

**Einzelkonstruktionen aus dem Maschinenbau**  
Herausgegeben von Professor Dipl.-Ing. C. Volk, Berlin · Achtes Heft

---

---

# Die Gleitlager

## (Längs- und Querlager)

Berechnung und Konstruktion

Von

**Dr. A. Schiebel †**

weiland o. ö. Professor der deutschen  
technischen Hochschule zu Prag

Nach dem Tode des Verfassers bearbeitet von

**Dr.-Ing. K. Körner**

o. ö. Professor der deutschen technischen  
Hochschule zu Prag

Mit 95 Abbildungen im Text  
und auf 29 Tafeln



**Berlin**  
Verlag von Julius Springer  
1933

ISBN-13:978-3-642-89353-7 e-ISBN-13:978-3-642-91209-2  
DOI: 10.1007/978-3-642-91209-2

Alle Rechte, insbesondere das der Übersetzung  
in fremde Sprachen, vorbehalten.  
Copyright 1933 by Julius Springer in Berlin.  
Softcover reprint of the hardcover 1st edition 1933

## Vorwort.

Unter einem Lager verstehen wir einen Maschinenteil, der dazu dient, die Lage der Achse sich drehender Körper festzuhalten. Dabei werden Kräfte in radialer Richtung von Quer- oder Traglagern, in achsialer Richtung von Längs- oder Spurlagern aufgenommen. Natürlich kommen auch beide Krafrichtungen gemeinsam vor.

Unter Gleitlagern verstehen wir Lager, bei denen die genannten Kräfte durch zwei Trag- oder Gleitflächen aufgenommen werden, die durch eine Schmiermittelschicht voneinander getrennt sind. Sind zwischen die Tragflächen Teile eingeschoben, die durch Abwälzen die Reibungswiderstände vermindern sollen, so erhält man Wälzlager, und zwar jeweils Kugel- oder Rollenlager.

Für die hier zu behandelnden Gleitlager hat die Schmierung entscheidende Bedeutung. Sie hat die Reibungsverluste und damit auch die nutzlos verbrauchte Arbeit und den Verschleiß der gleitenden Flächen zu vermindern, wodurch auch Erneuerungen, Wiederherstellungen und damit verbundene Stillstände vermieden werden. Die Wirtschaftlichkeit erfordert auch Sparsamkeit mit dem Schmiermittel und in der Bedienung.

Dieser enge Zusammenhang zwischen dem Wesen der Schmierung und dem Bau der Gleitlager hat den Verfasser Professor Schiebel veranlaßt, mit Hilfe von Näherungsverfahren die Grundlagen der Strömungslehre so zu verwerten, daß übersichtliche, anschauliche und für die praktische Verwendung geeignete Ergebnisse erzielt werden konnten, die mit den Versuchsergebnissen und Betriebsverhältnissen genügend übereinstimmen und die namentlich einen Vergleich zwischen ähnlichen Lagerbauarten gestatten. Professor Schiebel hat die Arbeit bereits im Jahre 1930 begonnen. Leider konnte er sie nicht mehr selbst vollenden, doch waren bei seinem Tode im August 1931 alle wesentlichen Abschnitte fertig gestellt.

Deren Ordnung und Durchsicht und das Einfügen kleinerer Zusätze blieben dem Bearbeiter vorbehalten.

Der mathematisch-physikalische Teil wird ergänzt durch die Erörterung der baulichen Einzelheiten und durch sorgfältig ausgewählte Abbildungen.

Die in den Tafeln enthaltenen Abbildungen <sup>1</sup> sind unmittelbar nach Ausführungen erster Firmen gezeichnet.

P r a g , im März 1933.

**K. Körner.**

---

<sup>1</sup> Die Tafelabbildungen sind durch ein der Nummer vorangestelltes „T“ gekennzeichnet.

# Inhaltsverzeichnis.

## I. Theorie der Schmierung.

	Seite
1. Das Wesen der Schmierung . . . . .	1
2. Die Zähigkeit der Schmieröle . . . . .	3
3. Die Beurteilung der Lagerschmiermittel . . . . .	5
4. Druckerzeugung in der Schmierschichte. . . . .	7
5. Integration der Druck- und Reibungsgleichung . . . . .	9
6. Halbflüssige Reibung . . . . .	13
7. Ebene Stützfläche von unbegrenzter Breite . . . . .	15
8. Belastung und Reibung auf ebener rechteckiger Gleitfläche . . . . .	17
9. Berücksichtigung der Zähigkeitsänderung . . . . .	19
10. Druck- und Reibungsverhältnisse des zylindrischen Tragzapfens von unbegrenzter Länge . . . . .	21
11. Zahlengrößen bei der Vollschale von unbegrenzter Länge . . . . .	25
12. Zahlengrößen bei der Halbschale von unbegrenzter Länge . . . . .	26
13. Belastung und Reibungszahl der Traglager . . . . .	27
14. Zahlengrößen bei der Vollschale von endlicher Länge . . . . .	28
15. Zahlengrößen bei der Halbschale von endlicher Länge . . . . .	30
16. Vergleich von Voll- und Halbschale . . . . .	30
17. Berechnung der Traglager auf Grundlage der Schmierschichtdicke . . . . .	31
18. Die Reibungszahl der Unterschale . . . . .	35
19. Zusätzliche Reibung in der Oberschale . . . . .	36
20. Die Lagerreibungswärme . . . . .	38
21. Die Wärmeausstrahlung der Lager . . . . .	39
22. Die Wärmeabfuhr durch Ölspülung. . . . .	41
23. Die Druckölschmierung der Traglager . . . . .	42
24. Die Einwirkung der Formänderungen . . . . .	43
25. Die Berechnung der Spurlager . . . . .	48
26. Druckölschmierung der Spurlager . . . . .	51

## II. Konstruktion der Lager.

A. Quer- oder Traggleitlager . . . . .	53
Allgemeines. . . . .	53
Laufflächen. . . . .	54
Gestaltung der Schalen . . . . .	55
Schmierung. . . . .	56
Gestaltung der Lagerkörper . . . . .	61
Ausführungsbeispiele (Tafel 1 bis 20) . . . . .	62
B. Längs-, Spur- oder Stützgleitlager . . . . .	62
Die druckaufnehmenden Tragteile . . . . .	62
Ausführungsbeispiele (Tafel 21 bis 29) . . . . .	66

## Anhang.

Normaldurchmesser. Passungen . . . . .	67
Tafel 1 bis 29	

# I. Theorie der Schmierung.

## 1. Das Wesen der Schmierung.

Die unmittelbare Auflage des Zapfens auf der Tragfläche in rein metallischer Berührung verursacht unnötig große Reibungsverluste. Unter allen Umständen ist daher die trockene Reibung durch Einbringen eines Schmiermittels, welches den Raum zwischen den beiden Gleitflächen vollständig ausfüllt, in die kleinere Reibung geschmierter Flächen umzuwandeln.

Eine richtige Schmierwirkung wird erzielt, wenn die trennende Zwischenschichte genügend tragfähig ist, um den Zapfendruck dauernd aufzunehmen. Das Tragvermögen erlangt ein Schmiermittel durch seine Zähigkeit und Haftfähigkeit. Die besondere Ausnützung jeder einzelnen Eigenschaft führt zu zwei grundsätzlich voneinander verschiedenen Schmierarten, der Zähigkeits- und der Haftschnierung; ihre gemeinsame Anwendung erfolgt bei der gemischten Schmierung.

Die Zähigkeit kennzeichnet die innere Reibung des Schmiermittels, also den Widerstand, welchen die Flüssigkeitsteilchen einer gegenseitigen Verschiebung entgegensetzen.

Durch die Haftfähigkeit vermag das Schmiermittel die Oberflächen zu benetzen, sich auf ihnen auszubreiten und in den engsten Zwischenraum einzudringen. Mangelnde Adhäsion macht eine Flüssigkeit zur Schmierung unbrauchbar. So kann man Wasser-schnierung nur bei sorgfältiger Entfettung der Zapfen- und Schalenfläche anwenden. Die gewöhnlichen Schmiermittel haften indes so innig an den metallischen Flächen, daß eine Verschiebung der unmittelbar anliegenden Grenzschichten durch die Flüssigkeitströmung ausgeschlossen ist. Einen Anhalt zur Beurteilung der Haftfähigkeit gibt die Oberflächenspannung des Schmiermittels. Je größer die Oberflächenspannung ist, desto geringer ist die Haftfähigkeit und damit der Schmierwert.

Die vollkommenste Schmierausführung ist durch die Zähigkeitsschnierung verwirklicht. Hier wird eine zusammenhängende Schmierschichte in der Dicke von hundertstel Millimetern geschaffen, auf welcher der Zapfen schwimmt.

Ein solches Schmierkissen erhält seine Tragfähigkeit durch eine erzwungene Flüssigkeitströmung, wobei die Zähigkeit als innerer Verschiebungswiderstand die Druckäußerungen auffängt. Der Entfall jeder metallischen Berührung sichert einen verschleißlosen Betrieb und die niedrigsten Arbeitsverluste, da nur reine Flüssigkeitsreibung zu überwinden ist. Die Wirksamkeit der Schmierung ist vom Baustoff der Oberflächen unabhängig. Von Einfluß ist nur die Zähigkeit des Schmiermittels; dickflüssige Öle tragen besser als dünnflüssige. Die Einzelheiten der Zähigkeitströmung unterliegen den hydrodynamischen Gesetzen, so daß eine rechnerische Auswertung des Schmiervorganges möglich ist.

Die Zähigkeitsschnierung bezeichnet man auch als Vollschmierung im Gegensatz zu den weniger vollkommenen Schmierzuständen, die man unter dem Namen Teilschnierung zusammenfaßt, weil nur ein unterbrochener Ölfilm zustande kommt.

Fehlen alle Vorbedingungen für die Ausbildung einer Zähigkeitsschnierung, so vermag bloß die Haftfähigkeit der trennenden Schmierschichte einen Halt zu geben. Doch erstreckt sich ihre Wirksamkeit nur auf ein ganz dünnes Ölhäutchen, dessen Dicke von kleinerer Größenordnung ist, als der Ölfilm der Zähigkeitströmung. Die Bindung und Verdichtung der Ölmoleküle an den Gleitflächen ist so beträchtlich,

daß die an Zapfen und Schale anliegenden Grenzschichten nahezu plastisch werden und bei der Bewegung aufeinander abgleiten<sup>1</sup>. Die dabei auftretende Grenzschichtreibung ist größer als der Reibungswiderstand der Zähigkeitströmung, da der geringe Abstand der Gleitflächen eine verstärkte Molekularwirkung auslöst.

Ein solcher idealer Zustand, der wegen der Kleinheit der Schichtdicke vollständig glatte Oberflächen voraussetzt, ist aber bei der Haftschnierung in Wirklichkeit nicht zu erwarten.

Die unvermeidlichen Ungenauigkeiten in der Flächenausführung bedingen wesentliche Dickenunterschiede der eingeschlossenen Ölschichte. Tragfähig ist nur der dünne Ölbelag an den erhabenen Stellen, die Ölfüllung der Hohlräume verhält sich untätig. Hierdurch erfährt die eigentliche Tragfläche eine fühlbare Minderung, so daß örtliche Überlastungen auftreten können, die ein Wegstreichen der dünnen Ölhaut bei der Bewegung zur Folge haben. An den bloßgelegten Stellen macht sich dann trockene Reibung geltend, während in den verbleibenden Tragstellen mit Ölbedeckung Grenzschichtreibung weiterbesteht. Die Vereinigung dieser beiden Reibungsformen bei der Haftschnierung nennt man halbtrockene Reibung. Ihre Werte sind je nach den Umständen stark veränderlich und entziehen sich einer genauen rechnerischen Ermittlung, so daß man sich bei Rechnungen mit der Formel der trockenen Reibung behelfen muß.

Die Verhältnisse der Haftschnierung sind sehr verwickelt<sup>2</sup> und heute noch nicht genügend erforscht. Für diese Art der Schmierung ist die Zähigkeit des Schmiermittels nebensächlich; von Bedeutung ist nur die Haftfähigkeit. Fette Öle sind im Vorteil gegenüber den Mineralölen. Auch ist die Reibung vom Baustoff und der Oberflächengüte der Zapfen und namentlich der Lagerschalen abhängig; manche Lagermetalle zeigen besonders günstige Ergebnisse.

Mit gemischter Schmierung hat man zu tun, wenn Haft- und Zähigkeitsschnierung gleichzeitig bestehen. Dies ist der Fall bei Ausführungen, die eine Keilschnierschicht für Zähigkeitsschnierung vorsehen. Bei unzureichender Gleitgeschwindigkeit sitzt dann der Zapfen in Punkt- oder Linienberührung auf der Lagerschale an jenen Stellen auf, wo der Ölfilm wegen der äußerst geringen Dicke nur durch seine Haftfähigkeit tragen kann. Tragend ist aber auch der weitere Großteil der Auflage, wo der größere Zwischenraum das Zustandekommen einer Zähigkeitströmung ermöglicht. Die mit beiden Schmierarten verknüpften Reibungserscheinungen nennt man in ihrer Gesamtheit halbflüssige Reibung. Rechnerisch erfaßt man sie aus den Teilbeträgen der trockenen Reibung in der Kantenauflage und der flüssigen Reibung im Gebiete der Zähigkeitströmung; doch fehlen auch hier zuverlässige Unterlagen für eine zutreffende Zahlenberechnung. Für gemischte Schmierung kommen Zähigkeit und Haftfähigkeit des Schmiermittels in Betracht; ebenso beeinflußt das Lagermetall den Reibungsvorgang.

Als natürliche Folge der metallischen Berührung stellt sich eine örtliche Abnutzung ein; in der ölfreien Auflage werden Stoffteilchen abgetrennt. Selbstverständlich ist man aus Gründen der Erhaltung und des Arbeitsverlustes bestrebt, den Lagerverschleiß möglichst einzuschränken; doch lassen sich in einzelnen Fällen größere Abnutzungen nicht umgehen. Betriebsfähig bleibt eine Lagerfläche so lange, als die Flächenglätte keine Einbuße erleidet. Wird aber die Fläche durch den Verschleiß aufgeraut, so kommt es schließlich zu einem Fressen der Flächen, wobei unter der Einwirkung zunehmender Reibung und Temperatur eine Zerstörung der Fläche Platz greift.

<sup>1</sup> Walther: Schmiermittel. Dresden 1930; vom Ende: Die Molekulareigenschaften der Schmier-schicht. Handbuch der physikalischen und technischen Mechanik.

<sup>2</sup> Vgl. V. Viegand: Die Messung der Schmierfähigkeit von Ölen. Techn. Mechanik u. Thermodynamik. 1. Jahrg. 1930, S. 101.

## 2. Die Zähigkeit der Schmieröle.

Die Zähigkeit in  $\text{kg m}^{-2}\text{s}$  mißt entsprechend der Gl. (4) den Gleitwiderstand in  $\text{kg}$ , den eine zwischen zwei parallelen Ebenen eingeschlossene Flüssigkeit auf  $1 \text{ m}^2$  Fläche äußert, wenn der Flächenabstand  $1 \text{ m}$  ist und die gegenseitige Verschiebung mit einer Geschwindigkeit von  $1 \text{ ms}^{-1}$  erfolgt. Auf dieser Bezeichnung in den technischen Maßeinheiten  $\text{kg}$ ,  $\text{m}$  und  $\text{s}$  fußen im folgenden alle Zähigkeitsangaben und Berechnungen.

Im physikalischen Maßsystem wird die Zähigkeit in  $d\eta \text{ cm}^{-2}\text{s}$  gemessen; die physikalische Einheit wird ein Poise genannt, in Beziehung auf Poiseuille wegen seiner Verdienste um die Strömungslehre; ein Hundertstel von ein Poise ist ein Zentipoise (abgekürzt *cp*). Die technische Maßeinheit der Zähigkeit ist somit

$1 \text{ kg m}^{-2}\text{s} = \frac{0,981 \cdot 10^6}{10^4} \text{ dyn cm}^{-2}\text{s} = 98,1 \text{ Poise} = 9810 \text{ Zentipoise}$ . Einer Zähigkeit von  $i$  Zentipoise entspricht eine Zähigkeit  $\eta$  (in  $\text{kg m}^{-2}\text{s}$ ) von

$$\frac{i}{9810} = 0,000102 i.$$

Die unmittelbare Bestimmung der Zähigkeit aus dem Öldurchfluß durch eine Kapillarröhre<sup>1</sup> führt zwar zu genauen Ergebnissen, erfordert aber empfindliche Apparate. Für technische Zwecke bevorzugt man daher gewöhnlich ein einfacheres Verfahren, das allerdings nur Vergleichswerte der Zähigkeit liefert. Gemessen werden die Zeiten, die eine bestimmte Ölmenge und eine gleichgroße Wassermenge benötigen, um aus einem Gefäß durch ein lotrechtes Röhrchen abzufließen.

Handelsüblich ist in Deutschland<sup>2</sup> die Bezeichnung der Zähigkeit nach Englergraden, welche der Zähigkeitsmesser<sup>3</sup> von Engler vermittelt. Ein Englergrad ist das Verhältnis der Ausflußzeiten einer Ölmenge von  $0,21$  und einer gleichgroßen Wassermenge von  $20^\circ \text{ C}$ . Der Wasserwert des Apparates, d. i. die Ausflußzeit des Wassers, beträgt  $50$  bis  $52$  Sekunden und muß durch Eichung festgelegt werden.

Den Zusammenhang zwischen Englergraden  $E$  und absoluter Zähigkeit  $\eta$  gibt nach Ubbelohde<sup>4</sup> die Formel

$$\eta = 10^{-6} \gamma \left( 0,7370 E - \frac{0,6359}{E} \right), \quad (1)$$

wobei  $\gamma$  das spezifische Gewicht in  $\text{kg/m}^3$  ist.

Die Größe der Zähigkeit ist vom Druck<sup>5</sup> und von der Temperatur abhängig. Die Zähigkeit steigt mit dem Drucke. Dieser Umstand ist bei Vollschmierung wegen der meist geringen Lagerpressungen bedeutungslos; er wirkt sich jedoch günstig aus bei gemischter Schmierung, da unter der Einwirkung hoher Lagerpressungen der Ölfilm zäher und damit tragfähiger wird.

Hingegen macht sich der Einfluß der Temperatur ungünstig bemerkbar; mit steigender Temperatur nimmt die Zähigkeit ab. Der Zusammenhang zwischen diesen beiden Größen wird durch die Zähigkeitslinien (Abb. 1) dargestellt; ihr Verlauf kennzeichnet die Eigenart jeder Ölsorte.

Für die Temperaturabhängigkeit ist eine Reihe von Formeln<sup>5</sup> aufgestellt worden,

<sup>1</sup> Siehe Erk: Zähigkeitsmessungen an Flüssigkeiten und Untersuchungen von Viskosimetern. Forsch. Arb., Heft 288, 1927. Vgl. v. Mises, Phys. Zeitschr. 1911, S. 812.

<sup>2</sup> In Frankreich ist der Barbey-, in England der Redwood- und in Amerika der Saybolt-Zähigkeitsmesser gebräuchlich. Da jeder Apparat nach einem anderen willkürlichen Maß arbeitet, so ist ein gegenseitiger Vergleich der einzelnen Zähigkeitsgrade umständlich und auch ungenau.

<sup>3</sup> Beschreibung und Handhabung des Apparates siehe Ascher: Die Schmiermittel. 2. Aufl. Berlin: Julius Springer 1931.

<sup>4</sup> Tabellen zum Englerschen Viskosimeter. Leipzig: S. Hirzel 1907 u. 1918.

<sup>5</sup> Siehe Kiesskalt: Untersuchungen über den Einfluß des Druckes auf die Zähigkeit von Ölen und seine Bedeutung für die Schmiertechnik. Forsch. Arb., Heft 291, 1927.

die sich mehr oder minder gut dem wirklichen Verhalten anpassen. Hinreichend genau ist die älteste von Poiseuille<sup>1</sup> angegebene Beziehung

$$\frac{1}{\eta} = \frac{1}{\eta_{\Theta}} + c(t - \Theta)^2 \quad (2)$$

In dieser hyperbolischen Näherungsgleichung drückt  $c$  die Temperaturempfindlichkeit aus und  $\eta_{\Theta}$  die größte Zähigkeit bei der unteren Grenztemperatur  $\Theta$ , bis zu welcher der Formelausdruck gilt. Diese drei Bestimmungstücke berechnet man aus drei Zähigkeitswerten, gemessen bei verschiedenen Temperaturen.

#### Zahlenbeispiel 1:

Es ist der Zähigkeitsverlauf eines Schmieröles zu ermitteln, dessen Zähigkeitsuntersuchung und anschließende Umrechnung der Englergrade nach Gl. (1) folgende Werte ergeben:

$$\begin{aligned} 43,4 \text{ E}^{\circ} & \text{ bei } 20^{\circ} \text{ C} \text{ entsprechend } \eta_{20} = 0,0291 \\ 7,20 \text{ E}^{\circ} & \text{ „ } 50^{\circ} \text{ C} \quad \eta_{50} = 0,0047 \\ \text{und } 1,93 \text{ E}^{\circ} & \text{ „ } 100^{\circ} \text{ C} \quad \eta_{100} = 0,0010. \end{aligned}$$

Aus den drei Zähigkeitsgleichungen (2) wird zunächst durch Subtraktion der Wert  $\eta_{\Theta}$  ausgeschieden.

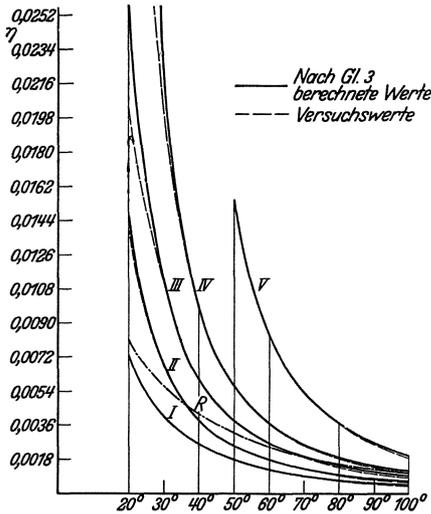


Abb. 1. Vergleich der Zähigkeitslinien.  
R = Rüböl, I—V = Angaben S. 5.

$$\begin{aligned} \frac{1}{\eta_{50}} - \frac{1}{\eta_{20}} &= c[(50 - \Theta)^2 - (20 - \Theta)^2] \\ \frac{1}{\eta_{100}} - \frac{1}{\eta_{50}} &= c[(100 - \Theta)^2 - (50 - \Theta)^2] \end{aligned}$$

und hierauf durch Division der Wert  $c$ :

$$\frac{\frac{1}{\eta_{50}} - \frac{1}{\eta_{20}}}{\frac{1}{\eta_{100}} - \frac{1}{\eta_{50}}} = \frac{(50 - \Theta)^2 - (20 - \Theta)^2}{(100 - \Theta)^2 - (50 - \Theta)^2}$$

Die weitere Ausrechnung liefert nacheinander die Bestimmungstücke

$$\Theta = 11^{\circ}, \quad c = 0,124 \quad \text{und} \quad \frac{1}{\eta_{\Theta}} = 24,$$

so daß die Zähigkeitsformel lautet:

$$\frac{1}{\eta} = 24 + 0,124(t - 11)^2$$

Darnach beträgt beispielsweise für eine Temperatur von  $t = 29^{\circ}$  die Zähigkeit  $\eta = 0,0156$ .

Bei höheren Temperaturen ist das Glied  $\frac{1}{\eta_{\Theta}}$  der Zähigkeitsgleichung (2) verhältnismäßig klein gegenüber dem zweiten Glied. Dieser Umstand erlaubt eine für Lagerrechnungen sehr bequeme Vereinfachung. Man vernachlässigt das unveränderliche Glied und setzt für die Zähigkeit den angenäherten Ausdruck:

$$\frac{1}{\eta} \approx c'(t - \Theta)^2. \quad (3)$$

Das Anpassungsvermögen dieser Gleichung ist aber auf ein engeres Temperaturgebiet beschränkt, da nur zwei Bestimmungstücke vorliegen.

Abb. 1 gibt einen Überblick über das Zähigkeitsgebiet der für Lagerschmierung verwendeten Mineralöle. Aufgenommen sind fünf verschiedene Ölsorten der Deut-

<sup>1</sup> Vgl. Gümbel-Everling: Reibung und Schmierung im Maschinenbau, S. 30. Berlin: M. Krayn 1925.

schen Vacuum Öl A.-G., Hamburg; die physikalische Kennzeichnung, sowie die aus den Zähigkeitsangaben berechneten Festwerte  $c'$  und  $\Theta$  der Gl. (3) enthält die folgende Zusammenstellung:

### 3. Die Beurteilung der Lagerschmiermittel.

Die Schmierfähigkeit ist zwar durch die Zähigkeit und Haftfähigkeit bedingt, doch sind die übrigen physikalischen und chemischen Eigenschaften ebenfalls von Bedeutung. Auch das Verhalten im Betriebe gegenüber Temperatureinflüssen und Einwirkungen der Luft ist wesentlich für die Bewertung der Schmiermittelgüte.

Die gebräuchliche physikalische Kennzeichnung umfaßt die Zähigkeit, das spezifische Gewicht und die Temperaturen, bei denen Änderungen des Aggregatzustandes eintreten. Zuverlässige zahlenmäßige Angaben über die Haftfähigkeit stehen heute noch nicht zur Verfügung.

Die wichtigste Größe ist die Zähigkeit. Zähigkeitslinien mit flachem Verlauf sind erwünscht, weil der Schmierstoff sich dann in weiten Betriebsgrenzen gleichmäßiger verhält. Größere Zähigkeit erhöht die Reibungsverluste; dafür sind aber zähere Öle tragfähiger.

Nach der Zähigkeitsgröße in Englergraden ( $E^0$ ) bei  $50^0$  C teilt man die Lageröle ein in

Spindelöle . . . . .	mit 1,6—2,4 $E^0$
Leichte Maschinenöle . . . . .	„ 2,5—4,0 $E^0$
Normalflüssige Maschinenöle . . . . .	„ 4,1—7,0 $E^0$
Schwerflüssige Maschinenöle über . . . . .	7,0 $E^0$ .

Das spezifische Gewicht ( $860—960$  kg/m<sup>3</sup> bei Mineralölen) gibt im Verein mit den anderen Kenngrößen einen Anhalt über die Herkunft und Reinheit des Öles. Vorzuziehen wären eigentlich Öle mit niedrigem spezifischen Gewicht, doch sind kleinere Werte nur den Ölen mit geringer Zähigkeit eigen.

Der Flammpunkt ( $150—200^0$  C bei Mineralölen) drückt die Temperatur aus, bei der im offenen Tiegel erhitztes Öl durch fremde Zündung vorübergehend aufflammt; dauerndes Weiterbrennen erfolgt erst im Brennpunkt, der  $20—60^0$  C höher liegt. Diese Temperaturgrenzen haben keinen unmittelbaren Einfluß auf das Verhalten des Öles im Lager; jedoch kann man aus der Höhe des Flammpunktes Schlüsse auf die Zusammensetzung des Öles ziehen.

Beim Übergang vom flüssigen in den tropfbaren Zustand zeigen die Öle eine zunehmende Verdickung, die schließlich einen solchen Grad erreicht, daß die eigene Schwere das Öl nicht mehr zum sichtbaren Fließen bringt. Die zugehörige Grenztemperatur ist der Stockpunkt, der bei kältebeständigen Ölen mindestens  $3^0$  C unter dem Nullpunkt liegt. Für Maschinen, die im Freien arbeiten, müssen die Öle noch tieferen Kältegraden bis unter  $-10^0$  C standhalten.

Unter dem Tropfpunkt versteht man jene Temperatur, bei der ein Fett durch sein Eigengewicht abtropft. Im allgemeinen ist eine Starrschmiere desto wertvoller, je höher der Tropfpunkt ( $70—150^0$  C) liegt.

Durch chemische Untersuchung wird hauptsächlich der unerwünschte Gehalt an freien Säuren und harzigen Bestandteilen ermittelt; ein Öl gilt als nahezu säurefrei

Temperaturabhängigkeit der Zähigkeit.  
Beiwerte der Gl. 2.

Öl	I	II	III	IV	V
$\Theta$	—1,4	6,62	14,7	16,7	35
$c$	0,202	0,193	0,176	0,139	0,121
$1/\eta_{\Theta}$	45,7	37,5	45	24,35	41,4
Beiwerte der Gl. 3.					
$\Theta$	—8,4	—1,5	0,9	9,6	21,6
$c'$	0,17	0,151	0,1094	0,1088	0,081

- I Gargoyle Velocite oil D.
- II Gargoyle Arctic oil C Heavy.
- III Gargoyle DTE oil Heavy.
- IV Gargoyle DTE oil Extra Heavy.
- V Gargoyle Dark Lubricating oil H.

bei einem Gehalt unter 0,07 %, als Ölsäure berechnet. Unter der Einwirkung des Luftsauerstoffes auf die ungesättigten Verbindungen der Schmiermittel entstehen die genannten schädlichen Stoffe aber auch als Neubildung während des Gebrauches, welche Alterungserscheinung<sup>1</sup> durch die Anwesenheit mechanischer Verunreinigungen, wie Staub und abgeriebene Metallteilchen, beschleunigt wird. Die Verharzung des Öles verursacht erhöhte Reibung und mitunter auch Störungen im Schmiervorgang, während die Säureanreicherung ein Anfressen der Gleitflächen zur Folge hat. Für eine Dauerbeanspruchung, wie etwa bei Umlaufschmierung, eignen sich nur Öle mit ausgesprochener Widerstandsfähigkeit gegen chemische Veränderungen; auch müssen Verunreinigungen ferngehalten werden.

Als Lagerschmiermittel kommen Fette und Öle in Betracht; den Unterschied zwischen diesen beiden Begriffen gibt der Flüssigkeitsgrad bei 20° C. Fettschmierung ist nur aus besonderen Gründen geboten. Vorzuziehen ist allgemein die Ölschmierung, weil bei richtiger Ölauswahl stets bessere Schmiererfolge erzielbar sind.

Schmiermittel tierischer und pflanzlicher Herkunft besitzen zwar eine gute Schmierfähigkeit, aber wegen ihrer chemischen Unbeständigkeit und des hohen Preises werden sie kaum noch unmittelbar verwendet. Wohl aber dienen sie als Mischöle und als Rohstoff für „veredelte“ Öle.

Heute werden zur Lagerschmierung fast ausschließlich Mineralöle herangezogen. Zum größten Teile sind es die aus dem Erdöl gewonnenen Destillate und Raffinate. Die Eigenart der einzelnen Ölsorten ist abhängig vom Ursprungsort des Rohstoffes und vom Siedebereiche, welchem das Öl bei der Destillation entnommen wurde. Die bloßen Destillate enthalten, wenn auch in geringen Mengen, saure, basische und harzige Bestandteile; überdies neigen sie leicht zur Zersetzung, welche beiden Umstände den Gebrauchswert herabsetzen. Wertvoller werden die Destillate durch ihre Überführung in Raffinate, wobei sie allerdings etwas an Zähigkeit einbüßen. Durch eine weitere chemische Behandlung lassen sich nämlich die Öle gegen Oxydation festigen und die schädigenden Beimengungen ausscheiden. Raffinierte Mineralöle genügen den weitestgehenden Anforderungen hinsichtlich Reinheit und Beständigkeit.

Die aus dem Braunkohlen- und Steinkohlenteer erzeugten Teerfettöle zersetzen sich leicht und trocknen rasch ein, weshalb sie nur an offenen Schmierstellen brauchbar sind, die ohnehin wegen des Staubansatzes einer öfteren Reinigung bedürfen.

Eine Veredelung der Tier- und Pflanzenöle erreicht man durch Einblasen von Luft bei 70—120° C. Den geblasenen Ölen kommt höheres spezifisches Gewicht und größere Zähigkeit zu. Nach einem anderen Verfahren werden die Öle durch elektrische Glimmentladungen eingedickt, wobei die sog. Voltölöle<sup>2</sup> entstehen. Dieser letzteren Verarbeitung werden auch Mineralöle unterworfen, um aus billigen dünnflüssigen Sorten wertvollere Öle herzustellen.

Mischöle sind Mineralöle mit einem geringen Zusatz von fettem Öl (Tier- und Pflanzenöl), geblasenem Öl oder Voltölöl. Durch solche hochwertige Zusätze erreicht man eine Verbesserung der Schmierwirkung.

Starrschmierungen entstehen durch Aufquellen von Seifen in Mineralölen. Tier- oder Pflanzenöle werden zunächst mit Alkalien verseift und dann mit einem raffinierten Mineralöl verrührt. Zur Lagerschmierung sind nur die besseren Sorten geeignet, Stauffer- und Tovotefette. Calypsolfette haben sich bei schwerer Belastung bewährt; auch zeigen sie eine weitgehende Kältebeständigkeit.

Ein geringer Zusatz von feinstem Flockengraphit zu Mineralöl oder Starrfett schafft bei schwierigen Schmierverhältnissen (großer Lagerdruck, geringe Zapfengeschwindigkeit) eine wesentliche Abhilfe. Der Graphit übt hierbei weniger eine schmierende, als eine glättende Wirkung aus. Die feinen Graphitteilchen füllen die

<sup>1</sup> Siehe Frank: Veränderung der Schmieröle im Gebrauch. Maschinenbau Bd. 6 (1927) S. 231.

<sup>2</sup> Z. VDI Bd. 65 (1921) S. 1171, und Bd. 68 (1924) S. 1157.

Unebenheiten der Gleitflächen so vollkommen aus, daß sich ein zusammenhängender Ölfilm noch in kleinster Dicke erhalten kann, wobei allerdings auch das Aufsaugvermögen des Graphits für Öl eine Rolle spielt. Graphit darf aber weder zu viel, noch zu lange beigemischt werden, weil sich sonst Zuleitungen und Schmiernuten verlegen. An Stelle des reinen Flockengraphits, der als spezifisch schwererer Bestandteil sich leicht ausscheidet, verwendet man mit Vorteil als Zusatz (im Betrage von 1—2 vH) konzentrierte Suspensionen von natürlichem (Kollag<sup>1</sup>) oder künstlichem Graphit (Oildag) in Mineralöl.

#### 4. Druckerzeugung in der Schmierschichte.

Die günstigste Zapfenlagerung kommt erst dann zustande, wenn die unmittelbare Berührung der Gleitflächen dauernd durch eine trennende Schmierschichte verhindert wird. Die Tragfähigkeit einer solchen Schichte für die Überleitung des Zapfendruckes auf die Unterlage vermittelt ein innerer Strömungsvorgang. Als Mittel hierzu kommen für eine Dauerwirkung in Betracht:

1. Einpressen von Öl zwischen die Gleitflächen.
2. Einführen von Öl durch die Gleitbewegung.

(Eine vorübergehende Ölverdrängung entsteht durch das Nähern der Gleitflächen; eine solche Bewegung tritt ein durch den plötzlichen Richtungswechsel der Lagerbelastung, z. B. beim Druckwechsel des Kurbeltriebes.)

Die Strömung vollzieht sich unter gegenseitiger Lagenänderung der Flüssigkeitsteilchen. Dieser Verschiebung setzt die Zähigkeit der Flüssigkeit einen Widerstand entgegen; es entstehen Schubspannungen  $\tau$  in der Flüssigkeit, deren Größe nach dem Ansatz von Newton verhältnismäßig dem Geschwindigkeitsgefälle senkrecht zur Geschwindigkeitsrichtung ist:

$$\tau_x = \eta \frac{\partial u}{\partial y} \quad (4)$$

Die Beizahl  $\eta$  ist das Zähigkeitsmaß des Schmiermittels in  $\text{kg m}^{-2}\text{s}$ .

Wegen dieser Maßeinheit sind in allen Gleichungen, welche die Zähigkeit enthalten, die Zapfenmaße in m einzusetzen.

Gegenüber den Druck- und Schubkräften kann man die Massenkräfte in der Flüssigkeit wegen ihrer Kleinheit vernachlässigen. Aus dem Gleichgewicht der an einem Flüssigkeitsteilchen wirkenden Kräfte (Abb. 2) folgt die Beziehung

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial \tau_x}{\partial y}$$

und unter Berücksichtigung der Gl. (4) der Zusammenhang zwischen Druck und Geschwindigkeit:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \eta \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (5)$$

Diese Abhängigkeit gilt bloß für die wirbelfreie (laminare) Strömung, die nach den Untersuchungen von Reynolds nur unterhalb der kritischen Geschwindigkeit<sup>2</sup>

$$v_{\text{kr}} = \frac{R_{\text{kr}}}{4} \frac{1}{h} \frac{\eta g}{\gamma}$$

bestehen kann.

Da die mittlere Strömgeschwindigkeit etwa gleich der halben Gleitgeschwindigkeit ist, so erhält man für die kritische Zapfengeschwindigkeit den Ausdruck

$$v = 2 v_{\text{kr}} = \frac{R_{\text{kr}}}{2} \frac{1}{h} \frac{\eta g}{\gamma}$$

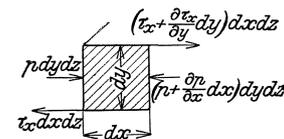


Abb. 2. Kraftwirkung auf das Flüssigkeitsteilchen.

<sup>1</sup> Siehe Karplus: Die praktische Bedeutung der Kollag-Schmierung. Maschinenbau Bd. 10 (1931) S. 199.

<sup>2</sup> Siehe Hütte I. Bd. (Berlin: Wilh. Ernst & Sohn 1925) S. 351.

Die kritische Reynolds'sche Zahl  $R_{kr} = 2320$ , sowie die kleinste Zähigkeitszahl  $\eta = 0,001 \text{ kg m}^{-2}\text{s}$  und die Dichte  $\frac{\gamma}{g} = \frac{920}{9,81} \text{ kg m}^{-4}\text{s}^2$  des Schmieröles ergeben den Grenzwert von

$$v \cdot h = 0,012 \text{ m}^2\text{s}^{-1}.$$

Bei geschmierten Zapfenflächen sind die Produkte aus Gleitgeschwindigkeit  $v$  in  $\text{ms}^{-1}$  und Dicke der tragenden Schmierschichte  $h$  in  $m$  aber durchwegs kleiner, so daß der Strömungsvorgang stets als wirbelfrei anzusehen ist.

Das eingeführte Öl verbreitet sich über die Gleitfläche in räumlicher Strömung und tritt an ihren Rändern aus. Bei der Untersuchung zerlegt man deshalb die

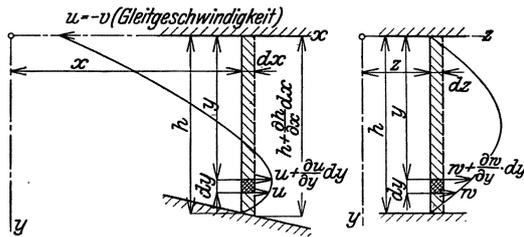


Abb. 3. Geschwindigkeitsverlauf in der Schichtdicke.

Strömung in Teilbewegungen (Abb. 3) mit den Geschwindigkeiten  $u$  in der Gleitrichtung ( $X$ -Achse) und  $w$  senkrecht hierzu ( $Z$ -Achse); ihre Änderungen nach der Schichtdicke ( $Y$ -Achse) sind

$$\frac{\partial u}{\partial y} \quad \text{und} \quad \frac{\partial w}{\partial y}$$

Aus den Beziehungen der zweiten Differentialquotienten nach Gl. (5)

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{1}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x}, \quad \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = \frac{1}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z}$$

läßt sich die Geschwindigkeitsverteilung ermitteln. In der Schichtdicke  $h$  sind der Druck  $p$  und somit auch seine Ableitungen  $\frac{\partial p}{\partial x}$  und  $\frac{\partial p}{\partial z}$  unveränderlich. Dieser Umstand ermöglicht die zweifache Integration der vorstehenden Gleichungen:

$$u = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} y^2 + a_1 y + b_1, \quad w = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial z} y^2 + a_2 y + b_2.$$

Die Geschwindigkeitsverteilung zeigt daher in der Schichtdicke einen parabolischen Verlauf. Die Integrationskonstanten  $a$  und  $b$  entfernt man durch die Randbedingungen. Da das Öl an den Flächen haftet, so bewegen sich nur die an der Zapfenfläche liegenden Ölteilchen genau in der Richtung der Gleitgeschwindigkeit  $v$ . Die Grenzwerte

$$\begin{aligned} u &= -v \quad \text{für } y = 0 & w &= 0 \quad \text{für } y = 0 \\ u &= 0 \quad \text{für } y = h & w &= 0 \quad \text{für } y = h \end{aligned}$$

ergeben die Konstanten

$$\begin{aligned} b_1 &= -v & b_2 &= 0 \\ a_1 &= \frac{v}{h} - \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} h & a_2 &= -\frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial z} h. \end{aligned}$$

Ihre Einführung bestimmt die Gleichungen des Geschwindigkeitsverlaufes:

$$u = -\left(\frac{v}{h} + \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} y\right)(h-y), \quad w = -\frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial z} y(h-y) \quad (6)$$

Die Schubspannung  $\tau_x$  für  $y = 0$  ist der Gleitwiderstand  $\tau$  an der Zapfenfläche; seine Größe erhält man aus den Gl. (4) u. (6)

$$\tau = \eta \frac{\partial u}{\partial y} = \eta \cdot \frac{v}{h} - \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x}. \quad (7)$$

Innerhalb der Längeneinheit strömen durch die volle Schichtdicke  $h$  Ölmengen durch von

$$q_x = \int_0^h u \, dy = -\frac{vh}{2} - \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x}, \quad q_z = \int_0^h w \, dy = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial z}. \quad (8)$$

Die Änderungen  $\frac{\partial q_x}{\partial x}$  und  $\frac{\partial q_z}{\partial z}$  dieser Mengen in den benachbarten Querschnitten sind abhängig von der Bedingung, daß der Zufluß in dem Schichtteil  $dx dz$  inhaltsgleich dem Abfluß ist:

$$q_x dz + q_z dx = \left( q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} dx \right) dz + \left( q_z + \frac{\partial q_z}{\partial z} dz \right) dx, \quad \text{also } \frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_z}{\partial z} = 0.$$

Diese Kontinuitätsbeziehung liefert nach Einführung des Ausdruckes für die Ölmengen die Differentialgleichung der räumlichen Druckverteilung in der Zapfenauflage:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) + 6 \eta v \frac{\partial h}{\partial x} = 0. \quad (9)$$

Eine selbsttätige Druckerzeugung kommt nur in einer keilförmigen Schmierschicht zustande, weil hier die sich verengenden Querschnitte eine Hemmung des Öldurchganges verursachen.

Bei unendlicher Breite der Gleitfläche unterbleibt das seitliche Abströmen, also ist  $q_z = 0$ ; in ebener Strömung ist dann nach Gl. 8 die unveränderliche Ölmenge

$$q_x = - \frac{v h_m}{2}, \quad (10)$$

wobei  $h_m$  die Schichtdicke an der Stelle des Höchstdruckes bedeutet, der durch  $\frac{dp}{dx} = 0$  bestimmt ist. Das Einführen dieser Beziehung in Gl. 8 ergibt die Bestimmungsgleichung für den ebenen Druckverlauf bei unendlicher Breite:

$$\frac{dp}{dx} = 6 \eta v \left( \frac{h_m}{h^3} - \frac{1}{h^2} \right) \quad (11)$$

## 5. Integration der Druck- und Reibungsgleichung. Bestimmung der Zapfenbelastung und des Reibungswiderstandes.

Zur Vereinfachung der Rechnung wird der Druckverlauf gewöhnlich unter der Voraussetzung gleichbleibender Zähigkeit  $\eta$  bestimmt, obwohl dieser Wert wegen der Erwärmung des Schmiermittels örtlich verschieden ist. Eine solche Annahme führt zwar zu einem ungenauen Bild der Druckverteilung  $p$ , liefert aber mit dem Mittelwerte der Zähigkeit eine zutreffende Größe für den Gesamtdruck  $P$ .

Die Integration der Differentialgleichung (11) für ebene Strömung bei unbegrenzter Breite bietet keine Schwierigkeiten; alle bei ebener und zylindrischer Gleitfläche auftretenden Integrale lassen sich in geschlossener Form wiedergeben. Für den Druck sei die allgemeine Beziehung gewählt

$$p = A w_e \quad (12)$$

in der  $A$  alle unveränderlichen Größen einschließt, während  $w_e$  die von den Festwerten befreite Druckfunktion der ebenen Strömung bezeichnet.

Unzugänglich einer genauen und handlichen Lösung ist dagegen die partielle Differentialgleichung (9) der räumlichen Strömung bei begrenzter Breite. Schon bei ebener Gleitfläche führt das von Michell<sup>1</sup> angegebene Verfahren zu umständlichen Reihenentwicklungen, deren Ergebnisse unübersichtlich und für die weitere Auswertung der Druckverhältnisse unbrauchbar sind.

Auf einem Näherungswege ist es jedoch möglich, mit verhältnismäßig einfachen Hilfsmitteln verwendbare und hinreichend genaue Endwerte zu erhalten, wenn man die Lösung aus einer Variationsbetrachtung hervorgehen läßt. Die Druckgleichung

<sup>1</sup> Siehe A. Michell: Die Schmierung ebener Flächen. Zeitschrift für Mathematik u. Physik Bd. 52 (1905) S. 123.

der räumlichen Strömung zeigt nämlich den Aufbau der Differentialgleichung von Euler<sup>1</sup>:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial F}{\partial \frac{\partial p}{\partial x}} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\partial F}{\partial \frac{\partial p}{\partial z}} \right) - \frac{\partial F}{\partial p} = 0 \quad (13)$$

Diese Bedingung wird von einer Funktion

$$F \left( \frac{\partial p}{\partial x}, \frac{\partial p}{\partial z}, p, x, z \right)$$

nur dann erfüllt, wenn das Doppelintegral

$$I = \int_{x_1}^{x_2} \int_{z_1}^{z_2} F \cdot dx \cdot dz$$

bei der Variation von  $p$  einen ausgezeichneten Wert annimmt.

Die Lösung dieser Forderung läßt sich nach dem Näherungsverfahren von Ritz<sup>2</sup> auf eine gewöhnliche Mindestwertbestimmung zurückführen. Man ersetzt die strenge Lösung im vorhinein durch einen willkürlich gewählten Summenansatz

$$p = cf(x, z) + c_1 f_1(x, z) + \dots,$$

dessen Glieder einzeln den Rand- und Symmetriebedingungen genügen. Die Freiwerte  $c, c_1$  sind so zu ermitteln, daß das Integral einen Kleinstwert annimmt, also den Beziehungen genügt:

$$\frac{\partial I}{\partial c} = 0, \quad \frac{\partial I}{\partial c_1} = 0, \quad \text{usf.}$$

Die auf diese Weise berechneten Werte von  $I$  liegen stets über dem wahren Werte.

Je näher die gewählten Teilfunktionen  $f, f_1$  dem wirklichen Werte von  $p$  liegen, desto kleiner ist die Zahl der benötigten Glieder, desto geringer also die Rechenarbeit.

Für die vorliegende Aufgabe gelingt es nun, durch einen geschickten Ansatz mit einem einzigen Gliede das Auslangen zu finden. Die Funktion  $f$  wird so gewählt, daß der Druck in der Gleitrichtung dem Gesetze für unbegrenzte Breite folgt und senkrecht hierzu den denkbar einfachsten Verlauf nach parabolischer Abhängigkeit, nimmt. Durch eine weitergehende Untersuchung läßt sich der Nachweis erbringen, daß man mit dieser einfachen Annahme dem wirklichen Verhalten sehr nahe kommt. Von den geringen Abweichungen kann man um so eher absehen, als das Außerachtlassen der Zähigkeitsänderung erheblichere Fehler verursacht.

Bezeichnet also ( $A w_e$ ) übereinstimmend mit Gl. (12) die nur von  $x$  abhängige Druckfunktion der ebenen Strömung und

$$\left[ 1 - \left( \frac{2z}{b} \right)^2 \right]$$

den parabolischen Verlauf über die Auflagebreite  $b$ , so ist gemäß der vorstehenden Annahme die Druckgröße der räumlichen Strömung nebst ihren Ableitungen gegeben durch die Beziehungen

$$\left. \begin{aligned} p &= c \cdot A \cdot w_e \left[ 1 - \left( \frac{2z}{b} \right)^2 \right] \\ \frac{\partial p}{\partial x} &= c \cdot A \cdot \frac{\partial w_e}{\partial x} \left[ 1 - \left( \frac{2z}{b} \right)^2 \right] \\ \frac{\partial p}{\partial z} &= -c \cdot A \cdot w_e \frac{8z}{b^2} \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

<sup>1</sup> Siehe Courant u. D. Hilbert: Die Methoden der mathematischen Physik Bd 1 S. 172 u. 157. Berlin: Julius Springer 1924.

<sup>2</sup> Siehe Ritz: Über eine neue Methode zur Lösung gewisser Variationsprobleme der mathematischen Physik. Journal für reine u. angewandte Mathematik, Bd. 135 (1909) S. 1.

Zur Ermittlung des unbekanntes Festwertes  $c$  benötigt man zunächst die Zwischengröße  $F$ . In der Gl. (13) von Euler sind die einzelnen Glieder die partiellen Differentialquotienten der Funktion  $F$  nach den unabhängigen Veränderlichen  $\frac{\partial p}{\partial x}$ ,  $\frac{\partial p}{\partial z}$  und  $p$ . Man gelangt daher durch Integration der gleichartigen Glieder in Gl. (9) nach den zugehörigen Veränderlichen zu der gesuchten Größe

$$F = \frac{h^3}{2} \left( \frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 + \frac{h^3}{2} \left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)^2 - 6\eta v \frac{\partial h}{\partial x} p.$$

Das auf die ganze Gleitfläche bezogene Integral

$$I = \int_{x_0 - \frac{b}{2}}^{x_1 + \frac{b}{2}} \left\{ \frac{h^3}{2} \left[ \left( \frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)^2 \right] - 6\eta v \frac{\partial h}{\partial x} p \right\} dx \cdot dz$$

geht durch Einführen der angenommenen Druckbeziehung aus Gl. (14) und Integration nach der Veränderlichen  $z$  in die Form über:

$$I = \frac{2}{3} b A^2 \int_{x_0}^{x_1} \left\{ \frac{c^2}{2} \cdot h^3 \left[ \frac{4}{5} \left( \frac{\partial w_e}{\partial x} \right)^2 + \frac{8}{b^2} w_e^2 \right] - c \frac{6\eta v}{A} \frac{\partial h}{\partial x} w_e \right\} dx.$$

Das Nullsetzen der Ableitung

$$\frac{\partial I}{\partial c} = 0$$

gestattet schließlich die Berechnung des Festwertes:

$$c = \frac{\int_{x_0}^{x_1} \frac{\partial h}{\partial x} w_e dx}{\frac{A}{6\eta v} \left[ \frac{4}{5} \int_{x_0}^{x_1} h^3 \left( \frac{\partial w_e}{\partial x} \right)^2 dx + \frac{8}{b^2} \int_{x_0}^{x_1} h^3 w_e^2 dx \right]}$$

Unter Benützung der Gl. (11) des Druckgefälles für ebene Strömung

$$\frac{dp}{dx} = A \frac{\partial w_e}{\partial x} = 6\eta v \left( \frac{h_m}{h^3} - \frac{1}{h^2} \right)$$

läßt sich der erste Integralwert des Nenners durch teilweise Integration

$$\frac{A}{6\eta v} \int_{x_0}^{x_1} h^3 \left( \frac{\partial w_e}{\partial x} \right)^2 dx = \int_{x_0}^{x_1} \left( h_m - h \right) \frac{\partial w_e}{\partial x} dx = \left[ \left( h_m - h \right) w_e \right]_{x_0}^{x_1} + \int_{x_0}^{x_1} \frac{\partial h}{\partial x} w_e dx = \int_{x_0}^{x_1} \frac{\partial h}{\partial x} w_e dx$$

auf das Zählerintegral zurückführen; der Klammerausdruck verschwindet wegen der Grenzwerte  $w_e = 0$  für  $\alpha = \alpha_0$  und  $\alpha = \alpha_1$ .

Für den Festwert  $c$  gilt daher die Beziehung

$$\frac{1}{c} = \frac{4}{5} + \frac{4A}{3\eta v b^2} \frac{\int_{x_0}^{x_1} h^3 w_e^2 dx}{\int_{x_0}^{x_1} \frac{\partial h}{\partial x} w_e dx} \quad (15)$$

Die Zahl  $c < 1$  drückt eigentlich für die Mittelebene der Tragfläche das Verhältnis zwischen den Druckgrößen  $p$  bei endlicher und unendlicher Breite aus; sie kennzeichnet also die Drucksenkung, hervorgerufen durch das seitliche Entweichen des Schmiermittels.

Die Einfachheit des gewählten Zusammenhanges zwischen den Druckgrößen  $p$  bei begrenzter und unbegrenzter Lagerbreite erstreckt sich auch auf die Integralwerte von Zapfenbelastung und Reibungswiderstand.

Bezeichnet  $P_0$  die Gesamtkraft aller Druckelemente

$$p \, dx \, dz ,$$

die auf die Einheit der unbegrenzten Lagerbreite einwirken, so ist entsprechend der Beziehung in Gl. (14) die Lagerbelastung  $P$  bei endlicher Breite  $b$  gleich

$$P = P_0 \int_{-\frac{b}{2}}^{+\frac{b}{2}} c \left[ 1 - \left( \frac{2z}{b} \right)^2 \right] dz = \left( \frac{2}{3} c \right) b P_0 \quad (16)$$

Von der Druckgröße der unbegrenzten Breite verbleibt daher als wirkliche Lagertragkraft nur ein Teilbetrag von  $\left( \frac{2}{3} c \right)$ .

Das Integrieren des Gleitwiderstandes  $\tau$  in Gl. (7) ergibt unter Beachtung der Beziehung (12) die in der Zapfenfläche auftretende Reibungskraft; bei unbegrenzter Breite erhält man für ihre Größe in der Breitereinheit

$$T_0 = \int_{x_0}^{x_1} \tau \, dx = \eta v \int_{x_0}^{x_1} \frac{dx}{h} - \frac{A}{2} \int_{x_0}^{x_1} h \frac{\partial w_e}{\partial x} dx$$

nach Umformung des zweiten Gliedes mittels teilweiser Integration

$$\int_{x_0}^{x_1} h \frac{\partial w_e}{\partial x} dx = \left[ h w_e \right]_{x_0}^{x_1} - \int_{x_0}^{x_1} \frac{\partial h}{\partial x} w_e dx = - \int_{x_0}^{x_1} \frac{\partial h}{\partial x} w_e dx ,$$

bei welcher das Klammerglied durch Nullwerden der Grenzwerte  $w_e$  entfällt, den Ausdruck

$$T_0 = \eta v \int_{x_0}^{x_1} \frac{dx}{h} + \frac{A}{2} \int_{x_0}^{x_1} \frac{\partial h}{\partial x} w_e dx . \quad (17)$$

Diesem Werte ist eine Reibungszahl zugehörig von

$$\mu_0 = \frac{T_0}{P_0} = \frac{\eta v \int_{x_0}^{x_1} \frac{dx}{h} + \frac{A}{2} \int_{x_0}^{x_1} \frac{\partial h}{\partial x} w_e dx}{P_0} \quad (18)$$

Bei begrenzter Lagerbreite  $b$  ist der gesamte Reibungswiderstand

$$\begin{aligned} T &= \int_{x_0 - \frac{b}{2}}^{x_1 + \frac{b}{2}} \tau \, dx \, dz = \int_{x_0 - \frac{b}{2}}^{x_1 + \frac{b}{2}} \left\{ \eta v - \frac{cA}{2} h \frac{\partial w_e}{\partial x} \left[ 1 - \left( \frac{2z}{b} \right)^2 \right] \right\} dx \, dz \\ &= \eta v b \int_{x_0}^{x_1} \frac{dx}{h} + \left( \frac{2}{3} c \right) \frac{Ab}{2} \int_{x_0}^{x_1} \frac{\partial h}{\partial x} w_e dx \end{aligned} \quad (19)$$

der unter Rücksichtnahme auf Gl. (16) eine Reibungszahl bedingt von

$$\mu = \frac{T}{P} = \frac{\left( \frac{3}{2c} \right) \eta v \int_{x_0}^{x_1} \frac{dx}{h} + \frac{A}{2} \int_{x_0}^{x_1} \frac{\partial h}{\partial x} w_e dx}{P_0} . \quad (20)$$

Da die Minderungsgröße  $\left( \frac{2}{3} c \right)$  eine Zahl kleiner als eins ausdrückt, so ist die eigentliche Lagerreibungszahl  $\mu$  stets größer als der Rechnungswert  $\mu_0$  der un-

begrenzten Breite. Je schmaler das Lager ist, desto größer wird der Reibungsverlust<sup>1</sup>.

Das zweite Zählerglied ist gewöhnlich gegenüber dem ersten Gliede so klein, daß man seinen Einfluß zugunsten eines vereinfachten Zusammenhanges vernachlässigen darf. Es besteht dann die leicht übersehbare Beziehung

$$\mu = \frac{3}{2c} \mu_0. \tag{21}$$

Die Reibungszahl  $\mu$  erhöht sich also angenähert über den Rechnungswert  $\mu_0$  der unendlichen Breite in demselben Verhältnis, in dem die Tragkraft  $P$  unter den Rechnungswert  $P_0$  hinabgeht.

Die vom Zapfen eingeführte Ölmenge verläßt nur in einem Teilbetrage die Tragfläche an der Auslaufkante, während der Rest vorzeitig an den beiden Seitenrändern austritt. Diese Restmengen lassen sich nach Gl. (14) aus dem Druckgefälle berechnen, das an den Grenzkanten der Tragfläche herrscht.

Die Ermittlung der Ölmenge an der Einlauf- und Auslaufkante scheidert jedoch an der Ungenauigkeit der Beziehung für das Druckgefälle  $\frac{\partial p}{\partial x}$  in Gl. (14). Die angenommene Druckverteilung in der Gleitrichtung, entlehnt der ebenen Strömung mit gleichbleibender Flüssigkeitsmenge, gibt zwar eine hinreichende Übereinstimmung mit dem wirklichen Verhalten in den Integralwerten, nicht aber in den Differentialwerten.

Zutreffender ist die Annahme der parabolischen Druckverteilung über die Lagerbreite. Dieser Umstand ermöglicht eine halbwegs richtige Bestimmung der zu beiden Seiten austretenden Ölmenge aus Gl. (8):

$$Q_z = 2 \int_{x_0}^{x_1} q_z dx = -\frac{1}{6\eta} \int_{x_0}^{x_1} h^3 \frac{\partial p}{\partial z} dx$$

Für die Seitenkanten

$$z = \pm \frac{b}{2}$$

ist nach Gl. (14) das Druckgefälle

$$\frac{\partial p}{\partial z} = -c A w_e \frac{4}{b}$$

somit die seitlich abfließende Ölmenge

$$Q_z = \frac{2}{3} \frac{c A}{\eta b} \int_{x_0}^{x_1} h^3 w_e dx. \tag{22}$$

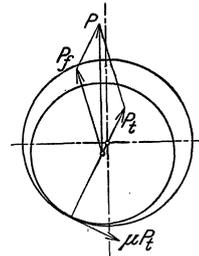


Abb. 4. Kräftegleichgewicht bei halbflüssiger Reibung.

## 6. Halbflüssige Reibung.

Bei unzureichender Geschwindigkeit ruht der Zapfen mit metallischer Berührung unmittelbar auf der Unterlage auf, es besteht halbflüssige Reibung. Erst bei genügend hoher Geschwindigkeit vermag sich eine tragfähige Schmierschicht zwischen die Gleitflächen vollends einzuschieben, so daß reine Flüssigkeitsreibung zustande kommt. Das Anheben des Zapfens und damit auch der Wechsel des Reibungszustandes findet beim Anlauf im Zeitpunkt des sog. „Ausklinkens“ statt.

Beim aufsitzenden Zapfen machen sich im Keilraum ein Flüssigkeitsdruck  $P_f$  und in der metallischen Berührungsstelle eine Kantenpressung  $P_t$  geltend (Abb. 4); durch ihr Zusammenwirken wird der Zapfendruck  $P$  aufgefangen.

<sup>1</sup> Über den Einfluß der Zapfendurchbiegung auf die Lagerbreite siehe S. 47.

Der Bewegungswiderstand  $T$  setzt sich zusammen aus der Flüssigkeitsreibung  $T_f$  in der keilförmigen Schmierschichte und der trockenen Reibung in der Auflage, bestimmt durch die Reibungszahl  $\mu_t$  ungeschmierter Flächen:

$$T = \mu_t P_t + T_f .$$

Die Reibungszahl der halbflüssigen Reibung

$$\mu = \frac{T}{P} = \frac{\mu_t P_t + T_f}{P}$$

befolgt nahezu das Gesetz

$$\mu = \mu_t - C v ,$$

weil der Druck  $P_f$  und der Widerstand  $T_f$  proportional mit der Geschwindigkeit wachsen. Zunehmende Gleitgeschwindigkeit mindert die Reibungszahl linear vom Höchstwerte  $\mu_t$  der trockenen Reibung im Ruhezustande bis zu einem Kleinstwert reiner Flüssigkeitsreibung im Zeitpunkte des Ausklinkens, bei welchem Übergang der Zapfen zwar noch aufsitzt, die metallische Auflage aber nicht mehr belastet.

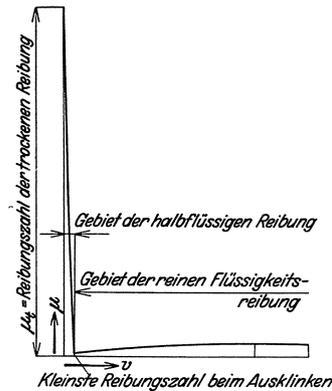


Abb. 5. Zusammenhang zwischen Reibungszahl  $\mu$  und Gleitgeschwindigkeit  $v$ .

Bei weiterer Geschwindigkeitserhöhung wird der Zapfen in zunehmendem Maße abgehoben, und der Lauf erfolgt im Gebiete der reinen Flüssigkeitsreibung unter allmählicher Steigerung der Reibungszahl. Der geschilderte Zusammenhang zwischen der Reibungszahl  $\mu$  und der Gleitgeschwindigkeit  $v$  ist in Abb. 5 dargestellt.

Einer genauen Erfassung des Flüssigkeitsdruckes beim aufsitzenden Zapfen stellen sich unüberwindliche Schwierigkeiten entgegen. Vollkommen glatte Flächen sperren den Flüssigkeitsaustritt in der Gleitrichtung ab, so daß das in den Keilraum eingezogene Schmiermittel abgestrichen und gezwungen wird, lediglich an den Seitenrändern abzufließen. Ein solcher Zustand widerspricht den Vorbedingungen für wirbelfreie Strömung.



Abb. 6. Durchflußquerschnitt bei aufsitzendem Zapfen. (Längsschnitt durch die engste Stelle.)

In Wirklichkeit sind jedoch die Gleitflächen nicht völlig glatt<sup>1</sup>; auch bestehen Abweichungen von der genauen geometrischen Gestalt. Selbst die sorgfältigste Bearbeitung hinterläßt immer noch meßbare Vertiefungen und Unebenheiten in der Größenordnung der kleinsten Schmierschichtdicken. Wegen der Rauigkeit und der geometrischen Unvollkommenheit der Flächenausbildung kommt es zu keiner vollständigen Absperrung; auch beim aufsitzenden Zapfen verbleibt nach Abb. 6 stets ein freier Durchflußquerschnitt, dessen mittlere Höhe  $h_0$  von dem Genauigkeitsgrade der Herstellung abhängt.

Die Tatsache des teilweisen Flüssigkeitsdurchganges ermöglicht es nun auch beim aufsitzenden Zapfen, obgleich nur in Annäherung, die Vorstellung gerichteter Strömung aufrecht zu erhalten, wie sie bei glatten Flächen und angehobenen Zapfen zustande kommt. Auf dieser Grundlage lassen sich zwar der Druck  $P_f$  und der Widerstand  $T_f$ , sowie die Grenzwerte beim Ausklinken aus den Gleichungen der reinen Flüssigkeitsreibung berechnen, doch kranken solche Ermittlungen an der Unsicherheit einer zutreffenden Einschätzung von  $h_0$ , weshalb von einer weiteren Behandlung abgesehen wurde.

<sup>1</sup> Siehe G. Berndt: Die Oberflächenbeschaffenheit bei verschiedenen Bearbeitungsmethoden. Loewe Notizen, Jänner—März 1924. Ludwig Loewe u. Co., A.-G., Berlin.

### 7. Ebene Stützfläche von unbegrenzter Breite.

Grundlegend für die Erkenntnis der Stützapfenreibung sind die Verhältnisse, die bei geradliniger Bewegung einer ebenen Gleitfläche auf einer Tragfläche von unbegrenzter Breite auftreten. Diese beiden Flächen sind gegeneinander schwach geneigt anzuordnen, damit sich in dem keilförmigen Zwischenraum eine tragfähige Schmier-schicht erhalten kann. Die gegenseitige Lage der Flächen sei bestimmt durch die Angabe des Keilwinkels  $\alpha$  und des Abstandes  $x_0$  der Keilspitze von der Austrittskante der Tragfläche; außerdem sei als Kennzahl der Flächeneinstellung das Verhältnis

$$m = \frac{x_0}{l}$$

zwischen  $x_0$  und der Tragschuhlänge  $l$  verwendet. Nach Abb. 7 bestehen dann für die Schmierschichtdicke die Beziehungen

$$h = \alpha x \quad \text{und} \quad \frac{dh}{dx} = \alpha; \quad (23)$$

ihr kleinster Wert an der Austrittskante ist

$$h_0 = \alpha x_0. \quad (24)$$

Die Gl. (11) der Druckverteilung bei ebener Strömung lautet daher

$$\frac{dp}{dx} = \frac{6\eta v}{\alpha^2} \left( \frac{x_m}{x^3} - \frac{1}{x^2} \right),$$

wobei  $x_m$  die Lage des Höchstdruckes  $p_m$  bezeichnet. Die Integration

$$p = \frac{6\eta v}{\alpha^2} \left( -\frac{1}{2} \frac{x_m}{x^2} + \frac{1}{x} + C \right)$$

und die nachfolgende Ermittlung der Festwerte

$$C = -\frac{1}{x_0 + x_1} \quad \text{und} \quad x_m = \frac{2x_0x_1}{x_0 + x_1} \quad (25)$$

aus den Randbedingungen  $p = 0$  für  $x = x_0$  und  $x = x_1$  ergeben den Flächendruck

$$p = \frac{6\eta v}{\alpha^2} \left( -\frac{x_0x_1}{x_0 + x_1} \cdot \frac{1}{x^2} + \frac{1}{x} - \frac{1}{x_0 + x_1} \right) = \frac{6\eta v}{\alpha^2} \frac{(x_1 - x)(x - x_0)}{(x_0 + x_1)x^2}, \quad (26)$$

in welchem Ausdruck gemäß Gl.(24) nach Abtrennung des unveränderlichen Beiwertes

$$A = \frac{6\eta v}{\alpha^2} = 6\eta v \left( \frac{x_0}{h_0} \right)^2 \quad (27)$$

die reine Druckfunktion der ebenen Strömung

$$w_e = \frac{(x_1 - x)(x - x_0)}{(x_0 + x_1)x^2} \quad (28)$$

enthalten ist.

Ersetzt man die Abszissen  $x$  durch die von der Austrittskante gezählten Verhältniswerte

$$\xi = \frac{x - x_0}{l},$$

so erlangt die Druckgleichung nach Einführen der Größen  $h_0$  und  $m$  eine übersichtliche Form:

$$p = \frac{6\eta v l}{h_0^2} \frac{m^2 (1 - \xi) \xi}{(2m + 1)(m + \xi)^2} = \frac{6\eta v l}{h_0^2} M \quad (29)$$

Die Druckverteilung nach dieser Abhängigkeit ist in Abb. 7 durch eine vollaus-

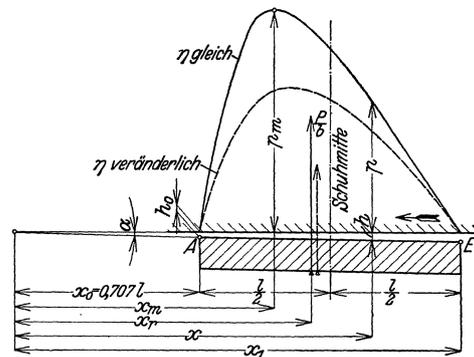


Abb. 7. Druckverteilung auf der Tragfläche.

gezogene Linie dargestellt. Der ungleichseitige Verlauf erreicht nach Gl. 29 im Abstand

$$\xi_m = \frac{x_m - x_0}{l} = \frac{m}{2m + 1}$$

den Höchstwert von

$$p_m = \frac{6\eta v l}{h_0^2} \frac{m}{4(m+1)(2m+1)}.$$

Für eine bestimmte Schmierschichtdicke  $h_0$  wird nach Gl. (29) die Größe und der Verlauf des Druckes nur von der Kennzahl  $m$  der Flächeneinstellung beeinflusst. Diesen Zusammenhang veranschaulicht Abb. 8 durch die Linienschar für einzelne Werte  $m$ ; als Druckordinaten sind die veränderlichen Größen  $M$  eingetragen.

Gl. (29) besagt auch, daß sich bei parallelen Flächen, also für  $m = \infty$ , ein Flüssigkeitsdruck nicht ausbilden kann. Für wachsende Winkel  $\alpha$  nehmen anfänglich die Druckgrößen zu. Den größten Wert, bedingt durch

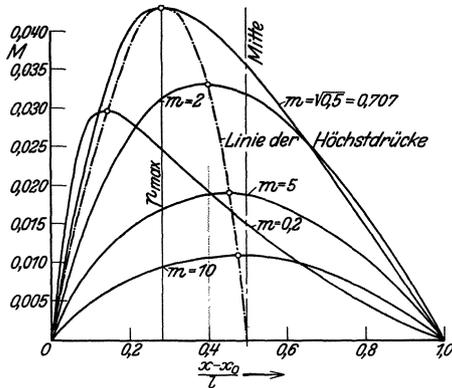


Abb. 8.

Druckverlauf bei gleicher Zähigkeit.

$$\frac{dp_m}{dm} = 0$$

besitzt der Druck bei der Kennzahl

$$m = \frac{1}{\sqrt{2}} \cong 0,7$$

und einer Neigung von

$$\alpha \cong \frac{h_0}{l} \sqrt{2};$$

seine Größe von

$$p_{max} = 0,0429 \frac{6\eta v l}{h_0^2}$$

wirkt im Abstände

$$\xi_m = \frac{1}{2 + \sqrt{2}} = 0,293.$$

Bei noch größerer Schiefstellung, also bei Werten von  $m < 0,7$  fallen die Druckgrößen ab. Dieses Verhalten wird in Abb. 8 durch die strichpunktierte Linie der Höchstwerte  $p_m$  verdeutlicht.

Die von der Drucklinie  $p$  eingeschlossene Fläche stellt den Gesamtdruck auf die Breitereinheit dar:

$$P_0 = \int_{x_0}^{x_1} p dx = \frac{6\eta v}{\alpha^2} \left( \ln \frac{x_1}{x_0} - 2 \frac{x_1 - x_0}{x_1 + x_0} \right) = \frac{6\eta v l^2}{h_0^2} \kappa \tag{30}$$

Die ausgerechneten Zahlengrößen des von  $m$  abhängigen Teilwertes

$$\kappa = m^2 \left( \ln \frac{m+1}{m} - \frac{2}{2m+1} \right) \tag{31}$$

sind in Zahlentafel 1 und in Abb. 9 eingetragen.

Zahlentafel 1. Belastungs- und Reibungsgrößen der ebenen Gleitfläche.

$m$	10	5	2	1	0,7	0,5	0,2
$\kappa$	0,0070	0,0125	0,0218	0,0264	0,0265	0,0247	0,0145
$\frac{e}{l}$	0,009	0,017	0,037	0,067	0,087	0,107	0,169
$\kappa'$	22,74	12,26	6,44	4,86	4,63	4,71	6,61

Aus der Gleichgewichtsbedingung

$$P_0 x_r = \int_{x_0}^{x_1} p x dx = \frac{6 \eta v}{\alpha^2} \left[ -\frac{x_0 x_1}{x_1 + x_0} \ln \frac{x_1}{x_0} + \frac{1}{2} (x_1 - x_0) \right]$$

folgt die Exzentrizität des Kraftangriffes

$$\frac{e}{l} = \frac{x_0 + x_1}{2l} - \frac{x_r}{l} = \frac{2m+1}{2} + \frac{m(m+1)}{2m+1} - \frac{m^2}{2(2m+1)^2} \frac{1}{\kappa},$$

deren Zahlenwerte gleichfalls in Zahlentafel 1 aufgenommen sind. Der Druckmittelpunkt liegt stets in der Auslaufseite der Tragfläche.

Für die Reibungszahl erhält man aus der Gl. (18)

$$\mu_0 = \left[ \frac{\eta v}{\alpha} \int_{x_0}^{x_1} \frac{dx}{x} + \frac{A\alpha}{2} \int_{x_0}^{x_1} w_e dx \right] \frac{1}{P_0} = \frac{\eta v}{\alpha P_0} \ln \frac{x_1}{x_0} + \frac{\alpha}{2}$$

und nach Einführen der Belastung  $P_0$  aus Gl. (30) den Ausdruck

$$\mu_0 = \frac{h_0}{l} \kappa'. \quad (32)$$

Die Zahlenwerte der mit der Flächeneinstellung veränderlichen Teilgröße

$$\kappa' = \frac{1}{3} \left( \frac{2}{m} + \frac{m}{2m+1} \frac{1}{\kappa} \right) \quad (33)$$

enthält die Zahlentafel 1 und die Abb. 9.

Aus dem Verlauf der Linien in Abb. 9 ist zu sehen, daß ungefähr bei der gleichen Kennzahl  $m = 0,7$  für  $\kappa$  ein Höchstwert auftritt und für  $\kappa'$  ein Mindestwert.

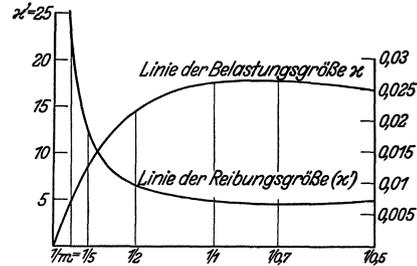


Abb. 9. Abhängigkeit der Belastungsgröße  $\kappa$  und der Reibungsgröße  $\kappa'$  von der Kennzahl  $m$  der Flächeneigung.

## 8. Belastung und Reibung auf ebener rechteckiger Gleitfläche.

Die besonderen Beziehungen (23 u. 27) der ebenen Gleitfläche geben der Gl. (15) die Form

$$\frac{1}{c} = \frac{4}{5} + \frac{8}{b^2} \frac{\int_{x_0}^{x_1} x^3 w_e^2 dx}{\int_{x_0}^{x_1} w_e dx}$$

Die Integrale berechnet man unter Benützung der Gl. (11) für das Druckgefälle

$$\frac{dw_e}{dx} = \frac{xm}{x^3} - \frac{1}{x^2}$$

vermittels wiederholter teilweiser Integration, bei welcher die Glieder mit  $w_e$  wegen Nullwerdens an den Grenzen verschwinden:

$$\int_{x_0}^{x_1} w_e dx = \ln \frac{x_1}{x_0} - 2 \frac{x_1 - x_0}{x_1 + x_0}$$

$$\int_{x_0}^{x_1} x^3 w_e^2 dx = \left( \frac{x_1 x_0}{x_1 + x_0} \right)^2 \ln \frac{x_1}{x_0} + \frac{x_1 - x_0}{12(x_1 + x_0)} (x_1^2 - 8x_1 x_0 + x_0^2)$$

Führt man überdies noch die Kennzahl  $m$  der Flächeneinstellung und die Belastungszahl  $\kappa$  aus Gl. (31) ein, so ergibt sich der einfache Ausdruck

$$\frac{1}{c} = \frac{4}{5} \left[ 1 + a \left( \frac{l}{b} \right)^2 \right],$$

wobei der Beiwert

$$a = 10 \left\{ \left[ \frac{m(m+1)}{2m+1} \right]^2 + \frac{1}{12} \frac{m^2}{(2m+1)^3} \frac{1-2m(m+1)}{\kappa} \right\}$$

als Funktion von  $m$  nachstehende Zahlengrößen aufweist:

$$\begin{array}{cccccc} m = & 5 & 2 & 1 & 0,7 & 0,5 & 0,2 \\ a = & 1,00 & 0,97 & 0,95 & 0,92 & 0,88 & 0,73 \end{array}$$

Die geringfügige Veränderlichkeit rechtfertigt die Annahme eines festen Wertes von etwa  $a = 1$  für alle in Betracht kommenden Flächeneinstellungen, so daß allgemein der Festwert

$$c = \frac{5}{4} \frac{1}{1 + \left(\frac{l}{b}\right)^2} \quad (34)$$

nur mehr vom Breitenverhältnis  $\frac{l}{b}$  abhängt.

Dieser Wert liefert gemeinschaftlich mit den Gl. (16) u. (30) die Belastung<sup>1</sup> der rechteckigen Tragfläche

$$P = \left(\frac{2}{3} c\right) b P_0 = \frac{5 \kappa \eta v}{h_0^2} \frac{l^2 b}{1 + \left(\frac{l}{b}\right)^2}, \quad (35)$$

ferner mit den Gl. (21 u. 32) die Reibungszahl

$$\mu = \left(\frac{3}{2c}\right) \mu_0 = \frac{6 \kappa'}{5} \frac{h_0}{l} \left[ 1 + \left(\frac{l}{b}\right)^2 \right] \quad (36)$$

Die Größen  $\kappa$  und  $\kappa'$  sind aus der Zahlentafel 1 zu entnehmen. Ihr eingezeichneter Verlauf in Abb. 9 läßt ausgezeichnete Werte in der Nähe von  $m = 0,7$  erkennen, und zwar für die Belastungsgröße einen Höchstwert von  $\kappa = 0,0265$  und für die Reibungsgröße einen Mindestwert von  $\kappa' = 4,63$ .

Dieser Umstand ist das Merkmal der günstigsten Flächeneinstellung hinsichtlich Tragfähigkeit, