

wird, daß die Unebenheiten ausklinken, also übereinander hinweggleiten und eine zusammenhängende Ölschicht zustande kommt. Damit setzt der für den Betrieb vorteilhafte Zustand der flüssigen Reibung ein, in welchem der Zapfen unter sehr geringem Widerstand auf der Schmierschicht schwimmt. Wird die erwähnte Drehzahl nicht erreicht, so ist dauernd mit halbflüssiger Reibung und mit Verschleiß zu rechnen.

Die vorstehenden Betrachtungen gelten für ständig in einer Richtung belastete und laufende Zapfen, wie sie vorwiegend bei Triebwerken, Wasser- und Dampfturbinen, Elektromotoren usw. vorkommen. Wesentlich ist dabei die Entstehung einer keiligen Schmierschicht, deren Stärke auf der Eintrittseite des Schmiermittels von H an der Stelle b in Abb. 1085 stetig auf h an der engsten Stelle a abnimmt.

Anders liegen die Verhältnisse, wenn die Zapfen zwar ständig im selben Sinne umlaufen, aber der Richtung nach wechselnden Kräften ausgesetzt sind oder häufig wechselnder Drehrichtung unterliegen oder nur schwingende Bewegungen ausführen. Der erste Fall findet sich z. B. bei doppeltwirkenden Kolbenmaschinen, an den Kurbel- und den Wellenzapfen, die durch die Triebkräfte bald an der einen, bald an der anderen Schale zum Anliegen gebracht werden. Zur dritten Gruppe gehören die Kreuzkopfzapfen. Unter den genannten Umständen ist die Ausbildung zusammenhängender, keiliger, tragfähiger Schichten nicht nur schwierig, sondern vielfach überhaupt nicht möglich; das Schmiermittel hat insbesondere im ersten Falle eine völlig andere Aufgabe, nämlich die Stöße, die an einem ungeschmierten Zapfen beim Wechsel der Krafttrichtung durch das Zapfenspiel gegeben wären, zu dämpfen. Beim Laufen führt der Zapfen das an ihm haftende Öl der unbelasteten Schale zu; das Öl fängt bei dem genannten Wechsel den Stoß auf, wird dabei aber weggequetscht. Ist es nun möglich, die Schmierschicht so dick zu halten, daß die Unebenheiten der Oberflächen nicht in metallische Berührung kommen — und das kann durch Zufuhr frischen Öls unter genügendem Druck, durch Preßschmierung, ganz wesentlich unterstützt werden —, so tritt auch in diesem Falle kein Verschleiß ein. Meistens wird man aber mit halbflüssiger Reibung, also auch mit Abnutzung rechnen müssen. Das trifft auch für die meisten schwingenden Zapfen zu, bei denen es naturgemäß noch schwieriger ist, größere Ölmengen an die Auflagestelle durch die Zapfen selbst zu führen.

Sollen an Stützzapfen die Vorteile der flüssigen Reibung: geringer Laufwiderstand und Vermeidung des Verschleißes, ausgenutzt werden, so gilt es wiederum, keilige und dadurch tragfähige Schmierschichten zu erzeugen, wie es Michell zuerst gelungen ist.

III. Grundlagen der Berechnung der Zapfen.

A. Verteilung des Flächendruckes.

Bezeichnet df ein Element der Zapfenoberfläche, Abb. 1074 und 1075, das unter dem Winkel α gegen die senkrechte Ebene bzw. Achse geneigt ist und p den Flächendruck, der dort herrscht, so ist die Kraft, der dieses Element ausgesetzt ist, $p \cdot df$. Die Gleichgewichtsbedingung in Richtung der Zapfenbelastung P fordert:

$$P = \int p \cdot df \cdot \cos \alpha,$$

nämlich daß P gleich der Summe der parallel zu P gerichteten Komponenten von sämtlichen Elementarkräften ist.

Das Integral läßt sich ohne weitere Annahmen über die Größe und Verteilung von p nicht lösen. Am einfachsten ist es, p für alle Elemente gleich groß anzunehmen, eine zwar nicht zutreffende Voraussetzung, die aber doch den Vergleich und damit die Berechnung neuer Zapfen ähnlicher Form gestattet. Mit diesem „mittleren Flächendruck“ geht die Gleichung über in:

$$P = p \int df \cdot \cos \alpha.$$

Da aber $df \cdot \cos \alpha$ die Projektion des Flächenelementes auf eine zur Krafrichtung senkrechte Ebene, also das Integral von $df \cdot \cos \alpha$ die Projektion f' der gesamten Auflagefläche auf diese Ebene ist, so wird:

$$P = p \cdot f',$$

oder

$$p = \frac{P}{f'}. \quad (306)$$

Nimmt man nämlich nach Abb. 1074 als Flächenelement df ein Rechteck mit den Seitenlängen dl längs des Zapfens und da tangential zu demselben an, so bleibt bei der Projektion senkrecht zur Kraft P , d. h. im Grundriß, dl unverändert, während sich da in $da \cdot \cos \alpha$ verkürzt. Die Projektion von $df = dl \cdot da$ wird also $dl \cdot da \cdot \cos \alpha = df \cdot \cos \alpha$.

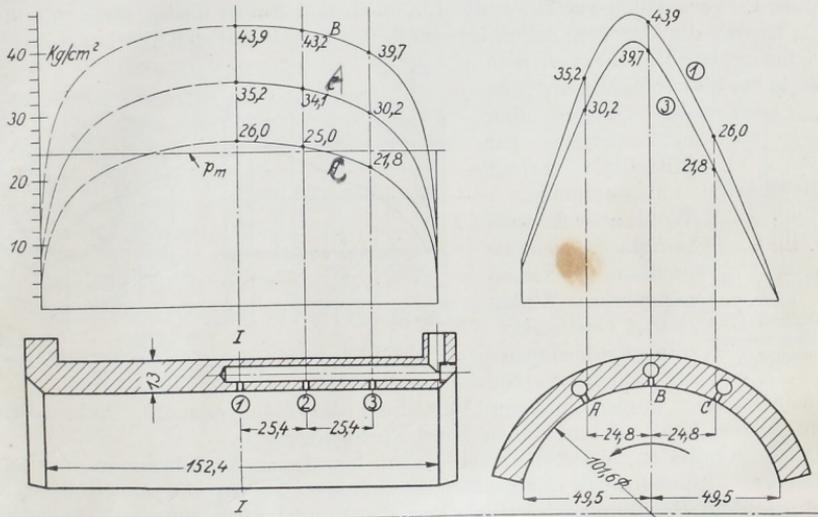


Abb. 1087. Verteilung des Auflagedrucks an einem Tragzapfen nach B. Tower. M. 1 : 2,5.

Im Falle des zylindrischen Tragzapfens der Abb. 1074 ist $f' = d \cdot l$, mithin:

$$p = \frac{P}{d \cdot l}, \quad (307)$$

am Stützzapfen, Abb. 1075, $f' = \frac{\pi}{4} (d_a^2 - d_i^2)$ oder:

$$p = \frac{P}{\frac{\pi}{4} (d_a^2 - d_i^2)}. \quad (308)$$

Die tatsächliche Verteilung des Flächen druckes wird eine andere sein, je nachdem, ob der Zapfen geschmiert ist oder nicht. Denn im ersten Falle ist die Schmier-schicht durch die die Kraft hindurch übertragen werden muß, maßgebend, die aber an den Schalenrändern leicht nachgibt, so daß sich dort ein geringerer Druck als in der Mitte einstellen wird, wie es zuerst die Untersuchungen von B. Tower an einem laufender geschmierten Tragzapfen nach Abb. 1087 [XV, 2] bestätigten. Die Lagerschale war mit drei Bohrungen $A B C$, gleichlaufend zur Zapfenachse versehen. Durch radiale Löcher $I, 2, 3$, nach der Lauffläche zu, die einzeln angeschlossen wurden, konnten die Ölpres-sungen manometrisch an neun verschiedenen Punkten der Schale gemessen werden. Diese umfaßte den Zapfen unter einem Zentriwinkel von 154° ; ihre Projektion senk-

recht zur Krafttrichtung war $f' = 9,9 \cdot 15,2 = 149,5 \text{ cm}^2$ groß. Bei der eingezeichneten Lauftrichtung, 150 minutlichen Umdrehungen und einer Belastung von $P = 3632 \text{ kg}$ oder $p = \frac{P}{f} = \frac{3632}{149,5} = 24,3 \text{ kg/cm}^2$ mittlerem Flächendruck, wurden die in Abb. 1087

durch Punkte hervorgehobenen Drucke gefunden, nach denen Tower auf eine Verteilung entsprechend den eingezeichneten Linien schloß. Die Pressung ist, wie oben ausgeführt, im mittleren Teile am größten und nimmt nach dem Umfange hin ab. Der Höchstwert der Kurve 1 in Abb. 1087 rechts oben ist $45,1 \text{ kg/cm}^2$. Er ist 1,85mal so groß, wie der mittlere und liegt, auf die Drehrichtung bezogen, hinter der Mittelebene des Zapfens. Daß die Mittelkraft P der Lagerpressungen, wie es nach Abb. 1087 rechts oben den Anschein hat, im gleichen Sinne verschoben ist, da die Schwerpunkte der von den Kurven 1 und 3 umschlossenen Flächen links der Mittellinie liegen, ist allerdings nicht anzunehmen. Vermutlich verlaufen die Linien in den linken Teilen steiler als dort gezeichnet, so daß die Pressung schon innerhalb der Schale auf den Wert 0 sinkt. In der Längsrichtung ist dieselbe von dem einen Ende her bis zur Mitte gemessen,

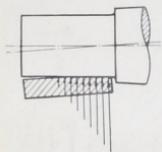


Abb. 1088. Ungleichmäßige Verteilung des Flächendrucks und Kantenpressung an Tragzapfen.

im übrigen aber symmetrisch zur Mittellinie verteilt angenommen.

Wohl aber können unrichtiger Zusammenbau, Durchbiegungen der Wellen und elastische Formänderungen an langen Zapfen

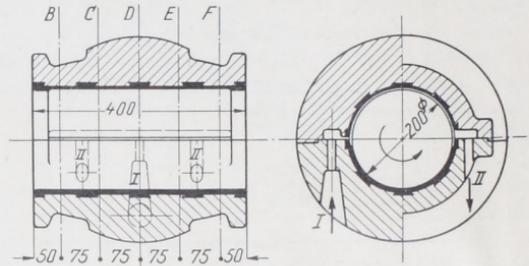


Abb. 1089. Lager einer 10000-kW-Turbodynamo, AEG Berlin.

Anlaß sein zu sehr ungleichmäßiger Verteilung des Flächendrucks, Abb. 1088, Verschiebungen der Kraft P und hohen Kantenpressungen.

Wählt man nun den mittleren Druck p nach bewährten Ausführungen, so wird unter normalen Verhältnissen auch der größte die zulässige Grenze nicht überschreiten. Die auf p gegründete Rechnung ist freilich nur eine Vergleichsrechnung, die über die tatsächlich vorhandenen Pressungen keinen Aufschluß gibt. Es darf nicht übersehen werden, daß die üblichen Werte sicher nicht für außergewöhnliche Zapfenformen gelten, daß es z. B. bedenklich ist, sie auf sehr kurze Zapfen anzuwenden, an denen das Schmiermittel seitlich leicht entweichen kann.

An einem Lager von 200 mm Durchmesser und 400 mm Länge einer 10000 kW-Turbodynamo der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft, Berlin, Abb. 1089, ermittelte Lasche [XV, 11] bei 30 m/sek Umfangsgeschwindigkeit des Zapfens oder rund 3000 Umdrehungen in der Minute in der Mittelebene D die durch die Kurven, Abb. 1090, links dargestellte Druckverteilung in der unteren Lagerschale bei den an den Linien angeschriebenen mittleren Flächendrücken p . Die Höchstwerte sind, wie die folgenden Zahlen zeigen, 6 bis 2,4mal größer als die mittleren.

p	1	6,5	10	15	20 kg/cm^2 ,
p_{max}	6	18	25,5	36,6	49,5 kg/cm^2 ,
$\frac{p_{\text{max}}}{p}$	6	2,8	2,6	2,4	2,5

In der Ebene B , 50 mm vom Schalenrande, waren die tatsächlichen Öldrücke auf die in Abb. 1090 rechts dargestellten Beträge gesunken. Die Lauffläche der Schale war genau zylindrisch mit 0,34 mm größerem Durchmesser als der Zapfen ausgebohrt. Das Öl floß durch die Öffnung I , Abb. 1089, und durch die Schalenfuge in einem keilförmigen, sich dem Zapfen ganz allmählich anschmiegender, breiter Streifen zu, durch die beiden Öffnungen II aber ab. Die sonst üblichen Schmiernuten waren, damit der Zusammen-

hang der Schmierschichten nicht unterbrochen oder gestört wurde, ganz weggelassen. Die obere Schale hatte auf ihrem mittleren Teile reichlich Spiel gegenüber dem Zapfen, um diesen durch eine große Ölmenge, die beim vorliegenden Versuche 20 kg/min betrug, zu umspülen, zu dem Zwecke, die beim Laufen entstehende Wärme abzuführen.

