

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 36.

Sonnabend, den 6. September 1902. Band XXXVI.

Inhalt:

Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager. Von R. Stribeck	1341
Neuere Fortschritte im Lokomotivbau. Von v. Borries (Forts.)	1349
Landwirtschaftliche Maschinen und Geräte. Von H. Grundke (Schluss)	1353
Konstruktion der Normalen und der Kritzungskreise der Polohahnen der Vierzylderkette. Von W. Hartmann	1361
Die Waruwasserheizung von Reck. Von H. Fischer	1363
Frankfurter B.-V.	1365
Hamburger B.-V.	1365
Mittelhüttinger B.-V.: Bohrseife und Bohrpulver	1365
Oberschlesischer B.-V.: Besichtigung der Brzesowitz-Grube bei Scharley	1366
Pommerscher B.-V.: Der moderne Kranken in seinen Beziehungen zum Maschinenan- und zur Elektrotechnik	1366
Schleswig-Holsteinischer B.-V.: Isolationsstoffe und Kulturräume, insbesondere Kühlung der Munitionsräume auf Kriegsschiffen	1366
Thüringer B.-V. Bücherschau: Der Wasserbau. Von M. Strunkel. — Bei der Redaktion eingegangene Bücher. — Übersicht neu erschienener Bücher	1367
Zeitschriftenbau: Die gewerbliche Verwertbarkeit von patentierten Erfindungen. — Reinigung von Trinkwasser durch Ozon nach dem Verfahren von Vorner-Lehret. — Einstellbare Riemenscheibe. — Kohlenstampfmaschine mit doppeltem Stampfer. — Vorrichtung zum Prüfen von Feinblechen. — Zylinderdeckel bei Tandem-Dampfmaschinen. — Verschiedenes	1367
Patentbericht: Nr. 132110, 130737, 132452, 132169, 131715, 131639, 131529, 132168, 132033, 131666, 131834 und 131835, 132153, 131714.	1373
Zuschriften an die Redaktion: Zur Theorie der Bessermoprozesse Angelegenheiten des Vereines; Die Industrie- und Gewerbeausstellung in Düsseldorf 1902; Geschäftstelle des Vereines.	1376
	1376
	1376
	1376

Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager.

Von Professor R. Stribeck.

Mitteilung aus der Centralstelle für wissenschaftlich-technische Untersuchungen Neu-Babelsberg.

(Vorgelesen in der Sitzung des Wirttembergischen Bezirkvereins am 5. Dezember 1901.)

Am Schluss einer Arbeit über Stahlkugeln und Kugellager, die in dieser Zeitschrift 1901 S. 73 u. f. erschienen ist, habe ich kurz zur Frage der praktischen Brauchbarkeit dieser Lager Stellung genommen. Weitere Belege dazu bot ich bald darauf in einem Vortrag im Verein für Eisenbahnbau zu Berlin durch Vorführung von Kugellager-Entwürfen der Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken, Berlin, und durch Mitteilung praktischer Erfahrungen¹⁾. Wenn man trotzdem noch zweifelhaft sein kann, in welchen Fällen die Kugellager technische und wirtschaftliche Vorteile bieten, so liegt der Grund nicht an ungenügender Kenntnis dieser Lager, sondern an dem Mangel widerspruchsfreier und hinreichend vollständiger Mitteilungen über Gleitlager. Im Hinblick auf das Alter und die Verbreitung der Gleitlager mag das zunächst überraschen. Bei näherem Zusehen wird man jedoch leicht gewahr, daß sich bei den Gleitlagern zusammen gesetzte Vorgänge übereinander lagern, die sich schwierig trennen und in ihre Elemente auflösen lassen und deren Anteil an der Gesamtwirkung von Fall zu Fall verschieden ist.

Müssen wir deshalb auf eine vollständige Erfassung der Vorgänge bei den verschiedenen Gleitlagern verzichten, so macht sich um so lebhafter das Bedürfnis geltend, durch Versuche mit diesen Lagern ihre wesentlichen technischen Eigenschaften festzustellen. Ueber einige in dieser Richtung gelegene Arbeiten der Centralstelle für wissenschaftlich-technische Untersuchungen soll hier berichtet werden. Ueberdies ließ ich Versuche mit Rollenlagern, die im Wettbewerb gegen die Kugellager angehen, durchführen. Auch ihre Ergebnisse sind bei der vergleichenden Beurteilung berücksichtigt worden. Wer verschiedene Lager kennen lernen will, darf sich nicht darauf beschränken, sie im Beharrungszustand zu beobachten; denn dabei erfährt man mehr über das Schmiermittel als über das Lagermetall. Wichtiger ist das Einlaufen oder der Vorgang des selbsttätigen Anpassens der Lagerschale an die Welle. Zu beachten ist ferner das Anlaufen, d. i. die Phase, die mit der Ingangsetzung beginnt und mit Erreichung der normalen Geschwindigkeit endigt. Das Verhalten beim Anlaufen spielt bei Fahrzeugen — besonders bei Eisenbahnen —, bei Hebe maschinen u. a. m. eine wichtige Rolle. Weil die mit der Reibung auftretende Wärme zuerst größer als die abfließende ist, geht den Beharrungszustand eine Periode der Anwärmung voran. Ihre Dauer beträgt nicht etwa wenige Minuten, sondern Stunden.

Die Reibung der Gleitlager ist während der Anwärmung zu meist größer als bei Beharrung. Es ist deshalb auf das Einlaufen, das Anlaufen, die Anwärmung und den Beharrungszustand einzugehen. Aus dem Verhalten des Lagers in diesen Abschnitten läßt sich nicht nur auf den Arbeitsverbrauch durch Reibung, sondern auch auf die zulässige Belastung und den Grad der Betriebssicherheit schließen.

Gleitlager.

Das Einlaufen.

Nicht nur roh bearbeitete, sondern auch genau zylindrische Lagerschalen von passendem Durchmesser und glatter Lauffläche, und selbst sorgfältig aufgeschäbte, müssen einlaufen, weil sich im Betrieb Welle und Lager verbiegen, und auch weil der Dicke der Oelschicht bei der Bearbeitung kaum genügend Rechnung getragen werden kann. Durch besonders sorgfältige Ausführung kann allerdings das Einlaufen abgekürzt und dem Auftreten von Störungen entgegengewirkt werden. Ob Lager leicht und schnell einlaufen, hängt hauptsächlich von den physikalischen Eigenschaften der Schalen ab. Lagerschalen aus gehärtetem Stahl laufen so gut wie nicht ein. Auch bei gußeisernen Schalen erfolgt das Einlaufen außerordentlich langsam. Viel besser verhalten sich dabei die gebräuchlichen Lagerbronzen und am besten und unter Schohung der Welle eine Anzahl Weißmetalle von geringer Härte.

In enger Beziehung zum Verhalten beim Einlaufen steht die zulässige Belastung des Lagers. Sie ist im allgemeinen um so größer, je leichter das Lager einläuft. Damit steht nicht in Widerspruch, daß gerade gehärtete Stahlager hin und wieder ohne Nachteil für große Pressungen angewendet werden und früher noch häufig vorkamen; denn ihre Anwendung beschränkt sich auf Spurzapfen und kurze Tragzapfen, die so benutzt und gestützt sind, daß sie sich im Betrieb nicht wesentlich verbiegen. Auch sind solche Lager stets mit besonderer Sorgfalt ausgeführt. Sie fallen also unter die wenigen Aunnahmen, bei denen auf das selbsttätige Anpassen im Betrieb verzichtet werden kann. Für solche Verhältnisse ist auch Gußeisen zu gebrauchen, wie die Erfahrungen mit gußeisernen Pfannen bei SpurLAGERN lehren.

Aber selbst ein normales grüßeisernes Lager kann man für große Pressungen geeignet machen, indem man die Belastung almnahlich steigert und das Lager während dieser ersten Betriebszeit mehrmals nacharbeitet. Z. B. sei erwähnt, daß ein von mir geprüftes Sellers-Lager schon bei der

¹⁾ s. Glässers Annalen für Gewerbe und Bauwesen 1901 Bd. 49 Heft. 1 S. 2 u. f.

mäßigen Geschwindigkeit von $1,4 \text{ m/sk}$ und einer mittleren Pressung $\frac{P}{ld} = 4 \text{ kg/qcm}$ warmief, weil Welle und Lager angegriffen worden waren. Nach Beseitigung der rauhen Lagerstellen, die zugleich erhoben waren, konnte die Pressung anstandslos erhöht werden. Der Vorgang wiederholte sich bei noch größeren Pressungen einigenale. Schließlich wurde erreicht, dass bei der großen Gleitgeschwindigkeit von 3 m noch 20 kg mittlere Pressung zulässig waren. Wahrscheinlich hätte durch fortgesetztes Nacharbeiten die Belastung weiter gesteigert werden können. Diese künstliche Förderung des Einlaufens ist natürlich nur ausnahmsweise durchführbar. Der Erfolg spricht jedoch für die Richtigkeit der Regel, dass die Belastung um so größer gewählt werden darf, je leichter das Lager einläuft, obschon dabei vorausegesetzt ist, dass das Lager unter Vollbelastung selbstätig einzulaufen hat.

