

ÖLDURCHFLUSSZAHL ZYLINDRISCHER GLEITLAGER

Von

J. CZÉGI

Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität, Budapest

(Eingegangen am 1. Juni 1970)

Vorgelegt von Prof. Dr. J. MAGYAR

1. Einleitung

Die Berechnung hydrodynamischer Gleitlager gründet sich auf die Kenntnis der drei dimensionslosen Zahlen, durch die das Ähnlichkeitsgesetz ausgedrückt wird: Sommerfeldzahl, Reibungszahl und Öldurchflußzahl. Die letzteren zwei stehen in unmittelbarem Zusammenhang mit der Sommerfeldzahl. Da aber zur Berechnung der Sommerfeldzahl die »effektive« Viskosität bei Betriebstemperatur erforderlich ist, sind die Wärmeübertragungsgleichungen auch in die Berechnung einzuführen. Die Genauigkeit der ganzen Berechnung hängt davon ab, mit welcher Genauigkeit die Betriebstemperatur und dadurch die im Lagerspalt entstehende effektive Schmierstoffviskosität bestimmt werden können.

Bei der Berechnung der Wärmeströmung spielt die durch den Lagerspalt strömende Ölmenge die wichtigste Rolle, denn die Reibungswärme wird in den meisten Fällen durch das aufgeheizte Schmieröl aus dem Lager abgeführt.

Die Forscher verwendeten bisher unverhältnismäßig große Arbeitsmengen für die immer genauere Bestimmung der Sommerfeldzahl, dagegen gehört die theoretische und experimentelle Untersuchung der Öldurchflußzahl zu den vernachlässigten Gebieten.

Die durch den Lagerspalt fließende Ölmenge besteht aus zwei Teilen:

a) Durch die Drehbewegung des Wellenzapfens wird mittels der Viskositätskräfte Öl in den keilförmigen Lagerspalt geliefert. Der durch den minimalen Lagerspalt hindurchgelangende Teil der eintretenden Ölmenge befindet sich ständig in Kreisbewegung. Der andere Teil hingegen tritt in Axialrichtung über die Randflächen aus dem Lagerspalt aus und wirkt an der Übertragung der Reibungswärme mit. Da dieser aus der Tangentialbewegung stammt, wird er mit Q_t bezeichnet.

b) Wird das Öl bei einem Überdruck $p_0 > 0$ mit einer Pumpe gefördert, so strömt eine weitere Ölmenge Q_p durch den Lagerspalt.

Obwohl keine theoretischen Beweise zur Verfügung stehen, bestätigen jedoch verschiedene Meß- und erfahrungsmäßige Ergebnisse, daß die beiden Ölmenge unmittelbar summiert werden dürfen. NÜCKER [1] bestimmte durch Messungen die Verteilung längs dem Umfang der am Rand austretenden

Ölmenge und beobachtete, daß der größte Teil des unter Überdruck zugeführten Öls in der Nähe der Zufuhrstelle ausströmt. Die Messungen u. a. von NÜCKER [1], BUSKE [2] und CARL [3] zeigen, daß durch den Zufuhrdruck die hydrodynamische Druckverteilung kaum spürbar beeinflußt wird. So scheinen die beiden Ölmengen praktisch voneinander unabhängig zu sein, und daher ist die unmittelbare Addierung zulässig.

Neben den zwei besprochenen grundlegenden Gesichtspunkten sind auch die Strömungsverhältnisse des ganzen Ölversorgungssystems zu berücksichtigen — wo es möglich ist, durch Berechnung — aber jedenfalls durch eine richtige Konstruktionsausgestaltung. Falsch gewählte Ölleitung, Eintrittsbohrung, Ölnot und Öltasche führen zur Instabilität der Ölversorgung. Bei kleinen und niedrig belasteten Lagern dürfen auch die Kapillarkräfte und die Wirkung der im divergenten Lagerspalt entstandenen Kavitationsräume nicht unbeachtet bleiben.

2. Bezeichnungen

P	Lagerbelastung [kp]
d, r	Zapfendurchmesser bzw. -halbmesser [cm]
R	Halbmesser der Lagerbohrung [cm]
b	Lagerbreite [cm]
e	Exzentrizität [cm]
$\psi = (R-r)/r$	relatives Lagerspiel [—]
$\varepsilon = e/\psi r$	relative Exzentrizität [—]
ω	Winkelgeschwindigkeit der Welle [sec ⁻¹]
$h = \psi r(1 - \varepsilon \cos \varphi)$	Spaltweite bei φ [cm]
$S_{0t} = P\psi^2/db \eta \omega$	Sommerfeldzahl für Tangentialbewegung [—]
η	dynamische Viskosität [kpsec/cm ²]
p	hydrodynamischer Druck [kp/cm ²]
z	Axialkoordinate [cm]
φ	Winkelkoordinate [—]
$\varphi_1, -\varphi_2$	Anfangs- und Endpunkt der Druckkurve [—]
β	Verlagerungswinkel [—]
p_0	Zufuhrdruck [kp/cm ²]
d_1	Durchmesser der Ölbohrung [cm]
b_1	Axialmaß der Öltasche [cm]
s	Tangentialmaß der Öltasche [cm]
Q_t	Ölmenge aus Tangentialbewegung [cm ³ /sec]
$Q_t^* = Q_t/r^3 \psi \omega$	Öldurchflußzahl [—]
Q_p	Ölmenge aus Zufuhrdruck [cm ³ /sec]
$Q_p^* = Q_p \eta/r^3 \psi^3 p_0$	Öldurchflußzahl [—]

3. Öldurchfluß infolge von Tangentialbewegung

3.1. Allgemeine Zusammenhänge

Zur Berechnung des Öldurchflusses ist die Kenntnis der hydrodynamischen Druckverteilung nötig. Die Druckfunktion in dimensionsloser Form lautet:

$$\frac{p\psi^2}{\eta\omega} = F\left(\varepsilon, \frac{b}{d}, \varphi, z\right). \quad (1)$$

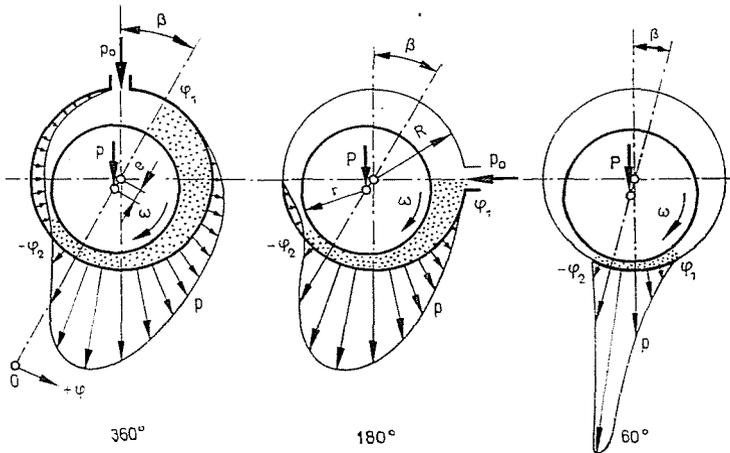


Bild 1. Druckverteilung im Lagerspalt

Die Druckverteilung, die auch vom Öleintrittswinkel abhängt, und die benutzten Bezeichnungen werden in Bild 1 für 360°-, 180°- und 60°-Lager angegeben. Zur Berechnung der in Axialrichtung austretenden Ölmenge gibt es zwei Möglichkeiten:

a) Auf Grund des axialen *Druckgradienten*:

$$Q_t = -2 \int_{-\varphi_2}^{\varphi_1} \frac{h^3}{12\eta} \left[\frac{\partial p}{\partial z} \right]_{z=b/2} r d\varphi. \quad (2)$$

Diese Berechnung gründet sich auf die aus der Näherungsmethode gewonnenen Lösungsergebnisse der Reynoldsschen Gleichung [4], daher sind die erhaltenen Ergebnisse von den verwendeten Rechenmethoden und Grenzbedingungen stark abhängig.

b) Auf Grund der *Volumverdrängung*, bestimmt mit Hilfe der Tangentialströmung:

$$Q_t = Q_{\varphi_1} - Q_{\varphi_2} = \frac{r\omega b}{2} (h_1 - h_2) - \frac{h_1^3}{12\eta r} \int_{-b/2}^{b/2} \left[\frac{\partial p}{\partial \varphi} \right]_{\varphi=\varphi_1} dz. \quad (3)$$

Das zweite Glied ist um eine Größenordnung kleiner als das erste, somit wird die Genauigkeit der Öldurchflußzahl durch die Fehler bei der Lösung der Reynoldsschen Gleichung weniger beeinflusst.

3.2. Schrifttumübersicht

GÜMBEL [5] bestimmte die Öldurchflußzahl des zylindrischen Lagers mit Überschlagsrechnung auf Grund des für eine schräggestellte Platte gültigen Druckgradienten:

$$Q_i^* = 1,4 \frac{b/d}{1 + b/d} \varepsilon.$$

FRÄNKEL [6] kam, nachdem er die Axialdruckverteilung durch eine Parabel mit dem Exponenten 2,4 ersetzte, nach Auflösung der nach dem Kontinuitätsprinzip aufgestellten Differentialgleichung — die übrigens die Reynoldssche Gleichung nicht befriedigt — zu folgendem Ergebnis:

$$\begin{aligned} Q_i^* &= 0,704 \frac{b}{d} \left(3,2 - \frac{b}{d} \right) \varepsilon, & \text{für } \frac{b}{d} < 1,6 \\ Q_i^* &= 1,8 & , \text{für } \frac{b}{d} > 1,6. \end{aligned} \quad (4)$$

VOGELPOHL [7] löste — bei Annäherung der Tangentialdruckverteilung durch die für das unendlich breite Lager erhaltene Funktion und der Axialdruckverteilung durch eine trigonometrische Reihe — die Reynoldssche Gleichung nach der Ritz—Galerkin-Methode auf. Die Öldurchflußzahl ergibt sich nach Gl. (2) zu:

$$Q_i^* = \frac{\pi}{12} \frac{b}{d} \sum_{i=1}^{\infty} i c_i F_{\infty} (1 - \varepsilon \cos \varphi)^3 d \varphi.$$

Die Berechnungen beziehen sich nur auf das 180°-Lager. Die Öldurchflußzahl hat bei $\varepsilon = 0,85$ ein Maximum, dann fällt sie steil ab, und bei $\varepsilon \rightarrow 1$ ist $Q_i \rightarrow 0$.

