

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.

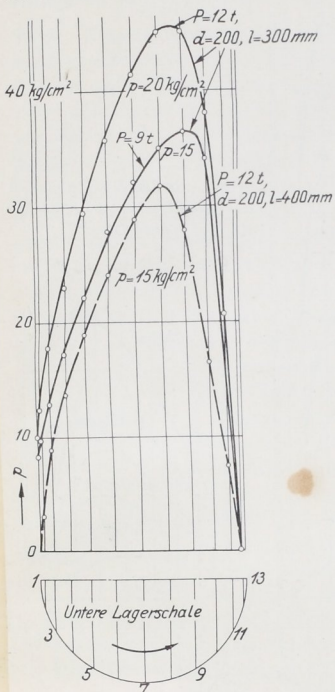


Abb. 1092. Die Drücke in der Mittelebene  $D$  des Lagers Abb. 1089 im Vergleich mit denen an einem Lager von 300 mm Länge. Nach Lasche.

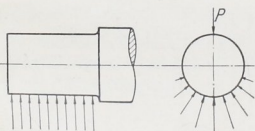


Abb. 1093. Verteilung des Auflage-drucks nach Reye.

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 Englersche Viskosimeter zur Bestimmung der Viskosität oder des Zähigkeitsgrades. Es dient dazu, die Zeit in Sekunden zu ermitteln, die für den Durchfluß von 200 cm<sup>3</sup> 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.

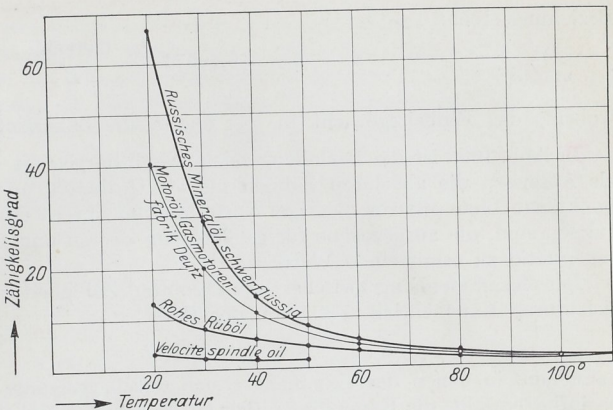


Abb. 1094. Zähigkeitsgrade verschiedener Schmieröle nach Engler. (Materialprüfungsamt Berlin.)

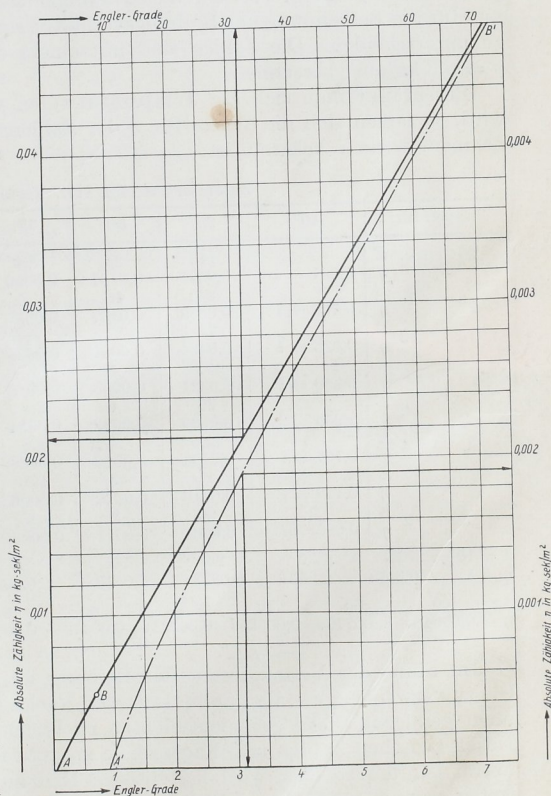


Abb. 1095. Zusammenhang zwischen der Zähigkeit in Englergraden und der absoluten Zähigkeit.

Für Rechnungen in den üblichen Maßeinheiten geht man auf die absolute Zähigkeit  $\eta$  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  $\gamma$  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  $\eta$  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  $\eta$  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  $5^\circ$ , was praktisch stets ausreichen wird, so lassen sich die Werte für  $\eta$  der Zahlenreihe unter Zusammenstellung 114 entnehmen, wenn  $i$  bekannt ist.

Zusammenstellung 114. Normalöle nach Falz.

Temperatur $t$	$10^\circ$	$25^\circ$	$50^\circ$	$75^\circ$	$100^\circ$				
Normalöl 24	$E$	143	24	8,4	3,9	Zylinderöl  Schwere Maschinenöle  Mittleres Maschinenöl  Leichtes Maschinenöl  Spindelöl  für leicht belastete Zapfen			
	$\eta$	1,061 = $i$	0,0980	0,0161	0,0056		0,0027		
" 16	$E$	95	16	5,7	2,8		Schwere Triebwerk-lager		
	$\eta$	0,706 = $i$	0,0652	0,0107	0,0037			0,0018	
" 12	$E$	72	12	4,4	2,25		Schwere Triebwerk-lager		
	$\eta$	0,535 = $i$	0,0494	0,0081	0,0028			0,0013	
" 8	$E$	47,2	8	3	1,7		Schwere Triebwerk-lager		
	$\eta$	0,350 = $i$	0,0324	0,0053	0,0018			0,00088	
" 6	$E$	35	6	2,4	1,5		Triebwerk-lager		
	$\eta$	0,259 = $i$	0,0239	0,0039	0,0014			0,00065	
" 4	$E$	22,5	4	1,8	1,25		Triebwerk-lager		
	$\eta$	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		
	$\eta$	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		
	$\eta$	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 die 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  $\mu$  die Reibungszahl bedeutet.  $\mu$  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,  $\mu_1$  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.