

Setzt man $\frac{6000 \cdot a_{E0}}{\mu_1} = \frac{6000 \cdot p_m \cdot v}{\pi} = w$, so vereinfacht sich der Ausdruck in:

$$l = \frac{P_m \cdot n}{w} \tag{336}$$

v ist eine an bewährten Ausführungen ermittelte, dem Produkt $p_m \cdot v$ verhältnismäßige Erfahrungszahl. Aus Formel (336) folgt wiederum, daß der Durchmesser keinen Einfluß auf die Wärmeentwicklung durch die Reibung hat. Für w gibt Bach u. a. folgende

Zahlen (die entsprechenden für $p_m \cdot v = \frac{w}{1910}$ sind gleichzeitig angeführt):

	w	$p_m \cdot v$
für Schwunrad- und Kurbelwellenlager	15 000	7,9
für mit Weißmetall ausgegossen, bis zu	40 000	20,9
für Kurbelzapfen an normalen Dampfmaschinen	37 500	19,5
in gekröpften Wellen, wenn die Lager mit Weißmetall ausgegossen sind, bis zu	90 000	47

4. Berechnungsbeispiele für zylindrische Tragzapfen.

Bei der Berechnung eines Zapfens geht man zweckmäßig so vor, daß unter Annahme des Flächendrucks p die nötige Auflagefläche ermittelt, dann das Verhältnis der Länge

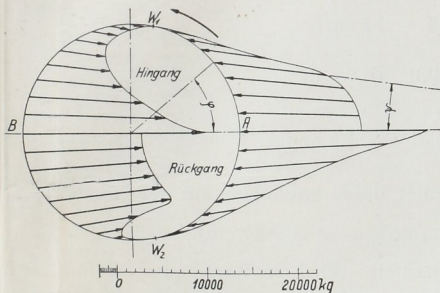


Abb. 1112. Die am Kurbelzapfen wirkenden Kräfte bei 14% Füllung der Pumpmaschine Tafel I. Hochdruckseite.

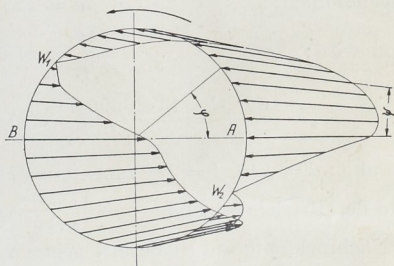


Abb. 1113. Die am Hochdruckkurbelzapfen angreifenden Kräfte, wenn die Dampfmaschine der Tafel I als Betriebsmaschine mit 40% Füllung läuft.

zum Durchmesser nach der Umfangsgeschwindigkeit oder den Konstruktionsverhältnissen angenommen, gegebenenfalls nach den Formeln (329) und (332) berechnet wird. Der Zapfen ist dann auf Festigkeit und Sicherheit gegen Warmlaufen nachzuprüfen und nötigenfalls abzuändern.

Beispiel 2. Kurbelzapfen der Wasserwerkmaschine, Tafel I. Der Zapfen ist nach Abb. 1109 belastet, bestehe aus Flußstahl, sei geschliffen und laufe in einer mit Weißmetall ausgegossenen Bronzeschale.

Um die Eigenart der Belastung des Zapfens zu zeigen, wurden Richtung und Größe der an ihm angreifenden Kräfte in den verschiedenen Kurbelstellungen in Abb. 1112 und 1113 wiedergegeben. Die Kräfte sind aus den Kolbenüberdrucklinien der Hochdruckseite hergeleitet, und zwar in der ersten Abbildung für die Wasserwerkmaschine bei 14% Füllung unter Antrieb der unmittelbar angekuppelten Pumpe, in der zweiten für die als Betriebsmaschine gedachte Dampfmaschine allein bei 40% Füllung, beide Male ohne Berücksichtigung der Massenkräfte und des Wirkungsgrades.

Die Kurven wurden gefunden, indem zu den einzelnen Zapfenstellungen, z. B. zu der unter dem Winkel φ , die Schubstangenrichtung unter dem Winkel ψ gesucht und auf ihr die zugehörige Kraft aufgetragen wurde.