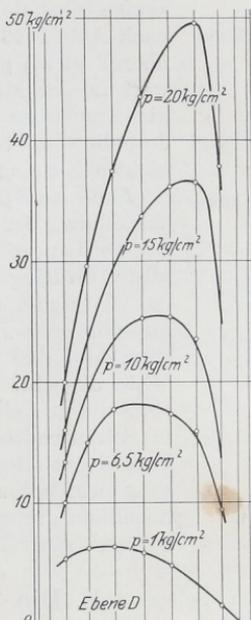
Erheblichen Einfluß auf die Größe und Verteilung des Flächendrucks hatte die Umfangsgeschwindigkeit des Zapfens, wie Abb. 1091 nachweist, die links die in der Mittelebene D gefundenen Drucke bei der normalen Belastung des Lagers mit $p = 6,5 \text{ kg/cm}^2$, wiedergibt. Mit zunehmender Geschwindigkeit wird der Höchstwert der Pressung größer — er beträgt bei 20 m/sek das 2,5fache, bei 60 m/sek das 3,7fache des mittleren Druckes p ; außerdem drängt sich der Druck mehr und mehr auf dem mittleren Teil der Schale zusammen. Von geringerem Einfluß war die Geschwindigkeit auf die Druckverteilung in den mehr nach außen liegenden Ebenen, wie Abb. 1091 rechts für Ebene C zeigt.

Eine Verminderung der Schalenslänge von 400 auf 300 mm erhöht die örtlichen Drucke in der Mittelebene nach Abb. 1092 nicht unbeträchtlich. Es ist dort die gestrichelt gezeichnete Verteilung des Flächendrucks an dem Lager von 200 mm Durchmesser und 400 mm Länge bei 12000 kg Belastung oder $p = 15 \text{ kg/cm}^2$ Flächendruck mit den ausgezogenen Linien für 15 und 20 kg/cm^2 Flächendruck am schmaleren Lager in Vergleich gestellt, wobei dem letzten Werte die gleiche Gesamtbelastung von 12000 kg entspricht.

Zahlreiche weitere Aufschlüsse über die Wirkung der Temperatur des eintretenden Öles, der Art der Ölzuführung, der Ölmenge, des Lager-spiels und des Verhältnisses der Lagerschalenslänge zur Bohrung bringt das Buch von Lasche [XV, 11].

Rückschlüsse auf die Druckverteilung an ungeschmierten Zapfen, also bei unmittelbarer, metallischer Berührung zwischen Zapfen und Lager dürfen aus den angeführten Versuchen nicht

gezogen werden. Wahrscheinlich ist an ihnen die Druckverteilung, sorgfältige Bearbeitung und Anpassung des Zapfens und Lagers vorausgesetzt, wesentlich gleichmäßiger



$d=200, l=400 \text{ mm.}$
 $v=30 \text{ m/sek; Ölmenge=20 kg/Min.}$
 Eintrittsp. 35°

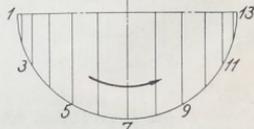
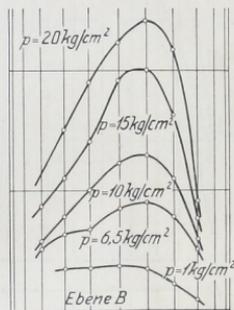
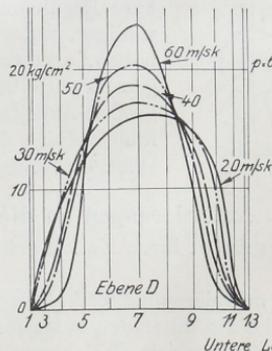


Abb. 1090. Druckverteilung im Lager Abb. 1089 in Abhängigkeit vom mittleren Flächendruck. Nach Lasche.



$d=200, l=400 \text{ mm}$
 $p=6,5 \text{ kg/cm}^2$ Ölmenge 30 kg/Min.
 Eintrittsp. 35°

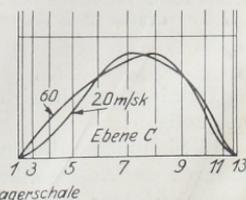


Abb. 1091. Druckverteilung im Lager Abb. 1089 bei verschiedenen Zapfengeschwindigkeiten und $p = 6,5 \text{ kg/cm}^2$ mittlerem Flächendruck. Nach Lasche.

Die Reyesche Zapfenreibungstheorie [XV, 1], auf Grund der Bedingung abgeleitet, daß Zapfen und Lager sich so abnutzen, daß sie dauernd zueinander passen, ist durch die weiter unten behandelte hydrodynamische überholt. An einem zylindrischen Zapfen führt sie zu einer Verteilung des Flächendrucks nach Abb. 1093: in der Längsrichtung wäre der Druck überall gleich groß, quer dazu hätte er einen Höchstwert in der Mittelebene. Wie ersichtlich, stimmen die Ergebnisse mit den Versuchen nicht überein, deshalb werde auf die genannte Theorie bei Tragzapfen nicht näher eingegangen.

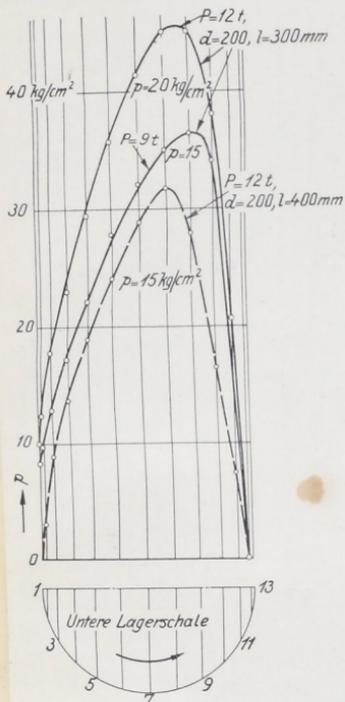


Abb. 1092. Die Drücke in der Mittelebene D des Lagers Abb. 1089 im Vergleich mit denen an einem Lager von 300 mm Länge. Nach Lasche.

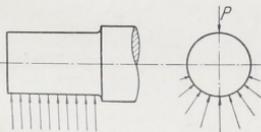


Abb. 1093. Verteilung des Auflage-drucks nach Reye.

Auch an Spurzapfen ist auf eine gleichmäßige Verteilung der Auflagepressung nicht zu rechnen. An ebenen vollen wird die größte Pressung in der Mitte, an Ringzapfen am inneren Rande auftreten, da das Öl durch die Fliehkraft nach außen befördert wird und dort entweicht. Darauf deutet auch die Beobachtung hin, daß das Fressen an Spurzapfen von der Mitte ausgeht, wenn es durch das Laufen und nicht etwa durch Zufälligkeiten oder durch Unreinigkeiten im Schmiermittel hervorgerufen wird. Nach der später kurz abgeleiteten Reyeschen Theorie erreicht die Pressung im Mittelpunkt eines ebenen, vollen Zapfens einen unendlich großen Wert und nimmt nach dem Rande zu nach einer Hyperbel ab.

B. Die Schmierung der Zapfen.

Zweck der Schmierung ist, die bei der Bewegung der Zapfen entstehende Reibung zu vermindern. An die Stelle der beträchtlichen, gleitenden Reibung zwischen festen Körpern, wie sie sich an ungeschmierten Zapfen einstellt, tritt die bedeutend geringere Flüssigkeitsreibung in der Schmier-schicht, die sich zwischen dem Zapfen und der Lagerschale bildet. Die unmittelbare Berührung der festen Baustoffe ist mehr oder weniger, unter bestimmten Umständen ganz aufgehoben, und damit werden auch die Folgerscheinungen der Reibung fester Körper: große Abnutzung, großer Arbeitsverbrauch und starke Temperaturerhöhung infolge der Umwandlung der Reibungsarbeit in Wärme, herabgesetzt.

1. Anforderungen an die Schmiermittel.

Damit die Schmiermittel ihren Zweck erfüllen, haben sie mehreren Bedingungen zu genügen:

a) Sie müssen die zu schmierenden Teile benetzen und an ihnen gut haften, sollen dadurch der Auflagefläche die unter den betreffenden Umständen nötige Schmiermittelmenge zuführen und die Zapfen mit Schichten überziehen, die aufeinander gleiten. Der Zapfen nimmt die auf seiner Oberfläche liegende mit der vollen Geschwindigkeit mit, sie gleitet auf den weiter außen befindlichen und diese schließlich auf der in der Lagerschale ruhenden. Dazu muß die Haftfähigkeit des Schmiermittels größer als die innere Reibung sein. Stoffe, die diese Eigenschaft besitzen, bezeichnet man als schlüpfrig. So sind Fette und Öle auf Grund ihrer Schlüpfrigkeit zur Schmierung geeignet; Wasser

ist es dagegen im Falle der Bewegung metallener Teile aufeinander trotz geringer innerer Reibung nicht, weil es jene nicht genügend benetzt. Wohl aber haftet es an den Hartholzstützflächen der Unterwasserzapfen von Turbinen, die nur in Wasser liegend, hinreichend geschmiert sind.

b) Die Schmiermittel müssen geringe innere Reibung besitzen, also wenig Widerstand bei der gegenseitigen Verschiebung der einzelnen Teilchen bieten. Die innere Reibung

ist im wesentlichen für die Größe des am Zapfen entstehenden Reibungswiderstandes maßgebend, solange genügende Schmiermittelmengen zwischen den aufeinander gleitenden Flächen vorhanden sind. Annähernd zutreffende Vergleichswerte liefert das Englische Viskosimeter zur Bestimmung der Viskosität oder des Zähigkeitsgrades. Es dient dazu, die Zeit in Sekunden zu ermitteln, die für den Durchfluß von 200 cm³ Flüssigkeit durch ein senkrechtes Röhrchen von 20 mm Länge benötigt wird, das oben 2,9, unten 2,8 mm weit ist. Als Grundwert und Einheit gilt die Zeit (50 bis 52''), die Wasser von 20° braucht. Ein Öl, das 300'' zum Ausfließen benötigt, hat den Englergrad 6, wenn der Grundwert des benutzten Viskosimeters 50'' ist. Abb. 1094 gibt den in starkem Maße von der Art und der Temperatur abhängigen Zähigkeitsgrad für vier verschiedene Sorten Öl nach Ermittlungen des Materialprüfungsamtes in Berlin-Lichterfelde wieder. Alle diese Öle werden mit steigender Temperatur leichtflüssiger; bei hoher Wärme haben sie nahezu den gleichen Flüssigkeitsgrad.

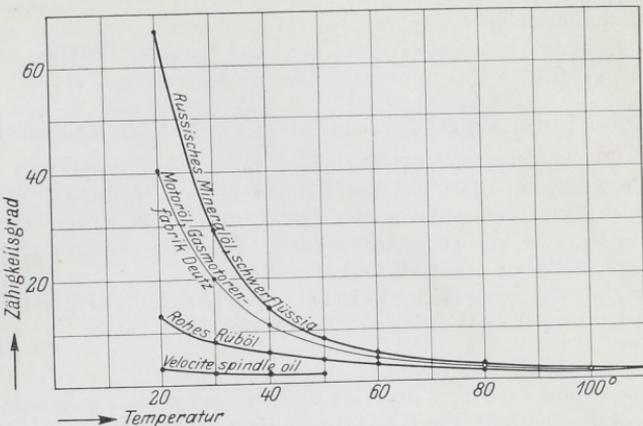


Abb. 1094. Zähigkeitsgrade verschiedener Schmieröle nach Engler. (Materialprüfungsamt Berlin.)

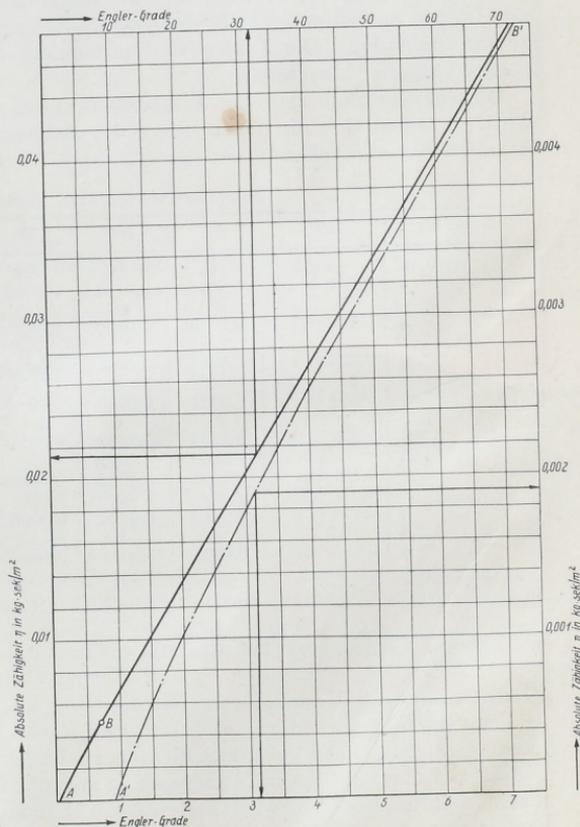


Abb. 1095. Zusammenhang zwischen der Zähigkeit in Englergraden und der absoluten Zähigkeit.

Für Rechnungen in den üblichen Maßeinheiten geht man auf die absolute Zähigkeit η der Schmiermittel in $\frac{\text{kg} \cdot \text{sek}}{\text{m}^2}$ zurück, die nach Ubbelohde mit der Viskosität in Englergraden in folgender

Beziehung steht:

$$\eta = \gamma \left(0,00074 E - \frac{0,00064}{E} \right), \quad (309)$$

wobei γ das Einheitsgewicht in $\frac{\text{kg}}{\text{dm}^3}$ und E die Zähigkeit in Englergraden bedeutet.

