

wenn  $d$ , wie üblich, in cm eingeführt wird), sowie  $\mu_1$  nach Formel (315) ein und schreibt zur Vereinfachung  $p$  und  $P$  statt  $p_m$  und  $P_m$ , da es sich bei Zapfen unter flüssiger Reibung stets um unveränderliche oder doch in nur geringem Maße schwankende Drucke handelt, so wird die spezifische Reibungsarbeit:

$$a_{R_0} = \frac{p}{\pi} \cdot 0,0055 \sqrt{\frac{\eta \cdot n}{p}} \sqrt{\frac{4d}{l} + 1} \cdot \frac{\pi \cdot d \cdot n}{6000} = 9,16 \cdot 10^{-7} \cdot d \sqrt{\eta \cdot p \cdot n^3 \left( \frac{d}{l} + 1 \right)} \frac{\text{kg m}}{\text{sek} \cdot \text{cm}^2} \quad (342)$$

Mit  $p = \frac{P}{d \cdot l}$  gestattet die Formel:

$$a_{R_0} = 9,16 \cdot 10^{-7} \sqrt{\eta \cdot P \cdot n^3 \left[ 4 \left( \frac{d}{l} \right)^2 + \frac{d}{l} \right]} \frac{\text{kg m}}{\text{sek} \cdot \text{cm}^2} \quad (343)$$

die spezifische Arbeit aus der Belastung  $P$  und dem Verhältnis  $\frac{d}{l}$  zu berechnen. Der gesamte, durch die Zapfenreibung entstehende Leistungsverlust in Pferdestärken wird schließlich, ausgehend von Formel (323):

$$\begin{aligned} N_R &= \frac{a_{R_0} \cdot \pi \cdot d \cdot l}{75} = 3,84 \cdot 10^{-8} d^2 \cdot l \sqrt{\eta \cdot p \cdot n^3 \left( \frac{d}{l} + 1 \right)} \\ &= 3,84 \cdot 10^{-8} \cdot d l \sqrt{\eta \cdot P \cdot n^3 \left[ 4 \left( \frac{d}{l} \right)^2 + \frac{d}{l} \right]} \text{ PS.} \end{aligned} \quad (344)$$

Nach der Hauptformel (342) wächst die Reibungsarbeit im Gebiet der flüssigen Reibung verhältnismäßig dem Durchmesser  $d$ , der 1,5ten Potenz der Drehzahl  $n$  und der Wurzel aus der Zähigkeit  $\eta$  sowie aus dem Flächendruck  $p$ . Die Länge des Zapfens hat nur geringen Einfluß. Konstruktiv gilt es demnach zur Beschränkung der Reibungsarbeit und Erwärmung der Lager und zur Erzielung eines besseren Wirkungsgrades des Getriebes die Zapfendurchmesser so klein auszuführen, wie es die Sicherheit des Betriebes und manchmal die Festigkeitsverhältnisse gestatten. Den schmierungstechnisch besten Wert findet man, indem man in Gleichung (339a) das günstigste Spiel  $s = 4h$  und  $p = \frac{P}{d \cdot l}$  einführt:

$$4h^2 = \frac{\eta \cdot n \cdot d^3 \cdot l}{183600 P} \cdot \frac{l}{d + l}$$

Meist ist es vorteilhaft, nicht von der Länge  $l$ , sondern von dem leichter zu schätzenden Verhältnis  $d:l$  auszugehen; man multipliziert zu dem Zwecke Zähler und Nenner mit  $d$  und erhält:

$$4h^2 = \frac{\eta \cdot n \cdot d^4}{183600 P} \cdot \frac{l^2}{d(d+l)} \quad \text{oder} \quad d = 29,3 \sqrt[4]{\frac{P h^2}{\eta \cdot n} \left[ \left( \frac{d}{l} \right)^2 + \frac{d}{l} \right]} \quad (345)$$

Unter Benutzung der Beziehung (310) mit  $z = 2,6$  entsteht eine Formel, die den günstigsten Durchmesser aus der Temperatur  $t$ , die das Lager annehmen soll, zu berechnen gestattet:

$$d = 29,3 \sqrt[4]{\frac{P \cdot h^2 \cdot (0,1t)^{2,6}}{i \cdot n} \left[ \left( \frac{d}{l} \right)^2 + \frac{d}{l} \right]} \quad (346)$$