Der Zapfen ist im wesentlichen schwelend beansprucht. Zwar haben die hohen Drucke in den Totpunkten A und B der Abb. 1112 entgegengesetzte Richtung, da sich aber auch der Zapfen um 180° gedreht hat, werden stets dieselben Fasern, nämlich die

nach der Wellenmitte zu gelegenen auf Druck, die außen liegenden auf Zug in Anspruch genommen. Wechselnde Beanspruchung tritt nur in geringem Maße in der Nähe der Druckwechsellpunkte W_1 und W_2 auf.

Die größte den Zapfen beanspruchende Kraft ist durch die Summe des Dampf- und des Pumpendruckes in Höhe von $P_0 = 20600$ kg (S. 138) auf der Hochdruckseite gegeben. Sie ist für die Berechnung auf Biegefestigkeit maßgebend.

Der Bestimmung der Auflagefläche legt man, da P_0 nur ganz vorübergehend in den Totlagen auftritt, den größten, längere Zeit wirkenden Dampfdruck $P_d = 16900$ kg zugrunde. Dies geschieht auch in Rücksicht darauf, daß man die Dampfmaschine so durchbilden wird, daß sie an anderer Stelle als Betriebsmaschine für sich allein benutzt werden kann, wobei allerdings der Dampfdruck im Niederdruckzylinder nach Seite 138 17400 kg erreicht. Bei unmittelbarer Kupplung der Pumpen durch die Kolbenstangen kommt tatsächlich, wie aus den Ausführungen auf Seite 138 hervorgeht, am Kurbelzapfen nur die Differenz des Dampf- und Pumpenkolbendrucks, noch vermindert um die Massenkräfte zur Wirkung, so daß die folgende Rechnung sehr sicher ist.

p gewählt zu 65 kg/cm². Nötige Auflagefläche:

$$f' = \frac{P_d}{p} = \frac{16900}{65} = 260 \text{ cm}^2.$$

Angenommen: $d = 12 \quad 13 \quad 14$ cm;

dann wird: $l = \frac{f'}{d} = 21,6 \quad 20,0 \quad 18,6$ cm,

$$\sigma_b = \frac{16 P_0 \cdot l}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 20600 \cdot l}{\pi \cdot d^3} = 1312 \quad 955 \quad 711 \text{ kg/cm}^2.$$

Gewählt: $d = 140$, $l = 180$ mm, $p = 67$ kg/cm²; dabei entstehen auf der Niederdruckseite der Betriebsmaschine $p = \frac{17400}{14 \cdot 18} = 69$ kg/cm², $\sigma_b = 688$ kg/cm².

Nachrechnung auf Sicherheit gegen Warmlaufen. Wird der Zapfen auf die indizierte Leistung des Niederdruckzylinders $N_i = 163$ PS bei Verwendung der Maschine zu Betriebszwecken, berechnet, so ergibt sich der mittlere Kolbendruck P_m aus der Überdrucklinie oder aus der Formel (333) zu:

$$P_m = \frac{e \cdot 75 \cdot N_i}{c_m} = \frac{1,15 \cdot 75 \cdot 163}{1,33} = 10550 \text{ kg}$$

und daraus:

$$p_m = \frac{P_m}{d \cdot l} = \frac{10550}{14 \cdot 18} = 41,9 \text{ kg/cm}^2.$$

Mit der Zapfengeschwindigkeit:

$$v = \frac{\pi d \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,14 \cdot 50}{60} = 0,367 \text{ m/sek}$$

wird:

$$p_m \cdot v = 41,9 \cdot 0,367 = 15,4 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{sek}},$$

was zulässig ist.

Im Falle der unmittelbaren Kupplung der Dampf- mit den Pumpenkolben gibt die Differenz des mittleren Dampfdrucks und der Pumpenkraft $9300 - 3700 = 5600$ kg eine mittlere Auflagepressung $p_m = 22,2$ kg/cm², so daß $p_m \cdot v$ auf $8,15 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{sek}}$ sinkt.

Beispiel 3. Gabelzapfen des Kreuzkopfes derselben Maschine. $p = 80$ kg/cm².

$$f' = \frac{P_d}{p} = \frac{16900}{80} = 211 \text{ cm}^2.$$

Die Zapfenlänge sei aus Gründen der leichteren Bearbeitung der Schubstange gleich der des Kurbelzapfens, $l = 180$ mm, genommen.

$$d = \frac{f'}{l} = \frac{211}{18} = 11,7 \text{ cm},$$

abgerundet auf $d = 120$ mm.