In Abb. 1095 ist die Beziehung zeichnerisch dargestellt, indem zu den Englergraden als Abszissen die absoluten Zähigkeiten als Ordinaten aufgetragen sind. Die strichpunktierte Linie gilt für niedrige Werte, die am untern und rechten Randmaßstab abzulesen sind, die ausgezogene für größere, am oberen und linken Rande der Abbildung gegenseitig zu ermittelnde Werte.

Der Zusammenhang zwischen der absoluten Zähigkeit η und der Temperatur t läßt sich durch Exponentialkurven von der Form:

$$\eta \cdot (0,1 t)^z = i \quad (310)$$

darstellen, in denen der Exponent z sich durch geeignete Zusammensetzung der Öle beeinflussen läßt, die Kennziffer i aber ein Festwert, nämlich die Zähigkeit η bei $t = 10^\circ$ ist. i deutet an, ob es sich um ein dünn- oder ein dickflüssiges Öl handelt. Falz [XV, 20] setzt $z = 2,6$, schlägt vor, Öle dieses Zähigkeitscharakters als Normalöle zu bezeichnen und für die Berechnung der Reibungsverhältnisse die 8 Sorten der Zusammenstellung 114 zu unterscheiden. Die Zahlen sind mit einem durchschnittlichen Einheitsgewicht von $\gamma = 0,9 \text{ kg/dm}^3$ berechnet.

Beschränkt man sich auf Temperaturstufen von 5° , was praktisch stets ausreichen wird, so lassen sich die Werte für η der Zahlenreihe unter Zusammenstellung 114 entnehmen, wenn i bekannt ist.

Zusammenstellung 114. Normalöle nach Falz.

Temperatur t	10°	25°	50°	75°	100°				
Normalöl 24	E	143	24	8,4	3,9	Zylinderöl Schwere Maschinenöle Mittleres Maschinenöl Leichtes Maschinenöl Spindelöl für leicht belastete Zapfen			
	η	1,061 = i	0,0980	0,0161	0,0056		0,0027		
" 16	E	95	16	5,7	2,8		Schwere Triebwerk-lager		
	η	0,706 = i	0,0652	0,0107	0,0037			0,0018	
" 12	E	72	12	4,4	2,25		Schwere Triebwerk-lager		
	η	0,535 = i	0,0494	0,0081	0,0028			0,0013	
" 8	E	47,2	8	3	1,7		Schwere Triebwerk-lager		
	η	0,350 = i	0,0324	0,0053	0,0018			0,00088	
" 6	E	35	6	2,4	1,5		Triebwerk-lager		
	η	0,259 = i	0,0239	0,0039	0,0014			0,00065	
" 4	E	22,5	4	1,8	1,25		Triebwerk-lager		
	η	0,167 = i	0,0154	0,0025	0,00088			0,00042	
" 3	E	16	3	1,5	1,15		Mittleres Maschinenöl Leichtes Maschinenöl für Turbodynamos, leichte Triebwerke		
	η	0,119 = i	0,0110	0,0018	0,00063			0,00030	
" 2	E	9,3	2	1,2	1,05		Spindelöl sehr rasch laufende, für leicht belastete Zapfen		
	η	0,069 = i	0,0064	0,0011	0,00036			0,00017	
$t = 10$	15	20	25	30	35	40	45	50	55°
$\eta = i$	0,349 i	0,240 i	0,0923 i	0,0575 i	0,0385 i	0,0272 i	0,0215 i	0,0152 i	0,0119 i
$t = 60$	65	70	75	80	85	90	95	100°	
$\eta = 0,00948 i$	0,00770 i	0,00635 i	0,00531 i	0,00449 i	0,00383 i	0,00330 i	0,00287 i	0,00251 i	

Im Sinne der Verminderung der Reibung wäre es günstig, möglichst dünnflüssige Öle zu verwenden, die aber andererseits den Nachteil haben, bei größeren Flächendrücken nicht genügend dicke Schmierschichten zu bilden und leichter und rascher durch den Druck zwischen Zapfen und Lagerschale zu entweichen. Je dünnflüssiger das Schmiermittel ist, um so eher wird halbflüssige Reibung und schließlich Trockenlaufen eintreten, wenn nämlich das Öl seitlich wegzufießen vermag, ehe der Zapfen in den Schmiernuten oder gar erst nach einer vollen Umdrehung an der Zufuhrstelle des Schmiermittels wieder neu benetzt wird. Deshalb müssen um so dickflüssigere und zähere Öle gewählt werden, je höher die spezifische Pressung und die Temperatur in den Lagern ist. Ähn-

liches gilt für Maschinen und Betriebe, die mit Unterbrechungen arbeiten; an Hebezeugen und Werkzeugmaschinen wird deshalb bei geringen Zapfengeschwindigkeiten oft Starrschmierung vorgezogen, da flüssige Schmiermittel während der Betriebspausen zu leicht verdrängt werden, so daß die Schmierung beim Wiedereingangssetzen beeinträchtigt ist. Beim Anfahren schwer belasteter und rasch laufender Zapfen ist es äußerst wichtig, daß die Schmierung sofort in genügendem Maße einsetzt. An großen Turbodynamos werden zu dem Zwecke besondere Hilfsölpumpen vorgesehen, die schon vor dem Anlassen der Turbinen genügende Schmiermittelmengen liefern und so lange in Tätigkeit bleiben, bis die Hauptölpumpen ausreichend fördern.

c) Von guten Schmiermitteln wird weiterhin verlangt: sie müssen frei sein von mechanischen und chemischen Beimengungen, insbesondere Wasser und Säuren, die die Maschinenteile angreifen; sie dürfen sich durch den Betrieb oder die längere Berührung mit der Luft nicht verändern, nicht verharzen, eintrocknen, dick oder sauer werden; endlich sollen sie nicht verdunsten oder verdampfen und einen genügend hohen Flammpunkt haben, bei dem sie sich entzünden.

2. Arten der Schmiermittel.

Die Schmiermittel sind heutzutage vorwiegend mineralischen, seltener pflanzlichen oder tierischen Ursprungs. Nach ihrer Art und Herkunft unterscheidet der vom Verein deutscher Eisenhüttenleute eingesetzte Ausschuß zur Normung der Schmiermittel in den „Richtlinien“ [XV, 19]:

- a) Schmieröle aus Erdöl,
- b) solche aus Braunkohle, Schiefer oder Steinkohle,
- c) Mischöle und
- d) Schmierfette.

Die erste Gruppe teilt man weiter ein in:

α) Destillate, durch stufenweise Destillation aus Erdöl bei mäßigen Temperaturen gewonnen,

β) Raffinate, durch Filtern oder weitere chemische Behandlung von sauren, basischen oder verharzten Bestandteilen befreit und

γ) Rückstandöle, bei höheren Temperaturen abgespaltet.

Öle der Gruppe b) werden durch Destillation der Steinkohlen-, Braunkohlen- und Schiefertere gewonnen.

Mischöle entstehen durch Mischen verschiedener Sorten der Gruppen a) und b) untereinander oder durch Zusätze anderer Art.

Schmierfette sind pflanzlichen oder tierischen Ursprungs; ferner faßt man darunter die bei gewöhnlicher Temperatur festen und salbenartigen Rückstände zusammen, die bei der Gewinnung der vorstehend aufgeführten Mineralöle übrig bleiben.

Als Compoundöle werden unabhängig von den vorstehenden Gruppen reine Mineralöle bezeichnet, denen Fettöle oder auch pflanzliche oder tierische Fettsäuren zugesetzt sind.

Bei den flüssigen Ölen ist die Zuführung und Verteilung, selbst nach mehreren Stellen hin leicht; die Schmierung kann bei Lagern durch Schmierringe, Ketten usw. vollständig selbsttätig und damit sehr betriebsicher und sparsam gemacht werden; andererseits erfordert aber die Abführung des Öles besondere konstruktive Maßnahmen, um das Spritzen und Abschleudern zu verhüten oder unschädlich zu machen. Ein Zusatz von feinstem Flockengraphit kann sich bei rauen Lagerschalen empfehlen; er wirkt glättend, darf aber nicht im Übermaß und zu lange Zeit hindurch angewendet werden, damit sich die Zuleitungen und Nuten nicht versetzen. Öl läßt sich durch Filtern reinigen und dann wieder verwenden. Richtig durchgeführt ist die Ölschmierung bei rasch laufenden Teilen der Schmierung mit Fetten überlegen.

Fette, gelegentlich unter Zusatz von Graphit verwandt, haben den Vorzug, stark haften, nicht abzutropfen und den Zutritt von Staub zu den Lagern zu verhindern,

da sie alle Zwischenräume ausfüllen. Nachteilig ist, daß sie den Gleitflächen unter Druck zugeführt werden müssen und daß die entstehende Reibung größer ist. Sie eignen sich für schwer belastete, langsam oder mit Unterbrechungen laufende Zapfen, selbst in staubigen Betrieben. Lager und Schmiervorrichtungen können konstruktiv einfach und billig gehalten werden. Dagegen ist die Reinigung gebrauchter starrer Schmiermittel zwecks ihrer Wiederverwertung schwierig.

Von den in den Richtlinien unterschiedenen weiteren Untersorten kommen insbesondere für die Schmierung von Zapfen in Frage:

Für schnellaufende, leicht belastete Maschinenteile, Präzisionsmaschinen, Textil-, Papier- und Druckereimaschinen: Spindelschmieröl Nr. 12, Art: Raffinat.

Für Lager mit Umlauf- oder Ringschmierung, Elektromotoren, schwer belastete Lager an Werkzeugmaschinen und großen Antrieben bei Umlaufzahlen von mehr als 200 in der Minute: Elektromotoren- und Dynamoöl Nr. 16, Raffinat oder Destillat.

Für Lager und Regelvorrichtungen an Dampfturbinen: Dampfturbinenöl Nr. 3, Raffinat.

Für normale Lager aller Art und Gleitbahnen: Lagerschmieröl Nr. 18, Raffinat oder Destillat oder Mischöl.

Für Eisenbahnachsenlager: Achsenöl Nr. 19, Mischöl, Steinkohlen- oder Braunkohlenschmieröl oder Rückstandöl.

Für schwer belastete heißgehende Lager: hochschmelzende Maschinenfette Nr. 21.

An Stellen, wo Ölschmierung nicht möglich ist: Maschinenfett Nr. 22 (Stauferfett).

Für Achsen von Lastwagen, Fuhrwerken, landwirtschaftlichen Maschinen, Förderwagen mit offenen Lagern: Wagenfett Nr. 24.

Für Walzengerüste und -lager aller Art größerer Abmessung, Rollgänge: Kaltwalzenfett Nr. 30 und Kaltwalzenfettbriketts Nr. 31.

Für Walzengerüste, Lager und Zapfen der Feinblechstraßen: Heißwalzenfett Nr. 32 oder hochschmelzende Warmwalzenfettbriketts Nr. 33.

Näheres über die Eigenschaften, Anforderungen und die nötigen Untersuchungen siehe [XV, 19].

C. Die Zapfenreibung.

Von den drei oben erwähnten Zuständen der trockenen, halbflüssigen und flüssigen Reibung, die beim Laufen der Zapfen in Betracht kommen, ist die trockene bedingt durch Formänderungen der Unebenheiten der aufeinandergleitenden Flächen und gekennzeichnet durch das Coulombsche Gesetz:

$$R = \mu \cdot P, \quad (311)$$

wenn R den Reibungswiderstand, P den Druck, unter dem die Flächen stehen und μ die Reibungszahl bedeutet. μ ist ein Festwert, wahrscheinlich solange die Formänderungen im wesentlichen elastischer Natur sind.

Das Gebiet der flüssigen Reibung ist durch hydrodynamische Untersuchungen in befriedigender Weise geklärt. Die ersten wurden von Petroff [XV, 3] angestellt; Reynolds [XV, 4], Sommerfeld [XV, 5] und Gümbel [XV, 6, 7], dessen Nachlaß durch Everling bearbeitet und herausgegeben wurde, erweiterten und vertieften sie. Theoretisch noch nicht erfaßt ist die halbflüssige Reibung.

Zur Untersuchung der Verhältnisse bei flüssiger Reibung behält Gümbel die einfache Form der für feste Körper gültigen Gleichung (311) $R = \mu_1 \cdot P$ bei, in der R und P die oben erläuterte Bedeutung haben, μ_1 aber die veränderliche Zapfenreibungszahl ist. Bevor jedoch auf deren Größe näher eingegangen werden kann, muß die Lage, welche die Mitte eines Zapfens bei verschiedenen Drehzahlen in einer Schale einnimmt näher betrachtet werden.

