

minderter Tourenzahl laufen, weil die Gefahr übermäßiger Erwärmung bei geringerer Tourenzahl kleiner ist. Die Notwendigkeit, die durch die Beschleunigungen hervorgerufene Verschiebung in den Kräften zu berücksichtigen, tritt besonders für gekröpfte Wellen schnelllaufender Maschinen hervor. Näheres hierüber im Anhang IV.

## Berechnung der Teile des Hauptgetriebes.

### Vorbemerkungen.

**68.** Man ist oft genötigt, bei Festigkeitsrechnungen, die zur Ermittlung der erforderlichen Abmessungen dienen, vorläufige Schätzungen über die Länge der Biegungshebelarme vorzunehmen sowie vereinfachende Voraussetzungen über die Kraftwirkungen zu machen. Die mit diesen vorläufigen Annahmen durchgeführte Festigkeitsrechnung wird dann zu neuen Abmessungen und Hebelarmlängen führen, die von den ersteren mehr oder weniger abweichen. Eine nochmalige Nachrechnung mit den neuen Abmessungen wird dann in der Regel schon das endgültige Resultat liefern. Die zweite Rechnung wird am besten in einer Nachrechnung der auftretenden Spannung und Flächendrucke für die auf Grund der ersten Rechnung schätzungsweise neu und schon abgerundet zu wählenden Dimensionen bestehen.

Im Nachfolgenden ist diese Nachrechnung der Kürze halber oft weggelassen, ohne daß dieselbe damit als überflüssig bezeichnet werden soll. Es wird vielmehr bei wichtigeren Teilen die Nachrechnung mit den genaueren Methoden der Festigkeitslehre empfohlen. Wenn bei den ersten Annahmen durch Einführung gedachter Gelenke u. dgl. ein statisch unbestimmtes System für die Berechnung zu einem statisch bestimmten gemacht war, wird die letzte Nachrechnung der auftretenden Spannungen unter Zugrundelegung der wirklichen Formen und Verbindungen als statisch unbestimmtes System auszuführen sein, wobei freilich oft auch gewisse Willkürlichkeiten in den Annahmen über die Lastverteilung oder die Starrheit der Unterstützungen nicht vermieden werden können.

**69.** Die ersten rohen Annahmen werden, selbst wenn sie von den wirklichen Verhältnissen ziemlich stark abweichen, doch schon zu ganz brauchbaren Resultaten führen, wenn die zugrunde gelegten Flächendrucke und Beanspruchungen aus bewährten ausgeführten oder aus ähnlichen, exakt berechneten Konstruktionsteilen mit den gleichen rohen Annahmen rückwärts errechnet wurden. Es würde z. B. fehlerhaft sein, wenn man die Materialbeanspruchung eines

ähnlichen Teiles aus einer exakten Rechnung als statisch unbestimmtes System kennt, z. B.  $\sigma_b = 560 \text{ kg/qcm}$ , und wenn die Rückwärtsrechnung mit den rohen Annahmen an der fraglichen Stelle nur  $480 \text{ kg/qcm}$  ergibt, den ersteren genaueren Wert der ersten rohen Berechnung des neuen Konstruktionsteils zugrunde zu legen. Vielmehr wird man viel bessere Übereinstimmung mit den Verhältnissen des schon vorhandenen bewährten Teiles erhalten, wenn man für die vorläufige Rechnung den zweiten Wert benutzt. Vorausgesetzt ist dabei natürlich, daß keine unzumutbaren und ganz unwahrscheinlichen Annahmen gemacht werden.

**70.** Eine der bekanntesten, allgemein üblichen Voraussetzungen, die nicht allzuviel Wahrscheinlichkeit für sich hat, aber doch bei einheitlicher Anwendung praktisch sehr brauchbare Resultate liefert, ist die Annahme, daß der Flächendruck bei Zapfen über die Projektion  $l \cdot d$  gleichmäßig verteilt ist, ferner die Annahme, daß sich der Kolbendruck voll auf den Kreuzkopf überträgt, obwohl derselbe schon um den auf die Kolben- und Stopfbüchsenreibung entfallenden Betrag vermindert ist.

Der Einfluß der Kolbenbeschleunigungskräfte auf die Beanspruchung der Triebwerksteile ist hier wie gewöhnlich bei langsam und mäßig schnell laufenden Maschinen unberücksichtigt geblieben (vgl. 51 bis 67 und Führer 32, 10, 11, 14 Anm. 2).

Über die Wahl der Flächendrucke in den Lagern schnell laufender Kurbelgetriebe mit Rücksicht auf die vergleichmäßigende Wirkung der Beschleunigungskräfte vgl. Anhang IV Zeitmitteldruckdiagramm.

### Kolbendruck auf das Triebwerk.

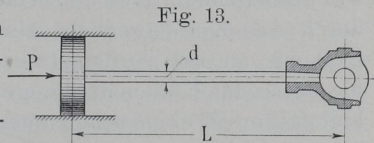
**71.** Während der Admissionsperiode ist nach Art. 51

$$P = F \cdot (7 - 0,21) = 1385 \cdot 6,79 = \sim 9400 \text{ kg.}$$

Obwohl bei der einseitigen Durchführung der Kolbenstange für Hin- und Rückgang sich etwas verschiedene Drucke ergeben, möge doch einheitlich mit obiger Kolbenkraft gerechnet werden.

Kolbenstange. Da die Kolbenstange auf Knickung zu rechnen ist, muß eine vorläufige Annahme über ihre Länge gemacht werden. Die Knicklänge  $L$  Fig. 13 kann geschätzt werden:

$$L = (1,6 \text{ bis } 1,9) s + 150 \text{ mm.}$$



Die größeren Werte gelten für verhältnismäßig kurzen Hub und große Kolbenkraft; mit 1,8 ergibt sich

$$L = 1,8 \cdot 600 + 150 = 1230 \text{ mm} = 123 \text{ cm},$$

Material Flußstahl, Belastungsfall Knickung, Hütte (21) S. 533 Fig. 5.

$$P = \pi^2 \frac{EJ}{L^2} \frac{1}{\mathcal{C}}, \quad \text{Fall 2.}$$

E für Flußstahl 2200 000,  $J = \pi \frac{d^4}{64}$ ,  $\mathcal{C}$  für stehende Maschinen =  $12 \div 20$ , für liegende  $15 \div 25$ ; gewählt werde im vorliegenden Falle (auflaufender Kolben)  $\mathcal{C} = 20$ , hiermit wird  $P = \pi^3 \frac{2200000 d^4}{20 \cdot 123^2 \cdot 64}$ ;  $d^4 = 2671$ ;  $d = 7,19$ ; gewählt werde:

$$d = 7,5 \text{ cm} = 75 \text{ mm}.$$

Die obige Regel für L gilt nicht, wenn eine Kreuzkopfkonstruktion von besonders kurzer Bauart angewandt wird, wie solche zur Einschränkung der Gesamtbauhöhe der Maschine bei Schiffsmaschinen z. B. in Verbindung mit der Kolbenstange (Fig. 18) gebräuchlich sind.

In allen Fällen ergibt sich die genaue Länge erst aus der konstruktiven Durchbildung der einzelnen Teile (Zylinderdeckel, Stopfbüchse, Kreuzkopf). Weicht der endgültige Wert von der Annahme erheblich ab, so ist eine nochmalige Rechnung auf Knickung durchzuführen. Bei kurzhubigen Maschinen kann die Knickrechnung einen geringeren Durchmesser ergeben wie die Druck- oder Zugbeanspruchung. In diesen Fällen ist natürlich die letztere maßgebend.

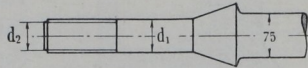
**72.** Die Kolbenstange liegender Maschinen wird nicht nur auf Knickung, sondern auch noch auf Biegung beansprucht, und zwar zunächst in allen Fällen durch ihr eigenes Gewicht. Das Gewicht des Kolbens selbst beansprucht die Kolbenstange nur dann auf Biegung, wenn die Kolbenstange den Kolben tragen soll (Schwebekolben) oder wenn bei auflaufendem Kolben (Schleppkolben) die Stopfbüchse dieser Art der Tragung nicht angepaßt ist (vgl. den Abschnitt Kolbentragung im Führer 44, 22 bis 29, ferner 44, 35 u. 40). Bei auflaufendem Kolben (Schleppkolben) tritt an Stelle der Biegung durch das Kolbengewicht ein kleines Biegemoment durch die Reibung an der Auflaufstelle. Diese Biegebungsbeanspruchung und die durch das Kolbenstangengewicht ist durch den reichlichen Sicherheitsfaktor  $\mathcal{C}$  oben schon ausreichend mit berücksichtigt. Dagegen müssen Kolbenstangen, welche den Kolben tragen sollen, unbedingt auf Biegung nachgerechnet werden. Je größer die Maschine ist, um so mehr tritt die Biegebungsbeanspruchung bei Schwebekolben in den Vordergrund. Man verlangt, daß die Durchbiegung der Stange

nicht mehr wie 1 bis 3 mm oder wie  $\frac{1}{1500}$  der Tragweite beträgt. (Beachte, daß die Tragweite bei Tragung durch Schuhe erheblich größer ist wie die sonst weniger vollkommene durch Büchsen.)

**Gewinde und Mutter.**

**73.** Für die entgegengesetzte Krafrichtung kommt die Zugfestigkeit im Gewindekern in Frage. Wenn das Gewinde auf der Drehbank geschnitten und die Auflagefläche der Mutter (durch Abdrehen auf einem Gewindedorn) genau senkrecht zur Muttergewindeachse steht, darf gesetzt werden:

Fig. 14.



$k_z = 300$  bis  $400$  kg/qcm, hiermit erhält man (Fig. 14)

$$P = \pi/4 d_2^2 k_z; \quad \pi/4 d_2^2 = \frac{9400}{300}; \quad d_2 = 6,32 \text{ cm.}$$

Gewählt wird eine Schraube von  $2\frac{3}{4}$ " Bolzendurchmesser mit  $d_2 = 60,55$  und  $d_1 = 69,85$  mm.

Rückwärts ergibt sich aus  $\pi/4 \cdot 6,055^2 \sigma_z = 940$ ,  $\sigma_z = 327$  kg/qcm, somit in den obigen zulässigen Grenzen.

Wenn die Mutter aus Bronze besteht und demgemäß als Flächenpressung im Gewinde  $k \leq 150$  kg/qcm zugelassen wird, berechnet sich die Mutterhöhe wie folgt:

Ein Gewindegang hat eine Projektionsfläche gleich  $\pi/4 \cdot (d_1^2 - d_2^2) = 9,5$  qcm; erforderlich sind  $\frac{9400}{150} = 62,7$  qcm, also  $\frac{62,7}{9,5} = 6,6$  Gewindegänge.

Nach der Schraubentabelle kommen auf  $1'' 3\frac{1}{2}$  Gänge, daraus folgt die erforderliche Mutterhöhe:  $\frac{6,6}{3,5} = 1,89'' = 4,79$  cm =  $\sim 50$  mm.

Eine Nachrechnung auf Abscherung des Gewindes würde  $5 d_2 \pi \tau = 9400$ ; woraus  $\tau = 100$  kg/qcm folgt. Die Mutterhöhe von 50 mm ist somit auch mit Rücksicht auf Abscherung des Gewindes groß genug.

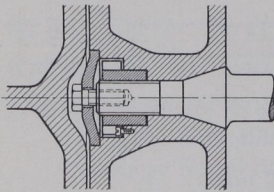
Bei überhitztem Dampf verwendet man trotz der Gefahr des Festrostens neuerdings wieder eiserne Muttern, weil bei hohen Temperaturen die Festigkeit des Rotgusses sehr zurückgeht und auch der ungleiche Ausdehnungskoeffizient von Mutter und Schraubenkern bei hohen Temperaturen eine sehr ungleichmäßige Verteilung der Last auf die einzelnen Gewindegänge veranlaßt.

**74.** Um die schädlichen Flächen einzuschränken, ist es (besonders bei Einzylindermaschinen und bei Niederdruckzylindern von Verbund-

maschinen) zu empfehlen, die Mutter einzulassen und das Nest mit einem dampfdicht schließenden Deckel abzudecken (vgl. Fig. 15).

Für Triebwerksteile verwendet man vielfach an Stelle des Whitworthgewindes ein feineres Gewinde mit Whitworthprofil, welches bis zu  $1\frac{3}{4}$ " 8 Gänge auf 1" enthält (Durchmesserunterschied rund 4,1 mm), bis  $2\frac{1}{2}$ " 7 Gänge (Durchmesserunterschied rund 4,7), darüber

Fig. 15.

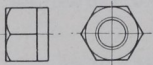


hinaus 6 Gänge (Durchmesserunterschied rund 5,4) (vgl. Führer S. 760). Es möge als feines Kraftgewinde bezeichnet werden. Der Schraubenschaft wird durch die weniger tief einschneidenden Gewindegänge nicht so sehr geschwächt.

Bei kurzer Knicklänge der Kolbenstange kann es vorkommen, daß der Schaftdurchmesser  $d_1$  rechnermäßig stärker wird wie die eigentliche Stange; in einem solchen Falle wäre die Anwendung des feinen Kraftgewindes am Platze. Hier tritt dieser Fall nicht ein, weshalb am normalen Whitworthgewinde festgehalten werden möge.