Nachrechnung des Zapfens an der Betriebsmaschine auf der Niederdruckseite:

$$p = \frac{17400}{12 \cdot 18} = 80,5 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}.$$

Auflagelänge im Kreuzkopf bei $p = 100 \text{ kg/cm}^2$, vgl. Abb. 1110,

$$2l_1 = \frac{P_d}{p \cdot d} = \frac{16900}{100 \cdot 12} = 14,1 \text{ cm}.$$

Gewählt $l_1 = 70$ mm, so daß die Gesamtlänge $L = 320$ mm und die Biegebeanspruchung:

$$\sigma_b = \frac{32 P_0 \cdot L}{8 \pi d^3} = \frac{32 \cdot 20600 \cdot 32}{8 \pi \cdot 12^3} = 485 \text{ kg/cm}^2$$

wird, die bei Stahl unter der wechselnden Belastung noch gut zulässig ist.

Ein Warmlaufen ist wegen der nur schwingenden Bewegung der Schubstange nicht zu befürchten.

Ausführung siehe unter Kreuzköpfen, Abb. 1195.

Beispiel 4. Kurbelwellenzapfen der gleichen Maschine. Die nach Abb. 1112 und 1113 am Kurbelzapfen wirkenden Kräfte beanspruchen auch den Wellenzapfen. Dabei ruft die in den Totlagen auftretende Summe der Kolbenkräfte $P_0 = 20600$ kg lediglich Biegespannungen hervor, der in den anderen Kurbelstellungen wirksame Dampfdruck dagegen außerdem noch Drehbeanspruchungen, wie weiter unten des näheren gezeigt wird. Die Art der Belastung ist auch hier, ähnlich wie am Kurbelzapfen, im wesentlichen eine schwellige.

Die genaue Berechnung der nötigen Zapfenfläche aus der Auflagepressung setzt die Ermittlung der Lagerdrucke aus den Kolbenkräften auf der Hoch- und Niederdruckseite voraus. Dazu fehlt aber zunächst noch der Abstand a , Abb. 1114, der Kurbelzapfen- von der Wellenlagermitte. Vielfach geht man deshalb so vor, daß man den Auflagedruck in erster Annäherung aus der größten, am Kurbelzapfen längere Zeit wirkenden Kraft und den übrigen an der Welle angreifenden Kräften zusammensetzt, die Flächenpressung aber in Rücksicht auf die voraussichtliche Erhöhung durch die Kurbelzapfendrucke der anderen Seite mäßig hoch wählt. Wenn die Maschine als Betriebsmaschine verwandt wird, wäre nach Seite 138 mit $P'_n = 17400$ kg in der Totlage des Niederdruckzapfens, also in wagrechter Richtung, zu rechnen. Zu ihnen tritt die Wirkung des Seil- oder Riemenzugs, der sich, unter der Voraussetzung, daß das Schwungrad mitten

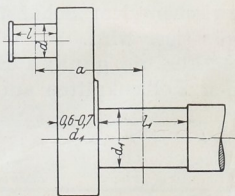


Abb. 1114. Skizze der Stirnkurbel zur Maschine
Tafel I.

auf der Welle sitzt, je zur Hälfte auf die beiden Lager verteilt und $\frac{P_s}{2} = 2900$ kg beträgt.

Wenn man ungünstigenfalls annimmt, daß der Trieb wagrecht angeordnet ist, vermehrt er den Lagerdruck in der einen Totlage der Kurbel. Zu diesen wagrechten Kräften kommt, in senkrechter Richtung wirkend, die Hälfte des Schwungradgewichtes $\frac{G_s}{2} = 2450$ und des zu schätzenden Eigengewichts der Welle, einschließlich der halben Schubstangen- gewichte, $\frac{G_w}{2} = 1200$ kg, in Summe 3650 kg. Insgesamt wird demnach der Druck im Lager:

$$A = \sqrt{\left(P'_n + \frac{P_s}{2}\right)^2 + \left(\frac{G_s + G_w}{2}\right)^2} = \sqrt{(17400 + 2900)^2 + 3650^2} = 20630 \text{ kg}.$$