1. Lage des Zapfens in der Schale.

Sie ergibt sich nach G ü m b e l aus der annähernd halbkreisförmigen Bahn ABM , Abb. 1085, auf der die Zapfenmitte mit wachsender Umdrehzahl immer höher steigt, den Mittelpunkt M aber, der der zentrischen Lage beider Teile entspricht, erst bei $n = \infty$ erreicht. Versuche von Vieweg haben dieses Verhalten des Zapfens dem Wesen nach bestätigt. Bezeichnet D den Durchmesser der Schale, d den des Zapfens, so ist das Lagerpiel s , das sich während der Ruhe im oberen Scheitel voll ausbildet und dort messen läßt, durch $D - d$, die Strecke AM aber durch $\frac{s}{2} = \frac{D-d}{2}$ gegeben. In der Stellung B der Zapfenmitte, gekennzeichnet durch den Verlagerungswinkel β und die Exzentrizität e entsteht an der engsten Stelle eine Schmierschichtstärke h . e und h lassen sich auch leicht an einem um M geschlagenen Viertelkreis AC finden. An Hand der in Abb. 1096 ver-

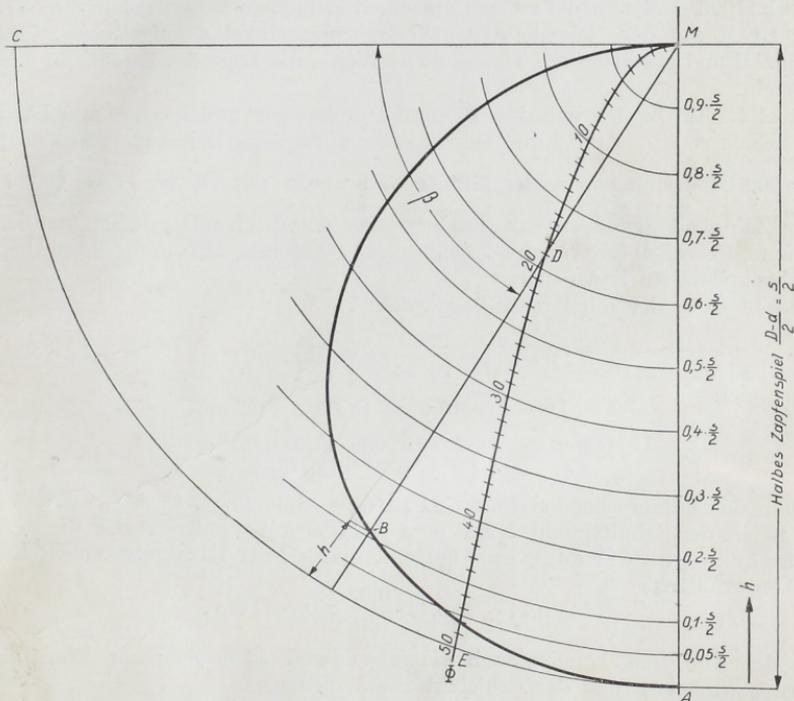


Abb. 1096. Zur Ermittlung der Lage zylindrischer Tragzapfen.

größert dargestellten Bahn ABM kann h mittels der um M geschlagenen Hilfskreise in Teilen des halben Lagerspiels $\frac{s}{2} = MA = \frac{D-d}{2}$ ausgedrückt werden. (Dabei ist vorläufig angenommen, daß die Oberflächen des Zapfens und der Schale völlig glatt seien; welche Wirkung die unvermeidliche Rauigkeit derselben hat und wie sie berücksichtigt wird, ist später gezeigt.) Beispielsweise entspricht B 11 % von $\frac{s}{2}$ oder $\frac{D-d}{2}$. Nach G ü m b e l bestimmt sich nun die Lage der Zapfenmitte in einer Schale, die den Zapfen halb umschließt, durch die Größe:

$$\Phi = \frac{191000 \cdot p \cdot s^2 \cdot d + l}{\eta \cdot n \cdot d^2} \cdot \frac{d + l}{l}, \quad (312)$$

wenn p den mittleren Flächendruck in kg/cm^2 , η die absolute Zähigkeit des Schmier-

mittels in $\frac{\text{kg} \cdot \text{sek}}{\text{m}^2}$, n die Drehzahl in der Minute, l die Schalen- oder Zapfenlänge in cm, d den Zapfendurchmesser in cm und s das Zapfenspiel in cm bedeuten. Das erste Glied in Formel (312) gilt für ein unendlich langes Lager; durch das zweite soll die endliche, wirkliche Länge der Schale berücksichtigt werden, die sicher eine tiefere Lage des Zapfens in der Schale bedingen wird. Die einfache Annahme, daß dies durch das Verhältnis $\frac{d+l}{l}$ ausgedrückt werden kann, ist willkürlich, genügt aber den Grenzbedingungen, indem das Glied für $l = \infty$ gleich 1 und damit Φ gleich dem ersten Gliede ist, während für $l = 0$, also für ein schneidenförmiges Lager, in dem sich kein Öl halten kann, Φ unendlich groß wird. Annähernd gilt die Formel auch für ganz von der Schale umschlossene Zapfen, die nach genauerer Untersuchung nur um ein geringes günstiger gestellt sind.

In Abb. 1096 sind nun die zu den einzelnen Zapfenstellungen gehörigen Werte von Φ polar zu M auf den Schenkeln der Verlagerungswinkel β aufgetragen, führen zur Kurve MDE und gestatten auf anschauliche Weise, die Lage des Zapfens in der Schale zu ermitteln.

Beispiel 1. Ein Zapfen von $d = 100$ mm Durchmesser und $l = 140$ mm Länge laufe in einer Schale von $D = 100,2$ mm Durchmesser unter einer Belastung von $P = 2500$ kg bei $n = 500$ Umdrehungen in der Minute und werde mit Öl von $\eta = 0,0025 \frac{\text{kg} \cdot \text{sek}}{\text{m}^2}$ mittlerer Zähigkeit (rund etwa 4 Englergraden entsprechend) geschmiert. Die Lage der Zapfenmitte sei unter Annahme völlig glatter Flächen, also unter Vernachlässigung der Unebenheiten, zu bestimmen.

Es ergibt sich: der mittlere Auflagedruck:

$$p = \frac{P}{l \cdot d} = \frac{2500}{10 \cdot 14} = 17,9 \text{ kg/cm}^2,$$

das Lagerspiel:

$$s = D - d = 10,02 - 10,00 = 0,02 \text{ cm.}$$

und:

$$\Phi = \frac{191000 \cdot p \cdot s^2}{\eta \cdot n \cdot d^2} \cdot \frac{d+l}{l} = \frac{191000 \cdot 17,9 \cdot 0,02^2}{0,0025 \cdot 500 \cdot 10^2} \cdot \frac{10+14}{14} = 18,8.$$

Sucht man den entsprechenden Punkt D auf der Linie für Φ in Abb. 1096 und zieht DM , so liefert der Schnittpunkt B mit dem Weg der Zapfenmitte ABM die Schmier-schichtstärke h an der engsten Stelle. An Hand der Hilfskreise um M folgt, wie schon oben ermittelt:

$$h = 0,11 \cdot \frac{s}{2} = 0,11 \cdot \frac{0,02}{2} = 0,0011 \text{ cm.}$$

Anstelle der Abb. 1096 können auch die folgenden Zahlenreihen zur Ermittlung des Verlagerungswinkels β und der Schichtstärke h dienen.

Zusammenstellung 115. Zusammenhang zwischen dem Verhältnis der Schmier-schichtstärke h an der engsten Stelle zum halben Zapfenspiel $\frac{s}{2}$ und den Größen Φ , β und \varkappa .

$\frac{h}{s/2}$. .	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45
Φ . . .	39,6	20,5	13,6	10,5	8,5	7,2	6,1	5,3	4,7
β . . .	67,4	59,7	53,8	49,0	45,2	41,8	38,3	35,5	32,0
\varkappa . . .	2,67	2,61	2,41	2,31	2,23	2,17	2,13	2,09	2,06
$\frac{h}{s/2}$. .	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8		
Φ . . .	4,1	3,6	3,2	2,8	2,4	2,0	1,7		
β . . .	29,2	26,5	23,4	20,7	17,7	14,7	12,4 ^o		
\varkappa . . .	2,05	2,06	2,08	2,12	2,19	2,28	2,47.		

2. Die Größe der Zapfenreibungszahl.

Von der Lage des Zapfens in der Schale und damit von der Größe Φ hängt nun auch die Zapfenreibungszahl μ_1 ab. Für eine den Zapfen halbumschließende Schale leitet Gümbel den Ausdruck:

$$\mu_1 = 0,0023 \cdot \kappa \sqrt{\frac{\eta \cdot n}{p}} \sqrt{\frac{4d}{l} + 1} \quad (313)$$

ab, in welchem κ in Abhängigkeit von Φ der vorstehenden Zusammenstellung zu entnehmen ist, die zweite Wurzel aber den Einfluß der endlichen Länge l des Lagers berücksichtigt. Aus der Zahlenreihe ist ersichtlich, daß κ und damit μ_1 für ein bestimmtes Lager den Kleinstwert bei $\frac{h}{s/2} = 0,5$ oder $s = 4h$ in Höhe von $\kappa = 2,05$ oder:

$$\mu_{1\min} = 0,0047 \sqrt{\frac{\eta \cdot n}{p}} \sqrt{\frac{4d}{l} + 1} \quad (314)$$

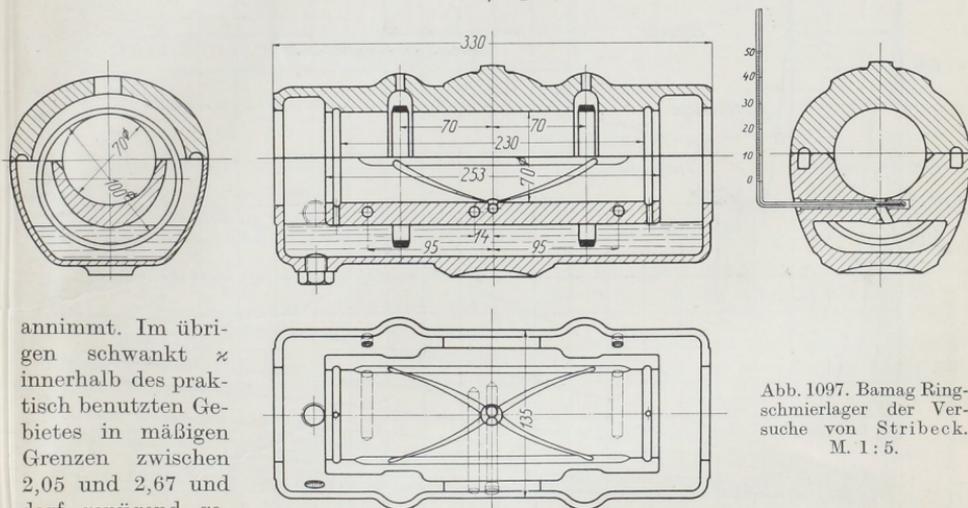


Abb. 1097. Bamag Ringschmierlager der Versuche von Stribeck. M. 1:5.

annimmt. Im übrigen schwankt κ innerhalb des praktisch benutzten Gebietes in mäßigen Grenzen zwischen 2,05 und 2,67 und darf genügend genau durch den Mittelwert $\kappa = 2,4$ ersetzt werden, mit dem:

$$\mu_1 = 0,0055 \sqrt{\frac{\eta \cdot n}{p}} \sqrt{\frac{4d}{l} + 1} \quad (315)$$

wird.

Nach den vorstehenden Formeln nimmt die Zapfenreibungszahl μ_1 mit der Wurzel aus der absoluten Zähigkeit η und der Drehzahl n zu, mit steigendem Flächendruck p aber ab. Daß größere Zähigkeit bei sonst gleichen Betriebsverhältnissen die Reibung erhöht, ist ohne weiteres erklärlich. Den Einfluß der Drehzahl und der Flächenpressung, wie er im folgenden des näheren erläutert ist, hat auf Grund von Versuchen zuerst Stribeck 1899 [XV, 8] dargetan.

a) Einfluß der Belastung und der Umfangsgeschwindigkeit auf die Zapfenreibungszahl μ_1 .

Stribeck fand an einem Sellers-Lager mit Ringschmierung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.-G., Dessau, Abb. 1097, bei Verwendung von Motorenöl der Gasmotorenfabrik Deutz die Kurven Abb. 1098. Als Abszissen sind die Drehzahlen und Umfangsgeschwindigkeiten, als Ordinaten die Zapfenreibungszahlen μ_1 aufgetragen. An den einzelnen Linien stehen die zugehörigen mittleren Flächendrucke $p = \frac{P}{l \cdot d}$. Es

zeigt sich, daß die Reibungszahl bei geringen Umfangsgeschwindigkeiten von einem Anfangswert 0,14 zunächst auf einen kleinsten Wert fällt, und zwar um so langsamer, je höher die Auflagepressung ist; dann steigen die Kurven wieder.