BAUER [8] berücksichtigte die Tangentialdruckverteilung mit einer trigonometrischen Reihe, die Axialdruckverteilung mit einer quadratischen Parabel, und verwendete ebenfalls die Variationsrechnung zur Bestimmung der Konstanten der Reihe. Der weniger günstigen Wahl des mathematischen Modells zufolge und auch wegen der Sommerfeldschen Randbedingungen bleibt die Genauigkeit der Ergebnisse — die sich ebenfalls auf 180°-Lager beziehen — hinter der der Ergebnisse des vorigen Verfassers [7] zurück.

KODNIR [9] übernahm das Rechenverfahren SCHIEBELS [10] (die Druckverteilung in Tangentialrichtung entspricht dem unendlich breiten Lager, in Axialrichtung der quadratischen Parabel), und berechnete die Öldurchflußzahl für 180°-Lager auf Grund der Gl. (2). Das weniger anspruchsvolle mathematische Modell im Vergleich zu [7] führte zu einem Unterschied von etwa 20%.

Das unter der Bezeichnung »short bearing« stark verbreitete Rechenverfahren von OCVRİK-DU BOIS [11] ist sehr einfach, aber es ergibt nur für Breitenverhältnisse $b/d < 0,2$ eine Näherung von annehmbarer Genauigkeit. Unter den Sommerfeldschen Randbedingungen ($p = 0$, für $\varphi_1 = \pi$ und $\varphi_2 = 0$) und unter der Voraussetzung $\partial p / \partial \varphi = 0$, beträgt die in Axialrichtung ausströmende Ölmenge nach Gl. (3):

$$Q_t = \frac{r\omega b}{2} [\psi r(1+\varepsilon) - \psi r(1-\varepsilon)] = r^3 \psi \omega \frac{b}{d} 2\varepsilon,$$

bzw. die dimensionlose Öldurchflußzahl:

$$Q_t^* = \frac{Q_t}{r^3 \psi \omega} = \frac{b}{d} 2\varepsilon. \quad (5)$$

Dieses Ergebnis bezieht sich auf 360°-Lager, ist jedoch nur für sehr kleine b/d brauchbar.

Die numerische Rechnungsart von SASSENFELD-WALTHER [12] führte zur genaueren Lösung der Reynoldsschen Gleichung für 360°- und 180°-Lager. Die Angaben über die Öldurchflußzahl fehlen leider in der angeführten Arbeit. Die Berechnung für 180°-Lager und $b/d = 1$ ist aber nur in der Veröffentlichung von KOCHANOWSKY [13] zu finden.

Die Berechnung von BARWELL [14] auf Grund von Gl. (2) und unter den Ocirkischen Bedingungen führte ebenfalls zum Ergebnis in Gl. (5).

KOCHANOWSKY [13] ging von den Navier-Stokesschen Gleichungen aus, um die Vernachlässigungen in der Reynoldsschen Gleichung zu vermeiden. Aus rechentechnischen Gründen wendete er die Sommerfeldschen Grenzbedingungen in Verbindung mit einigen anderen willkürlichen Voraussetzungen an. Die erhaltenen Werte der Öldurchflußzahl — die nur für 180°-Lager und $b/d = 1$ bestimmt wurden — zeigen ähnlichen Charakter wie in [7].

HOLLAND [15] benützte die Druckfunktionen von Sassenfeld-Walther für 360°-Lager, und bestimmte auf graphischem Wege, auf Grund von Gl. (2), die Öldurchflußzahlen für die Breitenverhältnisse: $b/d = 0,25, 0,5$ und 1 . Bis $\varepsilon = 0,8$ etwa stimmen die Werte praktisch mit Gl. (4) überein, bei größeren Exzentrizitäten verläuft dagegen die Kurve leicht nach oben.

Durch Annäherung der Druckfunktion mit einer hyperbolischen Reihe und unter Anwendung der Sommerfeldschen Grenzbedingungen bestimmte

FEDOR [16] die Öldurchflußzahl auf zwei verschiedene Arten: auf Grund von Gl. (2), bzw. unter Anwendung der zwei von φ abhängigen Glieder der Reynoldsschen Gleichung. Bei der Überprüfung der Resultate in Abhängigkeit von ε läßt sich feststellen, daß nach dem übereinstimmenden Anfangsabschnitt die erste Kurve einen leicht steigenden, die zweite einen sinkenden Charakter aufweist. Darum behielt FEDOR den linearen Zusammenhang:

$$Q_t^* = \frac{th b/d}{b/d} \cdot 2 \varepsilon. \quad (6)$$

CAMERON [17] berechnete die Öldurchflußzahl auf Grund der Gl. (3), aber unter der Voraussetzung von $\partial p/\partial \varphi = 0$. Das Ergebnis ist für jeden Umschließungswinkel gültig, wenn die Belastung in der Symmetrieebene des Lagers wirkt: $\varphi_1 = \beta + \text{Winkel}/2$. Somit ist die Öldurchflußzahl:

$$Q_t^* = \frac{b}{d} \left[\cos \varphi_1 - \cos \left(\beta + \frac{\text{Winkel}}{2} \right) \right]. \quad (7)$$

CAMERON übernahm die Winkelangaben φ_2 und β aus dem Werk von RAIMONDI-BOYD [18].

Tabelle 1

Öldurchflußzahlen der verschiedenen Verfasser für $b/d = 1$

a) 360°-Lager

	ε									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
FRÄNKEL	0,155	0,310	0,465	0,620	0,775	0,930	1,09	1,24	1,40	1,47
HOLLAND	0,158	0,318	0,477	0,636	0,795	0,955	1,11	1,26	1,45	1,58
FEDOR	0,152	0,305	0,457	0,610	0,763	0,915	1,07	1,22	1,37	1,45
CAMERON	0,160	0,315	0,470	0,620	0,780	0,940	1,09	1,24	1,39	1,47

b) 180°-Lager

	ε									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
VOGELPOHL	0,135	0,245	0,340	0,420	0,488	0,547	0,596	0,628	0,626	0,585
BAUER	—	—	—	—	0,430	0,468	0,505	0,520	0,460	0,365
KODNIR	—	—	—	—	0,465	0,475	0,533	0,537	0,515	0,470
SASSENFELD	0,155	0,315	0,400	0,490	0,564	0,615	0,642	0,640	0,593	0,510
KOCHANOWSKY	0,098	0,203	0,312	0,430	0,540	0,640	0,700	0,67	0,535	0,355
CAMERON	0,146	0,277	0,385	0,470	0,540	0,592	0,610	0,605	0,558	0,500

Zum Vergleich sind die Ergebnisse für 360°- und 180°-Lager und ein Breitenverhältnis $b/d = 1$ der erwähnten Verfasser in Tabelle 1 angegeben. Während die Ergebnisse für 360°-Lager fast übereinstimmen, sind im Falle des 180°-Lagers bedeutende Abweichungen zu verzeichnen.

Die Schwierigkeit wurde durch eine unrichtige Anschauung noch gesteigert. Von der Tatsache ausgehend, daß die Sommerfeldzahl für 360°, 180°- und 120°-Lager beinahe die gleiche ist, zogen einige Fachleute die Schlußfolgerung, daß auch die Öldurchflußzahl gleichwertig sein muß. FULLER [19] teilte in seinem Buch auf Seite 263 nur die Ergebnisse von Needs für 120°-Lager mit und fügte hinzu: »Die Praxis hat bewiesen, daß diese Werte auch für Lager mit anderen Umschließungswinkeln benutzt werden können.«

VOGELPOHL [20] sieht — auf S. 185 seines Buches — die Ursache der widersprechenden Ergebnisse darin, daß in der Reynoldsschen Gleichung nur die Strömungsverhältnisse des unter Druck stehenden Lagerspaltteiles berücksichtigt sind. Deshalb hält er, sich auf WENGER'S [21] Messungen berufend, die Gl. (5) für zur Berechnung des Öldurchflusses geeignet.

3.3. Berechnete Werte

In Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden die Öldurchflußzahlen auf Grund von Gl. (3) bestimmt. Der Einfluß des aus dem Druckgradienten stammenden zweiten Gliedes beträgt im Bereich $\varepsilon = 0,7 - 0,8$ für das 360°-Lager 20—25%, — für das 180°-Lager ist er noch größer —, darum ist seine Vernachlässigung nicht gerechtfertigt.

Die Bestimmung des Druckgradienten beim Öleintritt ist nach einem graphischen Verfahren mit den Kurven der Gl. (1) möglich:

$$\int_{-b/2}^{b/2} \left[\frac{\partial p}{\partial \varphi} \right]_{\varphi=\varphi_1} dz = \frac{\eta\omega}{\psi^2} \int_{b/2}^{b/2} F'(\varepsilon, \varphi, z, b/d) dz = \frac{\eta\omega}{\psi^2} b\bar{F}'.$$

Den obigen Ausdruck und $h = \psi r (1 - \varepsilon \cos \varphi)$ in Gl. (3) eingesetzt erhält man:

$$Q_t = r^3 \psi \omega \frac{b}{d} \left[(1 - \varepsilon \cos \varphi_1) - (1 - \varepsilon \cos \varphi_2) - \frac{1}{6} (1 - \varepsilon \cos \varphi_1)^3 \bar{F}' \right]. \quad (8)$$

Gl. (8) ist für jeden Umschließungswinkel gültig. Zur Bestimmung der zu bestimmten b/d Verhältnissen des 360°- und 180°-Lagers gehörenden \bar{F}' sowie zur Einsetzung der Winkel β und φ_2 wurden die Grundangaben von SASSENFELD-WALTHER [12] bzw. von RAIMONDI-BOYD [18] geliefert. Diese zwei Werke geben z. Z. die genauesten Lösungen der Reynoldsschen Gleichung.