### 3. Ermittlung der Lagertemperatur.

Um die am Lager zu erwartende Temperatur finden und dadurch beurteilen zu können, ob künstliche Kühlung nötig ist oder nicht, braucht die Reibungsarbeit nur mit der Ausstrahlungsfähigkeit des betreffenden Lagers verglichen zu werden. Anhaltspunkte dafür geben die Versuche von Lasche [XV, 9] und Stribeck [XV, 8], die gezeigt haben, daß neben dem Temperaturunterschied zwischen der Lagerauflagefläche und der Außenluft auch die Form und Ausbildung der Lagerkörper wesentlichen Einfluß haben. Die Ausstrahlung ist um so bedeutender, je größer die Oberfläche des Lagers im Verhältnis

zu der des Zapfens ist. Aber auch den inneren Bau der Lager muß man in bezug auf die Wärmeleitfähigkeit beachten. Luft- oder gar Ölschichten, die durch Aussparungen der Schalen an ihrer Auflagefläche im Lagerkörper entstehen, wirken ungünstig; es ist vorteilhafter, die Schalen in ihrer vollen Breite zu bearbeiten und aufliegen zu lassen. Lasche gibt für die Beurteilung der Ausstrahlung bei 20° Luftwärme drei Kurven I, II und III, Abb. 1118. Als Abszissen dienen die Schalentemperaturen, als Ordinaten die Ausstrahlungen, umgerechnet in mkg/sek und bezogen auf 1 cm<sup>2</sup> der Zapfenoberfläche, um einen Vergleich mit der spezifischen Reibungsarbeit  $\alpha_{R_0} = \frac{p_m \cdot \mu_1 \cdot v}{\pi}$  zu ermöglichen. Linie I gibt die nach Dulong und Petit berechnete Arbeit an, die durch

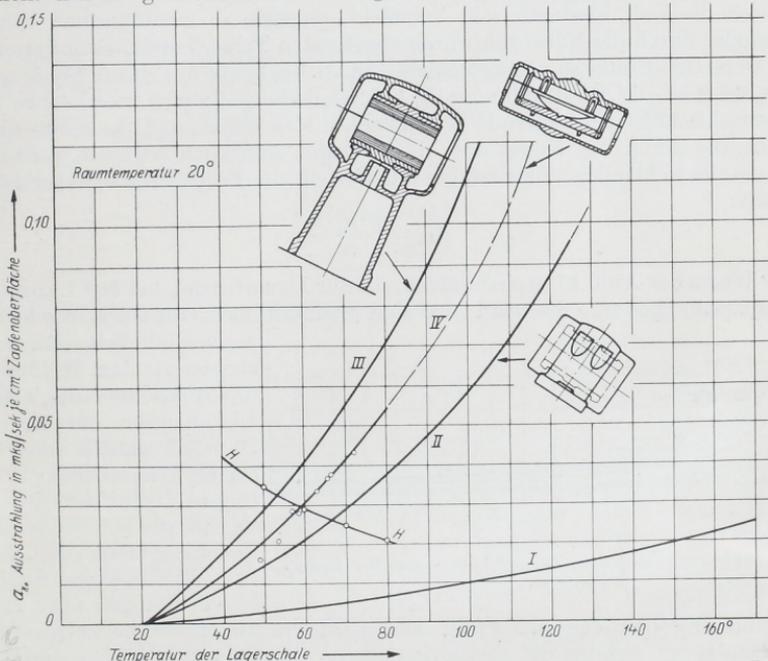


Abb. 1118. Ausstrahlungsfähigkeit von Lagern verschiedener Bauart nach den Versuchen von Lasche und Stribeck.