**75.** Als Auflagerdruck zwischen Mutter und Kolben lasse man 150 bis 200 kg/qcm zu. Wenn die Mutter an der Auflagerstelle auf Schlüsselweite 103 mm abgedreht wird (Fig. 16), so ergibt sich eine

Fig. 16.



Fläche:  $\pi/4 (10,3^2 - 7^2) = 44,8$  qcm, somit ein Flächen-

druck von  $\frac{9400}{44,8} = 210$  kg/qcm, mit Rücksicht auf obige

Werte eben noch zulässig. Andernfalls hätte unter Beibehaltung des Bolzendurchmessers eine größere, abnormale Schlüsselweite gewählt werden müssen oder es hätte die Mutter mit einem Bund versehen werden müssen.

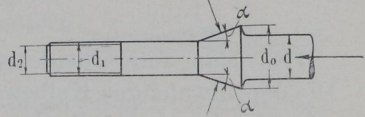
### Konus.

**76.** Da der Konus eingeschliffen werden kann und beim Anziehen der Mutter auf seiner Unterlage nicht gleitet, darf der verhältnismäßig hohe Flächendruck von 400 kg/qcm zugrunde gelegt werden. Es genügt auch hier, wie bei dem Gewinde, den Flächendruck auf die zur Krafrichtung senkrechte Projektionsebene zu ermitteln, weil bei gleichbleibender Größe derselben mit zunehmendem Neigungswinkel die Flächen im gleichen Maße wachsen wie die Komponenten der Kraft (Fig. 17).

$$\pi/4 \cdot (d_0^2 - d_1^2) \cdot 400 = 9400; d_0 = 8,85 \text{ cm; gewählt: } d_0 = 90 \text{ mm.}$$

Der Winkel  $\alpha$  wird zweckmäßig gleich  $30^\circ$  angenommen. Wenn es darauf ankommt, das Maß  $d_0$  möglichst zu beschränken, wie das bei Kolbenstangen, welche nach unten ausgebaut werden müssen, erforderlich ist, so wendet man zweckmäßig den schlanken Konus an, der früher auch bei ortsfesten Maschinen sehr gebräuchlich war und sich bei Schiffsmaschinen auch heute noch erhalten hat (vgl. Führer 44, 30, und 41, 32). Die obige Regel, daß der Flächendruck auf die Projektion gleich dem Flächendruck auf den Konus selbst ist, gilt nur so lange, als die Reibung keine Rolle spielt. Bei sehr schlankem Konus unterstützt die Reibung jedoch die Tragwirkung in vorteilhafter Weise. Man kann daher ähnliche Grundsätze für die Konstruktion der Verbindung anwenden, wie sie weiter unten für die Verbindung von Kolbenstange und Kreuzkopf behandelt sind.

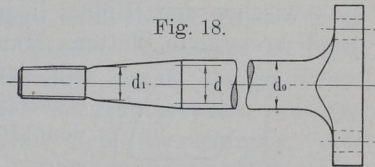
Fig. 17.



**77.** Man geht bei Berechnung von Kolbenstangen, die nach dem Kreuzkopf zu ausbaubar sein sollen, am besten folgendermaßen vor:

Man berechnet zunächst den Schraubenkern auf Zug, bestimmt danach den Bolzendurchmesser, setzt hinter der Eindrehung den Konus mit einer Konizität von etwa 1:10 (Neigung der Seiten gegeneinander, oder, was dasselbe ist, mit einer Neigung von 1:20 der Seite gegen die Mittellinie) an und findet dadurch bei gegebener Nabenlänge die aus Montagerücksichten erforderliche Stangenstärke  $d_0$  (Fig. 18). Ist die aus der Beanspruchung auf Knickung oder Druck berechnete Stangenstärke  $d$  geringer wie die zuerst gefundene, so schränke man  $d_1$  und  $d_0$  durch Anwendung von feinem Kraftgewinde ein. Ist dann  $d_0$  immer noch größer wie der Rechnungswert  $d$ , so bringe man  $d_0$  zur Ausführung (vgl. Fig. 18); man darf jedoch, wenn es auf Einschränkung der Massen ankommt, nunmehr die Stange mit einer Bohrung von solchem Durchmesser versehen, daß sie den Anforderungen an die Festigkeit gerade noch genügt. Ergibt jedoch die Festigkeitsrechnung stärkere Dimensionen, so mache man den Konus entsprechend steiler oder nehme einen entsprechend größeren Gewindedurchmesser an.

Fig. 18.



Die Länge des Konus wird sich bei Hohlgußkolben nach der Höhe der Nabe richten, für welche weiter unten Angaben gemacht

sind. Bei den einschaligen kegelförmigen Kolben aus Stahlguß, bei welchen der schlanke Konus besonders häufig zu finden ist, besteht eine Beziehung zwischen Nabellänge und Kolbenhöhe nicht. Man wird die Nabellänge nur so groß machen, als sie mit Rücksicht auf eine solide Befestigung von Kolbenstange und Kolben sein muß. Ein passendes Maß für die Länge des Hohlkonus ist etwa  $h = 1,8 d_1$ .

### Kolben.

**78.** Man unterscheidet einwandige und doppelwandige Kolben. Die doppelwandigen Kolben können aus zwei Wandungen zusammengesetzt oder als Hohlkolben gegossen sein. Doppelwandige Kolben können mit und ohne Rippen im Innern ausgeführt werden. Für den vorliegenden Fall eignet sich ein innen verrippter doppelwandiger Hohlkolben sowohl aus Festigkeitsrücksichten wie vor allem zur Einschränkung der schädlichen Flächen, auf die gerade bei Einzylindermaschinen besonders zu achten ist.

Über verschiedene Kolbenarten vgl. Führer 44, 1 ÷ 9.

Bei dem ziemlich großen Überdruck zwischen beiden Kolbenseiten und dem nicht kleinen Kolbendurchmesser ist die Anbringung von Rippen am Platze. Es werden zunächst deren 4 angenommen. Eine genaue Festigkeitsrechnung ist nicht durchführbar; als roher Anhalt möge folgendes Rechnungsverfahren dienen: Zur

### 79. Berechnung der Platten,

die zwischen den Rippen liegen, denke man sich dieselben ersetzt durch kreisrunde Platten. Man trage schätzungsweise den Kreis so

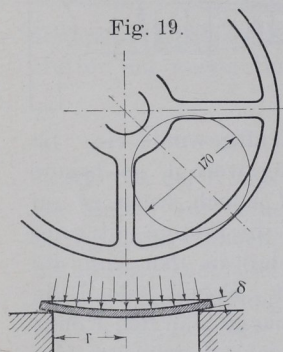


Fig. 19.

ein, daß er die Umrisse der Platte zum Teil einschließt, zum Teil außen läßt; ein Kreis von 170 mm Durchmesser wird etwa passend sein. Die Beanspruchung einer frei aufliegenden, mit dem Druck  $p$  gleichmäßig belasteten Platte von der Dicke  $\delta$  und dem Radius  $r$  ist:

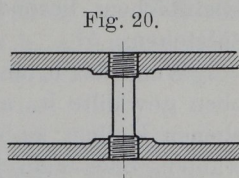
$$\sigma_b = \varphi \cdot \frac{r^2}{\delta^2} \cdot p$$

(mit  $\varphi = 0,8$  bis  $1,2$ ), angenommen  $\varphi = 1$ .

Der Druck im Innern des Kolbens ist ungewiß; schätzt man ihn gleich der Atmosphäre, so ist  $p = 6$ . Mit  $k_b = 150 \text{ kg/qcm}$  und  $r = 8,5 \text{ cm}$  ergibt sich:

$$\delta = \sqrt{\frac{\varphi \cdot r^2 \cdot p}{k_b}} = \sqrt{\frac{8,5^2 \cdot 6}{150}} = 1,7 \text{ cm.}$$

Wegen der Verschwächung durch die Kernlöcher möge  $\delta = 18$  mm gewählt werden. Wäre man auf eine zu große Wandstärke gekommen, so hätte man durch stehbolzenartige Kernlochverschlüsse die andere Wand zur Unterstützung mit heranziehen können (Fig. 20) oder die Rippenzahl vermehren müssen. Es empfiehlt sich, zu einer um 2 oder 4 größeren Rippenzahl überzugehen, wenn die Plattenwandstärke in Millimetern größer wie  $\delta = 10 + \frac{D}{100} \sqrt{p_u + 2}$  wird ( $p_u$  die größte Druckdifferenz zwischen beiden Kolbenseiten in Atm.,  $D$  der Durchmesser in Millimetern).



Wenn die Wandstärke mit der Festigkeitsrechnung sehr klein wird, sollte man sie mit Rücksicht auf den Guß mindestens  $= 8 \text{ mm} + 0,012 D$  machen (Gußeisen vorausgesetzt).

Kolbenhöhe an der Nabe und am Umfang.

**80.** Damit die erforderliche Rippendicke nicht zu groß wird, ist es zu empfehlen, schon bei der Wahl der Kolbenhöhe  $h_m$  an der Nabe auf die Biegemomente Rücksicht zu nehmen. Bei Ausführung in Gußeisen eignet sich für die vorläufige Wahl der Höhe  $h_m$  die Gleichung

$$h_m \cong \frac{D}{10} \sqrt{p_u + 2}.$$

Hiermit würde sich ergeben  $h_m \cong \frac{420}{10} \sqrt{6,79 + 2} = 125$  mm.

Für die Kolbenhöhe  $h_u$  am Umfange sind andere Rücksichten maßgebend: Wenn der Kolben bei liegenden Maschinen aufläuft und mit dem halben Kolbenstangengewicht durch die Zylinderwandung getragen wird, muß die Höhe so groß gewählt werden, daß der Flächendruck das zulässige Maß nicht überschreitet. Als zulässig wird in der Regel ein Flächendruck von 0,3 bis 0,5 kg/qcm angesehen, wobei die Projektion des tragenden Bogens etwa  $= \frac{3}{4} D$  anzunehmen ist. Die Dichtungsringe werden im allgemeinen so angeordnet, daß sie nicht mittragen, und sind in diesem Falle auch nicht in die Tragfläche mit einzurechnen.

Bei knappen Verhältnissen sieht man sich jedoch zuweilen veranlaßt, die Ringe durch geeignete Konstruktion mit zum Tragen heranzuziehen (vgl. Führer 44, 24); sie werden sich dann allerdings an den Auflagerbogen stärker abnutzen, dürfen aber nun mit in die Tragfläche eingerechnet werden und bilden durch die satte gleichmäßige Anlage einen wertvolleren Teil der Tragfläche wie die Flächen des starren Kolbenkörpers.



Bei großen auflaufenden Kolben ergeben sich auch bei Annahme des oben angenommenen niedrigen Flächendruckes nicht selten Schwierigkeiten, die durch ein nicht gleichmäßiges Anliegen der Gleitflächen, besonders durch Deformierung des Dampfzylinders entstehen.

Wenn das  $h_u$  am Umfange rechnermäßig größer wird als das oben gewählte  $h_m$  an der Nabe, so kann man entweder, um einen ebenen Kolben zu erhalten, das größere Maß auch für die Nabe wählen, oder man kann den Kolben in der Mitte einziehen, um dadurch die Maschinenbaulänge einzuschränken (Hineinragen der Stopfbüchsen, die für die Baulänge von Bedeutung sind, in den Kolben vgl. Führer 44, 6).

**81.** Einen besonders langen Kolben verlangt die sogenannte Gleichstrommaschine (erforderliche Länge  $h_u$  vgl. Führer 49, 30, wo  $h_u$  mit 1 bezeichnet ist). Die Gleichstromkolben würden an sich eine starke Einziehung an der Nabe vertragen, um die Baulänge einzuschränken, doch werden sie fast stets mit ebenen Endflächen ausgeführt, um die schädlichen Flächen klein zu halten.

**82.** Wenn der Kolben durch die Kolbenstange getragen wird (stehende Maschinen, liegende Maschinen mit Schwebekolben) und keine Steuerungsaufgabe zu erfüllen hat, braucht die Höhe  $h_u$  am Umfange nur so groß zu sein, wie es die Unterbringung der Dichtungsringe verlangt. Man kann die Höhe der zwischen den Dichtungsringen zu belassenden Körperinge etwa machen  $= 8 \text{ mm} + 0,03 D$  (Maße der Dichtungsringe vgl. Art. 86).

Ergibt sich hiermit eine geringere Höhe  $h_u$  am Umfang wie an der Nabe, so kann man sie auch kleiner ausführen (Fig. 871 im Führer S. 948) oder zwecks Einschränkung der schädlichen Flächen den Kolben mit dem größeren der beiden Maße eben begrenzen.

**83.** Es möge im vorliegenden Falle ein gewöhnlicher auflaufender Kolben (Schleppkolben) gewählt werden. Um die erforderliche Höhe am Umfang unter Zugrundelegung eines als zulässig erachteten Flächendruckes bestimmen zu können, muß das Gewicht des Kolbens und der Stange bekannt sein. Das Gewicht läßt sich aber erst nach vollständiger Durchkonstruktion des Kolbens ermitteln. Wenn aus der Fabrikation nicht das Gewicht nachgewogener ähnlicher Kolben bekannt ist, nach welchen das Gewicht des zu entwerfenden Kolbens angenommen werden kann, muß es geschätzt werden; oder es muß eine voraussichtlich ausreichend Auflagerfläche liefernde

Kolbenhöhe am Umfange nach ähnlichen Ausführungen vorläufig angenommen werden, um nötigenfalls später, nachdem das Gewicht des Kolbens feststeht, abgeändert zu werden.

