuzkopf und Bolzen abgibt. Eine solche Versteifung gestattet die sonstigen Dimensionen des Kopfes (Wandstärke) etwas kleiner zu wählen.

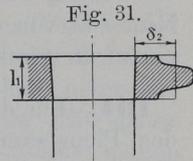


Fig. 31.

Die versteifende Wirkung läßt sich rechnermäßig kaum verfolgen; die sich aus obigen Verhältniszahlen ergebenden Abmessungen sind daher auch nicht als feststehende anzusehen, vielmehr darf man l_1 bei gleichzeitiger Vergrößerung von δ_2 auch kleiner annehmen, wenn der Kopf der Form oder Wandstärke nach besonders steif ist. Auch kann es unter Umständen zweckmäßig sein, l_1 aus geometrisch konstruktiven Gründen größer zu wählen, wie die Verhältniszahlen ergeben, z. B. wenn die Kugelform für den Kreuzkopf gewählt wird, die zu einer verhältnismäßig großen Kopfbreite führt und bei nicht entsprechend langem Zapfen weit nach innen vorstehende Zapfenaugen verlangt, $l_1 = \frac{B}{2} - \frac{1}{2}$ (Fig. 32).

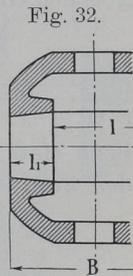


Fig. 32.

102. Die Einsetzung eines niederen zulässigen Flächendruckes, etwa 100 kg , wie er vereinzelt zur Herbeiführung besserer Übereinstimmung mit praktischen Ausführungen empfohlen wird, und die Durchführung einer Flächendruckrechnung ist irreleitend. Eine solche Rechnung erweckt den Schein der größeren Korrektheit gegenüber der Bemessung nach Verhältniszahlen, stützt sich aber auf völlig unzutreffende Grundlagen. Wenn eine einigermaßen zutreffende Berechnung mit Hilfe der Festigkeits- und Elastizitätslehre nicht

möglich ist, sind Verhältniszahlen immer noch besser wie Scheinrechnungen mit gewaltsam zurechtgestutzten Grundlagen. Bei Verwendung von Verhältniszahlen wird man sich der Unzulänglichkeit des Verfahrens eher bewußt bleiben, und wenn es die Umstände angezeigt erscheinen lassen, nach freiem Ermessen Abweichungen einführen.

103. Dem Kreuzkopfbolzen gibt man meist eine Konizität von 1:15 (Neigung 1:30 gegen die Mittellinie) und legt vielfach zur Erleichterung der Einpassung die Konusse auf die gleiche Kegelfläche. Hier soll von der letzteren Regel abgewichen werden, weil sie zu einem zu großen Unterschied in den Augenöffnungen führt.

104. Für die weitere Gestaltung des Kreuzkopfes muß die Form des Pleuelstangenkopfes, welchen er umfassen soll, bekannt sein. Es möge daher zunächst die Pleuelstange mit den beiden Pleuelstangenköpfen berechnet und entworfen werden. Fortsetzung der Kreuzkopfkonstruktion Art. 127.

Pleuelstange.

(Material weicher Flußstahl.)

105. Als größte Stangenkraft werde aus den in Art. 94 angegebenen Gründen die Kolbenkraft = 9400 kg eingeführt. Die Stange ist zunächst auf Knicken, dann nötigenfalls auf Biegung durch die Querbeschleunigungen (Peitschen) zu berechnen. Als Länge werde das meist gebräuchliche Maß $L = 5R = 5 \cdot 0,3 = 1,5 \text{ m} = 150 \text{ cm}$ eingeführt. Dann ist für den Fall des beiderseitigen gelenkigen Anschlusses wie im Art. 71

$$P = \pi^2 \frac{EJ}{L^2} \frac{1}{\mathcal{E}} = \pi^2 E \frac{\pi d^4}{64} \frac{1}{L^2} \frac{1}{\mathcal{E}} = 0,485 \frac{d^4 E}{L^2 \mathcal{E}}; \text{ mit } \mathcal{E} = 20$$

$$9400 = 0,485 \frac{d^4 \cdot 2200000}{150^2 \cdot 20}; \quad d^4 = 3967 \text{ cm}^4; \quad d = 7,94 \text{ cm.}$$

106. Gewählt für die Stangenstärke in der Mitte $d = 80 \text{ mm}$. Pleuelstangen langsam laufender Maschinen verjüngt man in der Regel nach beiden Enden. Bei einer Maschine wie der vorliegenden kommen jedoch schon die Biegungsbeanspruchungen durch die Querbeschleunigung der Stange (das Peitschen) in Frage. Es werde daher die Stange nach dem Kreuzkopf zu verjüngt, nach dem Kurbelende zu verstärkt, jedoch hier an den Seiten abgeflacht. Durch die Abflachung wird das Widerstandsmoment für die Biegung nur unwesent-

Fig. 33.