Bei weichen Lagermetallen, wie sie in einigen Weißmetallen vorliegen, wird die Anpassung durch einen Fließvorgang erzielt, das Material wird gequetscht. Die untere Grenze für die Härtc ist dadurch gezogen, dass das Metall nissen das Lagermetall. Die Tragfläche ist so zu bemessen, dass der Schleifvorgang zum Stillstand gelangt und Polieren statthat, noch bevor die ganze Tragfläche angegriffen worden ist. Es wird allerdings noch über Erfahrungen zu berichten sein, die erkennen lassen, dass unter gewissen Verhältnissen dem Schleifen überhaupt nicht Einhalt getan werden kann. Hinsichtlich des Einlaufens bestehen demnach zwischen Bronze- und weichen Weißmetallschalen wesentliche Unterschiede. Das Einlaufen unter Schleifen ist offenbar unsicher als durch Quetschen.

Aus diesen Erwägungen folgt, dass die zulässige Belastung von Lagen, die selbsttätig einzulaufen haben, von dem Verhalten des Metalles beim Einlaufen abhängig ist. Man wird vermutlich für Gufseisen-, Bronze- und Weichmetallschalen die zulässige Belastung nach verschiedenen Formeln berechnen haben. Daraus ergiebt sich die Bedeutung von Einlaufversuchen. Sie erfordern allerdings viel Zeit, wenn alle Größen, die auf die zulässige Belastung von Einfluss sind, berücksichtigt werden.

Ein Lager, das unter einer bestimmten Belastung einlief, muss nach Steigerung der Last von neuem einzulaufen. Auch eine Aenderung der Geschwindigkeit kann die Erscheinungen des Einlaufens wieder hervorbringen. Ist das Einlaufen unter den Betriebsverhältnissen beendigt, so hängt das Verhalten des Lagers weniger von den Eigenschaften des Lagermetalles als vom Schmiermittel ab. Nur wenn Fremdkörper zwischen die Gleitflächen gelangen, die Schmierung ungenügend wird oder wenn sich die gegenseitige Lage von Welle und Lagerschale ändert, machen sich die Eigenschaften des Lagermetalles wieder in gutem oder schlechtem Sinn bemerkbar.

Die Schmiermittel.

Bei allen Versuchen mit Gleitlagern spielt das Schmiermittel eine große Rolle, sowohl in Hinsicht auf die Reibung als auf die zulässige Belastung, und die Betriebssicherheit. Da sich — selbst abgesehen vom Einlaufen — für ein Lager schon recht viele zeiträubende Versuchsergebnisse ergeben, wenn auch nur Belastung und Geschwindigkeit innerhalb genügend weiter Grenzen geändert werden, so müsste ich mir vorläufig versagen, bei demselben Lager auch noch mit dem Schmiermittel zu wechseln. Daraus entstand die Frage, ob ich für jedes Lager das entsprechende Öl, also z. B. für ein Sellers-Lager gleiches Schmieröl verwenden sollte. Entschied ich mich für das letztere, so musste ich auf ein auch noch für große Pressungen geeignetes — zähflüssiges — Schmieröl kommen. Nach einigen Versuchen mit verschiedenen Schmier-

ölen wählte ich das von der Gasmotorenfabrik Deutz gelieferte »Gasmotorenöl«, das bei den früheren Versuchen mit Kugellagern ebenfalls verwendet worden war, für alle Versuchs-lager. Es ist ein deutlich fluoreszierendes Mineralöl, das im 1,5 mm weiten Reagenzglas gelb erscheint und klar durchsichtig ist. Seine Flüssigkeitsgrade¹⁾ bei verschiedenen Temperaturen wurden in der kgl. mechanisch-technischen Versuchsanstalt zu Charlottenburg mit dem Englerschen Apparat bestimmt. Es ergab sich für die Temperaturen 20°C , 30°C , 40°C , 60°C , 80°C , 100°C der Flüssigkeitsgrad $20,5$, $20,1$, $10,9$, $4,61$, $2,42$, $1,74$.

In Fig. 1 ist mittels dieser Werte die Abhängigkeit des Flüssigkeitsgrades von der Temperatur durch eine Schraumline dargestellt. Diese Figur enthält außerdem die Flüssigkeitskurven folgender Schmieröle:

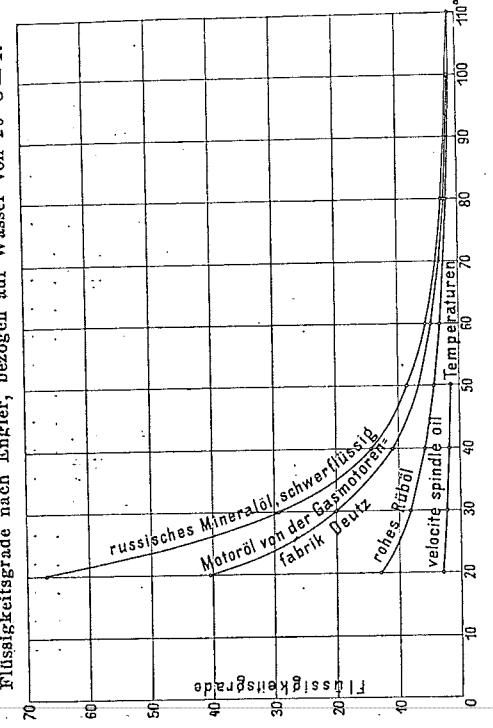


Fig. 1. Flüssigkeitsgrade nach Engler, bezogen auf Wasser von $20^{\circ}\text{C} = 1$.

und $110^{\circ}\text{C}^2)$. Beim Übergang zu den Mineralölen bezog man deren Flüssigkeitsgrade zuweilen auf den Flüssigkeitsgrad des Rüböles bei 20°C ; eines dünnflüssigen amerikanischen Schmieröles — von der Vacuum Oil Co. Velocite Spindle Oil bezeichnet —, mit dem ein Versuchslager dieses Berichtes beim Einlaufen geschmiert und für das bestimmt wurde für die Temperaturen 20°C , 30°C , 40°C , 50°C der Flüssigkeitsgrad $14,0$. Noch sei bemerkt, dass die kgl. preußische Eisenbahnverwaltung in ihren Vorschriften über Wagen- und Lokomotivöle bestimmt:

1) Die Flüssigkeitsgrade des Sommeröles bei 20°C 40 bis 60
Flüssigkeitsgrad des Winteröles 25 45 ,
» und ferner, dass der Flammpunkt über 160°C betragen muss. Der Flammpunkt des zu den Versuchen verwendeten Gas-motorenöles wurde im Pensky-Martensischen Apparat zu 180°C bestimmt.

¹⁾ Die Flüssigkeitsgrade nach Engler geben die Ordnung der Öle

nach ihrer inneren Reibung an, ohne dass jedoch genaue Proportionalität zwischen Flüssigkeitsgrad und Reibungskoeffizient der Flüssigkeit besteht.

Der Flüssigkeitsgrad wird ermittelt, indem man von der Flüssigkeit durch ein senkrecht gestelltes Röhrchen, dessen Durchmesser von $2,90$ auf $2,80$ mm abnimmt und das 20 mm lang ist, unter vereinbarten Bedingungen aus einem Behälter austreten lässt. (Näheres siehe Engler, Z. 1885 S. 882, oder Hoide, J. Julius Springer, S. 45 u. f.).

Berlin 1897. Die Flüssigkeitsgrade sind proportional den Ausfluszeiten von 200 cm der Flüssigkeit. Der Flüssigkeitsgrad 1 entspricht der Ausfluszeit von 200 cm destilliertem Wasser bei 20°C (zwischen 50 und 52 sec).

²⁾ Mitteilungen aus den Königl. techn. Versuchsanstalten zu Berlin 1889, Ergänzungsheft V Tab. 5 Nr. 10.

³⁾ ebenda Tab. 5 Nr. 44.

lieferter Kugelkugel-
scheibe mit Quecksilber-
thermometer gemessen,
die durch wagerechte Bohrungen von
7 mm Weite eingeführt werden. Die Thermometergefäße be-

Die Flüssigkeitsskurven der zähflüssigen Mineralöle zeigen, dass eine Zunahme der Temperatur um 1°C bei 20°C einen beträchtlichen Abnahme des Flüssigkeitsgrades bewirkt, bei hohen Temperaturen den Flüssigkeitgrad dagegen

zurückgewinnt.

Bei einer Temperatur von 100°C ist der Flüssigkeitssgrad um $1,74$ von dem im Stribeck'schen Versuchslager bestimmt.

Die Flüssigkeitsskurven der zähflüssigen Mineralöle zeigen, dass eine Zunahme der Temperatur um 1°C bei 20°C einen beträchtlichen Abnahme des Flüssigkeitsgrades bewirkt, bei hohen Temperaturen den Flüssigkeitgrad dagegen

zurückgewinnt.

Die Flüssigkeitsskurven der zähflüssigen Mineralöle zeigen, dass eine Zunahme der Temperatur um 1°C bei 20°C einen beträchtlichen Abnahme des Flüssigkeitsgrades bewirkt, bei hohen Temperaturen den Flüssigkeitgrad dagegen

zurückgewinnt.

Die Flüssigkeitsskurven der zähflüssigen Mineralöle zeigen, dass eine Zunahme der Temperatur um 1°C bei 20°C einen beträchtlichen Abnahme des Flüssigkeitsgrades bewirkt, bei hohen Temperaturen den Flüssigkeitgrad dagegen

zurückgewinnt.

Die Flüssigkeitsskurven der zähflüssigen Mineralöle zeigen, dass eine Zunahme der Temperatur um 1°C bei 20°C einen beträchtlichen Abnahme des Flüssigkeitsgrades bewirkt, bei hohen Temperaturen den Flüssigkeitgrad dagegen

zurückgewinnt.