Als ein Anhalt für die vorläufige Wahl der Höhe am Umfange auflaufender Kolben kann die Gleichung dienen  $h_u = 70 \text{ mm} + 0,2 D$ , mit welcher sich im vorliegenden Fall  $h_u = 70 + 84 \sim 150 \text{ mm}$  ergibt.

Man dürfte nun dem Kolben an der Nabe entsprechend dem früheren Resultat eine Höhe von 125 geben. Zwecks Einschränkung der schädlichen Flächen und angesichts des geringen Unterschiedes, auch der Einfachheit halber, möge die Höhe an der Nabe und am Umfange gleich groß = 150 mm gewählt werden und der Kolben ebene Endflächen erhalten (Fig. 21).

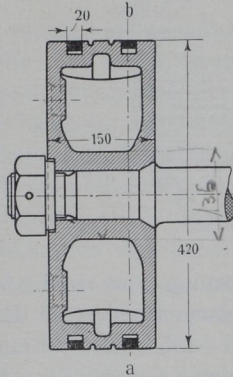
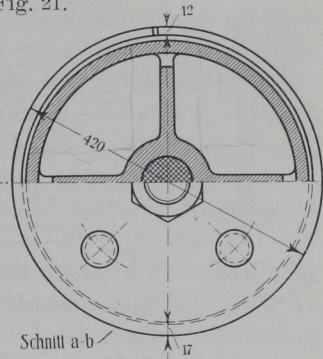


Fig. 21.



### Berechnung der Rippen.

**84.** Den Rippen gebe man eine Stärke von (0,9 bis 1,1)  $\delta$  und prüfe nach, ob sie in Verbindung mit den anschließenden Platten einen  $\Gamma$ -Träger von ausreichender Festigkeit bilden. Die Rippe mit Platten kann als ein an der Nabe eingespannter, frei ausladender Träger angesehen werden; die Rippenstärke werde gleich 16 mm gewählt.

Es fragt sich nun, wie weit werden die Deckplatten als Flanschen des Trägers wirken? Bei 4 Rippen höchstens mit  $\frac{1}{4} \cdot u$ , wenn  $u$  der äußere Umfang der Nabe ist. Es werden jedoch bei nur 4 Rippen schon starke Nebenbeanspruchungen auftreten, besonders dort, wo die fingierten Trägerflanschen zusammenstoßen. Es möge daher unabhängig von der Rippenzahl (3 bis 8) mit  $\frac{1}{8} \cdot u$  gerechnet werden.

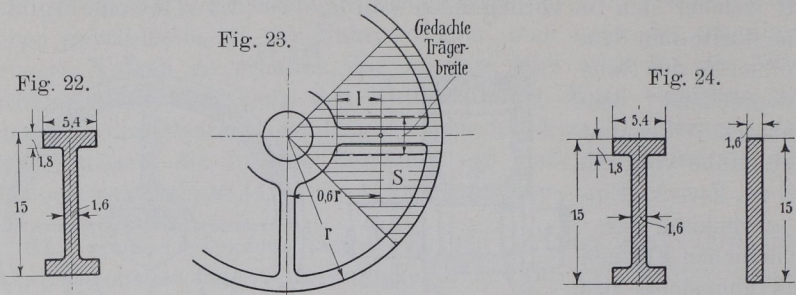
Die Nabenstärke werde bei Gußeisen gleich  $0,4 \cdot d_1 + 5 \text{ mm}$  gemacht, =  $0,4 \cdot 70 + 5 = 33 \text{ mm}$  ( $d_1$  vgl. Fig. 14). Hiermit wird  $u = \pi (70 + 2 \cdot 33) = 430 \text{ mm}$ ;  $\frac{1}{8} \cdot u = \sim 5,4 \text{ cm}$ .

Das Trägheitsmoment des in Fig. 22 abgebildeten Querschnittes ist:

$$J = \frac{15^3 \cdot 5,4}{12} - \frac{(15 - 2 \cdot 1,8)^3 \cdot (5,4 - 1,6)}{12} = 1520 - 470 = 1050 \text{ cm}^4;$$

$$W = \frac{1050}{7,5} = 140 \text{ cm}^3.$$

Jeder der 4 Träger hat  $\frac{1}{4}$  des auf den Kolben wirkenden Dampfdruckes aufzunehmen ( $\frac{1}{4} \cdot 9400 = 2350$ ), wenn man von dem kleinen Abzug durch unmittelbare Dampfdruckwirkung auf die Kolbenstange und die Nabe absieht (Fig. 23). Der Angriffspunkt des auf jeden Kreis-ausschnitt wirkenden Dampfdruckes liegt im Schwerpunkt des Aus-



schnittes, d. h. in einer Entfernung von rund  $0,6 r$  vom Mittelpunkt,  $0,6 \cdot 210 = 126$  mm. Der Hebelarm für den an der Nabe eingespannt gedachten Träger ist  $l = 126 - (35 + 33) = 58$  mm = 5,8 cm. Hiermit ergibt sich das biegende Moment  $= 2350 \cdot 5,8 = 13\,600$  kgcm und aus  $13\,600 = \sigma_b \cdot 140$ ;  $\sigma_b = 97$  kg/qcm.

( $k_b$  zulässig 150 kg, wenn die Rippen im Guß gut gefüllt sind. Wegen Führer 44, 5 Abs. 2 jedoch besser weniger.)

Es ließ sich schon erwarten, daß die Beanspruchung gering ausfallen würde, weil ja aus besonderen Gründen statt der aus Festigkeitsrücksichten empfohlenen Höhe von 125 mm eine solche von 150 angenommen wurde (Art. 83). Wenn die Kolbenmutter in den Kolbenkörper eingelassen wird (Fig. 15 S. 40), wird (wegen der erforderlichen Erweiterung der Nabe an der Einlassungsseite) die Biegungsbeanspruchung kleiner werden, wie vorstehend errechnet.

**85.** Es ist noch eine Nachrechnung der im Steg auftretenden Schubspannungen vorzunehmen.

Die Formel  $k_s = \text{Querkraft} \div \text{Querschnitt}$  ergibt bekanntlich nicht annähernd die vollen wirklich auftretenden maximalen Schubspannungen. Die auf einen Quadranten kommende Querkraft ist 2350 kg, der Querschnitt 38 qcm; es ist also:

$$k_s > \frac{2350}{38} = 62 \text{ kg.}$$

Man geht aber sicher, wenn man (Fig. 24) nur das Querschnittsrechteck des Steges und dieses mit dem korrekten Wert in Rechnung stellt; man hat dann:

$$k_s < \frac{3}{2} \cdot \frac{2350}{24} = 147 \text{ kg.}$$

Der wirkliche Wert liegt zwischen 62 und 147 kg, und zwar, weil die äußeren Teile eines Querschnittes wenig bei der Aufnahme der Querkräfte mitwirken, wahrscheinlich näher nach der oberen Grenze hin. Da für Schub bei wechselnder Belastung nur 100 kg zulässig sind, empfiehlt sich die Kontrolle mit der genaueren, etwas umständlichen Formel für den  $\Gamma$ -Querschnitt, die hier unterbleiben möge.

**86.** Der Kolben möge selbstspannende Dichtungsringe erhalten (Fig. 21 auf S. 45), die von außen übergebracht werden. Die Ringstärke werde so groß genommen, als dies mit Rücksicht auf die Möglichkeit des Überbringens eben noch zulässig ist, d. h.  $s_1 = \frac{1}{30} D$ , wenn die radiale Stärke gleich groß angenommen wird, und  $\frac{1}{25} D$ , wenn die Ringe nach dem Spalte hin auf  $s_2 = 0,7 \cdot s_1$  verjüngt werden. Letzteres werde gewählt und  $s_1 = \frac{1}{25} 420 = 16,8 \text{ mm} \sim 1,7 \text{ cm}$  gemacht (vgl. über Ringabmessungen die Tabelle im Führer S. 952).

Es möge angenommen werden, daß die Ringe selbst nicht mittragen, daher ist die Höhe  $h$  derselben verhältnismäßig klein zu nehmen:

$$s_1 = 17 \text{ mm}; \quad s_2 = 12 \text{ mm}; \quad h = 1,2 \cdot s_1; \quad h = 20 \text{ mm}.$$

**87.** Es erübrigt noch, den spezifischen Flächendruck des den Dimensionen nach nunmehr festgelegten Kolbens zu bestimmen. Das Gewicht des Kolbens berechnet sich aus der Zeichnung zu rund 78 kg, das der Kolbenstange zu 42 kg und das der Mutter zu 1,2 kg, das auf der Zylinderwand lastende Gewicht also  $78 + \frac{1}{2} 42 + 1,2 = 100,2 \text{ kg}$ .

Unter der Annahme, daß der Kolbumfang mit einer Projektion  $= \frac{3}{4} D$  auf der Zylinderwandung aufliegt, wird die tragende Breite  $= 31,5 \text{ cm}$ . Der tragende Teil der Kolbenhöhe wird hiermit nach Abzug der Dichtungsringbreiten und der Schmiernutenbreiten  $= 15 - 2 \cdot 2 - 1 = 10 \text{ cm}$ .

Der Flächendruck ergibt sich aus  $100,2 = k \cdot 31,5 \cdot 10$ ;  $k = \sim 0,32 \text{ kg/qcm}$ ; er liegt also innerhalb der oben (Art. 80) als zulässig bezeichneten Grenzen.

**88.** Einwandige Kolben lassen sich in festeren Baustoffen ausführen (Stahlformguß, Schmiedeeisen und Schmiedestahl) und werden, besonders wenn man ihnen Kegelform mit passender Seitenneigung gibt, leichter wie gußeiserne Hohlkolben, was besonders für schnell laufende und nicht gehörig fundierte Maschinen (Schiffsmaschinen, Lokomotiven usw.) von Bedeutung ist.

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.

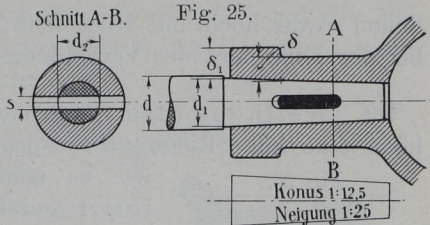
**89.** Als Kreuzkopf werde ein geschlossener Zapfengabelkreuzkopf aus Stahlformguß gewählt (vgl. Führer 41, 33 ÷ 39). Für Maschinen mit gekröpfter Welle und auch für größere Stirnkurbelmaschinen werden in der Regel Lagerkreuzköpfe bevorzugt (vgl. Führer 41, 28 ÷ 32), welche im allgemeinen eine etwas 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  $s = \frac{1}{3} d_2$  setzt<sup>1)</sup> 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

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

$\delta$  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.

<sup>1)</sup> 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.

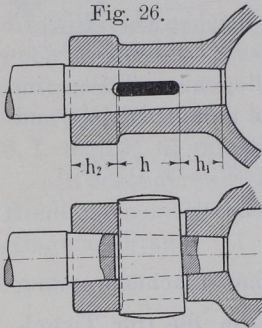
Es ist nachzurechnen, ob die beiden Segmente im Konus, die noch nach der Herstellung des Keillochs verbleiben, die nötige Sicherheit gegen Zerreißen durch die Stangenkraft bieten.

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

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  $k_b = 1200 \text{ kg/qcm}$ .

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

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

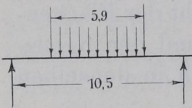
Wegen der Abrundungen wird die Höhe einschließlich derselben gewählt  $= 85 \text{ mm}$ .

$h_1$  (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  $7,86 \text{ cm}$  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  $\leq 400$ , den Flächendruck des Keiles auf die Stange  $\leq 600$ , 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  $s/d_1 = 0,314$ .

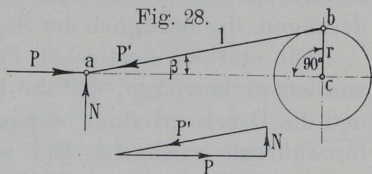
Die gleiche Entwicklung mit entsprechend höheren Beanspruchungen hätte die obige Annahme  $s/d_2 = 1/3$  begründen können.

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  $90^\circ$  ist. Nach Fig. 28 ist:



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

worin  $\lambda$  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  $N_{\max} = P'_{\max} \cdot \sin \beta_{\max} = P'_{\max} \lambda$ .

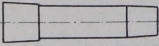
$P'_{\max}$  würde aber nur dann seinen vollen Wert erreichen, wenn die Füllung bis auf 50 % ginge. Um die größte Stangenkraft unter Berücksichtigung des abnehmenden Dampfdruckes zu finden, müßte man für die größte Füllung die Kraft  $P'$  als Funktion des Kolbenweges oder des Kurbelwinkels auftragen. 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 Pleuelbolzenreibung bei der Weiterleitung der Kraft abgeht, mag hierdurch mit berücksichtigt sein.