die Oberfläche des Zapfens allein in Form von Wärme ausgestrahlt werden kann. I darf als untere Grenzkurve betrachtet werden, da die Ausstrahlung durch das den Zapfen umgebende Lager sicher vergrößert wird. Für gedrängt gebaute Lager an Triebwerken, Dampfturbinen, rasch laufenden Dynamos usw. gilt Kurve II, für Lager, die besonders große Eisenmassen und Oberflächen haben, Kurve III. Aus den Versuchen von Stribeck an dem Sellersringschmierlager, Abb. 1097, errechnete Werte, sind durch die zwischen II und III liegende Linie IV dargestellt. Form und Größe im Verhältnis zu den Abmessungen des Zapfens kennzeichnen die an den einzelnen Linien stehenden Skizzen der Lager, an denen die Werte ermittelt wurden, wobei zur Erleichterung des Vergleichs die Maßstäbe so gewählt wurden, daß die Zapfenoberflächen gleichgroß ausfielen. Daß bei dieser Darstellung das Sellerslager mit einer im Verhältnis zum Zapfen kleinen Außenfläche zwischen die Kurven II und III zu liegen kommt, ist auf die dünnwandige, geräumige Ölkammer zurückzuführen, die, ringsum von Luft umspült, die Wärmeabgabe sehr begünstigt.

Nach Kurve III können durch ein reichlich groß gehaltenes Lager bei 80° Schalen- und 20° Raumtemperatur 0,07, durch ein Sellersringschmierlager nach Kurve IV 0,054,

durch ein gedrängt gebautes Lager nach Kurve *II* 0,037 kgm/sek, bezogen auf je 1 cm<sup>2</sup> der Zapfenoberfläche ausgestrahlt werden. Dagegen könnte der Zapfen allein nach Kurve *I* nur 0,007  $\frac{\text{kgm}}{\text{sek} \cdot \text{cm}^2}$  abgeben. Für Kurbel- und Schwungradwellenlager an Kolbenmaschinen liegen noch keine Untersuchungen vor. Schätzungsweise dürften die Werte wegen der meist großen Eisenmassen, welche die Wärme weiterleiten und ausstrahlen, nahe der Kurve *III* liegen.

Die Abführung der Wärme kann durch Luftzug, erzeugt durch Temperaturunterschiede oder durch nahe am Lager sitzende Kurbeln, Scheiben oder Räder, gelegentlich auch durch Anblasen mittels besonderer Ventilatoren oder durch Bewegung der Lager durch die Luft hindurch sehr verstärkt, dagegen in geschlossenen Räumen, in Gehäusen oder durch die Nähe von wärmeabgebenden Teilen beträchtlich verschlechtert werden. Derartige Einflüsse zu berücksichtigen ist bis heute nur durch Schätzung möglich. Verstärkt ist die Ausstrahlung z. B. bei Schubstangenköpfen und Lagern an Fahrzeugen, verschlechtert bei Lagern in geschlossenen Maschinen, an Lokomobil- und Walzwerklagern, die durch den Kessel oder das Walzgut zusätzlich erwärmt werden.

Für eine überschlägliche Rechnung genügt es, in die Formel für die spezifische Reibungsarbeit:

$$a_{R_0} = \frac{p \cdot \mu_1 \cdot v}{\pi}$$

für  $\mu_1$  die Werte der Abb. 1119 einzusetzen, die für Dauerbetrieb bei 50° Lager- und 20° Raumtemperatur gelten. Sie sind aus den Stribeckschen, bis zu 4 m/sek Umfang-

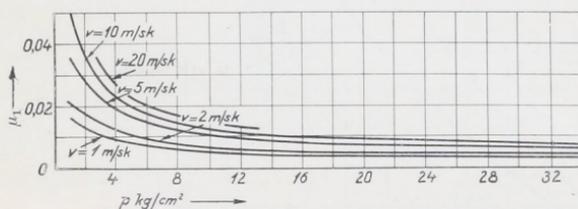


Abb. 1119. Zapfenreibungszahl  $\mu_1$  bei 50° Lager- und 20° Raumtemperatur.