Die Abweichungen der Sommerfeldzahlen betragen bei größeren Exzentrizitäten 1%, bei kleineren 3%, und die maximale Abweichung der Winkel ist 1,5°.

In der Berechnung auf Grund von Gl. (8) ergibt sich die schwierige Frage, bei welchem φ_1 Wert der Lagerspalt mit Öl vollkommen angefüllt ist.

Nach den Untersuchungen von COLE-HUGHES [22] hat die Druckkurve für 360°-Lager ihren Anfangspunkt nicht bei $\varphi_1 = \pi$, sondern dieser ist in Drehrichtung verschoben.

Die Berechnungen wurden für zwei Grenzfälle durchgeführt:

a) in der Annahme, daß das Lager vollkommen aufgefüllt ist ($\varphi_1 = \pi$), was im allgemeinen der Fall ist, wenn das Öl mit Überdruck eintritt, ergibt sich *die obere Durchflußzahlgrenze*,

b) in der Annahme, daß die eintretende Ölmenge durch die Abmessung des Lagerspalts an der Eintrittsstelle bestimmt wird ($\varphi_1 = \pi - \beta$) — axiale Verteilungsnut mit Überdruck $p_0 = 0$ —, läßt sich *die untere Durchflußzahlgrenze* berechnen. Fällt die Öleinführung nicht in die Richtung der Belastung, ist der φ_1 -Wert zu korrigieren

3.3.1. 360°-Lager, obere Durchflußgrenze

Aus der Gl. (8), $\varphi_1 = \pi$ eingesetzt, erhält man:

$$Q_t^* = \frac{b}{d} \left[\varepsilon(1 + \cos \varphi_2) - \frac{1}{6} (1 + \varepsilon)^3 \bar{F}' \right]. \quad (9)$$

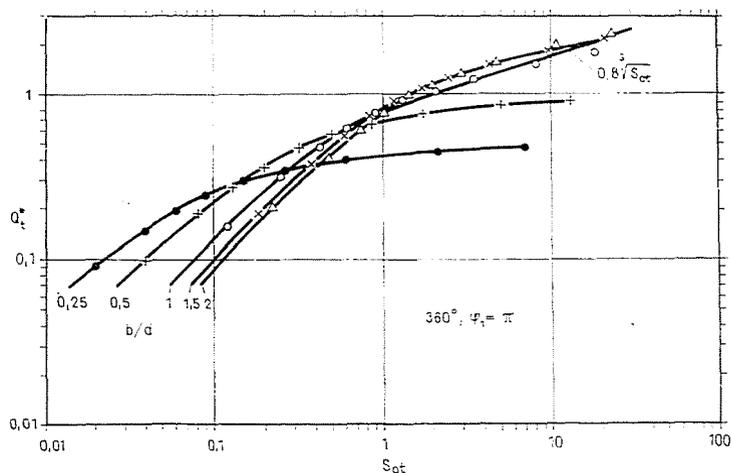


Bild 2. Obere Grenze der Öldurchflußzahl für 360°-Lager

Die berechneten Werte wurden in Tabelle 2 und in Bild 2 in Abhängigkeit von der Sommerfeldzahl aufgetragen. Die erhaltenen Kurven bedürfen in zwei Hinsichten einer Korrektur. Im Bereich $S_{of} < 1$ wird die Durchflußzahl — wie aus den später erörterten Untersuchungen zu sehen ist — durch die Kapillarkräfte und die Rücksaugwirkung des divergenten Lagerspalts, hauptsächlich bei kleinem b/d , stark vermindert. Andererseits hört die reine

Tabelle 2

Öldurchflußzahl für Tangentialbewegung

a) 360°-Lager, obere Durchflußgrenze

b/d	$\varepsilon =$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
2	S_{of}	0,22	0,47	0,73	1,02	1,40	1,94	2,86	4,74	10,57	22,58
	Q_t^*	0,21	0,41	0,61	0,80	0,99	1,17	1,36	1,60	1,99	2,34
1,5	S_{of}	0,18	0,38	0,59	0,84	1,18	1,68	2,52	4,28	9,83	21,34
	Q_t^*	0,19	0,38	0,57	0,75	0,92	1,10	1,27	1,50	1,86	2,20
1	S_{of}	0,12	0,25	0,42	0,61	0,89	1,32	2,08	3,55	8,35	18,60
	Q_t^*	0,16	0,32	0,48	0,63	0,78	0,92	1,07	1,26	1,57	1,85
0,5	S_{of}	0,04	0,08	0,13	0,20	0,32	0,50	0,86	1,73	5,10	13,40
	Q_t^*	0,10	0,19	0,28	0,37	0,47	0,56	0,66	0,76	0,85	0,91
0,25	S_{of}	0,01	0,02	0,04	0,06	0,09	0,15	0,27	0,60	2,16	6,90
	Q_t^*	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,48

b) 360°-Lager, untere Durchflußgrenze

b/d	$\varepsilon =$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
1	S_{of}	0,12	0,25	0,42	0,61	0,89	1,32	2,08	3,55	8,35	18,60
	Q_t^*	0,14	0,27	0,38	0,50	0,61	0,71	0,81	0,93	1,18	1,44
0,5	S_{of}	0,04	0,08	0,13	0,20	0,32	0,50	0,86	1,73	5,10	13,40
	Q_t^*	0,09	0,18	0,27	0,36	0,45	0,54	0,63	0,71	0,81	0,86
0,25	S_{of}	0,01	0,02	0,04	0,06	0,09	0,15	0,27	0,60	2,16	6,90
	Q_t^*	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,34	0,39	0,44	0,47

Flüssigkeitsreibung wegen der Rauigkeit der Oberflächen und der elastischen Deformation — in Abhängigkeit vom Lagerspiel und der Bearbeitungstechnologie — schon bei $\varepsilon = 0,9 - 0,95$ auf. In der Nähe dieser Grenze wird der Durchfluß durch die um die Oberflächenrauigkeit verminderte »effektive Spaltweite« bestimmt. Darum gehört im Bereich der Mischreibung zu derselben Sommerfeldzahl eine etwas größere Durchflußzahl.

Für die praktische Lagerberechnung hat hauptsächlich der Bereich $1 < S_{0t} < 10$ Bedeutung, wo sich im Falle $0,5 < b/d < 2$ die obere Grenze der Durchflußzahl zu

$$Q_t^* = C \left(\frac{b}{d} \right)^{\frac{1}{2}} \sqrt[3]{S_{0t}} \quad (10)$$

ergibt. Die Werte der Konstanten sind:

$b/d = 0,5$	$0,75$	1
$C = 0,7$	$0,75$	$0,8$

3.3.2. 360°-Lager, untere Durchflußgrenze

Aus der Gl. (8) erhält man durch Einsetzung von $\varphi_1 = \pi - \beta$:

$$Q_t^* = \frac{b}{d} \left[\varepsilon (\cos \beta + \cos \varphi_2) - \frac{1}{6} (1 + \varepsilon \cos \beta)^3 \bar{F}' \right]. \quad (11)$$

Da die Druckfunktion nur mit der Grenzbedingung $\varphi_1 = \pi$ zur Verfügung steht, wurde statt des zweiten Gliedes mit dem zweiten Glied aus Gl. (9) gerechnet. Die berechneten Werte sind in Tabelle 2 und Bild 3 enthaltene Funktionen der Sommerfeldzahlen.

Unter Berücksichtigung der unter 3.3.1 erwähnten Korrektur ist die untere Grenze der Durchflußzahl im Bereich $1 < S_{0t} < 10$, und für $0,5 < b/d < 1$:

$$Q_t^* = 0,6 \sqrt[3]{S_{0t}}. \quad (12)$$

3.3.3. 180°-Lager

Man erhält die Durchflußzahl aus der Gl. (8) durch Einsetzung von $\varphi_1 = \beta + \pi/2$

$$Q_t^* = \frac{b}{d} \left[\varepsilon (\sin \beta + \cos \varphi_2) - \frac{1}{6} (1 + \varepsilon \sin \beta)^3 \bar{F}' \right]. \quad (13)$$