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

**95.** Für die Wahl des Längenverhältnisses des gabelförmig gefaßten Kreuzkopfzapfens sind verschiedene Gesichtspunkte maßgebend. Während man nämlich beim Stirnzapfen das Längenverhältnis  $l/d$  meist so wählt, daß sowohl der Flächendruck 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:

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

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

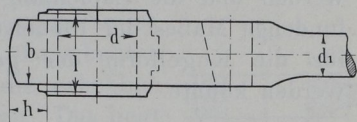
dies Maß wird man zweckmäßig auf  $l = 140$  mm abrunden.

**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 aufzeichnet 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 Kopfbreite  $b = 1,5 d_1 = 90$  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 Zapfendurchmesser ergibt sich mit dem oben angenommenen Flächendruck dann aus  $9400 = 70 \cdot 12 \cdot d$ ;  $d = 112$  mm; gewählt werden 110, also Längenverhältnis  $\frac{120}{110} = 1,09$ . 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 Pleuelstange nach den Zapfenaugen 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 Zapfenlänge maßgebend gewesen, wenn man einen kugelförmigen Kreuzkopf 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 Längenverhältnis 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 Pleuelstangenkopf 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 Spannungsverbindung sein. In Frage kommt der konische Einpaß mit Schraubenzug oder das geschlitzte Klemmauge (Führer S. 867 Fig. 716, S. 878 Fig. 735, S. 913 Fig. 831). Gewählt werde der konische Einpaß mit Schraubenzug (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,  $= 0,5 d + 10 \text{ mm}$ ;  $\delta$ , hier  $\delta_2$  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  $300 \text{ kg/qcm}$ , 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.

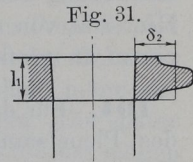


Fig. 31.

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  $\delta_2$  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).

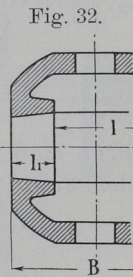


Fig. 32.

**102.** Die Einsetzung eines niederen zulässigen Flächendruckes, etwa  $100 \text{ kg}$ , 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.)

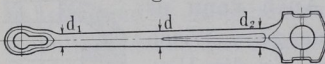
**105.** Als größte Stangenkraft werde aus den in Art. 94 angegebenen Gründen die Kolbenkraft = 9400 kg eingeführt. Die Stange ist zunächst auf Knicken, dann nötigenfalls auf Biegung durch die Querbeschleunigungen (Peitschen) zu berechnen. Als Länge werde das meist gebräuchliche Maß  $L = 5R = 5 \cdot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



lich verkleinert, dagegen werden die Massen erheblich eingeschränkt und ein besserer Abschluß der Stange an dem Pleuelkopf erreicht.

$$d_1 = 60 \text{ mm}; \quad d = 80 \text{ mm}; \quad d_2 = 100 \text{ mm}.$$

Die schwächste Stelle der Pleuelstange ist auf Zug nachzurechnen,  $d_1^2 \cdot \pi/4 \cdot \sigma_z = 9400$ ; hieraus  $\sigma_z = 332 \text{ kg/qcm}$ ; zulässig.

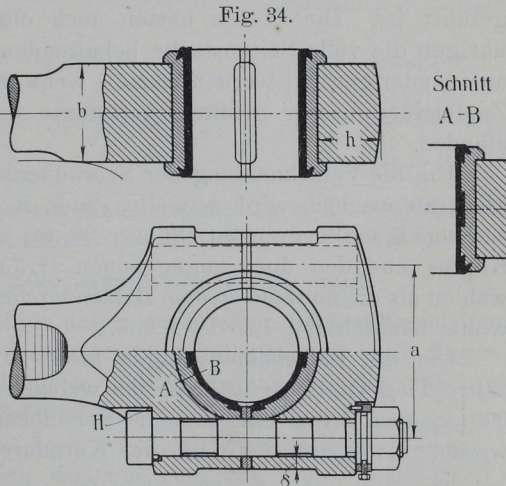
### Pleuelstangenköpfe.

**107.** Es wäre folgerichtig, zunächst den Pleuelkopf am Kreuzkopf zu berechnen und konstruktiv durchzuarbeiten, um den Kreuzkopf selbst, in welchem der Pleuelkopf mit Ausschlag Platz finden soll, im Entwurf fertigzustellen. Der kreuzkopfseitige Pleuelkopf ist, bei der gewählten Kreuzkopfkonstruktion, in den Formen des Rahmens wesentlich komplizierter wie der kurbelseitige. Deshalb möge aus Lehrgangsgründen der letztere zuerst behandelt werden. Die später gefundenen Stirnzapfenmaße (Art. 133)  $d = 110 \text{ mm}$ ,  $l = 135 \text{ mm}$  mögen hier vorweggenommen werden.

**108.** Der Pleuelkopf am Kreuzkopf muß der Zugänglichkeit wegen im vorliegenden Falle innere Nachstellung erhalten. Die Wahl eines kurbelseitigen Pleuelkopfes mit äußerer Nachstellung (wie sie nach Führer 41, 6 u. 7 erwünscht ist, damit die Differenz der Abnutzungen anstatt der Summe für die Veränderung der geometrischen Stangenlänge wirksam wird) ist mit keinen Schwierigkeiten verknüpft. Es werde ein offener Stangenkopf (ähnlich der Fig. 703 S. 855 des Führers) gewählt.

Im vorliegenden Falle hat wegen des Anschlusses des Kondensatorgestänges an die

Fortsetzung des Hauptzapfens ein offener Kopf den Vorzug wesentlich leichter Demontierbarkeit, da bei einem geschlossenen Kopf das ganze Kondensatorgestänge gelöst werden müßte, um die Schalen herauszubekommen. Wählt man bei einer Zapfenlänge von 135 mm die Breite des Stangenkopfes  $b = 105 \text{ mm}$  (Fig. 34), so ergibt sich



einerseits ein noch ausreichender Lagerschalenüberstand von  $2 \cdot 15$  mm, andererseits ein guter Übergang in das posaunenartig erweiterte Stangenende von 100 mm Stärke.

**109.** Die Lagerschalenstärke  $s$  kann nach Führer 39, 27 u. 29 für Bronze mit Weißgußfutter gefunden werden bei einer Futterstärke von 6 mm, einem Eingriff von 4 mm;  $s = 12 + \frac{2}{3}(6 + 4) = 17$  mm. Wegen der Wechselkräfte und des Überstandes mögen 3 mm zugegeben werden und  $s = 20$  mm gewählt werden.

Nach dem Anhang II dieses Werkes hätte sich ergeben für Bronzeschalen mit Futter, Überstand und Wechselkräften

$$s = 0,1 \cdot 110 + 0,2 \cdot 15 + 7 = 21 \text{ mm.}$$

Gewählt werde eine Schalenstärke von 20 mm, eine Futterstärke von  $6 + 4$  mm.

**110.** Die Bolzen dürfen in die Schale einschneiden, um das Maß a (Fig. 34) möglichst einzuschränken. Das Einschneiden ist ganz unbedenklich, da die Schalen an den Seiten schwächer sein dürften wie in der Mitte, eine seitliche Stärkeabnahme der Schalen aber (um die Höhlung des Kopfes kreisrund zu lassen) nicht durchgeführt ist. Die Bolzen hätten auch ohne Gefährdung der ja im übrigen die volle Seitenstärke behaltenden Lagerschalen noch näher aneinander gerückt werden können, wenn nicht die im Vergleich zum Zapfendurchmesser große Schaftstärke der Pleuelstange im Wege stände.

Um die Verschneidung der Schraubenkopfnester bei H möglichst klein zu machen, wird man die runde Kopfform mit Nase vor der sechseckigen bevorzugen (Führer 38, 20) und den Durchmesser des Kopfes aus den dort angegebenen Gründen noch etwas kleiner wählen als die normale zu dem Bolzendurchmesser gehörige Schlüsselweite, nämlich  $D = 1,35 d + 4$  mm.

Um die Bolzenabmessungen klein zu halten, ist als Material zäher Tiegelstahl zu wählen, für welchen eine Beanspruchung von 500 kg/qcm trotz eintretender Nebenbeanspruchungen zugelassen werde. Es ergibt sich dann der Kerndurchmesser  $d_1$  aus:

$$\frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \cdot 500 = \frac{1}{2} \cdot 9400; \quad d_1 = 3,46 \text{ cm.}$$

Passend wäre eine Schraube von einem äußeren Durchmesser von  $1\frac{5}{8}'' = 41,27$  mm, wenn Normalgewinde verwendet wird.

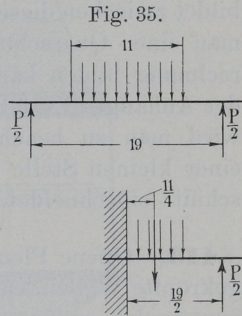
Für Triebwerksteile verwendet man, wie schon im Art. 74 bemerkt wurde, oft abnormale Schrauben mit feinerem Gewinde. Legt man die Gangzahl 8 auf 1" zugrunde wie bei der einzölligen Schraube

und wählt einen Durchmesser = 40 mm, so ist der Kerndurchmesser um  $25,4 - 21,33$ , also um 4,07 mm kleiner wie der Bolzendurchmesser, wenn das Gewindeprofil der einzölligen Whitworthschraube beibehalten wird. Es ergibt sich ein Kerndurchmesser von  $40 - 4,07 = 35,93$  mm und damit  $\sigma_2 = 460$  kg/qcm. Also trotz der Einschränkung des äußeren Durchmessers auf 40 ist die Beanspruchung noch erheblich günstiger wie bei der Normalschraube.

Der Durchmesser des runden Kopfes wird nach der obigen Regel  $= 1,35 \cdot 40 + 4 = 58$  mm (gegenüber der Schlüsselweite der  $1\frac{5}{8}$ " Whitworthschraube von 63 mm).

**III.** Mit dieser Kopfgröße kann jetzt der Abstand  $a$  gewählt werden, und zwar  $= 190$  mm  $= 19$  cm.

Als rohe Annäherung an die nicht mit Sicherheit zu beurteilende Lastverteilung möge angenommen werden, daß die Last sich gleichmäßig über die Projektion des Zapfens auf eine senkrecht zur Krafrichtung stehende Ebene verteilt (die Annahme einer konzentrierten Last, wie sie häufig gefunden wird, ist viel zu ungünstig). Es ergibt sich dann der in Fig. 35 dargestellte Belastungsfall



$$M = \frac{P}{2} \cdot \frac{19}{2} - \frac{P}{2} \cdot \frac{11}{4};$$

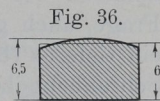
$$M = P \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{38 - 11}{4} = P \cdot \frac{27}{8} = 9400 \cdot \frac{27}{8};$$

$$M = 31700 \text{ kgcm.}$$

Rechnet man zunächst mit einem rechteckigen Querschnitt und wählt  $k_b = 500$  kg/qcm (Flußstahl geschmiedet), so ist mit  $b = 10,5$

$$31700 = \frac{10,5 \cdot h^2}{6} \cdot 500, \text{ woraus } h = 6,02 \text{ cm folgt.}$$

Die Umformung auf einen außen durch einen flachen Kreisbogen (statt durch eine Gerade) begrenzten Querschnitt kann nach Augenmaß erfolgen (genau genommen natürlich kein einfacher Flächenausgleich). Die Höhe im Scheitel werde  $= 6,5$  gewählt. Die bei diesen Annahmen sich ergebende Spannung kann nachgerechnet werden, nachdem man das Trägheitsmoment der sich aus einem Rechteck und aus einem Kreissegment zusammensetzenden Querschnittsfläche sowie die Lage des Schwerpunktes derselben ermittelt hat.



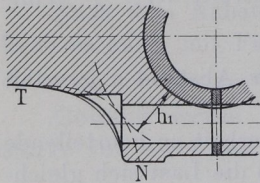
**112.** Die Wandstärke  $\delta$  des Schraubenloches Fig. 34 mag gleich  $\frac{1}{5}$  des Bolzens  $+ 5$  mm, also gleich  $8 + 5 = 13$  mm gewählt werden.



Nach den Enden zu werden die Außenmaße des Stangenkopfes nach Bedarf für die Auflagerung und Einlassung des Schraubenkopfes und der Mutter vergrößert.

Um noch für die Lage der Übergangskurve vom Schaft zum Pleuelkopf einen Anhalt zu gewinnen, wird man, zunächst ohne Berücksichtigung des Einschneidens des Schraubenkopfnestes, schätzungsweise eine Übergangskurve TN einzeichnen (Fig. 37), deren kleinster

Fig. 37.



Abstand  $h_1$  von der inneren Höhlung des Kopfes offenbar kleiner sein darf wie  $h$  in Fig. 34, da an der fraglichen Stelle der Hebelarm der Kräfte kleiner ist wie in der Mitte des Joches.

Wählt man  $h_1$  vorläufig  $= 0,7 h$  und rückt dann die eigentliche Begrenzung so weit heraus, daß die Linie TN einen Ausgleich bildet zwischen dieser Begrenzung und der schwächsten Stelle, so wird man einen Querschnitt erhalten, welcher die Grundlage einer Nachrechnung bilden kann mit ähnlichen Bedingungen, wie sie im Art. 1 des Anhanges I erläutert sind. Bei Annahme der äußeren Begrenzung wird man zu beachten haben, daß das Schraubenkopfnest nur an einer kleinen Stelle mit der vollen Tiefe in den maßgebenden Querschnitt einschneidet.