Der Anfangswert, Punkt *A* im Schema, entspricht der trockenen Reibung fester, wenig gefetteter Körper, die beim Anlauf zu überwinden ist. Die Reibung sinkt aber rasch, da bei zunehmender Geschwindigkeit steigende Ölmengen zugeführt werden, die im Gebiete *AB* halbflüssige Reibung bedingen, bis bei einem für alle Drucke gleich hohen Kleinstwerte *B* die günstigsten Verhältnisse erreicht werden und unter Ausklippen der Unebenheiten die flüssige Reibung einsetzt. Dieser Übergang tritt bei um

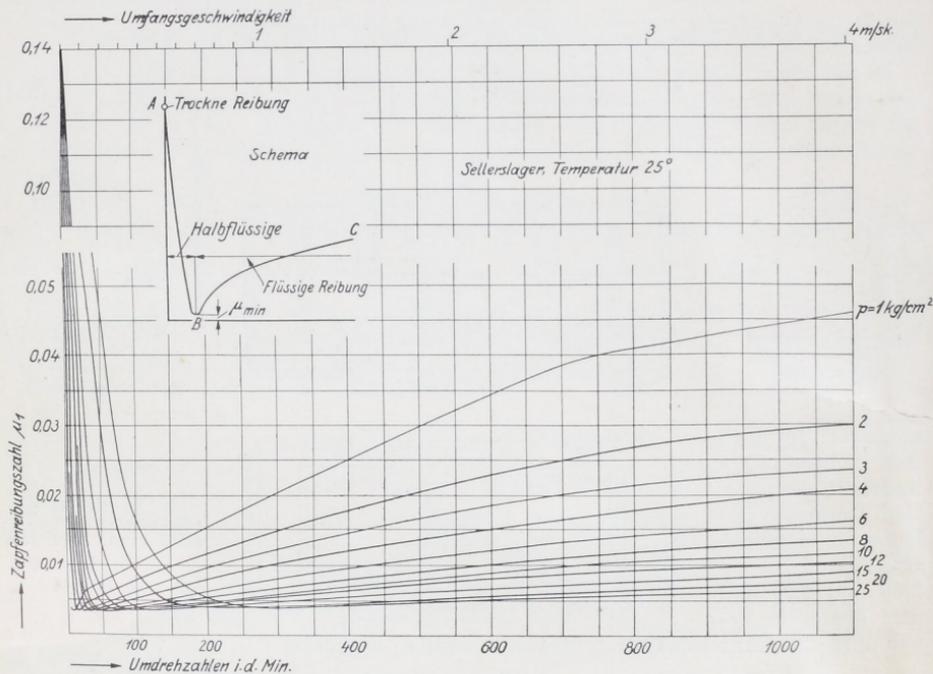


Abb. 1098. Zapfenreibungszahl μ_1 in Abhängigkeit von der Zapfengeschwindigkeit und dem mittleren Flächendruck an dem Sellerslager, Abb. 1097, nach Stribeck.

so höherer Geschwindigkeit ein, je größer die Belastung des Zapfens ist, vgl. Abb. 1099, wo als Abszissen die entsprechenden Pressungen, als Ordinaten die zugehörigen Geschwindigkeiten aufgetragen sind.

Die zunächst auffallende Erscheinung, daß die Kleinstwerte μ_{1min} bei verschiedenem Auflagedruck sämtlich auf gleicher Höhe liegen, ist auch nach der hydrodynamischen Theorie zu erwarten. Ermittelt man nämlich die Größe $\sqrt{\frac{\eta \cdot n}{p}}$ aus den Formeln (314) und (312) und setzt die Werte einander gleich, so folgt:

$$\frac{\mu_{1min}}{0,0047} \sqrt{\frac{l}{4d+l}} = \frac{s}{d} \sqrt{\frac{191000}{\Phi}} \sqrt{\frac{d}{l} + 1}.$$

Bei dem Verhältnis $h : \frac{s}{2} = 0,5$, bei dem sich μ_{1min} ausbildet, ist aber nach der Zusammenstellung 115, Seite 630 $\Phi = 4,1$, womit:

$$\mu_{1min} = \frac{1,02 \cdot s \sqrt{(4d+l)(d+l)}}{d \cdot l} \quad (316)$$

wird. Es ist lediglich vom Spiel s und den Maßen d und l des Zapfens abhängig, unabhängig dagegen vom mittleren Flächendruck p , der Drehzahl n und selbst der Zähigkeit η des Schmiermittels.

Das spätere Ansteigen der Kurven in Abb. 1098 erklärt sich aus den mit größeren Geschwindigkeiten wachsenden Widerständen in der Ölschicht selbst. Ganz allgemein gilt für dieses Gebiet, daß die Reibung 1. mit steigender Pressung abnimmt, dagegen

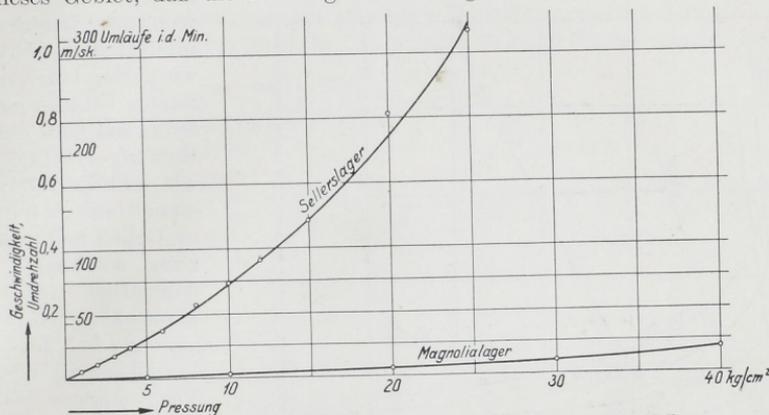


Abb. 1099. Abhängigkeit des Ausklitzzustands an den von Stribeck untersuchten Lagern von der mittleren Flächenpressung und von der Umlaufgeschwindigkeit.

2. mit Zunahme der Geschwindigkeit wächst, bis sie bei mehr als 10 m/sek nahezu unabhängig von der Geschwindigkeit wird, wie Lasche [XV, 9] in Ergänzung der Stribeck'schen Versuche nachwies; vgl. Abb. 1100.

Den Stribeck'schen Kurven ganz ähnliche fand Rydberg [XV, 14] bei der Ermittlung des Fahrwiderstandes von Eisenbahnzügen, der in Abb. 1101 in kg/t Gewicht, abhängig von der Fahrgeschwindigkeit, aufgezeichnet ist. Linie a für die leeren Wagen zeigt bei Geschwindigkeiten von mehr als 5 km/st durchweg höhere Werte als die Linie b für die

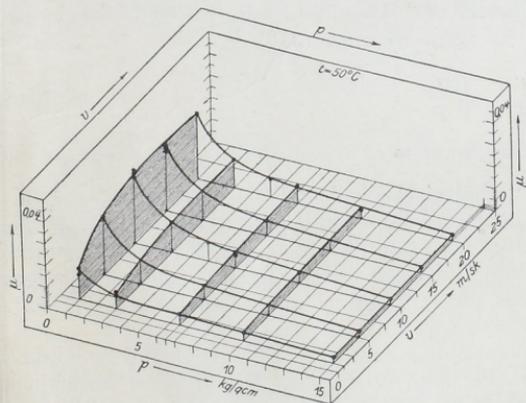


Abb. 1100. Zapfenreibungszahl μ_1 in Abhängigkeit von der Zapfengeschwindigkeit und dem mittleren Flächendruck nach Lasche.

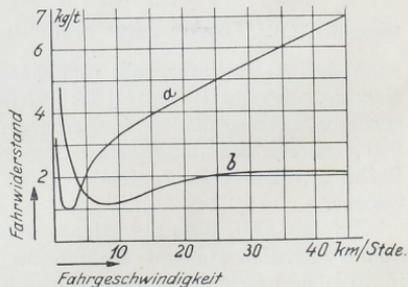


Abb. 1101. Fahrwiderstand an Eisenbahnwagen nach Rydberg.

beladenen, an denen die Zapfen rund viermal höher belastet waren. Der Fahrwiderstand setzt sich aus der Lagerreibung, der Radreibung und dem Luftwiderstand der Wagen zusammen. Da die im wesentlichen rollende Radreibung nur gering ist und der Luftwiderstand erst bei größeren Geschwindigkeiten starken Einfluß gewinnt, prägt die Zapfenreibung den Kurven die charakteristische Form auf.

Praktisch wertvolle Rückschlüsse gestattet die Darstellung der Zapfenreibungszahl μ_1 in Abhängigkeit von der Pressung bei verschiedenen Drehzahlen, Abb. 1102, die gewissermaßen aus senkrechten Schnitten durch die Abb. 1098 hergeleitet werden kann. Die Kurven bestehen jeweilig aus einem fallenden, links von $\mu_{1\min}$ gelegenen Teil, für den flüssige Reibung gilt und einem steigenden, in dem die Reibungszahl infolge

halbflüssiger Reibung mehr oder weniger rasch zunimmt. Man sieht deutlich, wie gering langsam laufende Zapfen belastet werden dürfen, wenn man mit flüssiger Reibung arbeiten will, und wie rasch die Reibungswiderstände bei hohen Pressungen im Gebiet halbflüssiger Reibung wachsen. Das ist namentlich bei niedrigen Drehzahlen sehr stark ausgeprägt, bei denen sich die Verhältnisse nur durch Wahl eines zäheren Schmiermittels günstiger gestalten lassen, das eine Verschiebung des Kleinstwertes von μ_1 nach rechts und einen weniger steilen Verlauf der Kurve jenseits dieses Scheitelpunktes zur Folge hat.

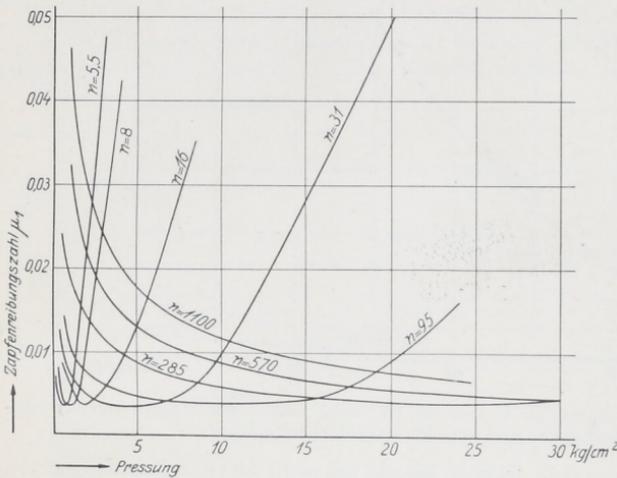


Abb. 1102. Zapfenreibungszahl μ_1 am Lager Abb. 1097 in Abhängigkeit von der Flächenpressung und der Umlaufzahl des Zapfens. (Nach Stribeck.)

Als Beziehung zwischen μ_1 und verschiedenen Pressungen p und p' bei gleicher Laufgeschwindigkeit, Temperatur und Zähigkeit des Schmiermittels, ist nach der hydrodynamischen Theorie im Gebiet der flüssigen Reibung (313):

$$\frac{\mu_1}{\mu_1'} = \sqrt{\frac{p'}{p}} \quad (317)$$

zu erwarten. Tower hatte dafür die Gleichung $p \cdot \mu_1 = \text{const}$ oder $\mu_1 = \frac{C}{p}$ aufgestellt, nach der die Reibungszahl umgekehrt verhältnismäßig dem Flächendruck sei, eine Beziehung, die von Lasche [XV, 9] bei höheren Geschwindigkeiten bestätigt wurde, bei geringen aber nach den Untersuchungen von Stribeck nicht zutrifft. Selbstverständlich verlieren die angeführten Gesetze ihre Gültigkeit beim Übergang zur halbflüssigen Reibung, bei der μ_1 nach Abb. 1098 im Gegenteil mit zunehmender Pressung wächst.

Zufolge Abb. 1098 unterliegt die Zapfenreibungszahl μ_1 in Abhängigkeit von p und v außerordentlich starken Veränderungen, die namentlich beim Anlaufen der Maschinen in Erscheinung treten und eine wichtige Rolle spielen. Schon nach kurzem Stillstand ist zu Beginn der Bewegung die trockene Reibung der Ruhe zu überwinden und dazu ein großes Kraftmoment nötig. Nach Einleitung der Bewegung sinkt die Reibung, aber langsamer als nach den Linien der genannten Abbildungen zu erwarten ist, weil die Ölschicht beim Anlaufen dünner sein wird, als während des Beharrungszustandes, für welchen jene Kurven gelten.

Aber nicht allein beim Anfahren, sondern auch während des normalen Betriebes werden gewöhnliche Gleitlager nicht immer die günstigen Zahlen aufweisen, die sich bei dem mit großer Sorgfalt durchgeführten Laboratoriumsversuch fanden. Um sicher zu

gehen, pflegt man deshalb bei Überschlagrechnungen, sofern nicht bei höheren Drehzahlen auf flüssige Reibung zu rechnen und Formel (315) heranzuziehen ist, als durchschnittliche Werte die folgenden Zahlen zu benutzen:
bei guter Schmierung und Wartung

$$\mu_1 = 0,06,$$

bei weniger sorgfältiger Schmierung, in staubigen Betrieben, oder im Freien, ferner für Maschinen mit unterbrochenem Betriebe (Hebezeuge, manche Werkzeugmaschinen usw.)

$$\mu_1 = 0,08 \text{ bis } 0,10.$$

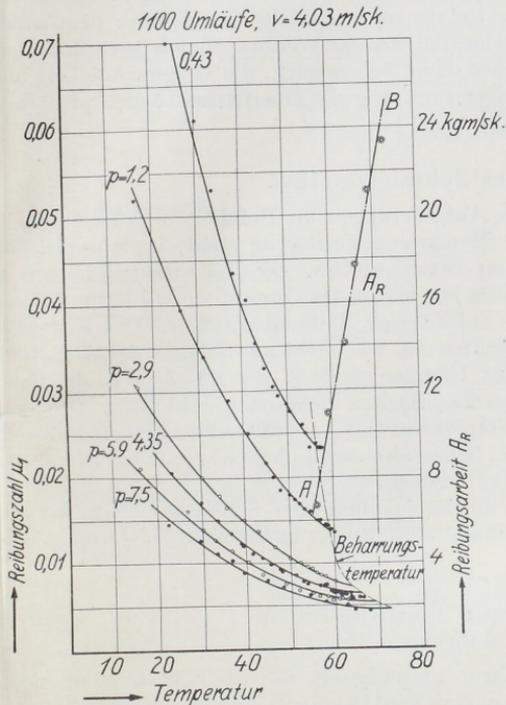


Abb. 1103. Zapfenreibungszahl μ_1 in Abhängigkeit von Temperatur und Flächenpressung bei $v = 4,03 \text{ m/sk}$ Zapfengeschwindigkeit nach Stribeck.