Die Flüssigkeitsskurven der zähflüssigen Mineralöle zeigen, dass eine Zunahme der Temperatur um 1°C bei 20°C einen beträchtlichen Abnahme des Flüssigkeitsgrades bewirkt, bei hohen Temperaturen den Flüssigkeitgrad dagegen

zurückgewinnt.

Die Flüssigkeitsskurven der zähflüssigen Mineralöle zeigen, dass eine Zunahme der Temperatur um 1°C bei 20°C einen beträchtlichen Abnahme des Flüssigkeitsgrades bewirkt, bei hohen Temperaturen den Flüssigkeitgrad dagegen

zurückgewinnt.

Die Flüssigkeitsskurven der zähflüssigen Mineralöle zeigen, dass eine Zunahme der Temperatur um 1°C bei 20°C einen beträchtlichen Abnahme des Flüssigkeitsgrades bewirkt, bei hohen Temperaturen den Flüssigkeitgrad dagegen

zurückgewinnt.

Die Flüssigkeitsskurven der zähflüssigen Mineralöle zeigen, dass eine Zunahme der Temperatur um 1°C bei 20°C einen beträchtlichen Abnahme des Flüssigkeitsgrades bewirkt, bei hohen Temperaturen den Flüssigkeitgrad dagegen

zurückgewinnt.

Die Flüssigkeitsskurven der zähflüssigen Mineralöle zeigen, dass eine Zunahme der Temperatur um 1°C bei 20°C einen beträchtlichen Abnahme des Flüssigkeitsgrades bewirkt, bei hohen Temperaturen den Flüssigkeitgrad dagegen

zurückgewinnt.

Die Flüssigkeitsskurven der zähflüssigen Mineralöle zeigen, dass eine Zunahme der Temperatur um 1°C bei 20°C einen beträchtlichen Abnahme des Flüssigkeitsgrades bewirkt, bei hohen Temperaturen den Flüssigkeitgrad dagegen

zurückgewinnt.

Die Flüssigkeitsskurven der zähflüssigen Mineralöle zeigen, dass eine Zunahme der Temperatur um 1°C bei 20°C einen beträchtlichen Abnahme des Flüssigkeitsgrades bewirkt, bei hohen Temperaturen den Flüssigkeitgrad dagegen

zurückgewinnt.

Die Flüssigkeitsskurven der zähflüssigen Mineralöle zeigen, dass eine Zunahme der Temperatur um 1°C bei 20°C einen beträchtlichen Abnahme des Flüssigkeitsgrades bewirkt, bei hohen Temperaturen den Flüssigkeitgrad dagegen

zurückgewinnt.

Die Flüssigkeitsskurven der zähflüssigen Mineralöle zeigen, dass eine Zunahme der Temperatur um 1°C bei 20°C einen beträchtlichen Abnahme des Flüssigkeitsgrades bewirkt, bei hohen Temperaturen den Flüssigkeitgrad dagegen

zurückgewinnt.

Die Flüssigkeitsskurven der zähflüssigen Mineralöle zeigen, dass eine Zunahme der Temperatur um 1°C bei 20°C einen beträchtlichen Abnahme des Flüssigkeitsgrades bewirkt, bei hohen Temperaturen den Flüssigkeitgrad dagegen

zurückgewinnt.

Die Flüssigkeitsskurven der zähflüssigen Mineralöle zeigen, dass eine Zunahme der Temperatur um 1°C bei 20°C einen beträchtlichen Abnahme des Flüssigkeitsgrades bewirkt, bei hohen Temperaturen den Flüssigkeitgrad dagegen

zurückgewinnt.

Die Flüssigkeitsskurven der zähflüssigen Mineralöle zeigen, dass eine Zunahme der Temperatur um 1°C bei 20°C einen beträchtlichen Abnahme des Flüssigkeitsgrades bewirkt, bei hohen Temperaturen den Flüssigkeitgrad dagegen

zurückgewinnt.

Die Flüssigkeitsskurven der zähflüssigen Mineralöle zeigen, dass eine Zunahme der Temperatur um 1°C bei 20°C einen beträchtlichen Abnahme des Flüssigkeitsgrades bewirkt, bei hohen Temperaturen den Flüssigkeitgrad dagegen

zurückgewinnt.

Die Flüssigkeitsskurven der zähflüssigen Mineralöle zeigen, dass eine Zunahme der Temperatur um 1°C bei 20°C einen beträchtlichen Abnahme des Flüssigkeitsgrades bewirkt, bei hohen Temperaturen den Flüssigkeitgrad dagegen

zurückgewinnt.

Die Flüssigkeitsskurven der zähflüssigen Mineralöle zeigen, dass eine Zunahme der Temperatur um 1°C bei 20°C einen beträchtlichen Abnahme des Flüssigkeitsgrades bewirkt, bei hohen Temperaturen den Flüssigkeitgrad dagegen

zurückgewinnt.

Die Flüssigkeitsskurven der zähflüssigen Mineralöle zeigen, dass eine Zunahme der Temperatur um 1°C bei 20°C einen beträchtlichen Abnahme des Flüssigkeitsgrades bewirkt, bei hohen Temperaturen den Flüssigkeitgrad dagegen

zurückgewinnt.

Die Flüssigkeitsskurven der zähflüssigen Mineralöle zeigen, dass eine Zunahme der Temperatur um 1°C bei 20°C einen beträchtlichen Abnahme des Flüssigkeitsgrades bewirkt, bei hohen Temperaturen den Flüssigkeitgrad dagegen

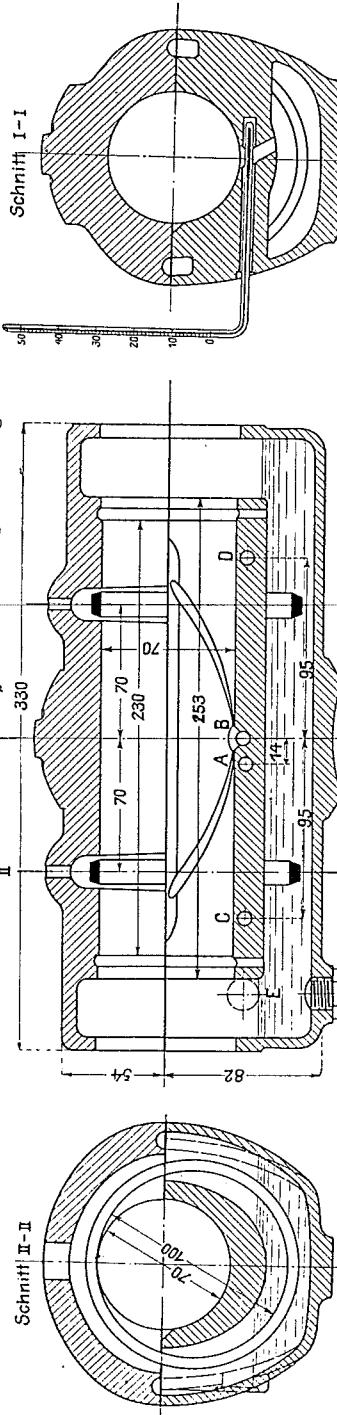
zurückgewinnt.

Die Flüssigkeitsskurven der zähflüssigen Mineralöle zeigen, dass eine Zunahme der Temperatur um 1°C bei 20°C einen beträchtlichen Abnahme des Flüssigkeitsgrades bewirkt, bei hohen Temperaturen den Flüssigkeitgrad dagegen

zurückgewinnt.

Die Lagertemperatur wurde an den Stellen A, B, C, D, E, F, G, H, I, J, K, L, M, N, O, P, Q, R, S, T, U, V, W, X, Y, Z, der zu belastenden Lagerschale mit Quecksilberthermometern gemessen, die durch wagerechte Bohrungen von 7 mm Weite eingeführt werden. Die Thermometergefäße befinden sich nahe der Kraftebene, wo sich die Bohrlöcher der Tragfläche auf 1 bis 2 mm nähern. Außerdem wurde noch die Temperatur des Schmieröles an der Stelle E des Tröges gemessen. Die Temperaturen der 4 Bohrlöcher wichen, nachdem das Lager der Welle hinreichend genau angepaßt war, bei größeren Geschwindigkeiten höchstens um 3°C voneinander ab. Ihr Mittelwert

Fig. 2 Sellers-Lager mit Ringöl.



$C = 1$.

100°C

$1,74$.

Zeit des

auflaufne

— von

— mit

gegen

war bei 63 Uml./min um 1 bis 1,5° C., bei 1100 Uml./min um 3 bis 8° C höher als die Temperatur des bei E befindlichen Oeles. Der größte Unterschied stellt sich bei schnellem Lauf wenige Minuten nach dem Anlassen ein. In den Folge Minuten richten sich die Temperaturen einander zuerst rascher, dann langsam. Diese Wahrnehmung berechtigt zu folgenden Erwägungen. Die Oelschicht zwischen Lager und Welle ist nicht gleichmäßig warm. Am größten ist der Unterschied zwischen ihrer höchsten und niedrigsten Temperatur kurz nach dem Anlaufen. Gleichzeitig weichen auch die Angaben der vier Thermometer A bis D von der Temperatur der benachbarten Schmierschicht am meisten ab. Weiterhin nehmen die Temperaturrederschiede sowohl der Oelschicht als von Oelschicht und Lagerschale ab, und nach Eintritt des Beharrungs- zustandes sind sie am geringsten.