**113.** Offene Pleuelköpfe dieser Art finden ziemlich allgemein für gekröpfte Wellen Anwendung. Die Kurbelzapfen dieser Wellen haben wegen der größeren Biegungshebelarme einen erheblich größeren Durchmesser und zwecks Kleinhaltung der Wärmeentwicklung pro Flächeneinheit auch größere Länge wie Stirnzapfen für die gleiche Kraft. Die Köpfe zeigen wegen der im Vergleich zur Kraft großen äußeren Abmessungen wesentlich andere Maßverhältnisse wie Stangenköpfe für Stirnzapfen.

Der Rechnungsgang ist genau der gleiche wie bei diesen, nur kommen bei der Wahl der Breite noch andere Gesichtspunkte in Frage, auch gestattet die Übergangsform des Schaftes an den Kopf ein tieferes (bis an die zulässige Grenze gehendes) Einschneiden der Schraubenbolzen in die Lagerschalen. Es möge daher ein solcher Kopf unter Voraussetzung einer gleich großen Stangenkraft für einen Zapfendurchmesser von 160 mm und eine Zapfenlänge von 220 mm ganz kurz durchgerechnet werden (Fig. 38).

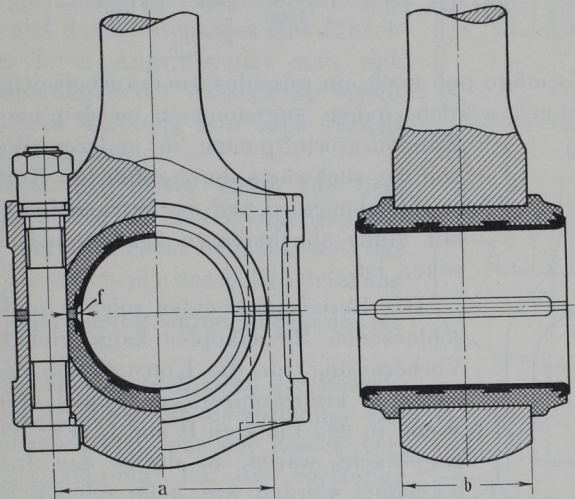
Schraubenbolzendurchmesser wegen der gleichen Kraft ebenso wie vorher  $= 40$  mm mit rundem Kopf von 58 mm Durchmesser.

Einschneidtiefe der Bolzen in die Schalen bis auf: Futterstärke  $+5 + \frac{2}{100}$  des Lagerdurchmessers, mit einer Futterstärke  $e=7$  mm (entsprechend Anhang II) wird dann  $f=7 + 5 + \frac{2}{100} \cdot 160 = \sim 16$  mm und daraus der Abstand der Bolzenmitten

$$a = 160 + 2(16 + \frac{1}{2} \cdot 40) = 232 \text{ mm.}$$

**114.** Die Breite  $b$  des Kopfes wird man bei nicht abgeflachter Stange ohne Grund nicht kleiner wählen als etwas über Schaftdurchmesser (vgl. Art. 97), d. h. bei einem Schaftdurchmesser von 100 mm etwa  $= 120$  mm, und höchstens so groß, daß sich noch ein angemessenes

Fig. 38.



Übergreifen der Schalen von  $15 \div 20$  mm auf jeder Seite ergibt, d. h. also nicht größer wie  $220 - 2 \cdot 15 = 190$ . Zwischen 120 und 190 wird man, ohne daß Schwierigkeiten zu erwarten sind, frei wählen können.

Das Biegemoment in der Mitte des Joches wird analog der früheren Rechnung gefunden

$$M = \frac{9400}{2} \left( \frac{a}{2} - \frac{d}{4} \right) = \frac{9400}{2} \left( \frac{23,2}{2} - \frac{16}{4} \right) = 35\,720 \text{ kgcm};$$

bei Annahme einer Breite von 12 cm ergibt die Höhe aus

$$35\,720 = \frac{12 h^2}{6} k_b, \text{ mit } k_b = 500 \text{ wird } h = 5,97;$$

bei einer Breite von 19 cm hätte sich die Höhe  $h = 4,75$  ergeben.

Gewählt werde, um einerseits die lange Schale besser zu unterstützen wie bei 12 cm Breite, und um andererseits keinen zu schwierig

zu schmiedenden, schwerfällig breiten Kopf mit 19 cm Breite zu erhalten, eine Breite von 14 cm, mit welcher sich  $h=5,5$  cm bei rechteckigem Querschnitt ergibt. Wegen der bogenförmigen Begrenzung werde ähnlich wie in Fig. 36 die Gesamthöhe gleich 6 cm gewählt.

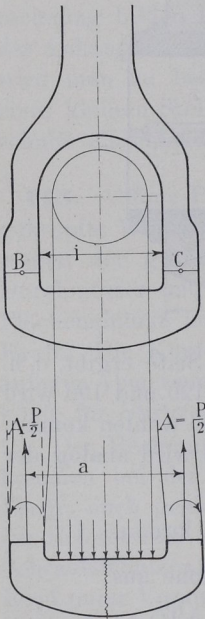
Bei 14 cm Breite ergibt sich ein Schalenüberstand

$$\ddot{u} = \frac{1}{2} (22 - 14) = 4 \text{ cm.}$$

Bei diesem verhältnismäßig großen Überstand mögen Stahlformgusschalen mit Weißgußfutter gewählt werden. Die Stärke der Schale ergibt sich nach Nr. 3 Anhang II, indem  $B = 160 + 3 \cdot 40 = 280$  und  $p = \frac{9400}{16 \cdot 22} = 26,7$  ist, zu  $s = \frac{26,7 + 10}{1000} 280 + 15 \text{ mm} = \sim 25 \text{ mm}$ .

**115.** Es möge nun noch ein geschlossener kurbelseitiger Pleuelkopf berechnet werden, indem angenommen werden mag, daß die

Fig. 39.



Kondensatorluftpumpe in anderer Weise, etwa von der rückwärts durchgeführten Kolbenstange, angetrieben wird und der Stirnzapfen der Kurbel mit einer abnehmbaren Zapfenbundscheibe versehen ist.

Die Berechnung eines solchen einfachen geschlossenen Pleuelkopfes kann gleichzeitig als Vorbereitung für die Konstruktion des komplizierteren kreuzkopfseitigen Pleuelkopfes dienen. Wenn in den Punkten B und C (Fig. 39) Gelenke angebracht wären, so dürfte das Joch ebenso berechnet werden wie beim offenen Pleuelkopf. Wegen des steifen Anschlusses an die Wangen tritt aber außer den im Abstände  $a$  wirkenden Kräften  $A = P/2$  an den Schnittstellen je noch ein Moment auf. Der Drehsinn desselben ist der in der Fig. 39 angedeutete und ergibt sich aus einer Betrachtung über die Deformationen, wie sie in dünnen Linien eingezeichnet sind, als Rückwirkung der Verbiegung der Wangen.

In der nächsten Figur (40) ist das Schnittmoment durch ein Kräftepaar dargestellt. Die Größe des Momentes dieses Paares kennt man nicht. Man kann es sich in ein Paar von gleichem Moment mit der Kraft  $A$  und dem Arm  $e$  verwandelt denken.

Es entsteht dann das Kräftebild Fig. 41, in welchem im allgemeinen  $e$  von  $k$  verschieden sein wird.

Nun darf man aber bekanntlich Kräftepaare beliebig verschieben, ohne daß sich am Gleichgewicht etwas ändert.<sup>1)</sup> Dementsprechend möge eine Verschiebung nach rechts ausgeführt werden, bis die nach unten gerichtete Paarkraft mit  $A$  zusammenfällt (Fig. 42); dann verschwinden diese beiden gleich großen und entgegengesetzt gerichteten Kräfte und es bleibt als Resultierende der Einzelkraft und des Kräftepaares eine Einzelkraft übrig, deren Angriffspunkt man sich (da die Bedingungen der Anmerkung erfüllt bleiben) in ihrer Richtung nun auch verlegt denken kann (Fig. 43).

Der Abstand  $e$  dieser Kraft von dem Schwerpunkt  $S$  (Fig. 43) des Wangenschnittprofils ist nun zwar nicht bekannt, weil das Moment  $M$ , aus welchem  $e$  durch die Gleichung  $e = \frac{M}{A} = \frac{M}{1/2 P}$  hergeleitet wurde, unbekannt ist.

**116.** Ich empfehle (den Grad der Berechtigung dieser Annahme für die vorläufige Berechnung abzuschätzen war der Zweck vorstehender Betrachtung) für die vorläufige Berechnung zu setzen  $e = c =$  dem Abstand des Schwerpunktes des Wangenquerschnittes von der Innenfläche der Wange. Damit wird der Hebelarm der Kraft  $1/2 P$  gleich der halben lichten Weite  $1/2 i$  des Pleuelkopfrahmens (Fig. 44).

<sup>1)</sup> Die Zulässigkeit der Verschiebung eines Kräftepaares sowie der Verlegung des Angriffspunktes einer Einzelkraft in ihrer Wirkungsrichtung besteht nur hinsichtlich der Gleichgewichtsverhältnisse an einem Körper, nicht auch allgemein hinsichtlich der inneren Spannungsverhältnisse (welche durch solche Verschiebungen und Verlegungen eine Änderung erfahren). Da hier jedoch die Spannungen

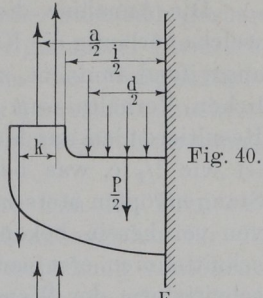


Fig. 40.

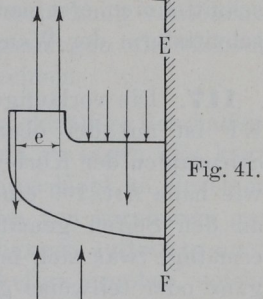


Fig. 41.

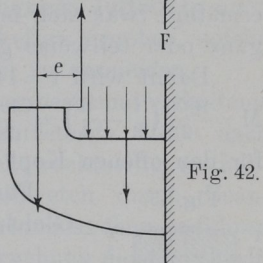


Fig. 42.

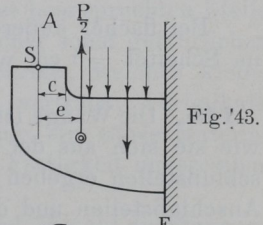


Fig. 43.

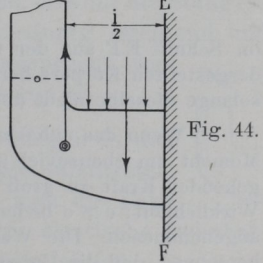


Fig. 44.

Die Annahme dieses Hebelarmes hat vor der sonst üblichen, welche vorläufig die Kraft im Schwerpunkte des Wangenquerschnittes angreifend annimmt, zwei Vorteile: Sie kommt zunächst den tatsächlichen Verhältnissen näher, sofern der wirkliche Abstand  $e$  der Resultierenden aus Moment und Normalkraft im Querschnitt größer ist wie  $\frac{1}{2} c$ , was bei den üblichen Querschnittsverhältnissen von Stangenköpfen stets zutrifft.<sup>2)</sup> Dann aber ist auch die lichte Weite  $i$  von vornherein bekannt, während der Abstand  $a$  der beiden Querschnittslinien erst nach vorläufiger Annahme der Stärke und Querschnittsform der Wangen geschätzt werden mußte.

**117.** Die vorläufige Berechnung des Jochquerschnittes im Schnitt EF ist mit der oben empfohlenen Regel sehr einfach. Für den Stirnzapfen der Kurbel mit  $d=110$ ,  $l=135$  mm ergibt sich zunächst wie nach Art. 109 eine Lagerschalenstärke von 20 mm; diese werde an den Seiten gemäß 6 Anhang II auf  $\frac{2}{3}$ , d. h. rund auf 14 mm ermäßigt (was sich im allgemeinen bei rahnenförmigen Köpfen mit ganz oder teilweise geradliniger Innenbegrenzung empfiehlt).

Damit wird  $i = 14 + 110 + 14 = 138$  mm und

$$M = \frac{9400}{2} \left( \frac{i}{2} - \frac{d}{4} \right) = \frac{9400}{2} (6,9 - 2,75) = 19\,500 \text{ kgcm}$$
 statt 31700 kgcm für den offenen Kopf mit den gleichen Zapfenmaßen (Art. 111).

Fig. 45.



Für eine Breite  $b=105$  mm ergibt sich aus der Gleichung

$$19\,500 = \frac{10,5 h^2}{6} k_b \text{ mit } k_b = 500; \quad h = 4,72.$$

Bei flacher äußerer Abrundung des Profils wird man die Höhe im Scheitel = 5 cm wählen (Fig. 45).

**118.** Die Wange ist nicht etwa allein durch Zugkräfte beansprucht, wie sie sich aus der Unterstellung eines Drehpunktes an den Anschlußstellen ergeben würden, sondern noch durch die Momente der Anschlußstellen und durch die Querbeschleunigungen auf Biegung.

im Schnitt EF aus den Gleichgewichtsbedingungen des in den Fig. 40 bis 44 dargestellten Körpers hergeleitet werden sollen, ist die Verschiebung zulässig, solange dieselbe nicht über den Querschnitt EF hinausgeht.

