$d =$	32—50	52—80	82—120	125—180	185—260	270—360	370—500 mm
$l =$	$1{,}5d$	$1{,}5d$	$1{,}4d$	$1{,}3d$	$1{,}2d$	$1{,}1d$	$1d$

wie auch über den einzelnen Durchmessergruppen angegeben ist. Übrigens gestatten die Kurven auch, die Grenzdrehzahlen n' bei beliebig anderem Flächendruck p' und anderer Zähigkeit η' nach:

$$n' = \frac{0{,}003 \cdot n_{\min} \cdot p'}{10 \cdot \eta'} = 0{,}0003\,\frac{n_{\min} \cdot p'}{\eta'} \qquad (341)$$

zu bestimmen und lassen sich daher namentlich bei Überschlagrechnungen vorteilhaft verwenden. Läuft beispielweise ein Zapfen von 150 mm Durchmesser und $l = 1{,}3\,d$ $= 195$ mm Länge unter $p' = 12$ kg/cm² Flächendruck oder 3510 kg Belastung bei Schmierung mit Normalöl 16 (schwerem Maschinenöl) und einer Temperatur von 50°, so wird nach der Zusammenstellung 114, Seite 626, $\eta' = 0{,}0107$, während die Drehzahlen für den Ausklinkzustand:

beim kleinsten Spiel $(D - d)_{\min} = 0{,}04$ mm von 29 auf

$$n' = \frac{0{,}0003 \cdot 29 \cdot 12}{0{,}0107} = 9{,}8$$

und beim Größtspiel $(D - d)_{\max} = 0{,}12$ mm von 67 auf

$$n'' = \frac{0{,}0003 \cdot 67 \cdot 12}{0{,}0107} = 23 \text{ in der Minute}$$

sinken.

Mit der Schmierschichtstärke h an der engsten Stelle bei dauerndem Laufen an den Grenzwert im Ausklinkzustand $\delta_1 + \delta_2$ heranzugehen, ist betriebstechnisch bedenklich, weil bei Störungen sofort halbflüssige Reibung mit rasch steigendem Widerstand eintritt. Zugunsten einer größeren Sicherheit, im Gebiet der flüssigen Reibung zu sein, empfiehlt es sich, größere Schmierschichtstärken anzustreben, selbst unter Inkaufnahme von etwas mehr Reibung. Nach Falz soll man, frei einstellbare Lager vorausgesetzt, bei dünnen raschlaufenden Wellen mindestens $h = 0{,}02$, bei mittleren 0,025, bei starken 0,03 bis 0,035 mm fordern. Nur an langsam laufenden Wellen wird man auf geringere Werte gehen müssen.

Ist das Spiel gegeben, so kann die Berechnung der Zähigkeit des geeigneten Schmiermittels in Frage kommen.

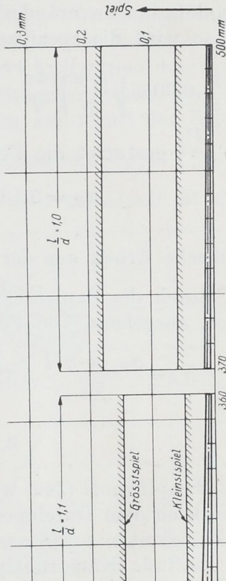
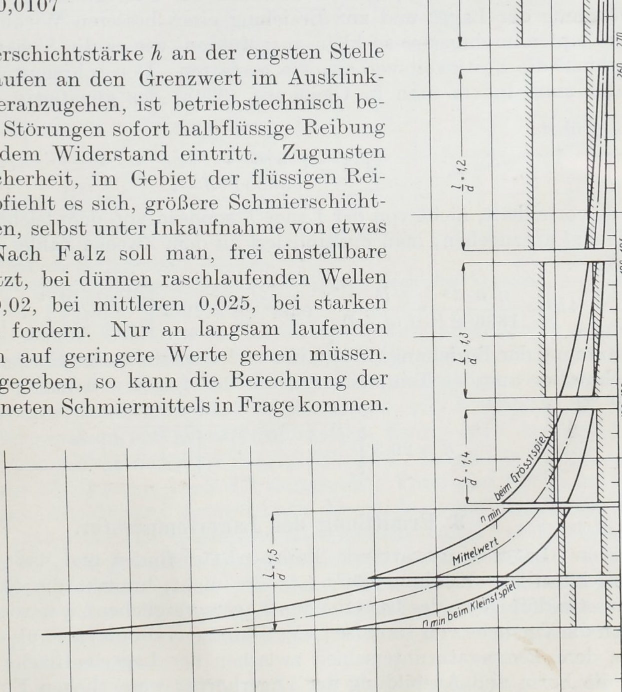

Abb. 1117. Grenzdrehzahlen von Zapfen mit Laufsitz-Feinpassung des Einheitsbohrungssystems von 32 bis 500 mm Durchmesser bei $p = 10$ kg/cm² mittlerem Flächendruck und $\eta = 0{,}003\,\frac{\text{kg.sek}}{\text{m}^2}$ Zähigkeit des Schmiermittels.

2. Berechnung der Reibungsarbeit.

Setzt man in der Grundgleichung (322)

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

$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{6000}$ (der Nenner ist 6000, wenn d, wie üblich, in cm eingeführt wird), sowie μ_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:

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

Mit $p = \dfrac{P}{d \cdot l}$ 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 $\dfrac{d}{l}$ zu berechnen. Der gesamte, durch die Zapfenreibung entstehende Leistungsverlust in Pferdestärken wird schließlich, ausgehend von Formel (323):

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

Nach der Hauptformel (342) wächst die Reibungsarbeit im Gebiet der flüssigen Reibung verhältnisgleich dem Durchmesser d, der 1,5ten Potenz der Drehzahl n und der Wurzel aus der Zähigkeit η 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 $s = 4\,h$ und $p = \dfrac{P}{d \cdot l}$ einführt:

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

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:

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

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:

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

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 Ausstrahlfähigkeit des betreffenden Lagers verglichen zu werden. Anhaltpunkte dafür geben die Versuche von Lasche [XV, 9] und Stribeck [XV, 8], die gezeigt haben, daß neben dem Temperaturunterschied zwischen der Lagerlauffläche 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