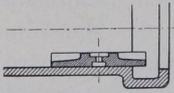


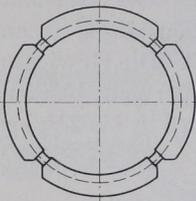
**131.** Der Gleitschuh muß zur Vermeidung der Gratbildung über die Lauffläche der Gleitbahn überlaufen, und zwar zweckmäßig einen ziemlichen Betrag, da der Druck auf die Gleitbahn nach den Enden hin sehr gering wird und bei reichlichem Überlauf die Abnutzung gleichmäßiger wird (Fig. 55).

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 Drehstahl 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:

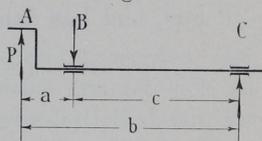
$$B = 1 \cdot d \cdot 15; \quad 11750 = 1^2 \frac{d}{1} 15 = 1^2 \frac{15}{1,5};$$

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

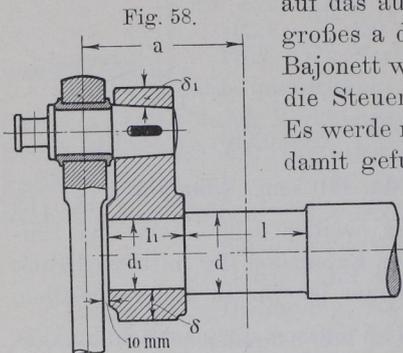
Die Klammern mögen andeuten, daß es sich nur um ganz vorläufige Werte handelt.  $d_1$  werde einige Millimeter kleiner wie  $d$  angenommen, nämlich  $= 200 \text{ mm}$  (Fig. 58).

**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 Nabelnänge wird in der Regel gleich  $d_1$  angegeben, wenn die Kurbeln warm oder mittelst Presse aufgezogen sind. Viele neuere Ausführungen 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 Biegemomente für Welle und Bajonett wachsen und auch die Exzenter- oder die Steuerwelle unbequem weit hinausrücken. 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 vorbeischießende 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 Pleuelstangenstärke 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 Unterstützungskräfte 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

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

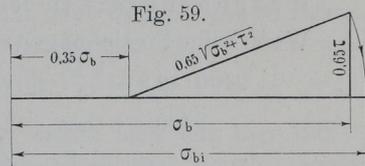
$$a = 40 + 10 + 185 + 180 = 415;$$

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.

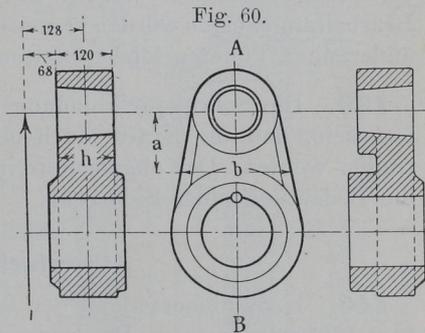
### Kurbelarm.

**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