<sup>2)</sup> Wenn das unbekannt  $e = \frac{1}{2} c$  ist, wird durch die obige Annahme das Moment um ebensoviel zu klein, wie es durch die Annahme einer durch S gehenden Kraft zu groß wird;  $e = c$  gibt Übereinstimmung von Annahme und Wirklichkeit;  $e > c$  bedeutet, daß die wirklichen Momente kleiner sind als die angenommenen. Die Wangenstärke läßt sich übrigens auch nachträglich so berechnen, daß die Unterstellung  $e = c$  erfüllt wird.

Die Berechnung auf Zug allein würde außerordentlich geringe Querschnitte ergeben. Man mag vorbehaltlich genauerer Nachrechnung des Kopfes als geschlossener Rahmen die Wangenstärke  $h_1 = 0,6$ ,  $h = 0,6 \cdot 4,7 = 2,8$  cm für den rechteckigen Querschnitt annehmen und nachher für den gedrehten Kopf mit kreisförmiger Begrenzung wieder einen Ausgleich einführen.

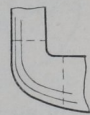
Nach den so ermittelten Hauptmaßen wird man den Kopf entwerfen und dort, wo die Wangen durch Schraubenlöcher für die Keilnachstellung geschwächt werden, eine Verstärkung vornehmen und dann den Kopf auf die auftretenden Spannungen als statisch unbestimmtes System (steifer Rahmen) nachrechnen.

**119.** Es sind noch einige Worte über die zweckmäßige Beschaffenheit des Materials statisch unbestimmter Köpfe zu sagen: Es kann vorkommen, daß bei einem statisch unbestimmten Kopf an einzelnen Stellen, die sich als die stärkst beanspruchten von vornherein gar nicht erkennen lassen, hohe Materialbeanspruchungen auftreten; auch können sich bei der Formgebung Schwierigkeiten ergeben, solche stärkere Beanspruchungen an einzelnen Stellen zu vermeiden.

Wenn an einer solchen Stelle eines statisch unbestimmten Systems infolge von Überanstrengung z. B. durch hinzutretende Stöße nach eingetretener Abnutzung der Schalen, die nicht rechtzeitig nachgestellt wurden, bleibende Formänderungen eintreten durch Beanspruchungen, welche über die Elastizitätsgrenze hinausgehen, so führen dieselben, sofern der Richtungssinn der Beanspruchung nicht wechselt, im allgemeinen zu einer Entlastung der stärkst beanspruchten Stelle für die Zukunft. Dieser günstige Einfluß solcher sonst gefährlichen Formänderungen macht die Wahl eines Materials, welches kleine einmalige Formänderungen mit Sicherheit verträgt, vorteilhaft. Man wird also gerade für geschlossene Köpfe ein zähes Material wählen, und da große Dehnbarkeit und hohe Festigkeit unvereinbar sind, auf höchste Festigkeit verzichten.

Die einzelnen Teile eines Stangenkopfes sind, obwohl die Stangenkraft ihre Richtung wechselt, doch nur gleichsinnig (steigend und fallend zwischen 0 und einem Maximum) beansprucht, was Voraussetzung für das Eintreten obiger Wirkung ist.

Fig. 46.



**120.** Besonders starke Beanspruchungen pflegen in den einspringenden Ecken der rahmenförmigen Köpfe aufzutreten. Die Rechnung läßt das erst erkennen, wenn man die Ecke als krummen Balken betrachtet und die größere elastische Dehnbarkeit der langen äußeren Fasern (Fig. 46) berücksichtigt.



Die Exzentrizität  $\varepsilon$  der äußeren gegen die innere Schalenrundung wird hierbei  $15 - 10 = 5$  mm.

**123.** Für den Zusammenbau mit dem geschlossenen Gabelzapfenkreuzkopf mit beiderseitigen Gleitschuhen eignen sich die normalen Rahmenpleuelköpfe nicht gut. Ein unmittelbar auf die Lagerschale wirkender Keil nach Führer Fig. 697 S. 852 wäre schlecht zugänglich. Deshalb ist der Keil durch Einschaltung eines Zwischenstückes so weit hinaus verlegt, daß er gut zugänglich ist; außerdem ist zu gleichem Zwecke abweichend von der normalen Bauart die Anzugrichtung des Keils senkrecht zur Schwingebene der Stange gestellt (Fig. 48 sowie Führer Fig. 700 S. 853).

Aus diesen Bedingungen ergibt sich eine eigenartig geschwungene Form der Wangen, welche auf andere Beanspruchungen führt wie gerade Wangen.

**124.** Um die Hauptabmessungen für eine weitere Berechnung festzulegen, wird man erst die innere Form weiter entwickeln. Das Maß  $a$  ist dadurch bestimmt, daß der Keil mit Schraube und der glockenförmig gebildeten Unterlagsscheibe noch neben dem Kreuzkopf Platz findet (nebenstehende Fig. 48 und Fig. 52 auf S. 70).

Die Breite des Keils und des Zwischenstückes wähle man mit Rücksicht auf eine genügende Unterstützung der Lagerschale nicht zu klein.

Immerhin wird man sich, um keinen unförmigen Pleuelkopf zu erhalten, gewisse Beschränkungen auferlegen müssen. Macht man  $m = 0,5$  bis  $0,6 d$ , wie es bei guten Ausführungen gefunden wird, so ist immer noch eine gewisse Verstärkung der Lagerschale wegen der nicht vollständigen Unterstützung ratsam. Es möge  $s_2$  statt  $15$  mm =  $18$  mm angenommen werden.

Fig. 48.

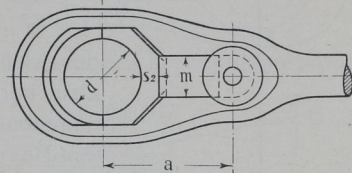
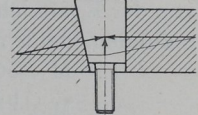


Fig. 49.



**125.** Keilschraube. Um mit einer mäßigen Keilverschiebung bei ausreichender Lagerschalenverstellung für die mit der Zeit eintretende Abnutzung auszukommen, wird man einen verhältnismäßig großen Keilwinkel annehmen müssen ( $\frac{1}{5}$  bis  $\frac{1}{6}$ ). Wählt man die Neigung  $\frac{1}{5}$ , so ergibt die Zerlegung der Kräfte (Fig. 49) ohne Berücksichtigung der Reibung (auf eine unterstützende Wirkung der Reibung wird



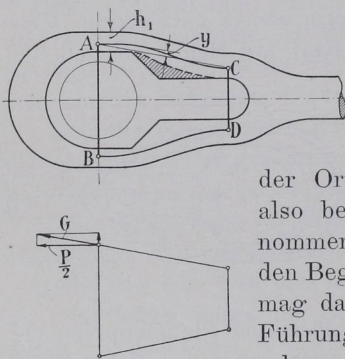
man bei den auftretenden Erschütterungen nicht rechnen dürfen  $K = \frac{1}{5} \cdot P = 1800$ . Mit  $k_z = 300 \text{ kg/qcm}$  wird der Kernquerschnitt  $6 \text{ qcm}$ , Bolzendurchmesser  $\sim 1\frac{1}{4}''$ .

Die glockenförmige Unterlagscheibe muß so weit sein, daß sie das Keilende in sich aufnehmen kann. Um mit mäßigen Abmessungen auszukommen, ist das Keilende, wie aus Fig. 52 S. 70 ersichtlich, abgedreht. Die Auflagefläche bleibt noch genügend groß.

Bei Pleuelstangenköpfen mit ganz innen liegenden Keilen wird man unter Umständen gezwungen sein, wegen des sehr eingeschränkten Keilhubes den Keilwinkel noch steiler zu nehmen, während der Durchgangskeil (Führer Fig. 696 S. 851) eine wesentlich flachere Neigung gestattet.

**126.** Um nun die Seitenwangen ungefähr zu berechnen, kann man folgendermaßen vorgehen: Man nehme  $h_1$  vorläufig (nach Art. 118)  $= 0,6 h = 0,6 \cdot 4,8 = 2,9 \text{ cm}$  an, trage dann den Kopf nach den bisher

Fig. 50.



festgelegten Maßen und im übrigen nach Schätzung auf (Fig. 50), denke sich in den Punkten A, B, C, D Gelenke angeordnet und betrachte die Beanspruchung des so entstehenden, durch die starken Linien bezeichneten Systems. Die S-förmig gekrümmte Linie ist hierin

der Ort der Schwerpunkte der Querschnitte, also bei dem vorläufig noch rechteckig angenommenen Querschnitt die Mittellinie zwischen den Begrenzungslinien. Das anschraffierte Stück mag dabei als für die Festigkeit wirkungsloser Führungsansatz für das Zwischenstück angesehen werden.

Nach entsprechender Kräftezerlegung in A findet man die in die Gerade AC fallende Kraft  $G$  ein wenig größer wie  $\frac{P}{2}$ , etwa abgerundet  $= 5000 \text{ kg}$ . Der größte Abstand  $y$  der S-förmigen Linie von der Krafrichtung ist maßgebend für das Moment.  $y$  sei  $= 12 \text{ mm}$  gefunden, dann ist:

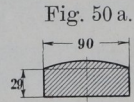
$$M = 5000 \cdot 1,2 = 6000 \text{ kgcm};$$

$$M = \frac{b \cdot h^2}{6} \cdot \sigma_b, \text{ ergibt mit } b = 9, h = 2,9; \quad \sigma_b = 477;$$

hierzu die Zugspannung  $\sigma_z = \frac{5000}{9 \cdot 2,9} = 192$ ;  $\sigma_b + \sigma_z = 669 \text{ kg/qcm}$ , unzulässig bei einem so komplizierten Stück und der pulsierenden Kraftwirkung.

Die unbekanntenen Einspannungsmomente bei C oder A können ebensowohl entlastend wie belastend wirken. Da jedoch eine entlastende Wirkung für den nach innen abweichenden Teil der S-Kurve eine belastende Wirkung für den nach außen abweichenden Teil bedeutet, scheint weitergehende Vorsicht geboten.

Die hiernach notwendig erscheinende Verstärkung der Wangen mag dadurch bewirkt werden, daß an Stelle der Umwandlung des rechteckigen Querschnittes in den bei der gedrehten Stange kreisförmig begrenzten das ganze Segment zugegeben wird (Fig. 50 a).



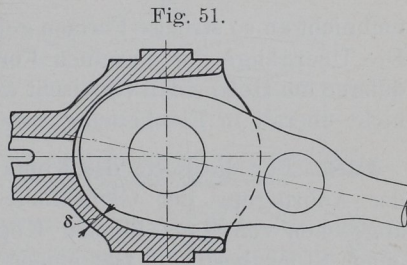
Für größere Maschinen wird die Nachrechnung mit den genaueren Methoden der Festigkeitslehre als statisch unbestimmtes System zu empfehlen sein (vgl. Art. 121).

Die obige vorläufige Annahme mag manches Willkürliche haben, besonders bezüglich der Wahl der Punkte C und D, gibt aber doch einen Anhalt für die Beurteilung der Kraftwirkung und zeigt, daß die einfache Rechnung auf Zug unzulässig ist. Über die Berechnung gegabelter Pleuelstangenköpfe vgl. Anhang I.

### Kreuzkopf.

Fortsetzung von Art. 104.

**127.** Es kann nun, nachdem die Außenform des kreuzkopfseitigen Pleuelstangenkopfes festliegt, der Kreuzkopf fertig gebildet werden. Man zeichne zu dem Zwecke das Pleuelstangenende in der stärkst geneigten Lage auf und bilde danach die Innenform des Kreuzkopfes derart, daß der Stangenkopf nirgends anstößt (Fig. 51).

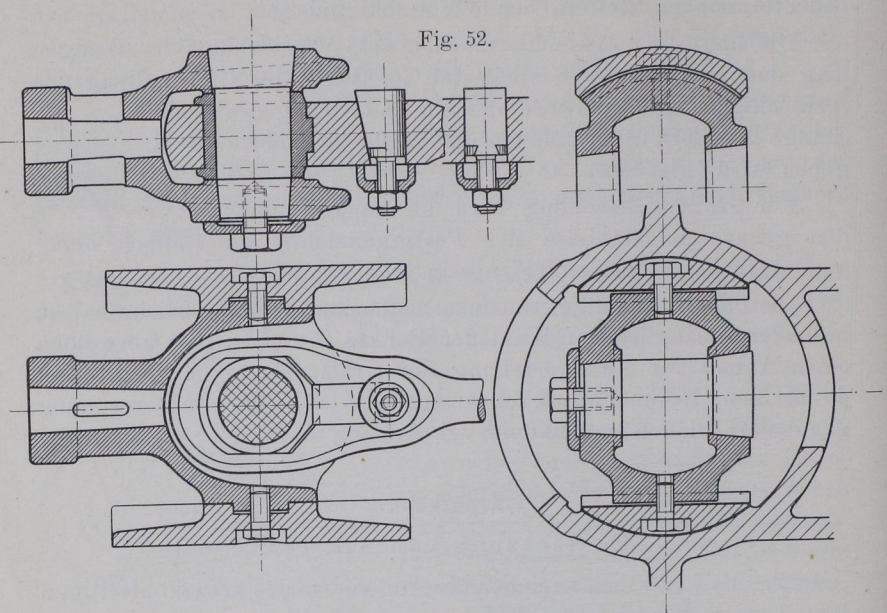


Die Bestimmung der Wandstärke  $\delta$  auf Grund einer Festigkeitsrechnung ist nicht wohl möglich. Die Formel

$$\delta = 0,2 \sqrt{P} + 8 \text{ mm} = 0,2 \sqrt{9400} + 8 = 0,2 \cdot 97 + 8 = \sim 28 \text{ mm}$$

hat auch kaum größere Bedeutung wie eine Verhältniszahl, da sie die Form des Kopfes nicht enthält; sie gilt für Stahlformguß und möge bei dem Fehlen anderer Anhaltspunkte hier zugrunde gelegt werden.