geschwindigkeit reichenden Versuchen an dem Weißmetallager mit Ringschmierung hergeleitet. Die Kurven für 5, 10 und 20 m/sek wurden ihnen entsprechend schätzungsweise eingetragen, wobei betont sei, daß sie eine gewisse Sicherheit der Rechnung bieten, da Lasche bei 10 m/sek Umfangsgeschwindigkeit und Pressungen über 15 kg/cm<sup>2</sup>

durchweg kleinere Werte gefunden hat. Die spezifische Reibungsarbeit sinkt mit steigender Temperatur, solange die Geschwindigkeits- und Druckverhältnisse unverändert bleiben, gemäß den Zapfenreibungszahlen, also nach Kurven der Art, wie sie die Abb. 1103 und 1104 zeigen. Nähert man deren Verlauf durch gleichseitige Hyperbeln:

$$a_{R_0} \cdot t = \text{const} = a_{R_0}' \cdot t' \quad (347)$$

an, so erhält man in den Schnittpunkten mit den Kurven, Abb. 1118, die bei den verschiedenen Lagerbauarten zu erwartenden Beharrungstemperaturen, wie die unten folgenden Beispiele erläutern.

Allgemein ist noch zu beachten, daß die Reibungszahlen der Abb. 1119 an sorgfältig behandelten Lagern gefunden sind, daß aber durch Ausführungs- und Aufstellungsfehler ungenügendes Einlaufen, Unreinigkeiten im Öl usw. die Reibung sehr erhöht werden kann und daher Vorsicht geboten erscheint, wenn die zu erwartenden Wärmegrade hoch sind. An mehrfach gelagerten Wellen hängt die Verteilung der Auflagedrucke von der Ausführung und dem Einbau ab; beim Lauf kann daher leicht Überlastung und Warmlaufen einzelner Lager eintreten.

Als zulässig dürfen 70 bis 80° Öl- oder Lagerschalentemperatur erachtet werden. Bei einer Raumtemperatur  $t_r$ , die mehr als 20° beträgt, ist naturgemäß die Gefahr des Heißlaufens größer; die zu erwartende Temperatur am Lager wird um  $(t_r - 20)$  Grad höher sein, als die auf die beschriebene Weise ermittelte. Wichtige Lager sollten stets,

wie schon erwähnt, eine Bohrung für ein Thermometer zur Überwachung der Schalen- oder Öltemperatur bekommen.

Beispiel 8. Die Beharrungstemperatur, die ein Zapfen von 120 mm Durchmesser und 240 mm Länge annimmt, der dauernd unter einem Druck von  $P = 5000$  kg bei  $n = 250$  Umdrehungen in der Minute läuft, soll angenähert ermittelt werden.

Mittlerer Auflagedruck:

$$p_m = \frac{P}{d \cdot l} = \frac{5000}{12 \cdot 24} = 17,4 \text{ kg/cm}^2,$$

Umfangsgeschwindigkeit:

$$v = \frac{\pi n d}{30 \cdot 2} = \frac{\pi \cdot 250}{30} \cdot 0,06 = 1,57 \text{ m/sek.}$$

Dafür findet sich die Zapfenreibungszahl  $\mu_1$  aus Abb. 1119 zu 0,004. Die spezifische Reibungsarbeit bei  $t = 50^\circ$  Lager- und  $20^\circ$  Raumwärme ist also:

$$a_{R_0} = \frac{p_m \cdot \mu_1 \cdot v}{\pi} = \frac{17,4 \cdot 0,004 \cdot 1,57}{\pi} = 0,0348 \frac{\text{mkg}}{\text{sek} \cdot \text{cm}^2}.$$

Zur Aufzeichnung der gleichseitigen Hyperbel dient der Grundwert:

$$a_{R_0} \cdot t = 0,0348 \cdot 50 = 1,74.$$

$$a'_{R_0} = \frac{a_{R_0} \cdot t}{t'} = \frac{1,74}{t'}$$

liefert dann durch Einsetzen verschiedener Zahlen für die Temperatur:

$t' =$	60	70	80 <sup>0</sup>
$a'_{R_0} =$	0,029	0,025	0,022 $\frac{\text{mkg}}{\text{sek} \cdot \text{cm}^2}$

Das Eintragen dieser Werte in Form der Linie  $H-H$  in Abb. 1118 ergibt nach Kurve  $II$ , also bei Ausführung des Lagers entsprechend Bauart  $II$ ,  $66^\circ$ , bei den günstigeren Ausstrahlungsverhältnissen nach Art  $III$  rund  $54^\circ$  Beharrungstemperatur.