Wird eine spezifische Auflagepressung von $p = 23 \text{ kg/cm}^2$ zugelassen, so folgt die Projektion der Zapfenfläche:

$$f' = \frac{20630}{23} = 897 \text{ cm}^2$$

und bei Schätzung des Durchmessers:

$$d_1 = 24 \quad 25 \quad 26 \text{ cm,}$$

$$\text{die Zapfenlänge:} \quad l_1 = 37,4 \quad 35,9 \quad 34,5 \text{ cm.}$$

Nunmehr läßt sich der Hebelarm a und damit die Biegebeanspruchung, die die größte Kraft P_0 hervorruft, ermitteln. Man findet a entweder durch Aufskizzieren des Kurbelarms auf Grund der ermittelten Zapfen, Abb. 1114, oder durch Berechnen aus:

$$a = \frac{l + l_1}{2} + 0,6 \dots 0,7 d_1,$$

wobei das letzte Glied die Nabenlänge von der Lagerkante bis zu der Fläche darstellt, auf welcher der Kurbelzapfen sitzt. Mit dem Mittelwert von $0,65 d_1$ und mit $l = 18 \text{ cm}$ wird bei:

$$d_1 = 24 \quad 25 \quad 26 \text{ cm,}$$

$$a = \frac{l + l_1}{2} + 0,65 d_1 = 43,3 \quad 43,2 \quad 43,1 \text{ cm}$$

und

$$\sigma_b = \frac{32 \cdot P_0 \cdot a}{\pi \cdot d_1^3} = \frac{32 \cdot 20600 \cdot a}{\pi \cdot d_1^3} = 658 \quad 580 \quad 515 \text{ kg/cm}^2.$$

Gewählt: $d_1 = 250$, $l_1 = 360$, $a = 435 \text{ mm}$, $\sigma_b = 584 \text{ kg/cm}^2$.

Bei der Durchbildung des Kurbelarms wurde an der Lagerseite der Kurbelnabe ein Spritzring, Abb. 1298, eingedreht, dafür aber die Nabe über die Fläche, auf der der Kurbelzapfen sitzt, um $b = 25 \text{ mm}$ vorgezogen. Dabei bleibt noch genügend Spiel zwischen dem Schubstangenschaft, während die Beanspruchung der Schrumpfpflöge günstiger wird.

Für die genaue Berechnung der Auflagepressung werde der Lagerdruck aus den Kolbenkräften auf der Hoch- und Niederdruckseite unter Beachtung der Kurbelversetzung und der Massenwirkung ermittelt. Die ungünstigste Belastung tritt im Lager A nach Abb. 1115 in der hinteren Totlage der Niederdruckkurbel ein, falls die Maschine als Betriebsmaschine mit 40% Füllung arbeitet. Am Kurbelzapfen greift dabei in wagrechter Richtung der Kolbendruck von 17400 kg (S. 138), vermindert um die Massenkraft von 1330 kg (S. 608), also $P_n = 16070 \text{ kg}$, an. Auf der Hochdruckseite, wo die Kurbel in der Mittellage steht, ist der Dampfdruck nach der Schaulinie, Abb. 1051, auf 7,8 at Überdruck und damit die Kolbenkraft auf $P_h = \frac{\pi}{4} (45^2 - 10^2) \cdot 7,8 \approx 11800 \text{ kg}$ gesunken, während der geringe Betrag der Massenkraft vernachlässigt werden kann. Am Hochdruckkurbelzapfen greift diese Kraft in wagrechter, $\frac{1}{2}$ davon, d. s. 2360 kg, in senkrechter Richtung an. Das Schwungradgewicht G_s , das Eigengewicht der Welle und der wagrechte Seil- oder Riemenzug sind wie oben angenommen, Abb. 1115.

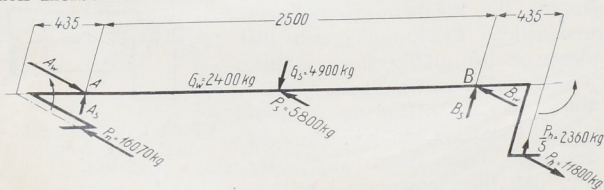


Abb. 1115. Belastung der Kurbelwelle der Maschine Tafel I in der hinteren Totlage der Niederdruckkurbel.