Der Kreuzkopf möge bis auf die Anlageflächen und Anlaufflächen in der Hauptsache unbearbeitet bleiben. Nur der Bund am Kolbenstangeneinsatz möge zur Verzierung noch abgedreht werden. Beim unbearbeiteten Kopf ist man in der Gestaltung der Außenform freier



und nicht an so strenge Formen gebunden wie beim bearbeiteten Kopf. Die Übergänge der einzelnen Formenelemente können durch Abrundungen am Holzmodell verwischt werden, so daß Durchdringungslinien nicht überall in Erscheinung treten werden (Fig. 52).

**128.** Für die Form des Kopfkörpers ist schließlich noch die Art der Anbringung der Gleitschuhe von Bedeutung. Diese werden, abgesehen von ganz kleinen Köpfen, welche mit den Schuhen aus einem Stück bestehen, fast immer aufgesetzt und fast stets aus Gußeisen hergestellt. Bei großen Maschinen werden sie nicht selten mit Weißgußfutter versehen, mit welchem sie auf der gußeisernen Gleitbahn laufen.

#### Gleitschuhe und Gleitbahn.

**129.** Die Größe der Gleitfläche ist, wenn die Schuhe nicht nachstellbar sind, mit einem Flächendruck von  $1\frac{1}{2}$  bis  $2\frac{1}{2}$  kg/qcm zu rechnen. Wenn sie nachstellbar sind, darf der Flächendruck größer

gewählt werden. Bei Lokomotiven geht man wegen der knappen Verhältnisse auch bei nicht nachstellbaren Schuhen auf 5 kg und höher und läßt sich die damit notwendig werdende häufigere Ausbesserung gefallen (Bronzefutter auf Stahlschienen).

Sonst bietet die Anordnung einer reichlich großen Lauffläche im allgemeinen keine Schwierigkeiten, da die Baulänge der Maschine durch die Länge der Schuhe in der Regel nicht beeinflusst wird. Man kann auch so vorgehen, daß man die Schuhe so lang macht, als sie, ohne die Baulänge zu berühren, sein dürfen, und dann nachprüft, ob der angegebene Flächendruck überschritten wird. Ein noch geringerer Flächendruck wie 1,5 wird im Interesse kleinerer Abnutzung liegen.

Die Gleitbahn wird belastet durch die seitliche Komponente der Pleuelstangenkraft (vgl. Art. 94) mit 1830 kg, durch das Gewicht des Kreuzkopfes und das halbe Gewicht der Pleuelstange, wenn der Pleuelkopf durch die Zylinderwandung getragen wird. Die Gewichte mögen, da sie im voraus meist nicht bekannt sind, außer acht bleiben bzw. durch die Wahl des niedrigen Flächendruckes von  $1\frac{1}{2}$  bis  $2\frac{1}{2}$  kg schon berücksichtigt sein.

**130.** Der Durchmesser der Gleitbahn (die als Rundführung gedacht sei) werde durch Angliederung der Schuhe an den Pleuelkopf gefunden (Fig. 52); im vorliegenden Falle ergibt sich damit der Durchmesser etwa = 420 mm. Nachzuprüfen ist, ob bei diesem Durchmesser

Fig. 53.

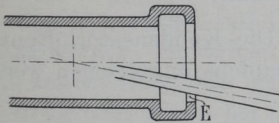
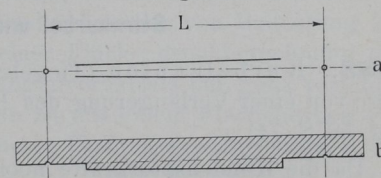


Fig. 54.

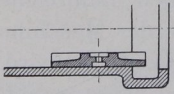


die Pleuelstange in der ungünstigsten Stellung nicht an den Ölfänger schlägt (Fig. 53) (Spielraum bei  $E \geq 10$  mm; bei Lokomotiven Federpiel berücksichtigen).

Der weiteste Ausschlag der Pleuelstange ist nicht der ungünstigste. Die Enveloppe der verschiedenen Lagen der Stangenbegrenzung ist maßgebend. Man trage die Stange in einfacher Weise nach Fig. 54a maßstäblich auf Pauspapier auf und probiere. Man kann auch die Enveloppe mit einer aus Karton nach Fig. 54b ausgeschnittenen Schablone durch mehrfaches Aufzeichnen der fraglichen Teile des Stangenprofils darstellen.

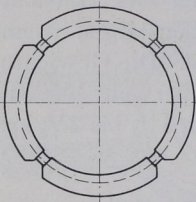
**131.** Der Gleitschuh muß zur Vermeidung der Gratbildung über die Lauffläche der Gleitbahn überlaufen, und zwar zweckmäßig einen ziemlichen Betrag, da der Druck auf die Gleitbahn nach den Enden hin sehr gering wird und bei reichlichem Überlauf die Abnutzung gleichmäßiger wird (Fig. 55).

Fig. 55.



**132.** Die Verbindung der Schuhe mit dem Körper des Kreuzkopfes geschieht bei der gewählten Kopfform am besten durch Verkämmung (Führer Fig. 718, 720). Für eine Drehbarkeit nach Fig. 724 oder 725 liegt bei auflaufendem Kolben keine Veranlassung vor; sie unterbleibt sogar meistens auch bei schwebendem Kolben. Eine Drehbarkeit um eine zu den Gleitbahnen senkrechte Achse nach Fig. 721 hat für den Betrieb und die Auflagerung der Schuhe gar keine Bedeutung, sie ist nur durch die Herstellung des Kopfes und die bequeme Bearbeitung der Anlageflächen bedingt.

Fig. 56.



Die Verkämmung hat den Vorteil, beim Abdrehen der Schuhe auf dem Kreuzkopf dem vom Drehstuhl an den Enden der Schuhe ausgeübten Momente genügenden Widerstand zu bieten. Verkämmung mit ebenen (Fig. 52 rechts unten) oder zylindrischen (Fig. 52 rechts oben) Flächen. Bei letzterer Form ist es zu empfehlen, 4 Schuhe auf einmal herzustellen (Fig. 56).

### Stirnkurbel und Wellenhals.

**133.** Kurbelzapfen (Tiegelstahl). Die Kondensatorluftpumpe möge von einer Verlängerung des Kurbelzapfens angetrieben werden (Fig. 58 S. 74).

Da die Kondensatorkräfte noch nicht bekannt sind, erfahrungsgemäß aber ihr Einfluß auf die Beanspruchung des Kurbelzapfens, sofern keine Gegenkurbel angewandt wird, nicht erheblich ist, mögen dieselben einstweilen vernachlässigt werden und spätere Nachrechnung vorbehalten bleiben.

Der Flächendruck kann bei dem sich ergebenden kleinen Durchmesser des Stirnzapfens und der daraus folgenden kleinen Reibgeschwindigkeit ziemlich hoch, nämlich  $p = 50$  bis  $60$  kg/qcm, gewählt werden. Diese Werte dürfen jedoch nicht auch bei den erheblich ungünstiger beanspruchten gekröpften Wellen eingesetzt werden (vgl. hierüber Anhang IV).

Bei Verwendung von Tiegelstahl für den Zapfen darf die (wechselnde) Biegungsbeanspruchung  $k_b = 500 \text{ kg/qcm}$  gesetzt werden. Wegen der hinzukommenden Mehrbeanspruchung durch den Kondensatorantrieb werde mit  $460 \text{ kg/qcm}$  gerechnet.

$$\frac{1}{d} = \sqrt[3]{0,2 \cdot \frac{k_b}{p}} = \sqrt[3]{0,2 \cdot \frac{460}{60}} = 1,23;$$

$$P = 1 \cdot d \cdot 60 = 1^2 \frac{d}{1} 60 = \frac{1^2}{1,23} \cdot 60; \quad 1 = 13,9 \text{ cm}; \quad d = \frac{13,9}{1,23} = 113$$

und zur Kontrolle  $\frac{\pi}{32} \cdot d^3 \cdot 460 = 9400 \cdot \frac{13,9}{2}; \quad d^3 = 1446; \quad d = 113.$

Gewählt werde:  $l = 135 \text{ mm}; \quad d = 110 \text{ mm}$ , womit  $p = \frac{9400}{13,5 \cdot 11,0} = 63,4 \text{ kg/qcm}$  wird, was zugelassen werden möge, weil bei Einzylindermaschinen mit weitgetriebener Expansion der mittlere Druck im Verhältnis zum Maximaldruck kleiner ist wie in anderen Fällen.

**134.** Für den Wellenhalszapfen müssen zunächst schätzungsweise Annahmen über die wirksamen Krafthebelarme gemacht werden. Der auf das Wellenlager B (Fig. 57) kommende Druck wird abhängen von der Entfernung des Außenlagers C. Es kann das Verhältnis  $\frac{b}{c}$  nach anderen Ausführungen geschätzt werden  $= 1,25$ ; dann ist:

$$B \cdot c = P \cdot b; \quad B = 9400 \cdot 1,25 = 11750 \text{ kg.}$$

Der für die Biegungsbeanspruchung des Wellenzapfens maßgebende Abstand  $a$  kann erst nach weiterer konstruktiver Durchbildung der Kurbel gefunden werden; da für diese aber wieder der Wellendurchmesser von Bedeutung ist, muß dieser zunächst auf Grund einer Flächendruckberechnung geschätzt werden, für welche das Längenverhältnis nur ganz vorläufig zu  $1,5$  angenommen sein mag. Dann ist mit einem Flächendruck von  $14 \div 16 \text{ kg/qcm}$ , wie er bei der größeren Umfangsgeschwindigkeit der Reibflächen anzunehmen ist:

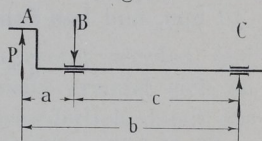
$$B = 1 \cdot d \cdot 15; \quad 11750 = 1^2 \frac{d}{1} 15 = 1^2 \frac{15}{1,5};$$

$$1^2 = 1175; \quad 1 = 34,3 \text{ cm}; \quad = \sim (340) \text{ mm}; \quad d = (230) \text{ mm.} \quad \text{mit } d = 220 \text{ gerechnet}$$

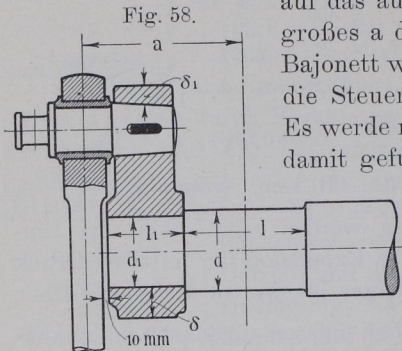
Die Klammern mögen andeuten, daß es sich nur um ganz vorläufige Werte handelt.  $d_1$  werde einige Millimeter kleiner wie  $d$  angenommen, nämlich  $= 200 \text{ mm}$  (Fig. 58).

**135.** Bei Maschinen mit hoher Umdrehungszahl ist der Flächendruck mit Rücksicht auf die Reibungsarbeit und die Abführung der erzeugten Wärmemenge niedriger zu wählen (vgl. hierüber Anhang Nr. IV).

Fig. 57.



Die Nabelnange wird in der Regel gleich  $d_1$  angegeben, wenn die Kurbeln warm oder mittelst Presse aufgezogen sind. Viele neuere Ausfuhungen größerer Maschinen zeigen aber unter gleichen Voraussetzungen kleinere Abmessungen, weil man bestrebt ist, das Maß a auf das äußerste zu beschränken, da durch ein großes a die Biegungsmomente für Welle und Bajonett wachsen und auch die Exzenter- oder die Steuerwelle unbequem weit hinausrucken. Es werde mit  $l_1 = 0,8 \cdot d_1 + 30$  mm gerechnet und damit gefunden:  $l_1 = (190)$  mm.