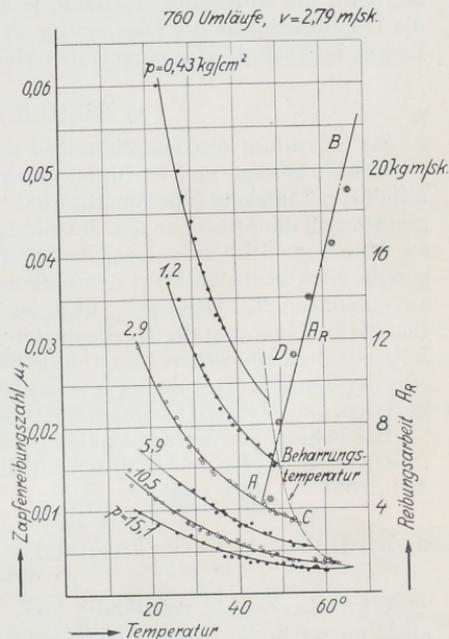


Abb. 1104. Zapfenreibungszahl μ_1 in Abhängigkeit von Temperatur und Flächenpressung bei $v = 2,79 \text{ m/sk}$ Zapfengeschwindigkeit nach Stribeck.

b) Einfluß der Temperatur.

Unter der Voraussetzung, daß genügende Ölmengen in den Lagerflächen vorhanden sind, sinkt die Reibung mit steigender Temperatur, wie der zunehmende Flüssigkeitsgrad erwarten läßt und wie die Abb. 1103 und 1104 nach den Versuchen Stribecks an dem Sellerslager, Abb. 1097, bei 1100 und 760 Umläufen in der Minute deutlich zeigen. Bei einer Temperaturerhöhung von 20 auf 50° fällt die Reibung bei allen Pressungen auf etwa $\frac{1}{3}$. Aus dem Verhältnis der Zähigkeiten des bei den Versuchen verwandten Deutzer Gasmotorenöls, die nach Abb. 1094 durch 40 und 7 Englergrade bei 20 und 50° C oder durch absolute Zähigkeiten $\eta = 0,027$ und $\eta' = 0,0046 \frac{\text{kg} \cdot \text{sek}}{\text{m}^2}$

gekennzeichnet sind, wäre nach Formel (313) unter sonst gleichen Umständen ein Verhältnis:

$$\frac{\mu'_1}{\mu_1} = \sqrt{\frac{\eta'}{\eta}} = \sqrt{\frac{0,0046}{0,027}} = 2,42$$

zu erwarten. Der Unterschied dürfte sich zwanglos aus der Abnahme der Stärke der Ölschicht an der engsten Stelle bei höheren Temperaturen und der damit verbundenen Vergrößerung des Wertes α erklären.

Wird die Ölschicht zu dünn, so kommen die Unebenheiten der Laufflächen wieder in metallische Berührung; halbflüssige Reibung mit rasch zunehmender Reibungszahl und Erwärmung setzt ein und rückt die Gefahr nahe, daß die Schale oder der Zapfen angegriffen werden, sogar festbrennen, oder daß etwaige Weißmetallausgüsse schmelzen. Das wird um so leichter eintreten, je höher der Flächendruck, die Geschwindigkeit und die Dünnschicht des Öles und je weniger sorgfältig die Oberflächen des Zapfens und Lagers bearbeitet oder eingelaufen sind.

c) Einfluß des Schmiermittels.

Er ist, sofern das Schmiermittel den Anforderungen an Reinheit und Haltbarkeit, Seite 627, genügt und in hinreichender Menge zur Verfügung steht, im wesentlichen durch die Zähigkeit η bei der Betriebstemperatur gegeben. Die Reibungszahl ist um so geringer, je dünnflüssiger das Schmiermittel ist, bis zu der Grenze, wo wiederum infolge zu dünner Schicht an der engsten Stelle halbflüssige Reibung entsteht. Das tritt aber gerade beim kleinsten Wert der Reibungsziffer ein, wie leicht am Schema der Abb. 1098 zu erkennen ist. Denn $\mu_{1\min}$ liegt an der Übergangsstelle *B* der flüssigen in die halbflüssige Reibung, wo die Unebenheiten der Laufflächen ineinander einklinken. Größere Betriebsicherheit wegen ist es deshalb empfehlenswert, η größer zu nehmen, als sich aus der Formel (314) für $\mu_{1\min}$ ermitteln ließe, also etwas höhere Reibungszahlen zuzulassen, um stärkere Schmierschichten zu erzielen.

Bei hohen Wärmegraden nähern sich die Zähigkeiten aller Schmiermittel mehr und mehr; diese werden in bezug auf die Reibungsverhältnisse annähernd gleichwertig, wie Abb. 1094 deutlich zeigt.

d) Einfluß der Form des Lagers und des Spielraumes zwischen Zapfen und Lager.

Wird ein Zapfen vollständig vom Lager umschlossen, so entsteht Reibung nicht allein an der Stelle, wo der Druck aufgenommen wird, sondern auch in der Ölschicht der unbelasteten Schale, also auf dem ganzen Umfange des Zapfens. Die theoretische Untersuchung läßt sogar die Entstehung nicht unbedeutender Pressungen im Öl der unbelasteten Schale erwarten, und das fand Lasche [XV, 11] bei seinen Messungen an Lagern tatsächlich bestätigt. Die Reibung wird um so größer sein, je dünner die Ölschicht und je geringer der Spielraum zwischen Lager und Zapfen ist, je genauer also die beiden ineinander passen. So bewirkte die Vergrößerung des Zapfenspiels von 0,12 auf 0,24 mm bei einem Versuch von Heimann [XV, 12] an einem Lager von 30 mm Durchmesser bei $p = 3 \text{ kg/cm}^2$ und $1-3 \text{ m/sek}$ Geschwindigkeit eine Abnahme der Reibung um 50%. Wählt man andererseits den Zapfen wesentlich kleiner, als die Bohrung des Lagers, so ist ungleichmäßigere Verteilung des Auflagedruckes in der immer dünner werdenden Schmierschicht und die Gefahr des Fressens gegeben. Bei mäßigen Flächenpressungen und unveränderlich in derselben Richtung wirkendem Druck wird im allgemeinen größeres Spiel als bei hohen Pressungen und Wechsel der Kraftrichtung oder bei Stößen zugelassen werden können.

Wenn der Druck seine Richtung nicht ändert, ist es vorteilhaft, der nichttragenden Schale reichliches Spiel zu geben, wodurch nach Abb. 1089 gleichzeitig ein Raum, in

dem sich das Öl sammelt, geschaffen werden kann. Oder es ist die genannte Schale schmaler zu halten oder endlich ganz wegzulassen. Vielfach beschränkt man sogar die tragende Schale auf einen Winkel von etwa 150 bis 120 Grad, wie z. B. an Eisenbahnwagenlagern. Denn die äußersten Schalteile erfahren nur geringe Pressungen und nehmen einen kleinen Betrag des Gesamtdruckes auf, erhöhen dagegen die Reibung in verhältnismäßig starkem Maße.

e) Einfluß der Baustoffe und der Bearbeitung.

Wie oben ausgeführt, kommen Zapfen und Lagerschalen im Gebiet der trockenen und halbflüssigen Reibung in unmittelbare, metallische Berührung, sind dagegen durch eine Ölschicht getrennt, wenn sie unter flüssiger Reibung aufeinander laufen. Dann ist nur das verwandte Schmiermittel für die Reibung maßgebend. Immerhin sei auf die praktisch erheblichen Unterschiede aufmerksam gemacht, die Stribeck bei seinen Versuchen an dem gußeisernen Lager, Abb. 1097, und einem anderen feststellte,

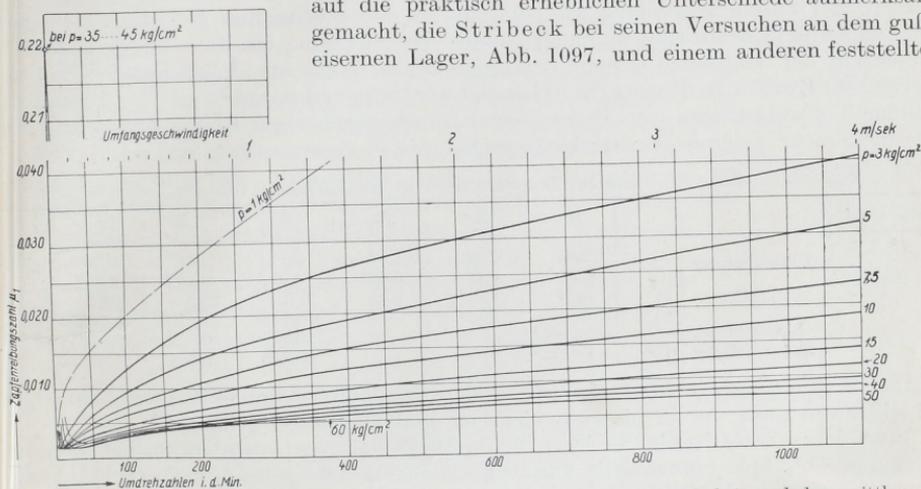


Abb. 1105. Zapfenreibungszahl μ_1 in Abhängigkeit von der Zapfengeschwindigkeit und dem mittleren Flächendruck an einem Magnolialager. (Nach Stribeck.)

das mit Magnoliametall ausgegossen war, einem weichen Weißmetall aus Blei, Zinn und Antimon mit wenig mehr als 200 kg/cm² Festigkeit an der Quetschgrenze. Das Lager hatte 70 mm Bohrung und 70 mm Schalenlänge, besaß Ringschmierung und ergab Reibungszahlen, die in Abb. 1105 in Abhängigkeit von den Umläufen in der Minute oder von der Umfangsgeschwindigkeit, in Abb. 1106 aber in Abhängigkeit von den mittleren Auflagedrücken aufgetragen sind. Beide Abbildungen sind zum leichteren Vergleich in demselben Maßstabe gehalten, wie die für das Sellerslager mit gußeisernen Schalen geltenden Abb. 1098 und 1102. Zunächst ist die Reibungsziffer μ_0 der trockenen Reibung, die beim Anlaufen in Frage kommt, beim Magnolialager nach der Zahlenreihe:

$p =$	2...35	35...45	45...55	60 kg/cm ²
$\mu_0 =$	0,21	0,22	0,23	0,24

in geringem Maße abhängig von der Pressung, aber wesentlich größer als am Sellerslager mit durchweg $\mu_0 = 0,14$. Beim Inbetriebsetzen sinkt jedoch die Reibungszahl μ_1 am Magnolialager viel rascher unter erheblicher Einschränkung der Gebiete halbflüssiger Reibung auf einen nur etwa halb so großen Wert von $\mu_{1 \min} = 0,0017$ gegenüber 0,0035 in der gußeisernen Schale. Dagegen liegt μ_1 am Magnolialager nach Eintritt flüssiger Reibung durchweg höher, vgl. Abb. 1105 mit 1098. Auch die folgenden Zahlenreihen zeigen das deutlich, die für 2 und 4 m/sec Umfangsgeschwindigkeit bei verschiedenen Auflagedrücken gelten:

Zusammenstellung 116. Zapfenreibungszahlen μ_1 in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit v und dem Flächendruck p .

$$v = 2 \text{ m/sek}$$

Flächenpressung $p =$	1	2	3	6	10	15	20 kg/cm ²
μ_1 am Magnolialager	0,051	0,0355	0,0299	0,0196	0,0138	0,0105	0,0090
μ_1 am Gußeisenlager	0,032	0,0218	0,0172	0,0115	0,0086	0,0061	0,0055
$v = 4 \text{ m/sek}$							
μ_1 am Magnolialager			0,0406	0,0262	0,0185	0,0138	0,0114
μ_1 am Gußeisenlager			0,0237	0,0160	0,0118	0,0090	0,0076

Im Durchschnitt ist das Verhältnis der Zapfenreibungszahlen beider Lager bei gleicher Flächenpressung 1,6 : 1.

Zur Beurteilung der Reibungsverluste an ganzen Lagern müssen freilich statt der Zahlen für gleichen Flächendruck diejenigen bei gleichen Gesamtlasten herangezogen werden. In Zusammenstellung 117 sind darum die bestimmten Belastungen P entsprechenden Flächendrücke p_1 und p_2 unter der Annahme ermittelt worden, daß die Projektion der tragenden Fläche am Sellerslager 7·23, am Magnolialager 7·7 cm² betrug. An Kurven, in denen μ_1 in Abhängigkeit von p_1 und p_2 auf Grund der Zusammenstellung 116 aufgetragen war, ließen sich dann die zugehörigen Reibungszahlen finden, die nicht mehr so große Unterschiede zeigen wie in Zusammenstellung 116.

Zusammenstellung 117. Zapfenreibungszahl μ_1 in Abhängigkeit von der Belastung P .

Belastung P	100	200	300	500	750	1000	kg	
$v = 2 \text{ m/sek}$	Gußeisenlager	p_1 .	0,62	1,24	1,86	3,11	4,66	6,22 kg/cm ²
		μ_1	0,040	0,029	0,023	0,017	0,013	0,011
	Magnolialager	p_2 .	2,04	4,08	6,13	10,2	15,3	20,4 kg/cm ²
		μ_1 .	0,035	0,025	0,019	0,013	0,010	0,0089
$v = 4 \text{ m/sek}$	Gußeisenlager	μ_1 bei p_1 kg/cm ²			0,023	0,019	0,016	
	Magnolialager	μ_1 bei p_2 kg/cm ²			0,018	0,014	0,011	

Das Magnolialager erweist sich sogar als vorteilhafter, weil seine Reibungszahlen bei gleicher Last um 12 bis 30% niedriger sind als die des Gußeisenlagers.