Aus der Momentengleichung um den Punkt B folgen die Seitenkräfte des Lagerdrucks: in wagrechter Richtung:

$$A_w = \frac{16070 \cdot 293,5 + 5800 \cdot 125 + 11800 \cdot 43,5}{250} = 23820 \text{ kg},$$

in senkrechter:

$$A_s = \frac{4900 + 2400}{2} + \frac{2360 \cdot 43,5}{250} = 4060 \text{ kg},$$

die zusammengesetzt:

$$A' = \sqrt{A_w^2 + A_s^2} = \sqrt{23820^2 + 4060^2} = 24160 \text{ kg}$$

ergeben.

Damit steigt die größte spezifische Auflagepressung auf:

$$p' = \frac{A'}{d_1 \cdot l_1} = \frac{24160}{25 \cdot 36} = 26,8 \text{ kg/cm}^2,$$

was noch zulässig erscheint.

Am andern Lager wird: $B_w = 13750$, $B_s = 880$, $B' = 13880$ kg.

Nachrechnung der Dreh- und Biegebeanspruchung bei schräger Stellung der Kurbel. Bringt man in der Lage, Abb. 1116, bei der die Schubstange senkrecht zum Kurbelarm steht, die Schubstangenkraft

$\frac{P}{\cos \psi}$

noch in der Lagermitte A und im Schnitt der Wellenmittellinie mit der Kurbelzapfenenebene C gleich und entgegengesetzt gerichtet an, so bilden die gekreuzten Kräfte das Drehmoment

$\frac{P}{\cos \psi} \cdot R$, die doppelt gekreuzten das Biegemoment

$\frac{P}{\cos \psi} \cdot a$, welch beide den Wellenzapfen beanspruchen. Für P pflegt man wieder den vollen Dampfdruck P'_n einzusetzen, der bei größeren Füllungen in der erwähnten Lage noch nahezu in voller Stärke wirkt. Dagegen vernachlässigt man meist den Faktor $\frac{1}{\cos \psi}$,

weil er nicht viel von 1 abweicht.

Die Wirkung der Schubkraft $\frac{P}{\cos \psi}$ kann unberücksichtigt bleiben, da die durch sie erzeugte Schubspannung nichts zu der unten ermittelten Anstrengung beiträgt. Denn sie ist dort, wo die größten Biegespannungen herrschen, gleich Null, am größten dagegen in der neutralen Faserschicht.

Es wird:

$$\sigma_b = \frac{32 P_n \cdot a}{\pi d_1^3} = \frac{32 \cdot 17400 \cdot 43,5}{\pi \cdot 25^3} = 493 \text{ kg/cm}^2,$$

$$\tau_d = \frac{16 P_n \cdot R}{\pi d_1^3} = \frac{16 \cdot 17400 \cdot 40}{\pi \cdot 25^3} = 227 \text{ kg/cm}^2$$

und die ideelle Spannung:

$$\begin{aligned} \sigma_i &= 0,35 \sigma_b + 0,65 \sqrt{\sigma_b^2 + 4 (\alpha_0 \tau_d)^2} \quad \text{bei } \alpha_0 = 1 \\ &= 0,35 \cdot 493 + 0,65 \sqrt{493^2 + 4 \cdot 1 \cdot 227^2} = 608 \text{ kg/cm}^2. \end{aligned}$$

Die Anstrengung in dieser Stellung ist also etwas höher als die Spannung in der Totlage, aber bei gutem Werkstoff noch zulässig.

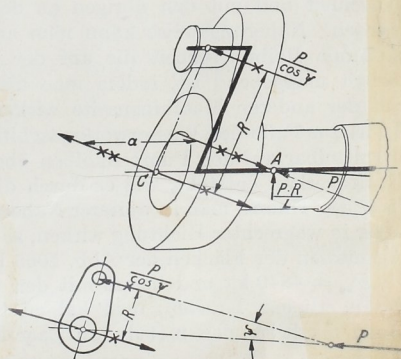


Abb. 1116. Belastung der Kurbelwelle der Dampfmaschine der Tafel I. (Niederdruckseite.)