Fig. 4.

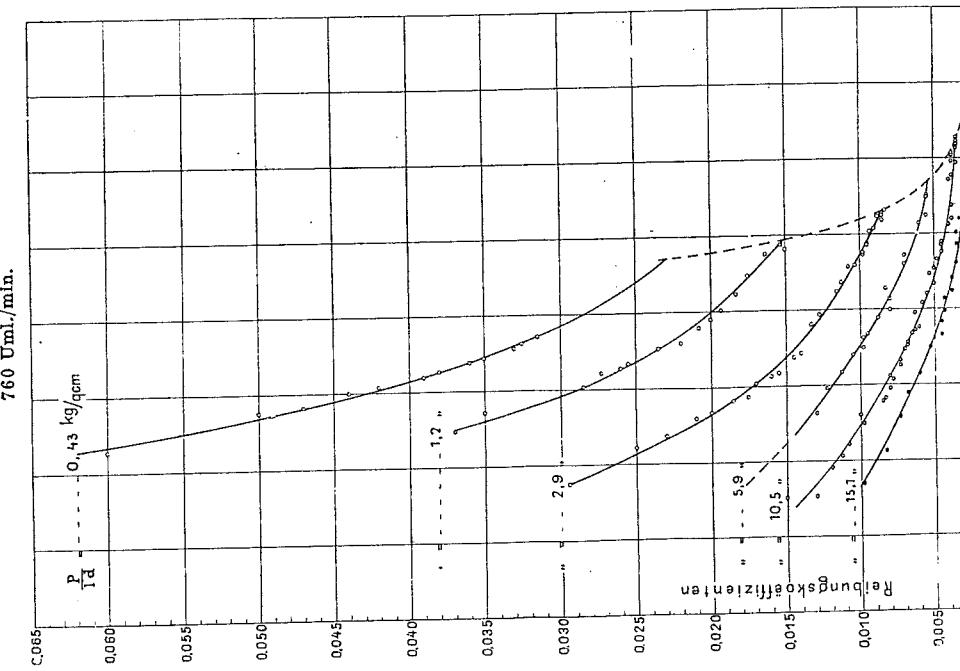
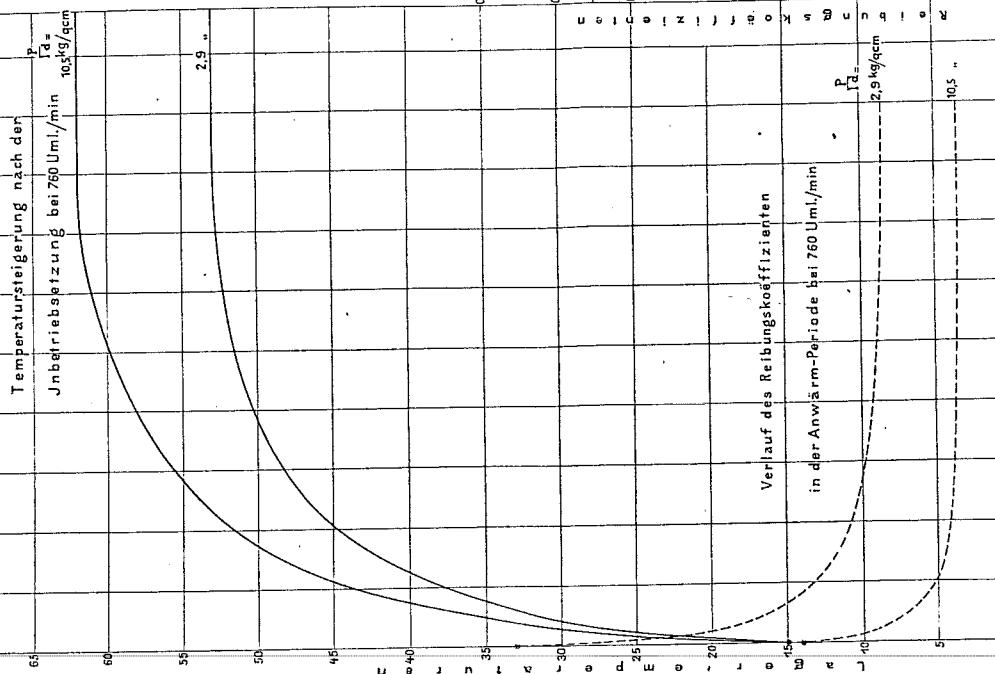


Fig. 5.



barkeit der vorliegenden Ergebnisse wird dadurch nicht beeinträchtigt.

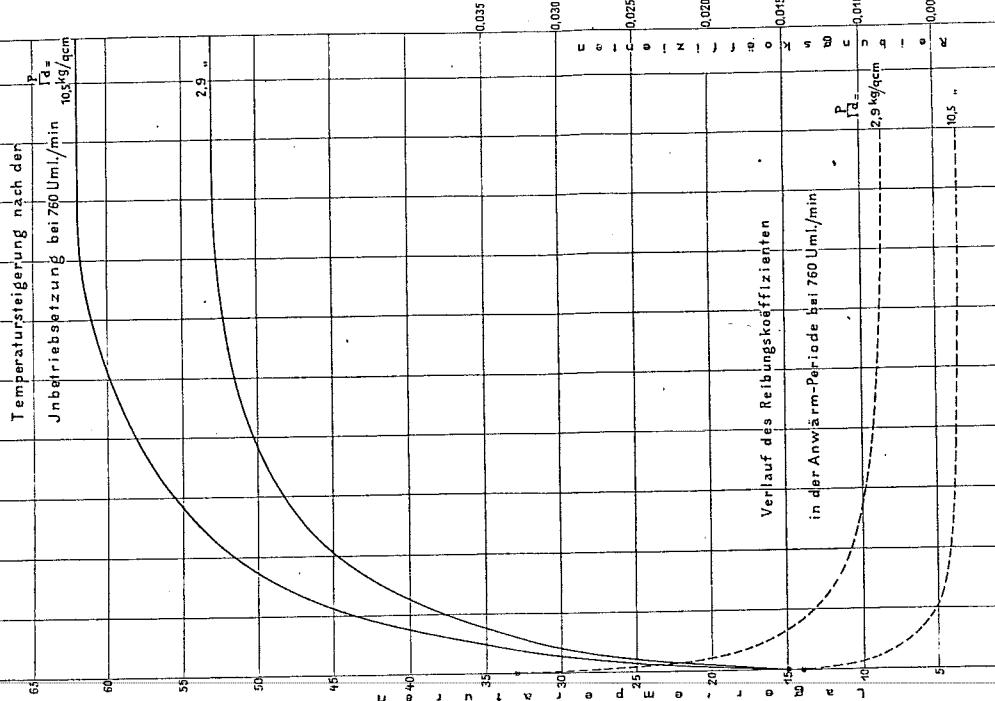
Fig. 5 gibt Aufschluss über die Änderung der Temperatur und des Reibungskoeffizienten während der Anwärmperiode, sowie über deren Dauer für die Fälle $n = 760$, $p = 2,9$ kgf und 10,5 kg. Es vergehen rd. 3 Stunden bis zum Eintritt des Beharrungszustandes. Das Beispiel belegt, daß man bei Maschinen, die mit Unterbrechung arbeiten, wie Hebe- und Transportmaschinen, den Beharrungszustand zumeist überhaupt nicht erreicht, und daß man die Reibungsarbeit beträchtlich unterschätzt, wenn man sie mit dem Koeffizienten des Beharrungszustandes berechnet.

Fig. 5.

barkeit der vorliegenden Ergebnisse wird dadurch nicht beeinträchtigt.

Fig. 5 gibt Aufschluss über die Änderung der Temperatur und des Reibungskoeffizienten während der Anwärmperiode, sowie über deren Dauer für die Fälle $n = 760$, $p = 2,9$ kgf und 10,5 kg. Es vergehen rd. 3 Stunden bis zum Eintritt des Beharrungszustandes. Das Beispiel belegt, daß man bei Maschinen, die mit Unterbrechung arbeiten, wie Hebe- und Transportmaschinen, den Beharrungszustand zumeist überhaupt nicht erreicht, und daß man die Reibungsarbeit beträchtlich unterschätzt, wenn man sie mit dem Koeffizienten des Beharrungszustandes berechnet.

Fig. 5.