Zur genaueren Berechnung der Wärmeverhältnisse von Lagern und Zapfen auf Grund der hydrodynamischen Theorie der flüssigen Reibung braucht man nur an einem gegebenen Zapfen die spezifische Reibungsarbeit  $a_{R_0}$  nach Formel (342) zu ermitteln und unter Beachtung der Durchbildung des Lagers und etwaiger besonderer, die Wärmeableitung unterstützender oder hindernder Umstände die zu erwartende Temperatur an Hand der Kurven, Abb. 1118, zu bestimmen.

Wird die so gefundene Temperatur zu hoch, so muß der Zapfen oder das Lager umgestaltet oder die überschüssige Wärme künstlich abgeführt, das Lager gekühlt werden. Die abzuleitende Wärme  $Q$  in kcal/sek ergibt sich aus dem Unterschied der am Zapfen entwickelten Reibungswärme  $a_{R_0}$  und der Ausstrahlung, die mit  $a_s$  in  $\frac{\text{kgm}}{\text{sek} \cdot \text{cm}^2}$  bezeichnet sei, zu:

$$Q = \frac{(a_{R_0} - a_s) \pi \cdot d \cdot l}{427} \text{ kcal/sek.} \quad (348)$$

Die zur Kühlung nötigen Wasser- oder Ölmengen  $q$  in l/sek folgen bei einer Zuflußtemperatur des Kühlmittels von  $t_1^0$ , einer Abflußtemperatur von  $t_2^0$ , einem Einheitsgewicht  $\gamma$  kg/dm<sup>3</sup> und einer spezifischen Wärme  $c$  aus:

$$Q = \frac{q}{\gamma} c \cdot (t_2 - t_1) \quad \text{oder} \quad q = \frac{\gamma \cdot Q}{c \cdot (t_2 - t_1)} = \frac{\gamma (a_{R_0} - a_s) \pi \cdot d \cdot l}{427 c \cdot (t_2 - t_1)}. \quad (349)$$

Für Öl ist  $\gamma$  im Durchschnitt 0,9,  $c = 0,4$ , für Wasser  $\gamma = 1$ ,  $c = 1$ .

Beispiel 9. Die Wärmeverhältnisse am Zapfen des Beispiels 8 sind bei Schmiering mit Motorenöl der Gasmotorenfabrik Deutz genauer zu untersuchen. Nach Abb. 1094 nimmt das Öl bei verschiedenen Wärmegraden, die in der folgenden Zusammenstellung

angegebenen Zähigkeiten an, mit denen sich an Hand der Formel (342) die darunter angeführten spezifischen Reibungsarbeiten ergeben.

Öltemperatur $t$	30	40	50	60	70°
Zähigkeit $\left\{ \begin{array}{l} \text{nach Engler } E \dots\dots\dots \\ \text{absolut } \eta \dots\dots\dots \end{array} \right.$	20 0,0134	11,3 0,0076	6,8 0,0045	4,4 0,0028	3,1 0,0019
Spezifische Reibungsarbeit $a_{R_0} \dots\dots\dots$	0,0364	0,0273	0,0211	0,0166	0,0137
					$\frac{\text{kg} \cdot \text{sek}}{\text{m}^2}$ $\frac{\text{mkg}}{\text{sek} \cdot \text{cm}^2}$

Beispielweise hat das Öl bei  $t = 30^\circ$  Temperatur eine Zähigkeit von  $E = 20$  Englergraden, aus der sich bei einem spezifischen Gewicht  $\gamma = 0,9 \text{ kg/dm}^3$  nach (309) eine absolute Zähigkeit:

$$\eta = \gamma \left( 0,00074 E - \frac{0,00064}{E} \right) = 0,9 \left( 0,00074 \cdot 20 - \frac{0,00064}{20} \right) = 0,0134 \frac{\text{kg} \cdot \text{sek}}{\text{m}^2}$$

errechnet. Aus Abb. 1095 kann dieser Wert unmittelbar abgelesen werden. Damit wird:

$$\begin{aligned} a_{R_0} &= 9,16 \cdot 10^{-7} d \sqrt{\eta \cdot p \cdot n^3 \left( \frac{4d}{l} + 1 \right)} = 9,16 \cdot 10^{-7} \cdot 12 \sqrt{\eta \cdot 17,4 \cdot 250^3 \left( \frac{4 \cdot 12}{24} + 1 \right)} \\ &= 0,314 \sqrt{\eta} = 0,314 \sqrt{0,0134} = 0,0364 \frac{\text{mkg}}{\text{sek} \cdot \text{cm}^2} \end{aligned}$$