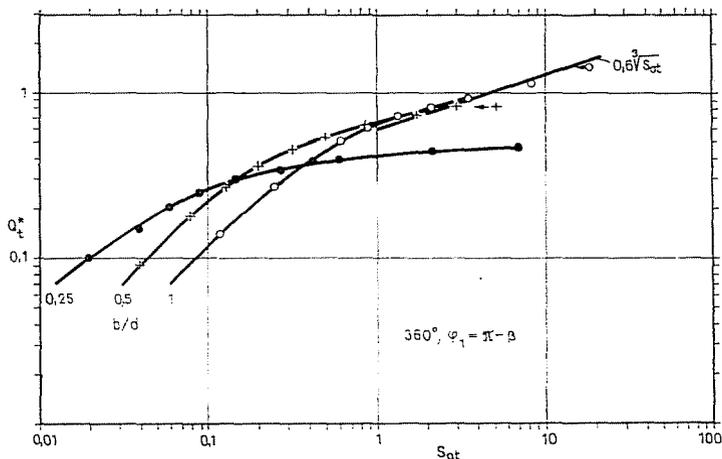


Bild 3. Untere Grenze der Öldurchflußzahl für 360°-Lager

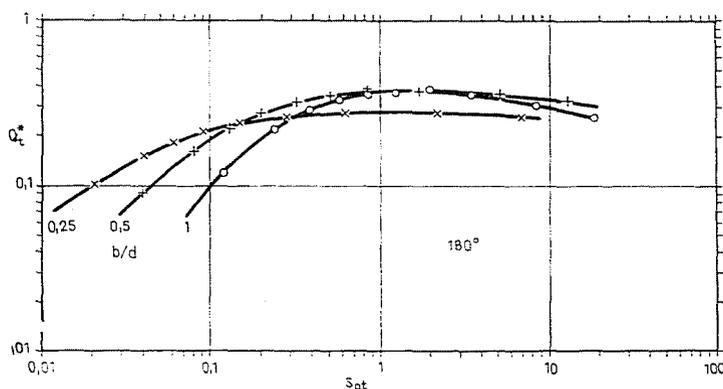


Bild 4. Öldurchflußzahl für 180°-Lager

Die berechneten Werte finden wir in Tabelle 3 und Bild 4. Die Kurven haben — wie das bei allen partiellen Lagern der Fall ist, im Bereich $1 < S_{0t} < 10$ einen abnehmenden Charakter. Da die Reibungsleistung mit der Quadratwurzel der Sommerfeldzahl zunimmt, während sich die Kühllölmenge vermindert, steigt die Betriebstemperatur der partiellen Lager im Schwerlastbereich notwendigerweise stark an.

Wenn das Öl unter einem Druck $p_0 > 0$ zugeführt wird, ist der die Ölfüllung des Lagerspalts bestimmende Winkel: $\varphi_1 > \beta + \pi/2$, damit wird auch die Durchflußzahl größer als der nach (13) berechnete Wert, was eine Abweichung auf die sichere Seite bedeutet. Deshalb ist es zulässig, im Bereich $1 < S_{0t} < 10$ und im Falle $0,5 < b/d < 1$ mit dem Festwert $Q_t^* = 0,4$ zu rechnen.

Tabelle 3
 Öldurchflußzahl für Tangentialbewegung
 a) 180°-Lager

b/d	$\varepsilon =$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
1	S_{of}	0,12	0,24	0,38	0,57	0,84	1,24	1,95	3,44	8,25	18,25
	Q_t^*	0,12	0,22	0,29	0,33	0,36	0,37	0,38	0,36	0,31	0,26
0,5	S_{of}	0,04	0,08	0,13	0,20	0,32	0,50	0,86	1,71	5,06	13,1
	Q_t^*	0,09	0,16	0,22	0,28	0,32	0,35	0,37	0,37	0,36	0,32
0,25	S_{of}	0,01	0,02	0,04	0,06	0,09	0,15	0,28	0,61	2,16	6,90
	Q_t^*	0,05	0,10	0,15	0,18	0,21	0,24	0,26	0,27	0,27	0,26

b) 120°-Lager

b/d	$\varepsilon =$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
1	S_{of}	0,07	0,16	0,26	0,41	0,64	0,98	1,64	3,00	7,55	17,00
	Q_t^*	0,09	0,16	0,21	0,24	0,26	0,27	0,28	0,27	0,23	0,20
0,5	S_{of}	0,03	0,06	0,10	0,17	0,28	0,45	0,78	1,64	4,92	12,40
	Q_t^*	0,07	0,12	0,17	0,19	0,22	0,24	0,25	0,24	0,21	0,18
0,25	S_{of}	0,01	0,02	0,03	0,05	0,08	0,14	0,26	0,60	2,14	6,45
	Q_t^*	0,04	0,07	0,10	0,12	0,14	0,15	0,16	0,16	0,15	0,13

c) 60°-Lager

b/d	$\varepsilon =$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
1	S_{of}	0,02	0,04	0,07	0,12	0,21	0,35	0,67	1,58	5,15	13,30
	Q_t^*	0,03	0,05	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,05	0,04
0,5	S_{of}	0,01	0,02	0,04	0,07	0,12	0,23	0,46	1,07	3,77	11,00
	Q_t^*	0,02	0,04	0,05	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,05	0,04
0,25	S_{of}	0,005	0,01	0,02	0,03	0,05	0,10	0,20	0,48	1,89	6,40
	Q_t^*	0,01	0,03	0,04	0,05	0,05	0,05	0,04	0,05	0,04	0,04

3.3.4. 120°- und 60°-Lager

Bei einem kleineren Umschließungswinkel kann der Einfluß des Druckgradienten vernachlässigt werden, also führte die Berechnung von CAMERON [17] in dieser Beziehung zu richtigen Ergebnissen (Tabelle 3, Bild 5).

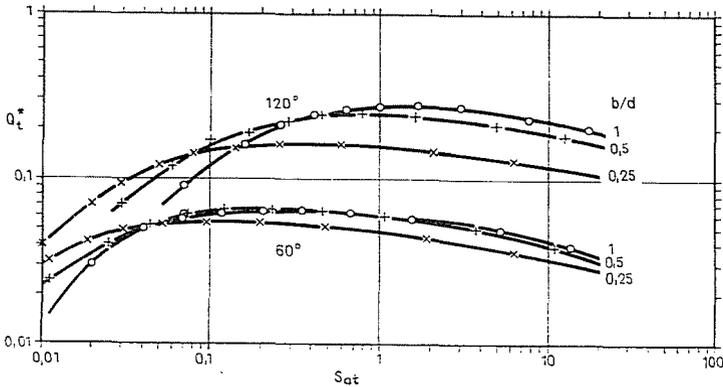


Bild 5. Öldurchflußzahl für 120°- und 60°-Lager

3.3.5. Kapillarkräfte, Ölrücksaugung

Zufolge der Oberflächenspannung im divergenten Teil des Lagerspalts zerfällt der Ölfilm in Streifen, zwischen welchen sich Kavitationsräume unter Atmosphärendruck bilden. Der Kapillardruck $p_k = 2\sigma/h$ — wo mit σ die Kapillarspannung bezeichnet ist — ist zwar gering, aber er ermöglicht die Entstehung einer Saugwirkung. Damit gelangt bei überdruckfreien Ölversorgungssystemen eine viel größere Menge von Schmierstoff in den Lagerspalt, als bei freiem Zufluß erreichbar wäre. Ist die Depression größer als der Kapillardruck, beginnt die Rücksaugung des auf der Welle und auf dem Lagerrand haftenden Öls am divergenten Teil, wodurch sich der Ölzufluß vermindert und bei kleinen Umdrehungszahlen sogar praktisch aufhört. Beim Durchreißen des den Kavitationsraum abschließenden Ölstreifens fällt der Öldurchsatz wesentlich zurück. Eine solche Instabilität der Ölversorgung hat BARTZ [23] bei den Werten $S_{0t} > 8$ (Bild 6) beobachtet.

Bei den heutigen Kenntnissen gibt es keine Möglichkeit zur theoretischen Behandlung der dargestellten Erscheinung, deshalb trachteten wir, in erster Reihe die Gesetzmäßigkeiten des Öldurchsatzes im Bereich $S_{0t} < 1$ durch Versuche zu klären.

Das Versuchslager ($d = 30$ mm) war mit einem den unmittelbaren Zufluß sichernden Ölgefäß (Typ Henry) versehen. Bei den Versuchen wurden durch die Variierung der Winkelgeschwindigkeit ($\omega = 60 - 320/\text{sec}$), der Viskosität ($\eta = 30 - 250 \cdot 10^{-5}$ kpsc/cm²), der Flächenlast ($0,07 - 5$ kp/cm²)

und des relativen Lagerspiels ($\psi = 1,5 \cdot 10^{-3}$ und $2,5 \cdot 10^{-3}$) Gruppen aus mindestens 10 Messungen mit gleichen S_{0t} gebildet, deren Mittelwerte zu den folgenden Ergebnissen führten:

$\psi = 1,5 \cdot 10^{-3}$,	$S_{0t} = 0,0015$	0,065	0,088
	$Q_t^* = 0,080$	0,074	0,102
$\psi = 2,5 \cdot 10^{-3}$,	$S_{0t} = 0,003$	0,130	0,150
	$Q_t^* = 0,030$	0,032	0,063

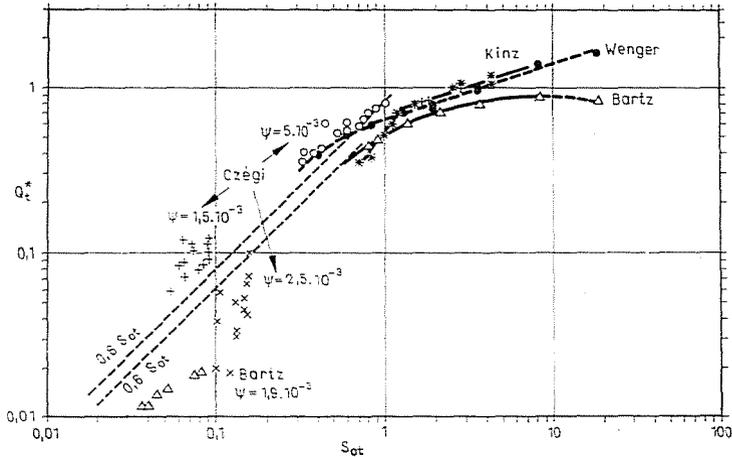


Bild 6. Meßergebnisse zur Öldurchflußzahl (360°-Lager)

Ein Teil der Meßergebnisse ist mit den Meßpunkten einer anderen Meßreihe ($\psi = 5 \cdot 10^{-3}$), die in den Bereich $S_{0t} < 1$ fallen, in Bild 6 aufgezeichnet. Auf Grund der Versuche kann man die folgenden Feststellungen und Schlußfolgerungen machen:

a) Durch die Saugwirkung wird die aus dem Ölgefäß frei ausfließende Ölmenge auf ein Vielfaches (bei diesem Versuch auf das max. Sechsfache) erhöht. Die berechnete Depression beträgt max. $0,1 \text{ kp/cm}^2$.

b) Durch die Schwingung des Lagerzapfens (dynamische Instabilität) wird die Depression aufgehoben und praktisch auch der Öldurchfluß eingestellt. Zur Ausbildung von Kavitationsräumen ist — wie dies aus den Versuchen von VOGELPOHL [24] zu ersehen ist — eine längere Zeit erforderlich.

c) Die Durchflußzahl wird durch den Kapillardruck im Verhältnis $1/h$ modifiziert, u.zw. in um so größerem Maße, je kleiner die Sommerfeldzahl ist.

d) Im Bereich $0,1 < S_{0t} < 1$ können die obere und die untere Grenze der Öldurchflußzahl annähernd auf Grund des Zusammenhanges $Q_t^* = 0,8 S_{0t}$ und $Q_t^* = 0,6 S_{0t}$ berechnet werden.