Geben hiernach unsere Messungen über den Temperaturzustand der Schmierschicht, auf dessen Kenntnis es hauptsächlich ankommt, und über die Wärmeverhältnisse des Lagers auch keinen genauen Aufschluß, so ist die Unsicherheit doch in Hinsicht auf den Beharrungszustand praktisch belanglos. Dagegen mögen die zu Beginn der Anwärmperiode auftretenden Abweichungen immerhin erheblich sein, weil sich bei niedrigen Temperaturen die Flüssigkeitsreibung mit der Temperatur des Oes stark ändert; auch sind sie zweifellos abhängig von der anfänglichen Temperatur des Lagers und der Welle und von derjenigen des Versuchsraumes. Beirigt z. B. die Lagertemperatur vor der Ingangsetzung das einmal 10° C, das anderthalbmal 20° C, so wird man zur Thermometerleistung 25° verschiedene Reibungskoeffizienten erhalten, wofür die Temperatur noch in raschem Anstieg beginnen ist. Wer Reibungsversuche mit Gleitlagern anstellt, hat diesen Verhältnissen Rechnung zu tragen. Die Brauch-

keit klein dig Scht rath mun dig klein bun fall reic Das auf erkl neh bun bed schi reic sche deru unz Sch gelä die wer schl Pre keit Oel nien eins zwil lich Erg Ku tem Rei sch ve Pre nim was näc

Fig. 6 stellt den Reibungskoeffizienten bei 25° C Lager- temperatur in Abhängigkeit von der Pressung dar. Die Temperatur 25° wurde der Darstellung untergelegt, um die Kurven sowohl für kleine als für große Geschwindigkeiten in den Vergleich einbezahlen zu können. Für wenig Minuten Umdrehungen ist 25° schon eine hohe Temperatur, die in unseren Werkstätten überhaupt nur im Sommer erreicht wird, und bei sehr großen Geschwindigkeiten steigt die Temperatur vom Zimmerwärme so rasch an, daß die erste eingemaßene zuverlässige Bestimmung des Reibungskoeffizienten bei einer kleinen Temperatur als 25° nur selten gelingt. Eine andere Lagertemperatur könnte demnach für die Zusammenstellung nicht inbetracht kommen, wenn nicht eine künstliche Beeinflussung der Lagerwärme stattfindet, was im Hinblick auf den Zweck der Untersuchung unerlässlich ist.

Mit wachsender Pressung nimmt bei kleinen und mittleren Geschwindigkeiten der Reibungskoeffizient zunächst ab und weiterhin wieder zu, Fig. 6. Je größer die Geschwindig-

nicht bei
Temperatur
Anwesenheit
 $n = 760$,
zum Ein-
hebeleinsatz
die Hebe-
arbeit be-
rechneten

keit ist, um so größer ist auch die Pressung, bei welcher der kleinste Reibungskoeffizient auftritt. Bei größeren Geschwindigkeiten erstrecken sich die Kurven nicht bis zum unteren Scheitel, weil zuvor schon — allerdings bei höherer Temperatur als 25° — Anfessen eintrat. In der Gegend des Minimums verlaufen die Kurven für mittlere und große Geschwindigkeiten flach, wogegen bei sehr kleinen Geschwindigkeiten der Reibungskoeffizient nach steilem Abfall nur flüchtig ein Minimum erreicht, um alsbald jäh anzusteigen.

Das Ergebnis, so befreindlich es auf den ersten Blick erscheinen mag, erklärt sich leicht: wenn mit zunehmender Pressung der Reibungskoeffizient rasch wächst, so bedeutet das, die Dicke der Schmierschicht wird mehr und mehr unzureichend, um die Berührung zwischen Welle und Lager zu verhindern. Die Schmierschicht wird aber unzulänglich, wenn nicht genug Schmieröl zwischen die Tragflächen gelangt, und weil das Öl nur durch die umlaufende Welle zugetragen werden kann, können wir weiter schließen: bei den betreffenden Pressungen reicht die Geschwindigkeit der Welle zur Zuführung der Oelmenge, welche zur vollkommenen Schmierung oder zur Erhaltung einer genügend dicken Oelschicht zwischen den Tragflächen erforderlich ist, nicht aus.

Deutlicher noch liest man das Ergebnis aus Fig. 7 und 7a, deren Kurven ebenfalls für 25° C Lagertemperatur die Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten von der Geschwindigkeit darstellen. Jede Kurve gilt für die daneben vermerkte Pressung. Bei allen Pressungen nimmt der Reibungskoeffizient mit wachsender Geschwindigkeit zunächst ab, und es bedarf einer um

so größeren Geschwindigkeit, um den kleinsten Reibungskoeffizienten zu erhalten, je größer die Pressung ist. Ein weiteres wichtiges Ergebnis findet in Fig. 7a seinen Ausdruck darin, daß alle Kurven von demselben Punkt der Ordinatenachse ausgehen. Es lautet: Der Reibungskoeffizient der Ruhe ist unabhängig von der Pressung.

Fig. 6.

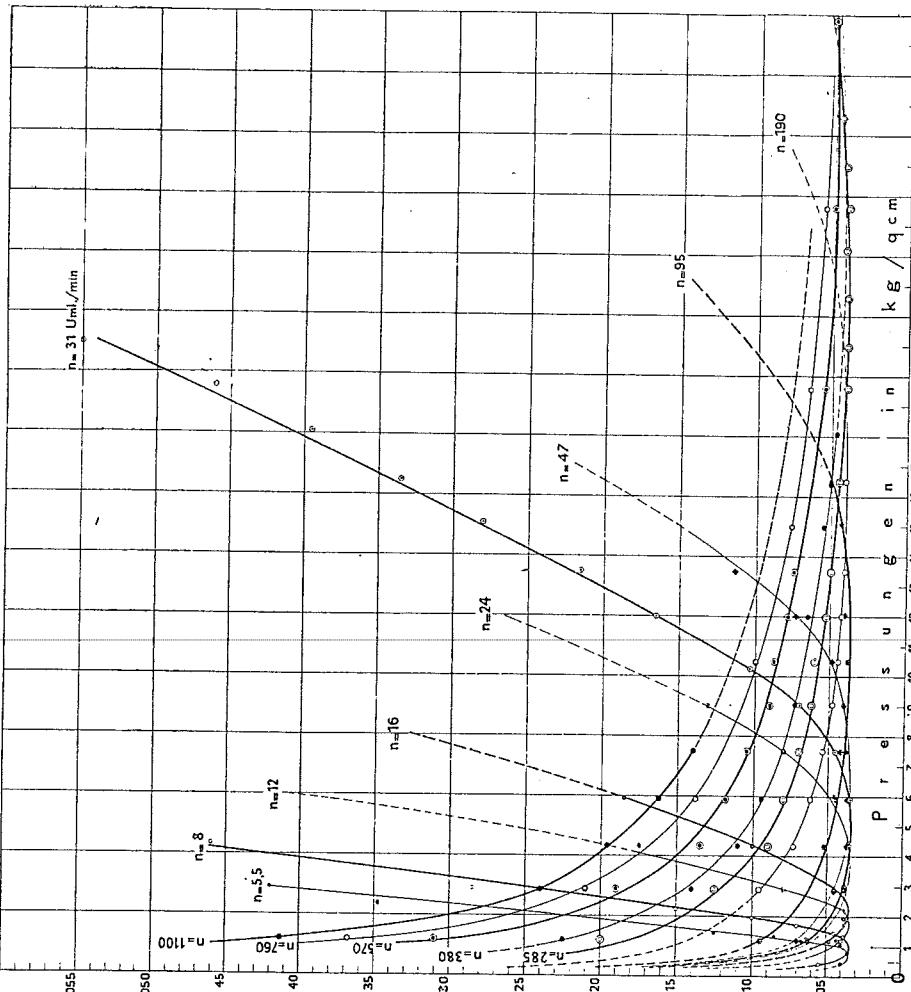
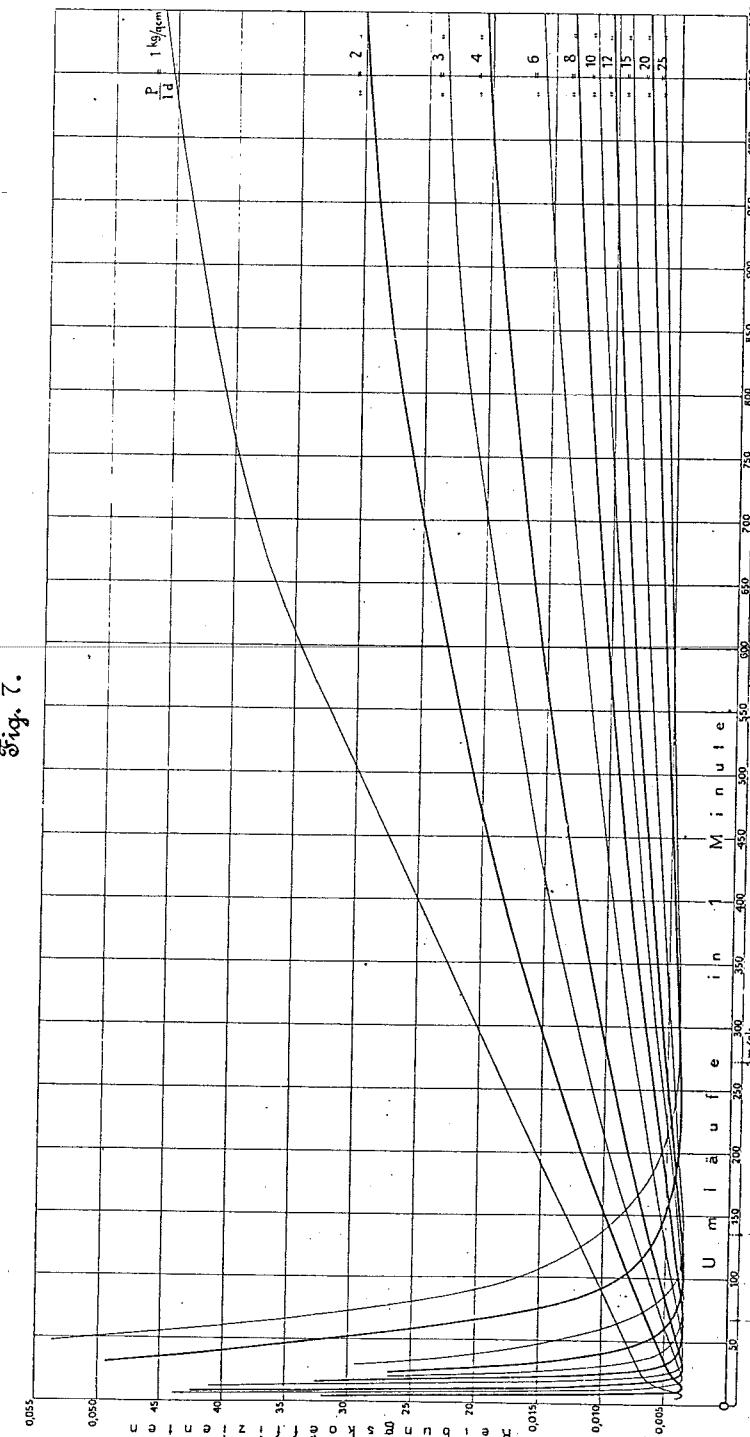


Fig. 6.

mittig
st ab
ndig-

— und, wie ergänzend bemerkt sei, auch fast unabhängig von der Temperatur des Lagers — und beträgt 0,14.