Besonders scharf tritt die Überlegenheit des Magnolialagers in den Kurven der Abb. 1106 gegenüber Abb. 1102 zutage: Die durch die fallenden Äste gekennzeichneten praktisch wertvollen Gebiete der flüssigen Reibung sind viel ausgedehnter und die Übergänge zur halbflüssigen viel allmählicher!

Die Unterschiede lassen sich hydrodynamisch durch verschieden große Lagerspiele erklären. Formel (316) würde aus den beiden Werten für $\mu_{1 \text{ min}}$ Spiele von:

$$s = \frac{\mu_{1 \text{ min}} \cdot d \cdot l}{1,02 \cdot \sqrt{(4d + l)(d + l)}}$$

errechnen lassen, die sich im Falle des Magnolialagers zu:

$$s = \frac{0,0017 \cdot 7 \cdot 7}{1,02 \cdot \sqrt{(4 \cdot 7 + 7)(7 + 7)}} = 0,00365 \text{ cm} \quad \text{oder} \quad 0,037 \text{ mm},$$

im Falle des Sellerslagers mit gußeisernen Schalen zu:

$$s = \frac{0,0035 \cdot 7 \cdot 23}{1,02 \cdot \sqrt{(4 \cdot 7 + 23)(7 + 23)}} = 0,014 \text{ cm} \quad \text{oder} \quad 0,14 \text{ mm}$$

ergeben und die entweder durch die Herstellung oder durch das Einlaufen, bei dem sich wahrscheinlich das Weißmetall dem Zapfen viel weitgehender anschmiegt, entstanden sein können. Leider ist an Hand dieser Größen eine Nachprüfung der Theorie nicht möglich, da die Lagerspiele nicht ermittelt worden sind. Auch war die Voraussetzung bei der Ableitung der Formel, daß die Tragfläche genau halbzylindrisch und ununterbrochen sei, nicht erfüllt; denn beide Lager hatten Schmiernuten, die die Ausbildung zusammenhängender Schmierschichten erschwerten.

Hervorzuheben ist ferner noch, daß der höchste Flächen-
druck, der an der gußeisernen Schale $22,6 \text{ kg/cm}^2$ betrug, beim
Magnolialager auf 60 kg/cm^2 gesteigert werden konnte.

Beträchtlichen Einfluß hat der Werkstoff beim Einlaufen
eines Lagers. Zapfen und Lager passen selbst bei genauester
Bearbeitung und sorgfältigstem Zusammenbau infolge der
Verbiegungen im Betriebe nie völlig zusammen; alle Zapfen
müssen einlaufen. Mäßig belastete tun das von selbst wäh-
rend des Arbeitens. Wichtige, hoch belastete nimmt man
unter vorsichtiger Steigerung der Belastung und, sofern nicht
flüssige Reibung in Betracht kommt, unter allmählicher Er-
höhung der Geschwindigkeit bei ständiger Beobachtung des
Wärmezustandes der Lager in Betrieb. Gewöhnlich stellt man
die Temperatur durch Anfühlen fest; an wichtigen Lagern sollte
diese aber möglichst nahe der Lauffläche durch Thermometer
verfolgt werden können. Schreitet der Einlaufvorgang richtig
fort, so steigt die Temperatur beim Übergang zu einer höheren
Belastungsstufe zunächst vorübergehend, sinkt dann aber lang-
sam und stetig ab; Störungen machen sich sofort durch Wieder-
ansteigen bemerkbar. Harte Werkstoffe, wie Gußeisen und
Bronze, passen sich durch Abschleifen, weiche durch Weg-
quetschen der Unebenheiten den Zapfen an. Von den für die
Schalen in Betracht kommenden wichtigeren: Stahl, Guß-
eisen, Bronze, Messing und Weißmetall, letzteres in Form von
Ausgüssen benutzt, läuft der Stahl, insbesondere in gehärtetem
Zustande, nur sehr wenig und äußerst langsam ein. Stahl-
schalen müssen also von vornherein so sorgfältig wie möglich
ausgeführt werden. Auch Gußeisen braucht lange Zeit zum
Einlaufen. Viel günstiger verhalten sich die angegebenen
Legierungen, insbesondere Weißmetall. Nach den Unter-
suchungen von Charpy [XV, 13] bestehen sie aus harten Kri-
stallen, die bei hoher örtlicher Flächenpressung in die weichere
Grundmasse eingedrückt werden und ein rasches und anscheinend
sehr vollkommenes Anpassen der Schalen an den Zapfen
bewirken, wie die niedrigen Kleinstwerte der Reibungszahlen
in Abb. 1105 im Vergleich mit denjenigen in Abb. 1098 an-
deuten. Zugleich werden die Zapfen nicht so leicht, wie bei
den Schleifvorgängen an härteren Baustoffen angegriffen. Das
geht so weit, daß die weiche Grundmasse der Weißmetallager
im Falle des Warmlaufens im Betriebe ohne Beschädigung
der Zapfen zum Teil schmelzen und ausfließen kann,
während bei härteren Schalen unbedingt Fressen ein-
treten würde. Sehr weiche Stoffe dagegen, wie reines
Blei, sind als Lagermetalle ungeeignet, weil sie an den
Zapfen haften und „schmier-“
ren“. Auch einander ähn-
liche, zähe Baustoffe, wie
weicher Flußstahl auf we-
chem Flußstahl oder auf
Stahlguß müssen vermieden

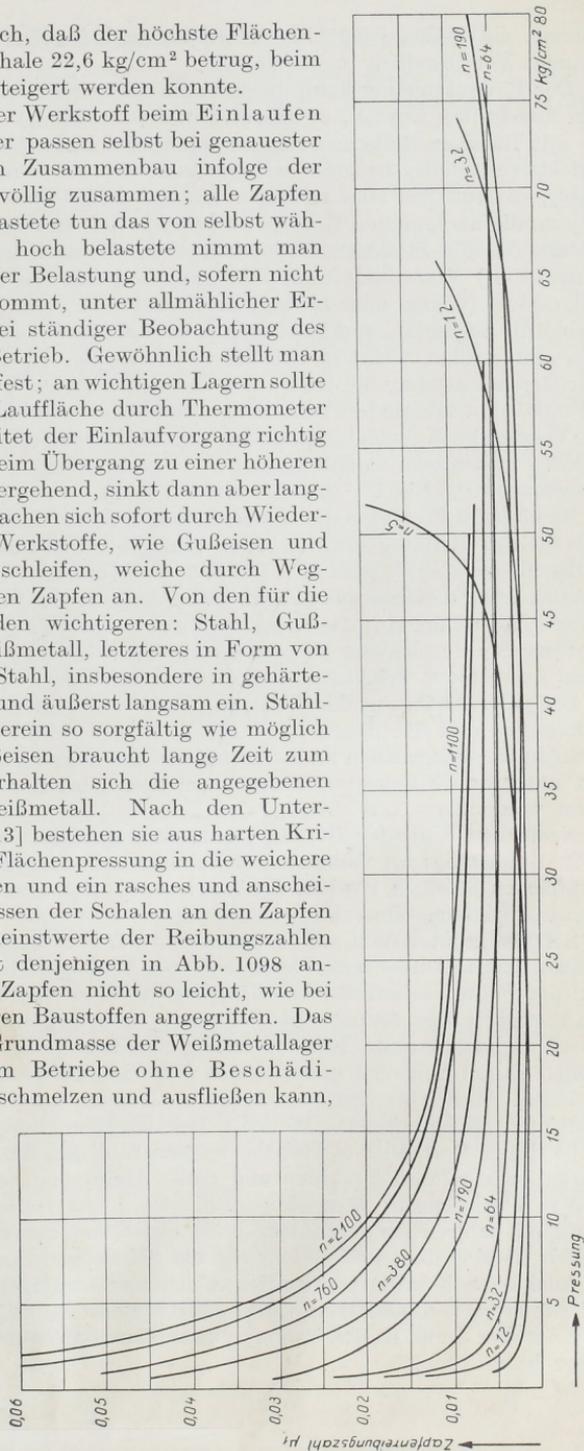


Abb. 1106. Zapfenreibungszahl μ_1 an einem Magnolialager in Abhängigkeit von der Flächenpressung und der Umlaufzahl des Zapfens. (Nach Striebeck.)

werden; sie bilden leicht längere Späne und fressen sich dann bald vollständig, oft bis zum Verschweißen ineinander ein.

Der Einlaufvorgang kann durch vorsichtiges Nachschaben der Stellen, die am stärksten angegriffen werden, unterstützt und beschleunigt werden, wobei aber an Lagern, die mit flüssiger Reibung arbeiten sollen, die Möglichkeit der Ausbildung keiliger Ölschichten sorgfältig beachtet werden muß. Ein zu weitgehendes sattes Einpassen wäre falsch; es muß das zum richtigen Laufen nötige Spiel gewahrt bleiben. (Anders bei Lagern, die wechselnden Kräften ausgesetzt sind, an denen das Entweichen des Schmiermittels, das die Stöße zu dämpfen hat, durch möglichst dichtes Einpassen verhindert werden soll!) Vorteilhaft kann die Anwendung feinsten Graphits oder noch besser Kolloidalgraphits (Oiltag oder Kollag) beim Einlaufen sein. Dem Schmieröl in bestimmtem Verhältnis zugesetzt, wirkt ersterer polierend, darf jedoch nur mit großer Vorsicht angewendet werden, während sich der zweite in den Vertiefungen der Zapfen und Lageroberflächen festsetzt, die Größe der Unebenheiten nach Schätzung von Falz bis herab auf 0,001 mm vermindert und so das frühe Einsetzen der flüssigen Reibung begünstigt. Der Vorzug des Kolloidalgraphits ist, praktisch aschefrei zu sein und deshalb keine Schleifwirkung auszuüben, so daß er dem Öl, das allerdings säurefrei sein muß, dauernd in Mengen von 0,5 bis 1% zugefügt werden kann.

Wenn beim Einlaufen die Unebenheiten der Oberflächen so ausgeglichen worden sind, daß flüssige Reibung eintritt, oder wenn der Flächendruck unter Vergrößerung der Auflagefläche so weit gesunken ist, daß der Werkstoff nicht mehr angegriffen wird, behält das Lager dauernd seine Form. Wird diese Grenze nicht erreicht, so tritt im Betriebe weitere Abnutzung ein; das Lager muß nachstellbar gemacht werden. Die Abnutzung wird man an den leichter zu ersetzenden Teil, d. i. meist die Lagerschale, verlegen; sie pflegt deshalb aus weicherem, der Zapfen aus härterem Werkstoff hergestellt zu werden.

Bei jeder Änderung der Belastung muß der Zapfen wegen der eintretenden Formänderungen und der neuen Lage, die er in der Schale annimmt, wiederum einlaufen. Darin ist die gelegentlich zu beobachtende Erscheinung begründet, daß Lager, die lange Zeit unter hoher Belastung einwandfrei liefen, bei der Umstellung auf geringere Last warm werden.

Nach dem Einlaufen ist das Verhalten des Lagers im wesentlichen vom Schmiermittel abhängig; bei mangelhafter Schmierung oder wenn Unreinigkeiten zwischen die Laufflächen gelangen, gewinnt der Werkstoff der Lagerschalen aber wieder im günstigen oder ungünstigen Sinne Einfluß.

Stets ist größter Wert auf weitgehendste Glätte der Laufflächen zu legen, namentlich an dem aus dem widerstandsfähigeren Werkstoff bestehenden Teile, in der Mehrzahl der Fälle also am Zapfen. Das begründet neben der meist hohen Beanspruchung auf Festigkeit die vorzugweise Benutzung von dichtem Flußstahl für die Zapfen und die häufig angewandte Einsatzhärtung zur Erzeugung einer besonders harten Oberfläche. Durch Schleifen und Polieren läßt sich an derselben die größtmögliche Glätte erreichen. Wellen werden aus ähnlichen Gründen durch Kaltwalzen an der Oberfläche verdichtet. (Komprimierte Wellen.) Bei der Herstellung rauh gebliebene oder im Betriebe durch Rost oder elektrische Ströme rauh gewordene Zapfen können den Lagerschalen sehr gefährlich werden und große Abnutzung bedingen. Rost erzeugt unregelmäßige Vertiefungen; Kurzschlüsse, die das Lager treffen, lassen die Zapfenoberfläche häufig mit zahlreichen punktförmigen Unebenheiten übersät erscheinen. Ein beschädigter Zapfen ist eine dauernde Gefahr für die Schale und den Betrieb.

Auch die Schalenflächen verdichtet man zweckmäßigerweise auf mechanischem Wege: Bei stärkeren Weißmetallaussgüssen vor der Bearbeitung durch gleichmäßiges Hämmern oder nachher durch Kaltwalzen oder durch Durchpressen eines Dornes, wie an Abb. 1467 näher beschrieben.