Zur weiteren Einschränkung von a rücke man ferner die Nabe nach links so weit heraus, als dies mit Rücksicht auf die vorbeischieende Pleuelstange eben noch zulässig ist. Ein Spiel von einigen Millimetern wird man wegen der Möglichkeit der Seitenabnutzung der Stangenkopflagerschale und sonstiger Zufälligkeiten vorsehen müssen; man mag etwa nehmen:  $5 \text{ mm} + \frac{1}{40} \cdot d$ , also im vorliegenden Falle 10 mm, und hat dann bei einer Pleuelstangenstarke von 80 mm:

$$a = \frac{80}{2} + 10 + 190 + \frac{340}{2} = (410) \text{ mm.}$$

**136.** Die Nachrechnung auf Biegung allein ergibt, wenn man die Unterstutzungskrafte nicht über die ganze Zapfenlänge verteilt, sondern in der Mitte angreifend annimmt (zu ungünstig gerechnet, aber üblich):

$$M_b = 9400 \cdot 41 = \frac{\pi}{32} \cdot 22^3 \cdot \sigma_b; \quad \sigma_b = 369 \text{ kg/qcm.}$$

Die Torsionsspannung allein ergibt sich aus:

$$M_d = 9400 \cdot 30 = \frac{\pi}{16} \cdot 22^3 \cdot \tau; \quad \tau = 135 \text{ kg/qcm.}$$

Hieraus ergibt sich die ideelle Biegungsspannung für den Kreisquerschnitt genau genug

$$\sigma_{bi} = 0,35 \sigma_b + 0,65 \sqrt{\sigma_b^2 + \tau^2} = 393 \text{ kg/qcm.}$$

Zulässig ist bei der wechselnden Beanspruchung  $k = 450$  (Welle aus Flußstahl).

Um das Material besser auszunutzen und eine kleinere Gleitgeschwindigkeit zu erhalten, möge d etwas verkleinert, l etwas

vergrößert, also ein größeres Längenverhältnis unter ungefährer Beibehaltung des Flächendruckes eingeführt werden mit

$$d = 210; l = 360; d_1 = 195; l_1 = 185;$$

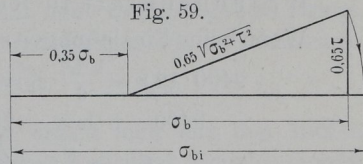
$$a = 40 + 10 + 185 + 180 = 415;$$

das Längenverhältnis wird damit = 1,71, der Flächendruck

$$= \frac{9400 \cdot 1,25}{21 \cdot 36} = \sim 15,5 \text{ kg/qcm.}$$

Die ideelle Biegungsbeanspruchung ergibt sich mit diesen Maßen  $\sigma_{bi} \sim 460 \text{ kg/qcm}$ ; angemessen.

Eine gute Übersicht über den (geringen) Anteil der Torsionsspannungen an den ideellen Biegungsspannungen gibt die graphische Auftragung nach Fig. 59.



Die weitere Wellenbemessung kann erst nach Ermittlung des Schwungrades stattfinden.

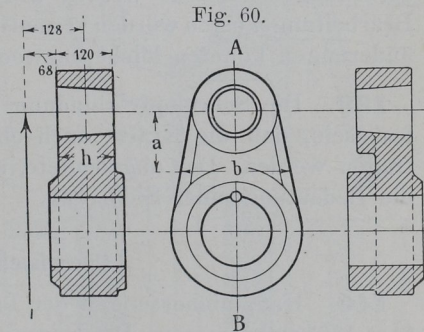
### Kurbelarm.

**137.** Die Wandstärke der Kurbelnabe wähle man (Fig. 58 S. 74):

$$\delta = 0,4 \cdot d_1 + 10 \text{ mm} = 0,4 \cdot 195 + 10 = 88 \text{ mm.}$$

Nach den Seiten hin kann die Nabe abgesetzt werden und schwächer genommen werden. Ein solcher Absatz erweist sich im vorliegenden Falle auf der Außenseite auch als erforderlich, damit der Pleuelstangenkopf frei durchschlagen kann; auch wäre bei fehlendem Absatz ein Nacharbeiten an der Übergangsstelle zwischen den auf der Drehbank hergestellten Flächen und den mit der Stoßmaschine oder Fräsmaschine bearbeiteten erforderlich.

Die Nabenlänge für den Kurbelzapfen mache man etwas größer wie den Zapfendurchmesser, so daß der Zapfen gut befestigt werden kann. Gewählt werde eine Nabenlänge von 120 mm (Fig. 60).



Die Naben der Kurbelzapfenbohrung und der Wellenbohrung rücken hier bei dem verhältnismäßig kleinen Hub und bei den großen Kräften so nahe aneinander, daß es nicht angezeigt erscheint, die in Fig. 60 rechts angedeutete Einziehung auszuführen, die aus Festigkeitsrücksichten vielleicht



zulässig ist. Es würden daraus nur erhebliche Bearbeitungsschwierigkeiten ohne jeden Nutzen entstehen. Man wähle die Fig. 60 links dargestellte Form. In der Ansicht (Fig. 60 Mitte) mag man die dünn ausgezogene Einziehung ausführen, wenn auf eine Einschränkung der nicht ausgeglichenen Gewichte Wert zu legen ist.

**138.** Die Nachrechnung des Kurbelarmes (Fig. 60) hat für zwei Hauptkurbelstellungen zu erfolgen:

1. Stangenkraft in Richtung A B.

Wenn keine Einziehungen stattfinden, ist mit  $b = 280 \text{ mm}$ ,  $h = 120 \text{ mm}$

$$9400 \cdot 12,8 = \frac{b \cdot h^2}{6} \cdot \sigma_b = \frac{28 \cdot 12^2}{6} \cdot \sigma_b; \quad \sigma_b = 179 \text{ kg/qcm};$$

$$9400 = b \cdot h \cdot \sigma_z = 28 \cdot 12 \cdot \sigma_z; \quad \sigma_z = 28 \text{ kg/qcm};$$

$$\sigma = \sigma_b + \sigma_z = 207 \text{ kg/qcm}; \text{ zulässig.}$$

2. Stangenkraft senkrecht zur Richtung A B.

Es wird  $b$  zur Höhe,  $h$  zur Breite.

$$9400 \cdot a = \frac{28^2 \cdot 12}{6} \sigma_b, \text{ mit } a = 14,5 \text{ wird } \sigma_b = 87 \text{ kg/qcm};$$

außerdem wird der Arm auf Torsion beansprucht mit einem Moment

$$9400 \cdot 12,8 = \frac{2}{9} \cdot 12^2 \cdot 28 \cdot \tau; \quad \tau = 134 \text{ kg/qcm.}$$

Die Nachrechnung der auftretenden Hauptspannung oder Hauptdehnung erübrigt sich, da schon die Summe  $\sigma_b + \tau$  unter der zulässigen Spannung bleibt. Eine Verminderung der Abmessungen des Armes auf das kleinste Maß, mit welchem die zulässigen Maximalbeanspruchungen erreicht werden würden, bringt keinen Gewinn. Die Bearbeitungskosten würden vermutlich größer werden; auch die Formänderungen könnten leicht unzweckmäßig hoch ansteigen.

**139.** Die Schrumpfungverbindung der Kurbel mit der Welle muß so fest sein, daß die Kräfte auch ohne Anwendung eines Keils übertragen werden. Der angedeutete, empfehlenswerte Rundkeil hat nur die Bedeutung einer Sicherung.

### Kurbelwellenlager.

**140.** Hauptabmessungen der Lauffläche nach dem Wellenzapfen (Art. 136) zu bemessen. Die Lagerdeckelschrauben erhalten bei liegenden Maschinen nur geringe Kräfte. Bei stehenden sind sie auf Zug im Kern zu berechnen; als Kraft ist der auf das betreffende Lager entfallende Anteil der nach oben wirkenden Kolbenkraft einzuführen.

Bei liegenden Maschinen kann man eine Verhältniszahl benutzen (ausgenommen bei geneigter Deckelnase [vgl. Art. 142 und Führer 40, 67]), und den Schraubenschaftdurchmesser wählen  $= 10 + 0,1 d$ , wenn auf jeder Seite 2 Schrauben angeordnet werden, und  $10 + 0,15 d$ , wenn nur 1 auf jeder Seite angeordnet wird ( $d$  = Durchmesser des Wellenzapfens). Im vorliegenden Falle kommt man hiermit auf 4 Schrauben von  $1\frac{1}{4}$ " Bolzendurchmesser.

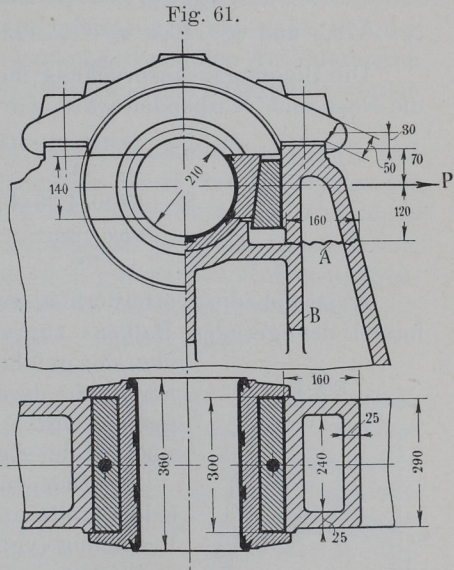
Für das vierteilige Kurbellager möge zweiseitige Keilnachstellung gewählt werden. Über die mehr oder weniger große Dringlichkeit zweiseitiger Nachstellbarkeit vgl. Führer 40, 65. Sonstiges über Kurbelwellenlager Führer 40, 63 ÷ 73.

**141.** Bei vollflächiger Auflagerung ergibt sich mit den Maßen der Fig. 61 der Flächendruck zwischen Keil und Schale gemäß Fig. 61 aus  $9400 \cdot 1,25 = 14 \cdot 30 p$ ;  $p = 28 \text{ kg/qcm}$ .

Da ein überall gleichmäßiges Aufliegen nicht zu erwarten ist und für  $p$  bis  $200 \text{ kg/qcm}$  zulässig sind, wird man Aussparungen und Arbeitsleisten vorsehen. Ohne an die zulässige Grenze zu gehen, mag die Größe der Auflagerflächen mit  $p = 100$  gerechnet werden, da durch die größere Anlagefläche höhere Bearbeitungskosten nicht entstehen.

Bei direkter Schraubennachstellung (Führer S. 839) kommt man auf unvermeidlich hohe Flächendrucke (über 200). Man wende Seitenschalen aus Stahlformguß und Übertragungsdruckstücke zwischen Schraube und Schale an und beachte, daß die Schale Überstand hat und entsprechend stark bemessen sein muß (Anhang II). Der Überstand ist hier vom Druckstück aus zu messen.

**142.** Deckelnase und Querschnitt A. Beide werden bei guter Einpassung gleichzeitig die Kräfte aufnehmen. Da die Verteilung der Kraftaufnahme nicht wohl bestimmbar ist, möge jeder Querschnitt gesondert für die volle



Kraft gerechnet werden und wegen der ungünstigen Annahmen höhere Spannungen zugelassen werden. Bei geneigter Nase (Führer 40, 67) ist man in der Lage, einen großen Teil der Kraft durch Anziehen der Deckelschrauben auf die Deckelverbindung zu übernehmen.

Wenn im Schwerpunkt des in Fig. 61 angedeuteten Bruchschnittes der Nase die ganze Kraft  $P=9400 \cdot 1,25$  wirkte, erfährt die Deckelnase eine Biegungsbeanspruchung

$$\sigma_b = \frac{9400 \cdot 1,25 \cdot 3}{W}, \text{ welche mit } W = \frac{30 \cdot 5^2}{6} \text{ wird}$$

$$\sigma_b = \frac{9400 \cdot 1,25 \cdot 3 \cdot 6}{30 \cdot 5^2} = 283 \text{ kg/qcm, und eine Zugbeanspruchung}$$

$$\sigma_z = \frac{9400 \cdot 1,25}{30 \cdot 5} = 78,4 \text{ kg/qcm, womit } \sigma = \sigma_z + \sigma_b = 361 \text{ kg/qcm wird.}$$

Dies kann mit Rücksicht auf den angenommenen, sehr ungünstigen Belastungsfall noch zugelassen werden.

Die Annahme, daß zwar die Biegezugfestigkeit bei A nicht ausreicht, aber die Schubfestigkeit genügt, ergibt bei Einführung eines Drehpunkts bei A eine Nasenkraft, die im Verhältnis der Hebelarmenlängen  $\frac{120}{120+70}$  kleiner ist wie oben angenommen, womit  $\sigma_b = 178,5$  und  $\sigma_z = 49,5$ ,  $\sigma_z + \sigma_b = 228 \text{ kg/qcm}$  wird.

Die Biegungsbeanspruchung im Querschnitt A ergäbe sich, wenn die Nase nicht vorhanden wäre, wie folgt: Widerstandsmoment bei A

$$W = \frac{29 \cdot 16^3 - 24 \cdot 11^3}{12 \cdot 8} = 900 \text{ cm}^3;$$

$$M = 9400 \cdot 1,25 \cdot 12 = 900 \cdot \sigma_b;$$

$$\sigma_b = \frac{9400 \cdot 1,25 \cdot 12}{900} = 156 \text{ kg/qcm.}$$

Es ist unbedingt erforderlich, wenn der Berechnung die Biegeformel des geraden Balkens zugrunde gelegt wird, daß das Profil über den gefährlichen Querschnitt noch ein Stück geradlinig durch die Rippe B (Fig. 61) hinausgeführt wird. Die Rippe B überträgt die Zugspannungen dann auf die Seitenwangen.

Mehrfach vorgekommene Brüche an der fraglichen Stelle sind durch Außerachtlassung dieser Erwägung (vgl. Fig. 62, in welcher die Rippenverlängerung fehlt) entstanden.

Bei stehenden Maschinen hat die Anbringung von Deckelnasen keinen Zweck (vgl. Führer S. 838).

Fig. 62.