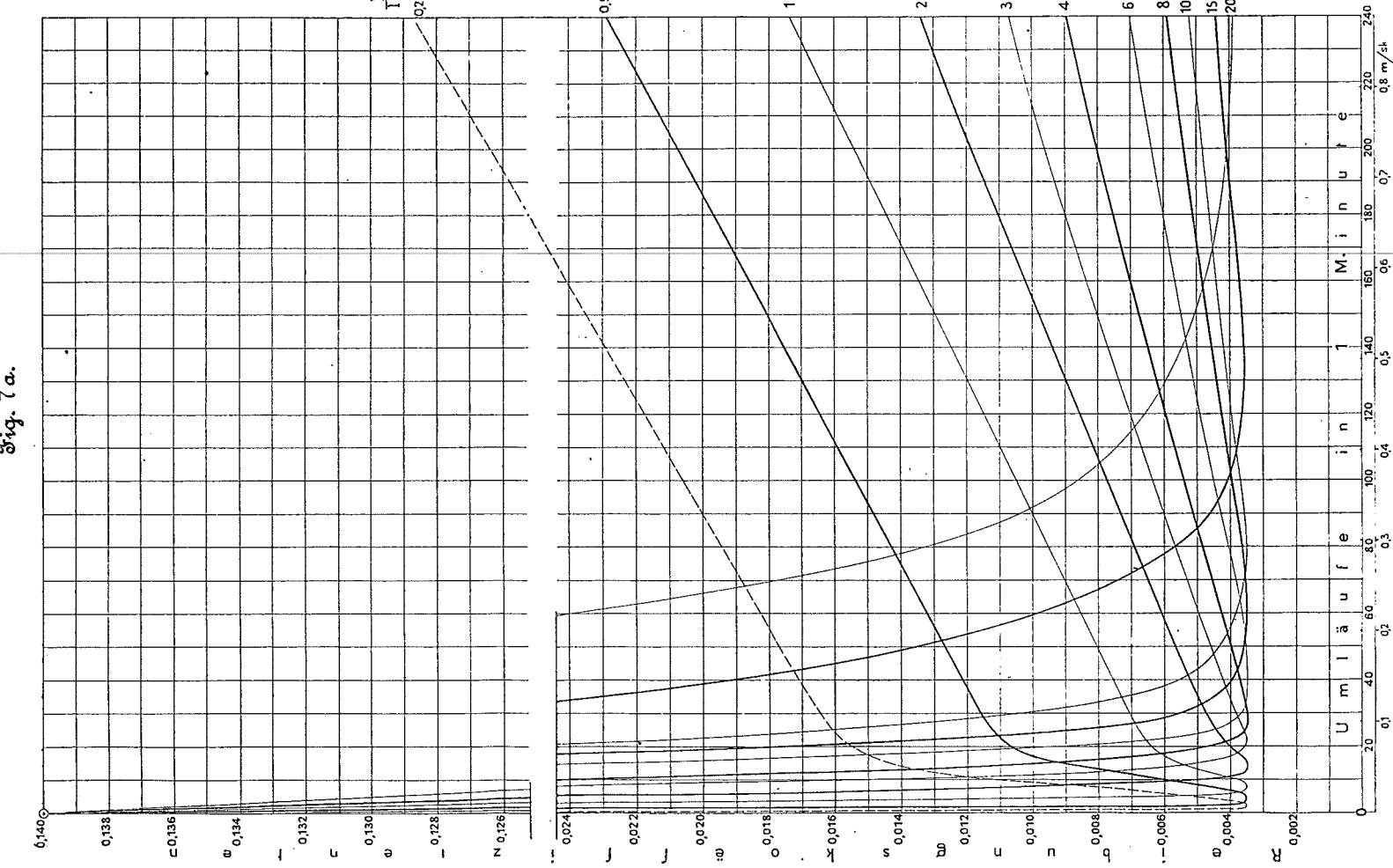
Das gilt für die Pressungen zwischen 0,42 und 22,6 kg/cm², auf welche die Untersuchung erstreckt wurde. In der Größe stimmt der Reibungskoeffizient mit dem der Ruhe nahezu überein, den Morin für kleine Pressungen und wenig fetige Flächen ermittelt hat. In beiden Fällen wird eben die Reibung hauptsächlich durch die gleichen Vorgänge bestimmt, und auch die oben besprochene Reibung bei sehr kleinen Geschwindigkeiten unterscheidet sich von der Lagerreibung der Ruhe nur dem Grad, nicht aber der Art nach. Ist die Welle unter Belastung zur Ruhe gekommen, so wird der Schmierschicht Öl nicht mehr zugeführt, wohl aber noch

durch Abfluß entzogen. Was an Öl verbleibt, genügt nicht, um zu verhindern, daß bei dem Bewegungsbestreben derjenige Widerstand zwischen Welle und Lager auftritt, den man als Reibung fester Körper bezeichnet. Der Reibungskoeffizient der Ruhe bezieht sich natürlich auf den Beharrungszustand, der sich jedoch schon einige Sekunden nach dem Anhalten der Welle einstellt. Während der Übergangszeit, die unter den Versuchsverhältnissen rd. 5 s betrug, nimmt der Reibungswiderstand je nach dem anfänglichen Zustand der Schmierschicht mehr oder minder rasch zu.

Wir haben also erkannt, daß beim Übergang vom Ruheszustand zur Bewegung die beträchtliche Reibung fester Körper der Anteil der Flüssigkeitsteilreibung an dem Gesamtwiderstand.

Wofern bei der Bewegung überwiegend feste Reibung auftritt, nimmt mit wachsender Oeltemperatur der Reibungskoeffizient nicht ab, sondern zu. Dementsprechend steigen die Reibungskurven für 5,5 Uml./min in der Darstellung Fig. 8 mit zunehmender Temperatur steil an. Sie entstammen übrigens nicht den Versuchsreihen, aus denen die Schaublinien Fig. 2 bis 7 hervorgegangen sind, vielmehr einem Sonderversuch, der durch die nachstehenden Erfahrungen und Erwägungen veranlaßt wurde. Ich schicke voraus, daß die meisten Versuchsreihen zweimal, mehrere selbst dreimal durchgeführt worden sind. Die Wiederholung der Versuche mit mittleren und großen Geschwindigkeiten lieferte in der Regel die alten Ergebnisse, dagegen ergab sich bei kleinen Geschwindigkeiten nur ausnahmsweise Übereinstimmung mit den ersten Versuchswerten. Nun habe ich unter Hinweis auf Fig. 6 erwähnt, daß die ansteigenden Äste der Reibungskurven für kleine Geschwindigkeiten sehr steil verlaufen. Einem Kilogramm Pressung mehr oder weniger entspricht schon eine recht beträchtliche Änderung des Reibungskoeffizienten. Daraus schließe ich, daß Aenderungen an der Welle oder an dem Lager, welche eine andere Verteilung der Pressung zwischen beiden zur Folge haben oder den Rauhigkeitsgrad der Berührungsflächen betreffen, den Verlauf der Reibungskurven stark beeinflussen können. Solche Aenderungen bewirkt aber die Reibung bei der Bewegung zweifellos, wenn, wie im vorliegenden Falle, die Schmierung ungenügend ist.