Übrigens kann der Öldurchfluß durch eine zweckmäßige Ausbildung der Schmiernuten in großem Maße beeinflusst werden [25].

4. Öldurchfluß infolge Zufuhrdruck

4.1. Ringnut bei einem 360°-Lager

Erfolgt die Ölverteilung innerhalb des Lagers durch eine symmetrische Ringnut, so sind: $\partial p / \partial \varphi = 0$ und $\partial p / \partial z = -2 p_0 / b$. Bei der Einsetzung von $h(\varphi)$ ergibt sich die in der Axialrichtung austretende Ölmenge zu:

$$Q_p = 4 \int_0^{\pi} \frac{h^3}{12 \eta} \frac{2 p_0}{b} r d\varphi = \frac{r^3 \psi^3 p_0}{3 \eta} \frac{d}{b} \int_0^{\pi} (1 - \varepsilon \cos \varphi)^3 d\varphi .$$

Daraus ist also die dimensionslose Öldurchflußzahl:

$$Q_p^* = \frac{Q_p \eta}{r^3 \psi^3 p_0} = \frac{d}{b} \frac{\pi}{3} \left(1 + \frac{3}{2} \varepsilon^2 \right) . \tag{14}$$

Die berechneten Ergebnisse sind in Abhängigkeit von S_{0t} und b/d in Bild 7 aufgetragen.

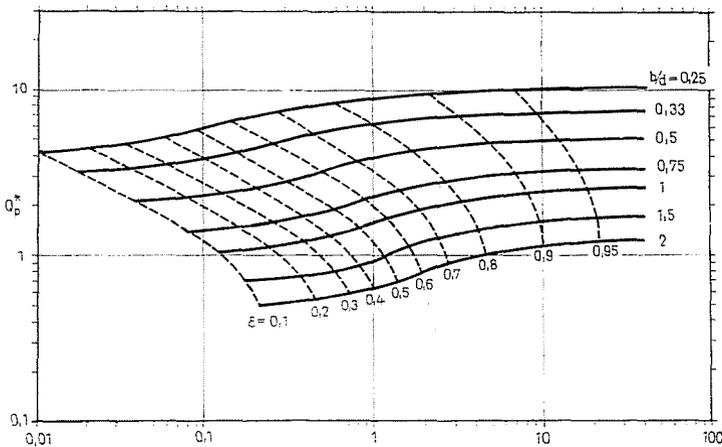


Bild 7. Öldurchflußzahl für eine Ringnut bei Zufuhrdruck

Bei geteilten Lagern kommt es vor, daß nur die obere, unbelastete Lagerhälfte mit einer Ringnut versehen wird. Werden die für diesen Fall durchgeführten Berechnungen HOLLANDS [15] mit den Ergebnissen der Gl. (14) verglichen, läßt sich feststellen, daß im praktisch wichtigen Bereich $S_{0t} > 1$ die Abweichung max. 3% beträgt.

4.2. Ölbohrung, 360°-Lager

Für den Fall, daß das Öl über eine Bohrung mit einem Durchmesser d_1 und unter einem Druck p_0 zugeführt wird, stellt die Lösung der Reynoldsschen Gleichung nicht nur ein mathematisches Problem dar, sondern mangels Versuchsangaben für die Druckverteilung sind selbst die richtigen Grenzbedingungen unbekannt.

GÜMBEL [5] bestimmte die Öldurchflußzahl unter Anwendung der für das hydrostatische Axiallager gültigen Druckfunktion, während MC KEE [26] sowie WILCOCK-ROSENBLATT [27] sich in der Annahme einer konzentrischen Zapfenlage der Aufzeichnung der Stromlinien bedienten. Auch die analytische Lösung von HIRANO-SHODAI [28] ist für den Fall $\varepsilon = 0$ gültig, und kann bei $d_1/b < 0,5$ mit folgendem Ausdruck gut angenähert werden:

$$Q_{p_0}^* = \frac{Q_p \eta}{r^3 \psi^3 p_0} = \frac{1}{12} \frac{d}{b} \left(1,2 + 11 \frac{d_1}{b} \right). \quad (15)$$

Nach CAMERON [17] kann der Öldurchfluß bei exzentrischer Zapfenlage mit der sich am Öleintrittsort φ_d ergebenden Spaltweite berechnet werden:

$$Q_{p_0}^* = \frac{1}{12} \frac{d}{b} \left(1,2 + 11 \frac{d_1}{b} \right) (1 - \varepsilon \cos \varphi_d)^3. \quad (16)$$

HOLLAND [15] wählte — aus mathematischen Gründen nach Symmetrie strebend — den Öleintrittsort $\varphi_d = \pi$, schrieb die Druckverteilungsfunktion vor, schließlich bestimmte er die Öldurchflußzahl auf graphischem Wege unter den Grenzbedingungen: $\varphi = \pi$, $p = p_0$, bzw. $\varphi = 0$, $p = 0$. Für die Werte $\varepsilon < 0,8$ werden die tatsächlichen Bedingungen durch die Berechnung Camerons, für die Werte $\varepsilon > 0,8$ dagegen durch die von Holland besser angenähert.

In der Praxis befindet sich die Ölzufuhr an der der Belastung entsprechenden Stelle $\varphi_d = \pi + \beta$, deshalb bedürfen die Berechnungsergebnisse Hollands einer Korrektur.

Auf Grund der durch Messungen unterstützten Beobachtung, daß der größte Teil des Öls bei der Zufuhrstelle aus dem Lager austritt, der Durchfluß also der dritten Potenz des sich dort bildenden Spaltmaßes proportional ist, ergibt sich der erforderliche Korrekturfaktor zu:

$$\left(\frac{1 + \varepsilon \cos \beta}{1 + \varepsilon} \right)^3.$$

Die so berechnete Durchflußzahl ist in Abhängigkeit von S_{0f} und b/d in Bild 8 zu finden.

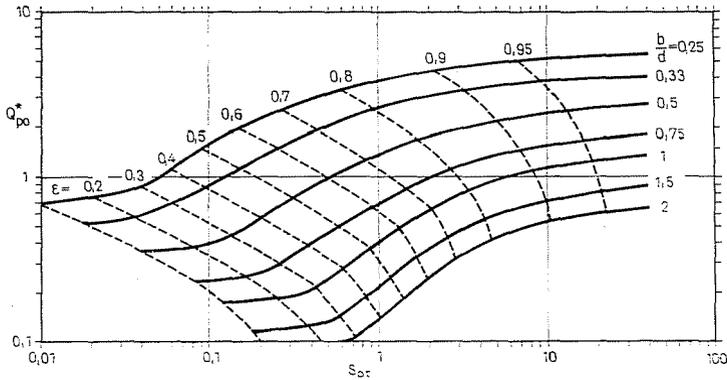


Bild 8. Öldurchflußzahl des 360°-Lagers für eine Ölbohrung bei Zufuhrdruck

4.3. Ölbohrung. 180°-Lager

Auf Grund der Gl. (16) — bei Einsetzung von $q_d = \beta + \pi/2$ und des am häufigsten vorkommenden $d_1/b = 0,1$ — ergibt sich die Durchflußzahl:

$$Q_{p0}^* = 0,2 (1 + \varepsilon \sin \beta)^3 \frac{d}{b}, \tag{17}$$

deren Werte in Bild 9 zu finden sind.

Manchmal sind zwei Ölbohrungen einander gegenüber angeordnet. Für diesen Fall gilt:

$$Q_{p0}^* = 0,4 (1 + 3 \varepsilon^2 \sin^2 \beta) \frac{d}{b}. \tag{18}$$

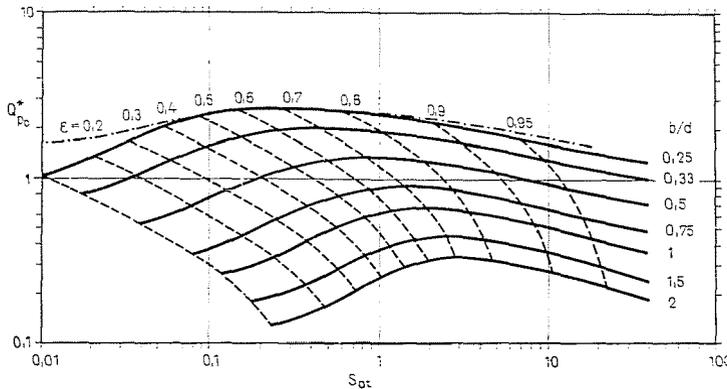


Bild 9. Öldurchflußzahl des 180°-Lagers für eine Ölbohrung bei Zufuhrdruck

Die aus Gl. (18) berechneten Werte sind für $b/d = 0,25$ strichpunktier in Bild 9 dargestellt. Der Öldurchfluß wird nur bei $\varepsilon = 0$ durch die zwei Bohrungen verdoppelt. Im praktisch wichtigen Bereich $0,5 < \varepsilon < 0,95$ ist die Abweichung von Gl. (17) und Gl. (18) $< 5\%$.

4.4. Axiale Ölnut, Öltasche

In der Praxis kommt eine einfache Ölbohrung selten vor, für die bessere Ölverteilung wird eine axiale Ölnut, oder eine Öltasche vorgesehen (Bild 10).

Die theoretische Lösung für eine ellipsenförmige Nut und für eine konzentrische Zapfenlage ist im schon genannten Werk von HIRANO—SHODAI [28]

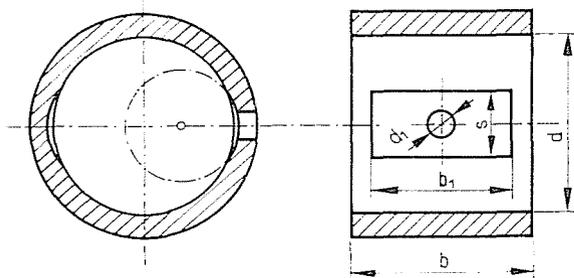


Bild 10. Die Ausbildung der axialen Ölnut

zu finden. Die Öldurchflußzahl läßt sich als das Produkt von zwei Näherungsfunktionen anschreiben, von denen sich die erste auf die Nutbreite $s = 0$ bezieht, während durch die zweite die endliche Nutbreite berücksichtigt wird:

$$[Q_p^*]_{\varepsilon=0} = \frac{1}{3} \frac{1}{\sqrt[3]{\frac{b}{b_1} - 1}} \left[1 + \frac{s}{r} \frac{1,5}{\sqrt[3]{\frac{b}{b_1} - 1}} \right] \frac{d}{b} \quad (19)$$

Der Einfluß der exzentrischen Zapfenlage ist derselbe wie bei der Ölbohrung. Da zu $\varepsilon = 0$ die Öldurchflußzahl

$$[Q_{p0}^*]_{\varepsilon=0} = 0,2 \frac{d}{b} \quad (20)$$

gehört, zeigt der Quotient aus Gl. (19) und Gl. (20) an, eine wievielmals größere Ölmenge durch die Axialnut von angegebener Abmessung strömt als durch die einfache Ölbohrung. Somit ist die für eine axiale Ölnut berechnete Öldurch-

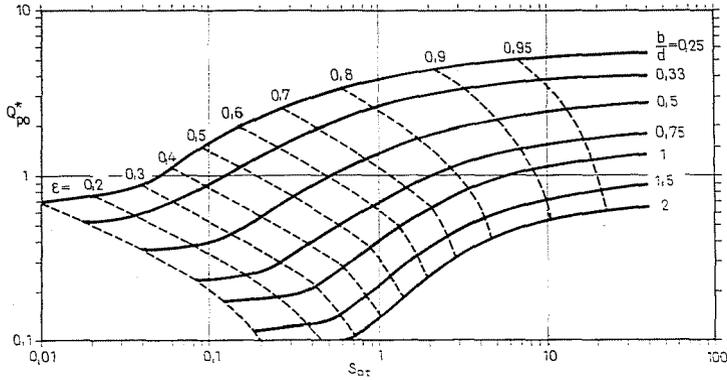


Bild 8. Öldurchflußzahl des 360°-Lagers für eine Ölbohrung bei Zufuhrdruck

4.3. Ölbohrung, 180°-Lager

Auf Grund der Gl. (16) — bei Einsetzung von $q_d = \beta + \pi/2$ und des am häufigsten vorkommenden $d_1/b = 0,1$ — ergibt sich die Durchflußzahl:

$$Q_{p0}^* = 0,2 (1 + \epsilon \sin \beta)^3 \frac{d}{b}, \quad (17)$$

deren Werte in Bild 9 zu finden sind.

Manchmal sind zwei Ölbohrungen einander gegenüber angeordnet. Für diesen Fall gilt:

$$Q_{p0}^* = 0,4 (1 + 3 \epsilon^2 \sin^2 \beta) \frac{d}{b}. \quad (18)$$

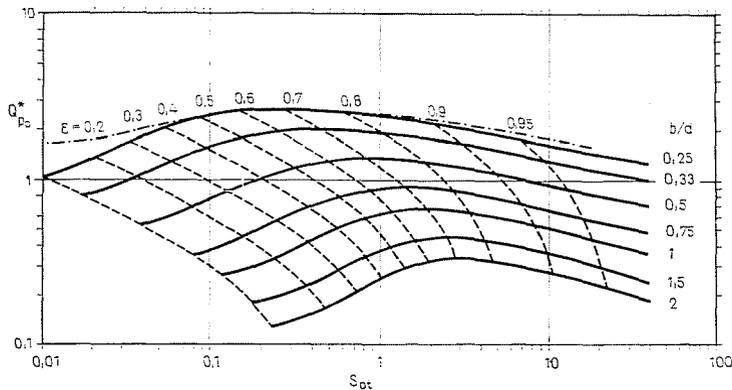


Bild 9. Öldurchflußzahl des 180°-Lagers für eine Ölbohrung bei Zufuhrdruck

Die aus Gl. (18) berechneten Werte sind für $b/d = 0,25$ strichpunktier in Bild 9 dargestellt. Der Öldurchfluß wird nur bei $\varepsilon = 0$ durch die zwei Bohrungen verdoppelt. Im praktisch wichtigen Bereich $0,5 < \varepsilon < 0,95$ ist die Abweichung von Gl. (17) und Gl. (18) $< 5\%$.

4.4. Axiale Ölnot, Öltasche

In der Praxis kommt eine einfache Ölbohrung selten vor. für die bessere Ölverteilung wird eine axiale Ölnot, oder eine Öltasche vorgesehen (Bild 10).

Die theoretische Lösung für eine ellipsenförmige Nut und für eine konzentrische Zapfenlage ist im schon genannten Werk von HIRANO—SHODAI [28]

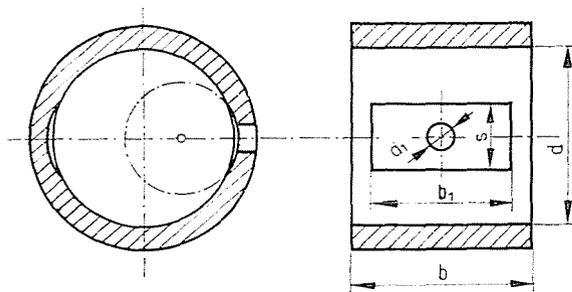


Bild 10. Die Ausbildung der axialen Ölnot

zu finden. Die Öldurchflußzahl läßt sich als das Produkt von zwei Näherungsfunktionen anschreiben, von denen sich die erste auf die Nutbreite $s = 0$ bezieht, während durch die zweite die endliche Nutbreite berücksichtigt wird:

$$[Q_p^*]_{\varepsilon=0} = \frac{1}{3} \frac{1}{\sqrt[3]{\frac{b}{b_1} - 1}} \left[1 + \frac{s}{r} \frac{1,5}{\sqrt[3]{\frac{b}{b_1} - 1}} \right] \frac{d}{b} \quad (19)$$

Der Einfluß der exzentrischen Zapfenlage ist derselbe wie bei der Ölbohrung. Da zu $\varepsilon = 0$ die Öldurchflußzahl

$$[Q_{p0}^*]_{\varepsilon=0} = 0,2 \frac{d}{b} \quad (20)$$

gehört, zeigt der Quotient aus Gl. (19) und Gl. (20) an, eine wievielfach größere Ölmenge durch die Axialnot von angegebener Abmessung strömt als durch die einfache Ölbohrung. Somit ist die für eine axiale Ölnot berechnete Öldurch-

flußzahl:

$$Q_p^* = \frac{5}{3} \frac{1}{\sqrt[3]{\frac{b}{b_1} - 1}} \left[1 + \frac{s}{r} \frac{1,5}{\sqrt[3]{\frac{b}{b_1} - 1}} \right] Q_{p_0}^* \left(S_{0t}, \frac{b}{d} \right). \quad (21)$$

Die Werte von $Q_{p_0}^*$ sind für ein angegebenes b/d den Bildern 8 bzw. 9 zu entnehmen.

CAMERON [17] stellte nur für 180°-Lager mit zwei Nuten Berechnungen an, die zwar geringfügigere Abweichungen aufweisen, doch dem Charakter nach mit (21) übereinstimmen.

5. Bekräftigung durch Versuche

5.1. 360°-Lager

Der Vergleich der theoretischen Zusammenhänge mit Versuchsergebnissen zeigt, ob die durch die zwei verschiedenen Öldurchflußzahlen bestimmten Ölmengen unmittelbar summiert werden dürfen. Heute erfolgt die Ölversorgung in der Praxis beinahe ausschließlich mit Pumpen und nur sehr selten werden Ölgefäße mit direktem Zufluß benutzt. Der Nachteil letzterer besteht darin, daß Instabilität in der Ölversorgung vorkommen kann, worauf schon unter Punkt 3.3.5 hingewiesen wurde. Von WENGER [20], [21] wurde durch Versuche, in Abhängigkeit von ε , der zur störungslosen Ölzufuhr erforderliche minimale Zufuhrdruck bestimmt. Die drucklose Ölzufuhr ist nur im Bereich $S_{0t} < 0,3$ zulässig. Über diesem Wert ist ein minimaler Zufuhrdruck von $p_0 = 0,04$ kp/cm² notwendig.

Auf Bild 6 sind auch die Meßergebnisse von WENGER und KINZ [29] eingezeichnet, die im Bereich $1 < S_{0t} < 10$ den Zusammenhang

$$Q_t^* = 0,7 \sqrt[3]{S_{0t}} \quad (22)$$

bestätigen.

Zum weiteren experimentellen Beweis wurden Messungen mit 10 Ölsorten durchgeführt, deren bei 50 °C gemessene Viskosität in den Bereich 8—140 cP fällt. Die Angaben des Prüflagers: $d = 30$ mm, $b/d = 1,66$, $\nu = 5 \cdot 10^{-3}$. Das Öl wurde mit einer Pumpe bei einem Druck von $p_0 = 0,2$ kp/cm², über eine axiale Verteilungsnut mit den Abmessungen: $b/b_1 = 1,2$, $s = 6$ mm zugeführt. Im Laufe der 142 Messungen wurde die Winkelgeschwindigkeit in den Grenzen zwischen $\omega = 50 - 300$ l/sec, die Viskosität in denen zwischen $\eta = 6 - 500$ kpsec/cm² variiert (bei einem Teil der Versuche durch Vorwärmung des zugeführten Öls). Zuzufolge des verhältnismäßig großen Lagerspiels kann die unter Druck durchfließende Ölmenge trotz des kleinen Zufuhrdruckes nicht unberücksichtigt bleiben.

Die Aufteilung der gemessenen Gesamtölmenge auf aus Tangentialbewegung und Zufuhrdruck stammende Teile ist durch Berechnung möglich:

$$\frac{Q}{r^3 \eta \omega} = Q_i^*(S_{0t}) + \frac{p_0 \eta^2}{\eta \omega} Q_p^*(S_{0t}). \quad (23)$$

Die Abmessungen der angegebenen Axialnut in Gl. (21) eingesetzt, ergibt sich $Q_p^* = 5,15 Q_{p0}^*$, somit läßt sich der aus dem Druck stammende Teil mit Hilfe von Bild 8 berechnen. Bild 11 zeigt die gemessenen Werte der Öldurchflußzahl

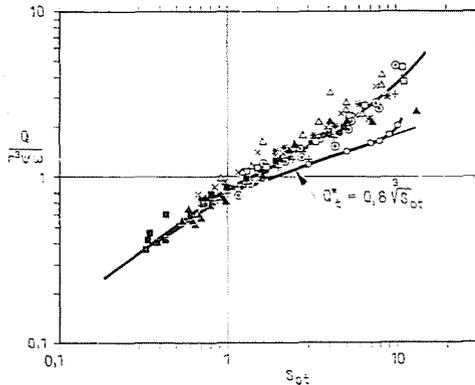


Bild 11. Meßergebnisse zur Öldurchflußzahl (360°-Lager)

bzw. den Wert Q_i^* , nachdem der aus Druck stammende Teil in Abzug gebracht wurde, der im Bereich $1 < S_{0t} < 10$ mit der Beziehung

$$Q_i^* = 0,8 \sqrt[3]{S_{0t}} \quad (24)$$

aufgeschrieben werden kann.

Die Meßstreuung ist nur scheinbar. Da der Q_p -Wert durch die Temperatur des eintretenden Öls und die Sommerfeldzahl durch die durchschnittliche Betriebstemperatur des Lagers bestimmt werden, können in Abhängigkeit von der Ölvorwärmungstemperatur zur selben Sommerfeldzahl verschiedene Durchflußzahlen gehören.

Eine ähnliche Gesetzmäßigkeit konnten wir für den Öldurchfluß durch die Verarbeitung der Meßergebnisse von RAJAKOVICS [30] ($d = 30$ mm, $b/d = 0,6$, $\eta = 1,5 \cdot 10^{-3}$) feststellen. Die obenangeführte Rechenmethode wurde auch bei der Auswertung der Messungen Nr. 44—94 von CARL [3] benutzt. Die Daten des Versuchslagers: $d = 65$ mm, $b/d = 0,33$ und $0,5$, $\eta = 0,5 - 1 \cdot 10^{-3}$. Der Zufuhrdruck des Öls: $p_0 = 2$ kp/cm², die Abmessungen der Axialnut: $b/b_1 = 1,23$, $s = 11$ mm. Die Winkelgeschwindigkeit änderte

sich in den Grenzen: $\omega = 52,5 - 157$ l/sec, und die Viskosität in denen zwischen $\eta = 12 - 21 \cdot 10^{-8}$ kpsec/cm². Die durch Gl. (21) und (23) bestimmten Q_t^* -Werte sind im Bild 12 zu finden; diese können im Bereich $1 < S_{0t} < 10$ mit dem funktionellen Zusammenhang $Q_t^* = C \sqrt[3]{S_{0t}}$ ausgedrückt werden.

Erschwert wird die Auswertung der Carlschen Messungen dadurch, daß seine Versuche nicht zur Bekräftigung der Gesetzmäßigkeit des Öldurchflusses, sondern zur Bestätigung der Funktion $S_{0t}(\varepsilon)$ durchgeführt wurden und bei der Prüfung des Gasinhalt-Einflusses eine bedeutende Menge Luft dem Öl zugemischt wurde.

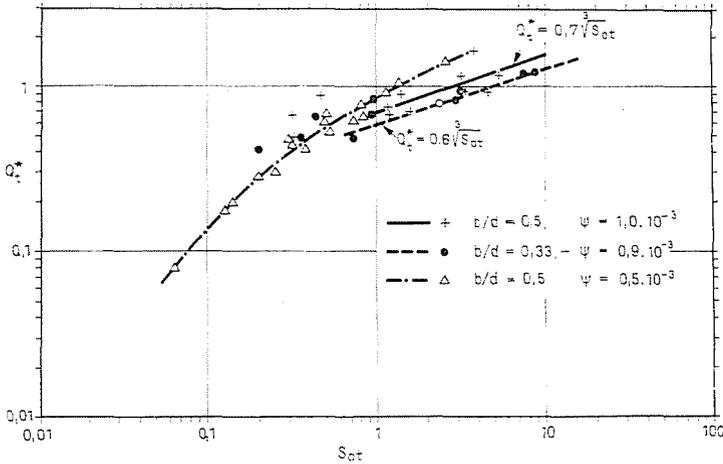


Bild 12. Meßergebnisse zur Öldurchflußzahl (360°-Lager)

5 2. 180°-Lager

Die im Punkt 3.3.3 beschriebenen Grenzbedingungen der theoretischen Berechnung können in der Praxis recht große Abweichungen aufweisen. Schon wegen der axialen Nut vergrößert sich der Umschließungsbogen, der durch den Zufuhrdruck noch erweitert wird, wodurch sich der Ölfilmumfang beim Werte $\beta + \pi/2 < \beta < \beta + \pi$ einstellt. Die in Unkenntnis der Funktion $\varphi_1(p_0)$ berechneten Meßergebnisse der 180°-Lager mit Druckölschmierung weichen notwendigerweise von den theoretischen Werten ab, u. zw. auf die sichere Seite.

Die Angaben des NÜCKERSCHEN [1] Versuchslagers sind: $d = 220$ mm, $b/d = 1,36$, $\psi = 2,63 \cdot 10^{-3}$, $b/b_1 = 10$, $s = 15$ mm und $p_0 = 0,5 - 2$ kp/cm². Die Q_p^* Werte der Öldurchflußzahl wurden mit Gl. (21), und mit den Angaben in Bild 9 berechnet, die Q_t^* Werte auf Grund von Gl. (23). Die theoretischen Öldurchflußzahlen des 180°- und des 360°-Lagers sind in Bild 13 mit gestrichelter Linie aufgezeichnet, und daneben sind die aus den Meßergebnissen berech-

neten Werte angegeben. Die zu den Zufuhrdrücken $p_0 = 0,5$ und 1 kp/cm^2 gehörenden Meßpunkte weisen mit dem Durchschnittswert $Q_t^* = 0,5$ den Charakter des 180° -Lagers auf, während dem Wert $p_0 = 2 \text{ kp/cm}^2$ der Öldurchfluß des 360° -Lagers entspricht.

Von STEPHAN [31] wurden im Umdrehungszahl-Bereich $n = 10\,000$ — $25\,000 \text{ l/min}$ eine große Zahl von Messungen durchgeführt; unsere nach Gl. (23) berechneten Ergebnisse für eine dieser Meßreihen sind in Tabelle 4 aufgetragen.

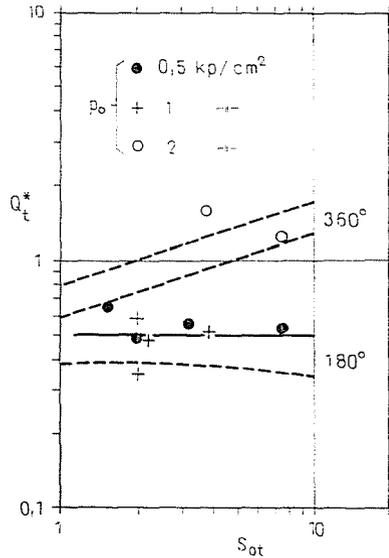


Bild 13. Meßergebnisse zur Öldurchflußzahl (180° -Lager)

Die Angaben der Versuchslagers sind: $d = 48 \text{ mm}$, $b/d = 0,73$, $\psi = 4,25 \cdot 10^{-3}$, $n = 10\,000/\text{min}$, $p_0 = 0,5 - 1,5 \text{ kp/cm}^2$, $b/b_1 = 1,75$, $s = 12 \text{ mm}$.

Im Bereich $S_{0t} > 1$ ist die Übereinstimmung der gemessenen und berechneten Werte sehr befriedigend.

In den Bildern 4 und 9 ist zu erkennen, daß im Bereich $1 < S_{0t} < 10$, die Veränderungen von Q_t^* und Q_p^* unter 20% liegen. Dies ermöglicht auch in Unkenntnis der Viskosität und der Temperatur Berechnungen von den praktischen Bedürfnissen entsprechender Genauigkeit, wenigstens für schwerbelastete Lager. Als Beispiel möge dazu die Berechnung der Walzenlager Typ Morgoil dienen. Die üblichen Abmessungsverhältnisse sind: $b/d = 0,9 - 1,1$, $s/r = 0,9$, $b_1/b = 0,85$. Nach Gl. (21) berechnet ist $Q_p^* \cong 6$ und aus Bild 4 gilt $Q_t^* = 0,4$; die spezifische Lagerbelastung beträgt 210 kp/cm^2 , $p_0 = 0,8 - 0,9 \text{ kp/cm}^2$. Der wahrscheinliche Wert der Sommerfeldzahl ist zwischen 5 bis 10; somit kann $p_0 \psi^2/\eta\omega = 0,025 - 0,05$ sein. Mit Gl. (23) erhält man $Q/r^3 \psi\omega = 0,55 - 0,7$.

Tabelle 4

Berechnete und gemessene [31] Öldurchflußzahl-Werte für 180°-Lager

	S_{0f}	1	2	3	4
$p_0 \psi^2 / \eta \omega$	Q_t^*	0,38	0,37	0,37	0,36
	Q_p^*	2,09	2,13	2,00	1,90
0,1915	$Q_p / r^3 \psi \omega$	0,40	0,41	0,38	0,36
	$Q / r^3 \psi \omega$	0,76	0,78	0,75	0,72
Meßwerte	$Q / r^3 \psi \omega$	0,86	0,79	0,72	0,67
0,111	$Q_p / r^3 \psi \omega$	0,23	0,24	0,22	0,21
	$Q / r^3 \psi \omega$	0,61	0,61	0,59	0,57
Meßwerte	$Q / r^3 \psi \omega$	0,76	0,66	0,61	0,58
0,067	$Q_p / r^3 \psi \omega$	0,14	0,14	0,13	0,13
	$Q / r^3 \psi \omega$	0,52	0,51	0,50	0,49
Meßwerte	$Q / r^3 \psi \omega$	0,67	0,61	0,55	0,52
0,040	$Q_p / r^3 \psi \omega$	0,084	0,085	0,080	0,076
	$Q / r^3 \psi \omega$	0,464	0,455	0,450	0,436
Meßwerte	$Q / r^3 \psi \omega$	0,59	0,50	0,46	0,44

im Mittelwert 0,625. Die Messungen von DIEDRICH—NIERMANN [32] an 10 Lagern Typ Morgoil ($d = 950$ und 860 mm) unter verschiedenen Betriebsbedingungen ergaben die Öldurchflußzahlen $Q / r^3 \psi \omega = 0,43 - 0,76$ (durchschnittlich 0,617), was mit der vorstehenden Berechnung übereinstimmt.

5.3. 60°-Lager

Die Versuche Nr. 129—137 von CARL [3] mit Vierflächenlagern beziehen sich auf eine konzentrische Zapfenlage. Die geometrischen Werte lauten: $d = 65$ mm, $b/d = 0,5$, $\psi_{\min} = 0,92 \cdot 10^{-3}$, $\psi = 8 \cdot 10^{-3}$, $\epsilon_0 = 0,885$. Nach der Messung beträgt die Durchflußzahl je Lagerfläche: $Q_t^* = 0,081$, ein Wert, der etwas höher ist, als in Tabelle 3 für 60°-Lager angegeben. (Nach Abzug der Ölnutbreite beträgt der Umschließungswinkel 72°.)

6. Zusammenfassung

Für 360°-Lager wurde durch Versuchsergebnisse hinsichtlich der Tangentialbewegung die Gültigkeit des Zusammenhangs (10) bewiesen. Die Abhängigkeit des Faktors C von b/d ist unbedeutend, ein Umstand, demzufolge für die in der Praxis vorkommenden Breitenverhältnisse $0.4 < b/d < 1.5$ und im Bereich $1 < S_{0f} < 10$

$$Q_f^* = 0.7 \sqrt[3]{S_{0f}^-} \quad (25)$$

gilt und im Bereich $S_{0f} < 1$ die Beziehung

$$Q_f^* = 0.7 S_{0f}, \quad (26)$$

eine vom Breitenverhältnis unabhängige Berechnung ermöglicht. Für 180°-Lager ist bei $S_{0f} > 1$ der Zusammenhang $Q_f^* = 0.4$ verwendbar.

Bei unter Druck eintretendem Öl wurde durch die Versuche die Richtigkeit der Gl. (21) sowie der Angaben in den Bildern 8 und 9, wie auch die Feststellung bewiesen, daß die Gesamtölmenge auf Grund von Gl. (23) durch unmittelbare Summierung berechnet werden kann.

Literatur

1. NÜCKER, W.: Über den Schmiervorgang im Gleitlager. VDI-Forsch.-Heft 352. Berlin 1932.
2. BUSKE, A.: Der Einfluß der Lagergestaltung auf die Belastbarkeit und Betriebssicherheit. Stahl und Eisen 71, 1420–1433. (1951).
3. CARL, TH.: Das zylindrische Gleitlager unter konstanter und sinusförmiger Belastung. Diss. Techn. Hochschule Karlsruhe 1962.
4. REYNOLDS, O.: Über die Theorie der Schmierung. Ostwalds Klassiker, Nr. 218. Akademische Verlagsgesellschaft Leipzig. 1927.
5. GÜMBEL, L.: Reibung und Schmierung im Maschinenbau. VDI-Verlag, Berlin 1925.
6. FRÄNKEL, A.: Berechnung von zylindrischen Gleitlagern. Diss. Eidgen. Techn. Hochschule Zürich 1944.
7. VOGELPOHL, G.: Zur Integration der Reynoldsschen Gleichung für das Zapfenlager endlicher Breite. Ing. Archiv 14, 192–212 (1943).
8. BAUER, K.: Einfluß der endlichen Breite des Gleitlagers auf Tragfähigkeit und Reibung. Forsch. Ing.-Wes. 14, 48–62 (1943).
9. KODNIR, D. S.: Rastschet grusopodemnosti podschipnikow skolschenija. CNIITMAS Moskau 1948.
10. SCHIEBEL, A.: Die Gleitlager. Springer-Verlag, Berlin 1933.
11. OCVIRK, F. W.—DU BOIS, G. B.: Analytical derivation and experimental evaluation of short bearing approximations of full journal bearings. NACA Tech. Rep. Nr. 1157. (1953)
12. SASSENFELD, H.—WALTHER, A.: Gleitlagerberechnungen. VDI-Forsch.-Heft 411. Düsseldorf 1954.
13. KOCHANOWSKY, W.: Die Brauchbarkeit der Reynoldsschen Theorie der Schmiermittelreibung für die Berechnung des Ölbedarfes eines Gleitlagers. Z. angew. Math. Mech. 36, 212–221 (1956).
14. BARWELL, F. T.: Lubrication of bearings. Butterworths Ltd. London 1956.
15. HOLLAND, J.: Beitrag zur Erfassung der Schmierverhältnisse in Verbrennungskraftmaschinen. VDI-Forsch.-Heft 475. Düsseldorf 1959.
16. FEDOR, I. V.: Half Sommerfeld approximation for finite journal bearings. Trans. ASME D. 85, 435–438 (1963).
17. CAHMERON, A.: The principles of lubrication. Longmans Ltd. London 1966.
18. RAIMONDI, A. A.—BOYD, J.: A solution for the finite journal bearing and its application to analysis and design. Trans. ASLE 1, 159–209 (1958).
19. FULLER, D. D.: Theory and practice of lubrication for engineers. J. Wiley Inc. New York 1956.
20. VOGELPOHL, G.: Betriebssichere Gleitlager. 1. Bd. 2. Aufl. Springer-Verlag, Berlin 1967.
21. WENGER, E.: Die Schmierölaufuhr an Gleitlagern mit Losring und Festring und ihr Einfluß auf das Laufverhalten. Schmiertechnik 3, 123–129 (1956).

22. COLE, J. A.—HUGHES, C. J.: Oil flow and film extent in complete journal bearings. Proc. Inst. Mech. Eng. **170**, 494—510 (1956).
23. BARTZ, W.: Vergleichende Untersuchung des Seitenflusses von Gleitlagern bei Schmierung mit strukturviskosen und reinviskosen Ölen. VDI-Forsch.-Heft 530. Düsseldorf 1968.
24. VOGELPOHL, G.: Beiträge zur Kenntnis der Gleitlagerreibung. VDI-Forsch.-Heft 386. Berlin 1937.
25. DROSTE, K.: Schmierungsgerechte Konstruktion. VDI-Ber. 111. S. 15—19.
26. MC KEE, S. A.: Oil flow in plain journal bearings. Trans. ASME **74**, 841—848 (1952).
27. WILCOCK, D. F.—ROSENBLATT, M.: Oil flow key factor in sleeve bearing performance. Trans. ASME **74**, (1952) S. 848—866.
28. HIRANO, F.—SHODAI, N.: Oil flow coefficient of pressure fed journal bearing. Bull. Japan Soc. Mech. Eng. **1**, 184—188 (1958).
29. KINZ, H.: Beitrag zur experimentellen Untersuchung von zylindrischen Gleitlagern. Diss. Techn. Hochschule Karlsruhe 1964.
30. RAJAKOVICS, E. v.: Über die Prüfung der Laufeigenschaften von Lagermetallen. Metallw. **22**, 361—368 (1943).
31. STEPHAN, H.: Temperatur und Verlagerung von zylindrischen Gleitlagern bei hoher Drehzahl. VDI-Forsch.-Heft 439. Düsseldorf 1953.
32. DIEDRICH, A.—NIERMANN, W.: Die Schmierungsanlagen einer neuen Block-Brammen-Straße und einer neuen Breitbandstraße. Stahl u. Eisen **76**, 469—474 (1956).

Dr. József CZÉCI, Budapest XI, Műegyetem rkp. 3, Ungarn