D. Reibungsmoment, Reibungsarbeit und Ausstrahlung.

Zur Überwindung der Zapfenreibung $P \cdot \mu_1$ ist ein Reibungsmoment M_R nötig, das je nach der Form des Zapfens verschieden groß ausfällt. Am zylindrischen Tragzapfen, Abb. 1074, greift die Reibung an einem Hebelarm $\frac{d}{2}$ an, so daß:

$$M_R = P \cdot \mu_1 \cdot \frac{d}{2} \quad (318)$$

ist; an einem kegelförmigen, Abb. 1078, darf der mittlere Halbmesser eingesetzt werden:

$$M_R = P \cdot \mu_1 \cdot \frac{d_1 + d_2}{4} \quad (319)$$

Aus dem Reibungsmoment erhält man die sekundliche Reibungsarbeit A_R durch Multiplikation mit der Winkelgeschwindigkeit:

$$A_R = M_R \cdot \omega. \quad (320)$$

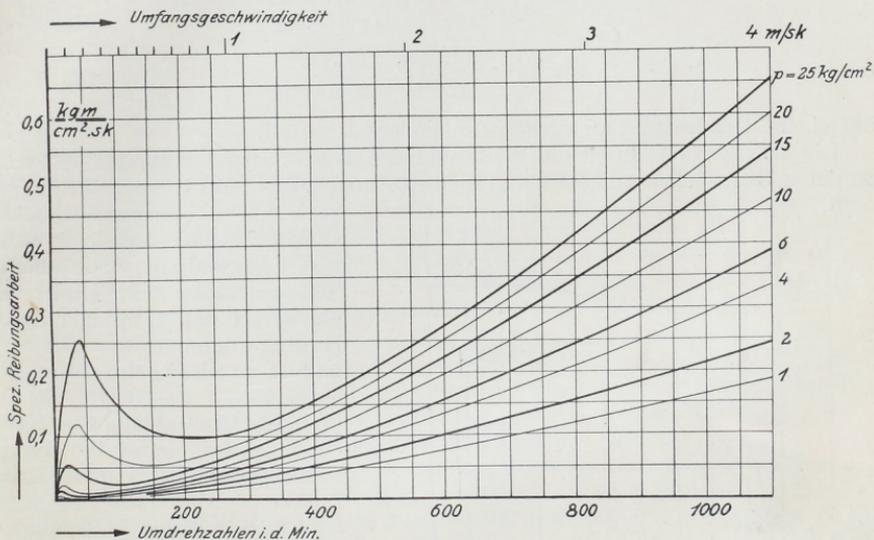


Abb. 1107. Spezifische Reibungsarbeit am Sellerslager, Abb. 1097, in Abhängigkeit von Umfangsgeschwindigkeit und spezifischem Flächendruck. (Nach Stribeck.)

Für die wichtigste Form, den zylindrischen Tragzapfen, wird durch Einsetzen der Werte:

$$A_R = P \cdot \mu_1 \cdot \frac{d}{2} \cdot \omega = P \cdot \mu_1 \cdot v = p \cdot f' \cdot \mu_1 \cdot v, \quad (321)$$

wenn v die Umfangsgeschwindigkeit des Zapfens bedeutet und die Belastung P oder der Flächendruck p dauernd denselben Wert hat. Wächst und sinkt P während jeder Umdrehung regelmäßig, so sind die mittleren Werte P_m und $p_m = \frac{P_m}{f'}$ einzusetzen, weil es sich um die Ermittlung einer Arbeit handelt. Um an diesen Umstand zu erinnern, wurde in den folgenden, auf die Reibungsarbeit bezüglichen Formeln P_m und p_m benutzt.

Bei der Ermittlung der Lagertemperatur ist es zweckmäßig, die sekundliche Reibungsarbeit wegen des leichteren Vergleichs mit der Ausstrahlung des Lagers auf die Einheit der Zapfenoberfläche zu beziehen. Sie sei als spezifische Reibungsarbeit mit a_{Ro} bezeichnet und ergibt sich aus:

$$a_{Ro} = \frac{A_R}{\pi \cdot d \cdot l} = \frac{A_R}{\pi \cdot f'} = \frac{p_m \cdot \mu_1 \cdot v}{\pi} \quad (322)$$

In Pferdestärken ausgedrückt, wird die Leistung, die ein Zapfen durch Reibung verbraucht:

$$N_R = \frac{A_R}{75} = \frac{P_m \cdot \mu_1 \cdot v}{75} = \frac{p_m \cdot f' \cdot \mu_1 \cdot v}{75} = \frac{\pi \cdot a_{R0} \cdot f'}{75} \text{ PS.} \quad (923)$$

Wie sich die spezifische Reibungsarbeit bei verschiedenen Drehzahlen oder Umfangsgeschwindigkeiten am Sellerslager Abb. 1097 änderte, zeigt Abb. 1107. Im Gebiet der halbflüssigen Reibung steigt die Arbeit von Null auf einen Höchstwert; fällt dann aber infolge der rasch abnehmenden Reibungszahl wieder und nimmt im Gebiet der flüssigen Reibung bei wachsender Geschwindigkeit stetig zu. Sehr ausgeprägt ist dieser Verlauf bei höherem Flächendruck.

Der größte Teil der Reibungsarbeit wird in Wärme verwandelt; nur ein sehr geringer entfällt auf mechanische Abnutzung und anderes. Unter der Annahme, daß sie vollständig in Wärme übergeht, werden am Zapfen insgesamt:

$$Q = \frac{A_R}{427} = \frac{P_m \cdot \mu_1 \cdot v \text{ kcal}}{427 \text{ sek}} \quad (924)$$

oder

$$q_0 = \frac{p_m \cdot \mu_1 \cdot v \text{ kcal}}{427 \cdot \pi \text{ sek} \cdot \text{cm}^2} \quad (925)$$

auf einem Quadratzentimeter der Zapfenoberfläche frei.

Die Wärme wird durch die Welle und den Lagerkörper fortgeleitet und schließlich an deren Oberflächen ausgestrahlt. Bleiben Auflagedruck und Umlaufzahl unverändert,

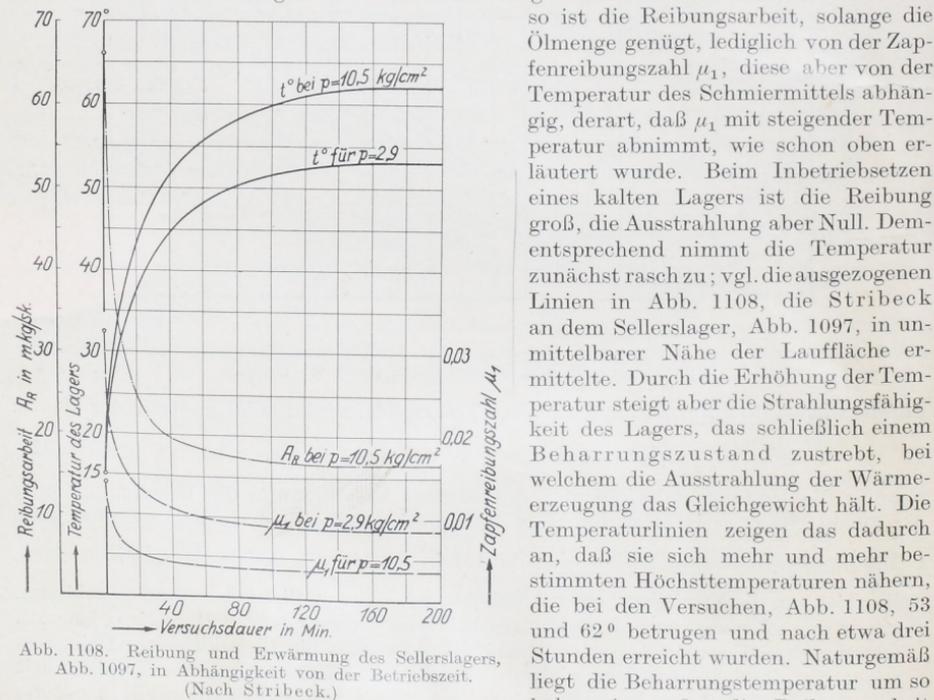


Abb. 1108. Reibung und Erwärmung des Sellerslagers, Abb. 1097, in Abhängigkeit von der Betriebszeit. (Nach Stribeck.)

ist; vgl. Abb. 1103 und 1104, in denen die gestrichelten Linien, welche die rechten Endpunkte der ermittelten Kurven verbinden, die Beharrungstemperaturen für die verschiedenen Auflagedrucke, die Linien *AB* aber die zugehörigen Reibungsarbeiten und damit

so ist die Reibungsarbeit, solange die Ölmenge genügt, lediglich von der Zapfenreibungszahl μ_1 , diese aber von der Temperatur des Schmiermittels abhängig, derart, daß μ_1 mit steigender Temperatur abnimmt, wie schon oben erläutert wurde. Beim Inbetriebsetzen eines kalten Lagers ist die Reibung groß, die Ausstrahlung aber Null. Dementsprechend nimmt die Temperatur zunächst rasch zu; vgl. die ausgezogenen Linien in Abb. 1108, die Stribeck an dem Sellerslager, Abb. 1097, in unmittelbarer Nähe der Lauffläche ermittelte. Durch die Erhöhung der Temperatur steigt aber die Strahlungsfähigkeit des Lagers, das schließlich einem Beharrungszustand zustrebt, bei welchem die Ausstrahlung der Wärmeerzeugung das Gleichgewicht hält. Die Temperaturlinien zeigen das dadurch an, daß sie sich mehr und mehr bestimmten Höchsttemperaturen nähern, die bei den Versuchen, Abb. 1108, 53 und 62° betragen und nach etwa drei Stunden erreicht wurden. Naturgemäß liegt die Beharrungstemperatur um so höher, je größer die Reibungsarbeit

die Ausstrahlungen angeben. Beispielweise ist in Abb. 1104 bei 760 Umläufen in der Minute die Beharrungstemperatur für den Endpunkt *C* des Versuchs mit $p_m = 2,9 \text{ kg/cm}^2$ 53°, die Zapfenreibungszahl $\mu_1 = 0,0087$ und die Reibungsarbeit:

$$A_R = p_m \cdot f' \cdot \mu_1 \cdot v = 2,9 \cdot 7 \cdot 23 \cdot 0,0087 \cdot 2,79 = 11,3 \frac{\text{kgm}}{\text{sek}},$$

entsprechend dem Punkte *D*. Ebenso groß ist, da sich das Lager im Beharrungszustand befindet, die Wärmeabgabe an die umgebende Luft durch die Ausstrahlung, die im Wärmemaß ausgedrückt:

$$Q = \frac{A_R}{427} = \frac{11,3}{427} = 0,0265 \frac{\text{kcal}}{\text{sek}}$$

beträgt.

Bewegung der Teile verstärkt die Wärmeabgabe wesentlich; so werden z. B. der Kurbelzapfen einer Dampfmaschine oder die Triebwerkteile einer Lokomotive viel kräftiger gekühlt als ein ruhendes Lager; sie vertragen daher größere Auflagedrucke und Geschwindigkeiten. Als Grenze dürfen an Lagern bei Dauerbetrieb 70 bis 80, äußerstenfalls 100°, im abfließenden Öl oder unmittelbar an der Lauffläche gemessen, betrachtet werden. An wichtigeren Lagern sollte immer die Möglichkeit, diese Temperatur zu beobachten, durch eine Bohrung für ein Thermometer vorgesehen sein.

Wird die Temperaturgrenze überschritten, so muß der Konstrukteur für die Abführung der überschüssigen Wärme sorgen. Das ist möglich durch:

1. Künstliche Vergrößerung der ausstrahlenden Oberfläche. Soweit es der Preis für die Maschine zuläßt, soll man den Lagern reichlichen Umfang und kräftige Formen geben. Oft kann die Ausstrahlung durch geräumige Ausbildung des Ölbehälters verstärkt werden, wodurch das umlaufende Öl Gelegenheit findet, die am Zapfen aufgenommene Wärme rasch wieder abzugeben. Wo auf das Aussehen kein Wert gelegt zu werden braucht, bieten außen aufgesetzte Rippen ein sehr wirksames Mittel.

2. Künstliche Kühlung durch fließendes Wasser. Die Lagerschalen oder der Lagerkörper sind zwecks Durchleitung von Wasser hohl auszubilden, oder schmiedeeiserne Röhren, durch welche Wasser läuft, in die Lagerschale einzuzieße. Wasserkühlung ist konstruktiv immerhin umständlich und verlangt sorgfältige Instandhaltung der Teile, weil Wasser, das infolge von Undichtheiten in das Öl gelangt, die Schmierung erheblich beeinträchtigen, ja völlig unterbinden kann. Bei großen Maschinen wird Wasserkühlung häufig vorgesehen, um Störungen begegnen zu können, selbst wenn im normalen Betriebe das Erreichen der Grenztemperatur nicht zu erwarten ist und die Kühlung deshalb gewöhnlich nicht angestellt wird.

3. Abführung der Wärme durch das Öl (Spülschmierung). Das Öl wird in geschlossenem Kreislauf in solcher Menge zugeführt, daß es die überschüssige Wärme aufnehmen kann und wird immer wieder zurückgekühlt. Beispiele dafür bieten die Lager der mittleren und großen Dampfturbinen, die mit sehr hohen Geschwindigkeiten laufen. Spülschmierung gibt konstruktiv einfache Lager, verlangt aber besondere Kühlvorrichtungen und Ölpumpen.

IV. Berechnung der Tragzapfen.

Die Berechnung muß auf verschiedene Weise erfolgen, je nachdem ob der Zapfen A. bei geringen Umfangsgeschwindigkeiten oder bei Wechselkräften im Gebiet der halbflüssigen Reibung arbeitet oder

B. bei stetig in einer Richtung wirkender Belastung und genügender Geschwindigkeit unter flüssiger Reibung läuft. Bei der noch sehr unvollkommenen Theorie der halbflüssigen Reibung ist man im Falle A vorläufig auf Vergleichsrechnungen unter Benutzung von Erfahrungswerten angewiesen.