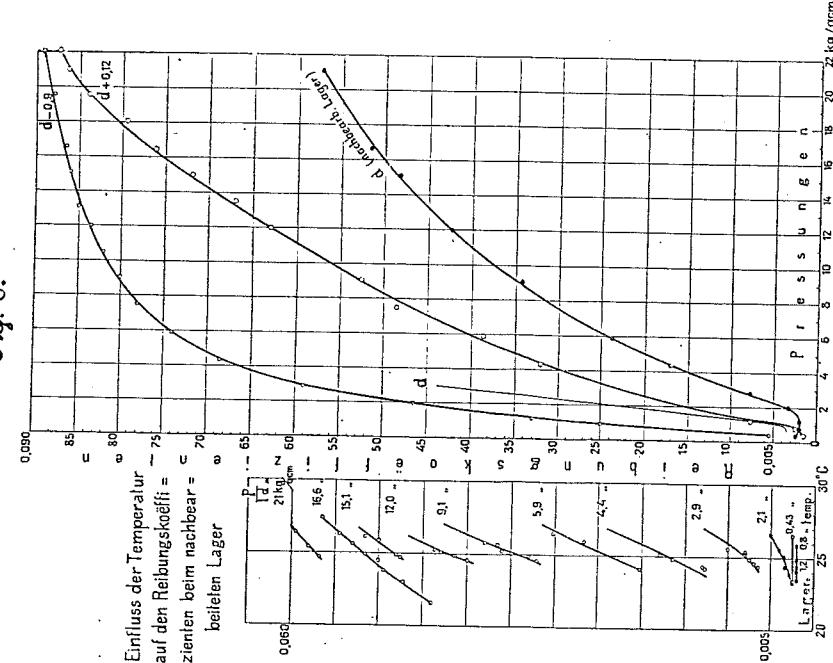
Beharren nun Lager und Welle nicht in ihrem Zustande, so werden für gleiche Belastung, Geschwindigkeit und Oeltemperatur zu verschiedenen Zeiten verschiedene Reibungskoeffizienten erhalten. Ist diese Erklärung richtig, so müssen sich die Reibungsverhältnisse in Hinsicht auf die ansteigenden Kurvenspitze verschlechtern.



t nicht, wenn der Wellendurchmesser vermindert wird. Beziiglich der mit zunehmender Pressung abfallenden Kurvenstrecken ist ein günstigerer Verlauf zu erwarten. Wird dagegen das Lager der Welle besser angepasst, also eine gleichmässige Anlage an grösserer Fläche hergeholt, so werden umgekehrt die aufsteigenden Kurvenstrecken günstiger, die abfallenden dagegen zumeist ungünstiger verlaufen. Dieser Fall ist von Belang, wenn das Verhalten verschiedener Lager und besonders die Wirkung des Einlaufens zu beurteilen ist. Und damit gewinnen die vorstehenden Erwägungen mehr Bedeutung, als ihnen lediglich zur Erläuterung der Erfahrung, dass sich die Reibung bei kleinen Geschwindigkeiten mit der Zeit ändert, zukommt. Ich liess deshalb zu ihrer Prüfung Versuche durchführen, die folgendermaßen gekennzeichnet sind:

- 1.) Wellendurchmesser um 0,9 mm vermindert, das Lager so, wie es aus der Haupuntersuchung hervorgeht.
- 2.) Welle hat um 0,12 mm grösseren Durchmesser, das Lager so, wie es aus der Haupuntersuchung hervorgeht.
- 3.) Neue Welle von gleichem Durchmesser wie bei der Haupuntersuchung, besonders sorgfältig bearbeitet, Tragfläche des Lagers mit dem Schaber nachgearbeitet, um eine sattere Anlage fäls bei der Haupuntersuchung zu erzielen. Dass

Fig. 8.



diese Absicht verwirklicht worden war, zeigte sich im Betriebe daran, dass die vier im Lager steckenden Thermometer in ihren Angaben nur noch um Zehntel-Grade von einander abwichen, und dass höhere Belastungen als früher zulässig waren. Was für 55 Uml/min und 25°C Lagertemperatur ermittelt wurde, ist in Fig. 8 zusammengestellt. Die Ergebnisse bestätigen durchaus die Darlegungen, soweit sie sich auf die aufsteigenden Kurvenstücke beziehen. Zur Vergleichung der abfallenden Kurvenstrecken müssen grössere Geschwindigkeiten herangezogen werden. Nach Fig. 9, die für 190 Uml/min gilt, hatte die bessere Anpassung des Lagers zur Folge, dass der abfallende Teil der Reibungskurve, wenn auch nur mässig, höher gelegt wurde; die Verminderung des Wellendurchmessers bewirkte einen tieferen, wesentlich günstigeren Verlauf der abfallenden Kurvenstrecke. Wir werden uns dieser Ergebnisse zu erinnern haben, wenn wir uns über die Unterschiede im Verhalten des Sellers- und des Magnoliolagers, über dessen Untersuchung noch berichtet werden soll, Rechenschaft ablegen wollen.

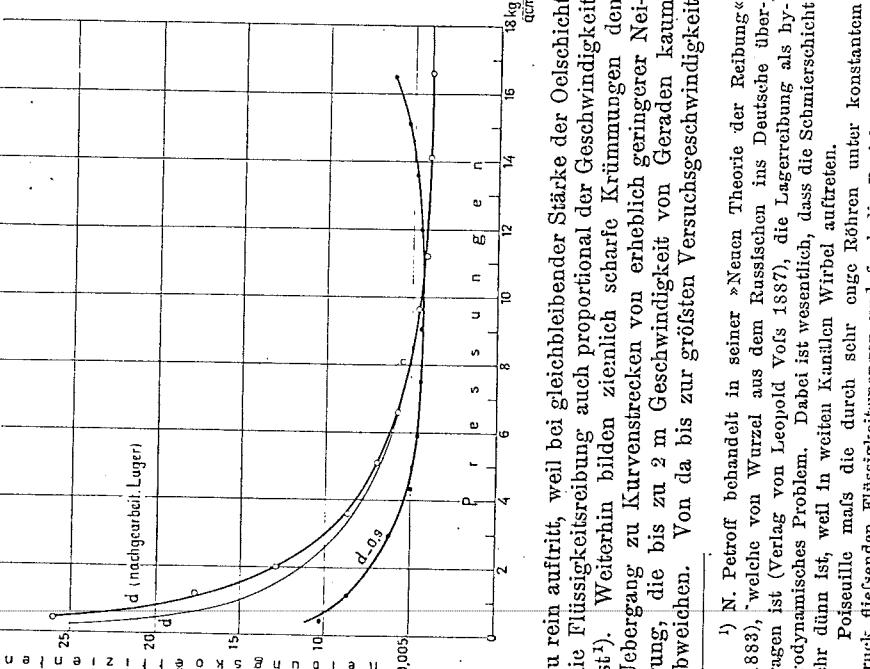
tern, wenn der Wellendurchmesser vermindert wird. Beziiglich der mit zunehmender Pressung abfallenden Kurvenstrecken ist ein günstigerer Verlauf zu erwarten. Wird dagegen das Lager der Welle besser angepasst, also eine gleichmässige Anlage an grösserer Fläche hergeholt, so werden umgekehrt die aufsteigenden Kurvenstrecken günstiger, die abfallenden dagegen zumeist ungünstiger verlaufen. Dieser Fall ist von Belang, wenn das Verhalten verschiedener Lager und besonders die Wirkung des Einlaufens zu beurteilen ist. Und damit gewinnen die vorstehenden Erwägungen mehr Bedeutung, als ihnen lediglich zur Erläuterung der Erfahrung, dass sich die Reibung bei kleinen Geschwindigkeiten mit der Zeit ändert, zukommt. Ich liess deshalb zu ihrer Prüfung Versuche durchführen, die folgendermaßen gekennzeichnet sind:

- 1.) Wellendurchmesser um 0,9 mm vermindert, das Lager so, wie es aus der Haupuntersuchung hervorgeht.

Lager so, wie es aus der Haupuntersuchung hervorgeht.

3.) Neue Welle von gleicherem Durchmesser wie bei der Haupuntersuchung, besonders sorgfältig bearbeitet, Tragfläche des Lagers mit dem Schaber nachgearbeitet, um eine sattere Anlage fäls bei der Haupuntersuchung zu erzielen. Dass

Fig. 9.



zu rein antritt, weil bei gleichbleibender Stärke der Oelschicht die Flüssigkeitssreibung auch proportional der Geschwindigkeit ist¹⁾.

Weiterhin bilden ziemlich scharfe Krümmungen den Übergang zu Kurvenstrecken von erheblich geringerer Neigung, die bis zu 2 m Geschwindigkeit von Geraden kaum abweichen. Von da bis zur größten Versuchsgeschwindigkeit (1883), welche von Wurzel aus dem Deutschen hydrodynamischen Problem, dabei ist wesentlich, dass die Schnierschicht sehr dünn ist, weil in weiten Kanälen Wirbel auftreten.

Poisotille malte die durch sehr enge Röhren unter konstantem Druck fließenden Flüssigkeitsschichten und fand die Beziehung (vergl. 1842).

Darin bedeutet:

p den Druckunterschied zwischen den Mittelpunkten der Rotirenden, r den Halbmesser des kapillären Rohres,

$$c = \frac{Q}{\pi r^2}$$

die mittlere Durchflusgeschwindigkeit (Q = Ausflussmenge),

k einen Koeffizienten, der von der Natur der Flüssigkeit und ihrer Temperatur abhängt.

Nach der Newtonschen Hypothese der Reibung²⁾ (1687) ist die Reibung zweier benachbarter Schichten einer Flüssigkeit die Geschwindigkeit der Relativbewegung und der Berührungsfläche, lings welcher die Bewegung erfolgt, proportional und unabhängig von Druck. Auf dieser Grundlage und der Voraussetzung, dass sich die Flüssigkeitsteilchen parallel bewegen, wurde im Jahre 1860 die Gleichung für den Durehflus durch enge Röhren entwickelt und für Flüssigkeiten, die an der Rohrwand haften, zu

$$p = k \frac{l}{r^2} c$$

Darin bedeutet μ den Koeffizienten der inneren Reibung der Flüssigkeit, d. i. der Widerstand für die Berührungsfläche l und die Geschwindigkeit c .

Die Beziehung stimmt mit dem Poiseuilleschen Gesetz überein. Damit war die Richtigkeit der Newtonschen Hypothese nachgewiesen und gezeigt, wie aus Versuchen über den Ausfluss durch ein enges Rohr der Reibungskoeffizient der Flüssigkeit folgt. (Siehe auch die Farbtafel über die Bestimmung des Flüssigkeitsgrades auf S. 1342.)