Geht man von der Annahme aus, daß die größte Schubspannung für die Einleitung der ersten Formänderungen maßgebend sei, so liefert die Formel (44):

$$\tau_{\max} = \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_0^2 + 4\tau_0^2} = \frac{1}{2} \sqrt{493^2 + 4 \cdot 227^2} = 335 \text{ kg/cm}^2.$$

Hat der Werkstoff der Welle eine Festigkeit $K_z = 4500 \text{ kg/cm}^2$ und eine Fließspannung $\sigma_s = 2900 \text{ kg/cm}^2$, so beträgt die entsprechende Schubspannung $\tau_i = \frac{1}{2} \sigma_s = 1450 \text{ kg/cm}^2$. Mithin ist nach der zweiten Rechnung eine 4,3fache Sicherheit:

$$\varnothing' = \frac{\tau_i}{\tau_{\max}} = \frac{1450}{335} = 4,3$$

gegen Überschreiten der Fließgrenze vorhanden und nach der ersten Rechnung eine $\varnothing = \frac{K_z}{\sigma_{\max}} = \frac{4500}{608} = 7,4$ fache Sicherheit gegen Bruch, Werte, die ausreichend erscheinen.

Nachrechnung auf Sicherheit gegen Warmlaufen. Die genaue Bestimmung der Reibungsarbeit setzt die Kenntnis des Verlaufs des Lagerdrucks während einer Umdrehung der Welle voraus, dessen Ermittlung aber ziemlich umständlich ist. An Hand der Dampfdrucklinien, Abb. 1051 und 1052, oder unter Benutzung des Kurbeldruckverlaufs, Abb. 1113, müßten die Lagerdrucke für eine größere Zahl von Kurbelstellungen berechnet und mit den übrigen an der Welle angreifenden Kräften zusammengesetzt werden. Näherungsweise kann man annehmen, daß für die an einem der Lager entstehende Reibungsarbeit die auf der betreffenden Maschinenseite erzeugte indizierte Arbeit maßgebend ist, indem man also die Beeinflussung des Lagerdrucks durch die auf der anderen Maschinenseite wirkenden Kräfte vernachlässigt.

a) Im Falle der Wasserwerkmaschine, Tafel I, wird ein Teil der Dampfkolbenkräfte unmittelbar auf den Pumpenkolben übertragen, derart, daß auf der Hochdruckseite ein Kräfteverlauf entsteht, wie er durch die senkrechte Strichelung in Abb. 1065 verdeutlicht ist. Nimmt man in weiterer Näherung an, daß diese Drucke auch am Kurbelwellenlager in wagrechter Richtung wirken, so kann man den mittleren wirksamen Druck unter Ausmessen der Flächen der Abb. 1065 bestimmen. Im vorliegenden Falle findet er sich zu $P_m = 4840 \text{ kg}$ und liefert mit den übrigen am Zapfen senkrecht angreifenden, unveränderlichen Kräften, dem halben Schwungrad- und Wellengewichte von 3650 kg, einen resultierenden mittleren Lagerdruck:

$$A_m = \sqrt{P_m^2 + \left(\frac{G_s + G_w}{2}\right)^2} = \sqrt{4840^2 + 3650^2} = 6060 \text{ kg}$$

und eine mittlere Pressung:

$$p_m = \frac{A_m}{d_i \cdot l_i} = \frac{6060}{25 \cdot 36} = 6,73 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}.$$

Die Umfangsgeschwindigkeit des Zapfens beträgt:

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,25 \cdot 50}{60} = 0,655 \text{ m/sek},$$

und damit wird: $p_m \cdot v = 6,73 \cdot 0,655 = 4,41 \frac{\text{kgm}}{\text{cm}^2 \cdot \text{sek}}$, also genügend niedrig.

b) Im Falle der Betriebsmaschine bestimmt man den mittleren Kolbendruck am einfachsten aus der Leistung der betreffenden Maschinenseite. Aus der größeren, nämlich derjenigen auf der Niederdruckseite folgt aus Formel (333):

$$P'_m = \frac{q \cdot 75 \cdot N_i}{c_m} = \frac{1,15 \cdot 75 \cdot 163}{1,33} = 10550 \text{ kg}.$$