Trägt man die Werte von  $a_{R_0}$  in Abhängigkeit von  $t$  auf einem über Abb. 1118 gelegten Stück Pauspapier auf, so ist an Hand des Schnittes mit Kurve III bei Ausführung des Lagers mit größeren Außenmaßen eine Beharrungstemperatur von  $46^\circ$ , bei der gedrähten Ausführung nach II von  $55^\circ$  zu erwarten. Sie liegen, wie vorauszusehen war, etwas niedriger als bei der oben durchgeführten angenäherten Berechnung.

Für den Fall II mögen noch die übrigen wichtigen Werte ermittelt werden. Das Öl hat bei  $55^\circ$  5,3 Englergrade oder eine absolute Zähigkeit  $\eta = 0,0035 \frac{\text{kg} \cdot \text{sek}}{\text{m}^2}$ , wobei

$a_{R_0} = 0,0186 \frac{\text{mkg}}{\text{sek} \cdot \text{cm}^2}$  wird. Wie groß ist die zu erwartende geringste Stärke der Schmierschicht, wenn Zapfen und Lager nach der Laufsitzpassung der Dinormen mit einem mittleren Spiel von  $D - d = 0,07 \text{ mm}$  bei einer Größe der Unebenheiten von  $\delta_1 = \delta_2 = 0,005 \text{ mm}$  hergestellt werden?

Der Berechnung zugrunde zu legendes Spiel nach (337):

$$s = D - d + 2(\delta_1 + \delta_2) = 0,07 + 2(0,005 + 0,005) = 0,09 \text{ mm.}$$

Daraus Stärke der Schmierschicht nach Formel (339b):

$$h = \frac{\eta \cdot n \cdot d^2}{183600 \cdot s \cdot p} \cdot \frac{l}{d+l} = \frac{0,0035 \cdot 250 \cdot 12^2}{183600 \cdot 0,009 \cdot 17,4} \cdot \frac{24}{12+24} = 0,0029 \text{ cm oder } 0,03 \text{ mm.}$$

Diese im Verhältnis zum Spiel beträchtliche Stärke der Schmierschicht macht die Nachprüfung erforderlich, ob die Gültigkeitsgrenzen der benutzten Formel eingehalten sind. Da  $h = 0,322 s$  ist, trifft das tatsächlich nicht zu und damit wird die Nachrechnung unter Ermittlung des Wertes  $\Phi$  nach Formel (312) notwendig. Es ergibt sich:

$$\Phi = \frac{191000 \cdot p \cdot s^2 \cdot d + l}{\eta \cdot n \cdot d^2} \cdot \frac{l}{l} = \frac{191000 \cdot 17,4 \cdot 0,009^2 \cdot 12 + 24}{0,0035 \cdot 250 \cdot 12^2} \cdot \frac{24}{24} = 3,20.$$

Aus Zusammenstellung 115 oder an Hand der Kurve Abb. 1096 folgt aus dem Schnitt des Polstrahles durch  $M$  und den Punkt  $\Phi = 3,20$  mit der Linie  $ABM$ :

$$h' = 0,60 \cdot \frac{s}{2} = 0,60 \cdot \frac{0,09}{2} = 0,027 \text{ mm.}$$

Flüssige Reibung ist demnach mit großer Sicherheit verbürgt. Fragt man nach dem günstigsten Spiel, so führt Formel (340) zu:

$$s_{best} = 0,00467 \cdot d \sqrt{\frac{\eta \cdot n}{p} \cdot \frac{l}{d+l}} = 0,00467 \cdot 12 \sqrt{\frac{0,0035 \cdot 250}{17,4} \cdot \frac{24}{12+24}} = 0,0103 \text{ cm oder } 0,1 \text{ mm}$$

und einer Schmierschichtstärke an der engsten Stelle von:

$$h = \frac{s}{4} = 0,025 \text{ mm.}$$

Schließlich beziffert sich die gesamte am Zapfen verloren gehende Leistung nach (344) auf:

$$N_R = \frac{a_{R_0} \cdot \pi \cdot d \cdot l}{75} = \frac{0,0186 \cdot \pi \cdot 12 \cdot 24}{75} = 0,224 \text{ PS.}$$

#### 4. Berechnung der Zapfen auf Festigkeit.

Bei Stirnzapfen ist die Beanspruchung auf Biegung gemäß den Formeln (327) oder (328) maßgebend. Da es in Rücksicht auf die weitere Berechnung vielfach zweckmäßig ist, das Verhältnis  $\frac{l}{d}$  anzunehmen, kann Formel (328) auch in der Form:

$$d = \sqrt[2]{\frac{5 P \cdot l}{k_y \cdot d}} \tag{350}$$

benutzt werden. Bei mitten in einer Welle sitzenden Halszapfen ist von den an der Stelle auftretenden größten Biege- und Drehmomenten auszugehen.

#### 5. Wirkung der Formänderung der Zapfen.

In Betracht kommen die Durchbiegung, Krümmung und Schiefstellung, denen die Zapfen durch die äußeren Kräfte unterliegen, Formänderungen, die von der gleichen Größenordnung sind, wie die Schmierschichtstärke und deshalb sorgfältig berücksichtigt werden müssen. Da sich nun die Durchbiegungen aus einem Schiefstehen, entsprechend der mittleren Neigung der elastischen Linie der Welle und einer Krümmung des Zapfens selbst zusammensetzen lassen, genügt es, die Wirkung dieser beiden Formänderungsarten zu untersuchen. Schiefe Lage eines Zapfens zu seiner Schale erzeugt Kantenpressung, läßt sich aber, wenn die Neigung dauernd dieselbe bleibt, durch richtigen Zusammenbau oder durch Einlaufenlassen unschädlich machen. Ändert sich aber die Neigung, so müssen selbststellbare Schalen verwendet oder die Wirkungen durch Verkürzen oder Verstärken des Zapfens gemildert werden. Die Notwendigkeit sich selbst einstellender Schalen in Fällen, wo flüssige Reibung erzielt werden soll, wird vielfach noch nicht genügend beachtet. Verhältnismäßig lange, hochbelastete Schalen ( $l \geq 2, 6$ , selbst  $2 d$ ) sollten, namentlich wenn sie veränderlicher Belastung ausgesetzt sind, stets selbststellbar gemacht werden.

Die Krümmung eines Zapfens oder der elastischen Linie von Wellen ruft, je nachdem, ob sie an der Stelle der dünnsten Schmierschicht erhaben oder hohl verläuft, Verminderungen der Schmierschichtstärke oder Kantenpressungen hervor, Wirkungen, die nur durch genügend kräftige und kurze Zapfen beschränkt werden können.

An Stirnzapfen errechnet sich die größte Pfeilhöhe  $f$  der elastischen Linie unter der etwas zu ungünstigen Annahme gleichmäßiger Verteilung des Flächenendrucks an der Lauffläche nach Abb. 1120 wie folgt. In der Entfernung  $x$  vom Zapfenende ist nach der Gleichung der elastischen Linie:

$$f = \overline{AC} - \overline{BC} = y - \frac{\delta \cdot x}{l} = \frac{\alpha \cdot P \cdot l^3}{J} \left( \frac{x}{6l} - \frac{x^4}{24l^4} - \frac{1}{8} \frac{x}{l} \right) = \frac{\alpha \cdot P \cdot l^3}{24J} \left( \frac{x}{l} - \frac{x^4}{l^4} \right).$$

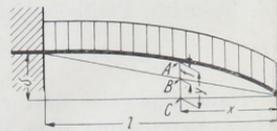


Abb. 1120. Zur Berechnung der Pfeilhöhe der elastischen Linie an Stirnzapfen.