Unter der entsprechenden Voraussetzung der konzentrischen Bewegung der Flüssigkeitsteilchen ergiebt das Gesetz der Flüssigkeitsreibung für den Fall zweier Zylinder, die durch eine e dicke, an

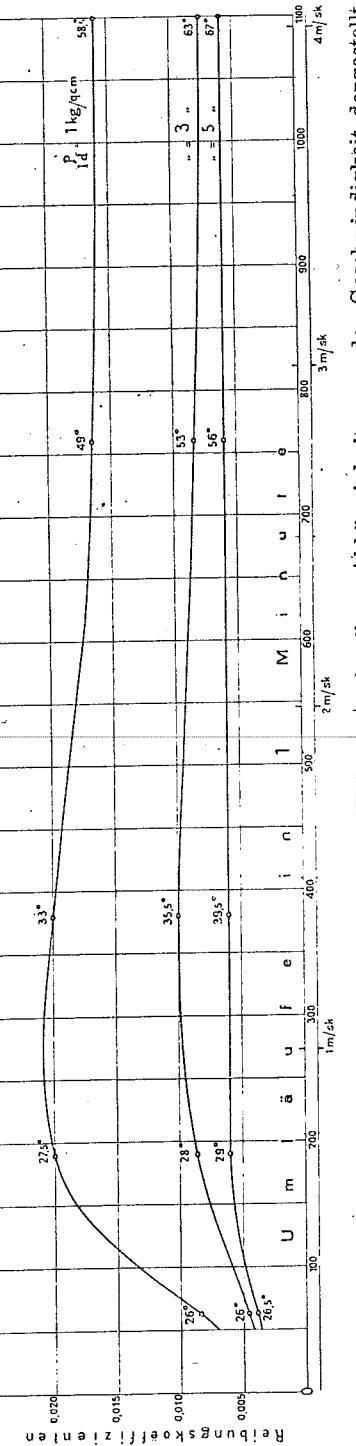
von 4 m nimmt die Neigung der Kurven merklich, aber doch langsam ab, Fig. 7. Daß der Reibungskoeffizient sich von rd. 0,1 m an verhältnismäßig viel weniger ändert als die Geschwindigkeit, hängt hauptsächlich damit zusammen, daß die Dicke der Oelschicht der Reibungskoeffizient zuminimt. Bei 1,5 kg überschreitenden Pressungen ändert sich der Reibungskoeffizient auch nach dem Minimum stets in kleinem Verhältnis als die Geschwindigkeit und überhaupt nur langsam.

Man wird zwischen der Angabe, daß die Dicke der Schmierschicht mit wachsender Geschwindigkeit zunimmt, und der Erfahrung, daß gerade bei schnelllaufenden Wellen und

entspricht; dann sie gelten für den Beharrungszustand, wo bei jeder Geschwindigkeit eine bestimmte Oelschicht entspricht. Bei der beschleunigten Bewegung des Anlaufens eilt die Schmierschicht der Geschwindigkeit mehr oder weniger nach, und deshalb ist sie jeweils dünner als beim Beharrungszustand. Die Schmierung des Sellers-Lagers erfolgte durch 2 lose Schmierringe. Bei mittleren und großen Geschwindigkeiten fördern diese Ringe Öl im Überfluß. Dagegen war bei kleinen Geschwindigkeiten mit reichlicher Tropfenschmierung ein günstigerer Verlauf der Reibung erzielt worden.

In Fig. 10 sind die Reibungskoeffizienten für die Beharrungstemperaturen des Lagers bei 20° C Ausenttemperatur

Fig. 10.



Zapfen nicht selten Anfressen stattfindet, leicht einen Widerspruch finden, wenn man sich nicht erinnert, daß, wie die Darstellung Fig. 7, so auch alle daran geknüpften Ausführungen für 25° C Lagertemperatur gelten. Bei großen Geschwindigkeiten steigt ja die Lagertemperatur auf 60° C und höher, dabei nimmt nach Fig. 1 der Flüssigkeitssitzrad auf $1/6$ seines Beitrages bei 25° C ab, was auf Verminderung der Dicke der Oelschicht hinwirkt. Bekanntlich erfolgt bei großen Geschwindigkeiten das Anfressen auch zumeist bei höherer Temperatur. Fig. 7 enthalt zugleich die Unterlagen zur Beurteilung des Anlaufens. Besondere Beachtung verdient, daß die Ueberradung der Zapfenreibung im ersten Augenblick eine beträchtliche Kraft erfordert. In der Folge nimmt der Reibungskoeffizient nicht so rasch ab, wie den Schaulinien, Fig. 7 a, den Zylinderflächen haftende Flüssigkeitsschicht voneinander trennt, sich mit der Umfangsgeschwindigkeit c gegeneinander drehen, den Reibungswiderstand

$$R = \frac{\mu \cdot F \cdot c}{e},$$

wosfern F die benetzte Oberfläche des inneren Zylinders bedeutet. Die Beziehung klingt so sehr an, daß ihre Uniformierung durch Einithrung eines Zylinderreibungs-koeffizienten

$$f = \frac{R}{F \cdot p}$$

als Verhältnis von Widerstand und Belastung der Zylinderfläche wenig angemessen erscheinen mag. Da jedoch die Betrachtung als Unterbau einer Lagerreibungstheorie gedacht ist, und mitbezug auf Lager die Einführung eines entsprechenden Koeffizienten üblich und zweckmäßig ist, so sei noch geschrieben:

$$f = \frac{\mu \cdot c}{e \cdot p},$$

d. h. der Zylinderreibungs-koeffizient ist proportional dem Reibungskoeffizienten des Schmiermittels und der Relativgeschwindigkeit der Zylinderoberflächen und umgekehrt proportional der Pressung und der Dicke der Schmierschicht.

M. Osborne Reynolds ging in der Annäherung an die Verhältnisse der Tragläger noch einen Schritt weiter, indem er die mathematischen Entwicklungen für den Fall durchführte, daß die Achsen der beiden Zylinder voneinander um einen Betrag absitzen, der nicht größer als 0,6 der mittleren Dicke der Schmierschicht ist. (On the Theory of Lubrication.) Philosophical Transactions of the Royal Society Part I 1886. Vergl. auch Petroff: »Über ein physikalisches Verfahren zur Bestimmung der Eigenschaften eines Schmiermittels«, Baumaterialienkunde 1899 S. 269 u. f.)

Petroff selbst betont in seiner »Neuen Theorie der Reibung«, daß das Problem des geschmierten Maschinellagers in wesentlichen Punkten von den erwähnten Zylinderanfassungen abweicht, und daß nur durch

eingehende Untersuchungen festzustellen ist, innerhalb welcher Grenzen die Reibung geschmierter Maschinellager durch die Beziehung

$$R = \frac{\mu \cdot F \cdot c}{e}$$

gedeckt ist. So lange diese Klärstellung nicht erfolgt ist, kann an einer ausgiebige Benutzung der Formel nicht gedacht werden, weiter zur vergleichenden Beurteilung verschiedener Gleitlager noch zur Entscheidung der Frage, welches Schmiermittel für bestimmte Verhältnisse am vorteilhaftesten ist. Vornehmlich wird für verschiedene Lager und Wellen und verschiedene Schmiermittel zu bestimmen sein, innerhalb welcher Grenzen der Geschwindigkeit und der Pressung neben der Reibung des Schmiermittels die viel beträchtlichere Reibung von Zapfen und Lagerseite auftritt. Denn daß die Dicke e der Schmierschicht von Geschwindigkeit und Belastung und von dem Reibungskoeffizienten des Schmiermittels abhängt, ist, bedarf kaum noch besonderer Erwähnung; in welchem Grade freilich, darüber besteht auch heute noch dieselbe Unsicherheit wie vor 19 Jahren beim Erscheinen des Petroffschen Werkes. Zwar schließt Petroff aus Versuchen, die er und andere ange stellt haben, daß e umgekehrt proportional der Quadratwurzel aus der Pressung sei, und auch Osborne Reynolds gelangt zum gleichen Ergebnis. Es ist aber keineswegs gesichert, wird auch durch meine Untersuchungen nicht bestätigt, und was erst den Einfluß von Geschwindigkeit und innerer Reibung des Schmiermittels auf e anbelangt, so liegen darüber nur ganz unzutreffliche Angaben vor. Zu beachten ist ferner, daß die Gleichungen für Tragflächen von geometrischer Vollkommenheit gelten, und daß die Abweichungen, welche normal ausgeführte Zapfen und Lager aufweisen, großen Einfluß auf die Reibung haben. Schon aus diesem Grunde wird die Reibung grüfseiner Lager und überhaupt solcher, welche nicht leicht einlaufen, nicht vorauszubestimmen sein.

Der Ingenieur ist deshalb heute und wahrscheinlich noch lange auf die empirische Erforschung der Reibungsverhältnisse der Maschinellager angewiesen, und inzwischen wird sich die hydrodynamische Theorie hauptsächlich bei Bergliederung der erfahrungsmäßigen That-sachen nützlich zu erweisen haben. (Siehe auch Petroff: »Procédé de détermination des qualités d'un liquide lubrifiant.« Communications présentées devant le Congrès international des méthodes d'essai des matériaux de construction Tome II 1901. Paris, Vve. Ch. Dumod.)