Dieser in wagrechter Richtung wirkende Druck ist beim Hingang des Kolbens um den Betrag des halben Riemen- oder Seilzuges $\frac{P}{2} = 2900 \text{ kg}$ auf 13450 kg zu vermehren,

beim Rücklauf um 2900 kg auf 7650 kg zu vermindern. Er liefert, mit der senkrechten Belastung von 3650 kg zusammengesetzt, den mittleren Druck beim Hingange $\sqrt{13540^2 + 3650^2} = 13930$, beim Rückgange $\sqrt{7650^2 + 3650^2} = 8480$ kg oder im Mittel während eines Umlaufes $A'_m = 11205$ kg. Damit wird:

$$p'_m \cdot v = \frac{A'_m}{d_1 \cdot l_1} \cdot v = \frac{11205}{25 \cdot 36} \cdot 0,654 = 8,15 \frac{\text{kgm}}{\text{cm}^2 \cdot \text{sek}},$$

was zulässig ist.

Beispiel 5. Stirnzapfen an einem Vorgelege, der bei $n = 250$ Umläufen in der Minute dauernd mit $P = 5000$ kg belastet ist. Werkstoff: Ungehärteter Stahl auf Weißmetall.

(An dem Zapfen ist, wie das Zahlenbeispiel 8 erkennen und auch die später näher erläuterte Abb. 1117 erwarten läßt, ohne Schwierigkeit flüssige Reibung zu erzielen; er werde hier jedoch in der früher üblichen Art berechnet.)

Der erfahrene Ingenieur sieht, daß die Zapfenmaße auf Grund der Sicherheit gegen Warmlaufen gewählt werden müssen; aber auch der oben beschriebene Rechnungsgang führt rasch zur gleichen Erkenntnis und kann deshalb Anfängern empfohlen werden.

Ausgehend von einem zulässigen Flächendruck von $p_{\max} = 60$ kg/cm² wird die Auflagefläche: $f' = \frac{P}{p} = \frac{5000}{60} = 83,3$ cm² und unter Schätzen des Durchmessers:

$$d = \quad \quad \quad 7 \quad \quad 8 \quad \quad 9 \text{ cm},$$

$$l = \frac{f'}{d} = \quad \quad \quad 12 \quad \quad 10,4 \quad \quad 9,3 \text{ cm},$$

$$\sigma_b = \frac{32 P \cdot l}{2 \pi d^3} = 25500 \frac{l}{d^3} = 893 \quad 518 \quad \text{— kg/cm}^2,$$

$$v = \frac{\omega \cdot d}{2} = 13,09 \cdot d = \quad \quad \quad 1,047 \text{ — m/sek},$$

$$p \cdot v = \quad \quad \quad 62,8 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{sek}} \text{ — Unzulässig.}$$

Der hohe Wert von $p \cdot v$ weist darauf hin, daß der Zapfen gegen Warmlaufen zu berechnen ist. Mit der an Triebwerkwellen üblichen Größe $(p \cdot v)' = 20$ wird die nötige Zapfenlänge:

$$l' = \frac{l \cdot p \cdot v}{(p \cdot v)'} = \frac{10,4 \cdot 62,8}{20} = 32,7 \text{ cm.}$$

Gewählt: $l' = 330$ mm.

Mit $k_b = 600$ kg/cm² folgt:

$$W = \frac{\pi}{32} \cdot d^3 = \frac{P \cdot l'}{2 k_b} = \frac{5000 \cdot 33}{2 \cdot 600} = 137,5 \text{ cm}^3; \quad d = 11,2 \text{ cm.}$$

Gewählt $d = 115$ mm.

Dabei sinkt der Flächendruck auf: $p = \frac{P}{d \cdot l} = \frac{5000}{11,5 \cdot 33} = 13,2$ kg/cm².

B. Berechnung der Tragzapfen auf hydrodynamischer Grundlage.

Voraussetzung ist, daß der Zapfen unter flüssiger Reibung läuft, daß also das zur Bildung einer tragfähigen, keiligen Schmierschicht notwendige Spiel bei zylindrischer Form des Zapfens und der Schale und die nötige Umfangsgeschwindigkeit vorhanden sind. Im allgemeinen werden die Bedingungen nur bei ständig in einer Richtung umlaufenden und gleichmäßig oder doch nur unter mäßigen Schwankungen belasteten Zapfen erfüllt sein. Die nur eine kippende Bewegung ausführenden Gabelzapfen scheiden ganz aus.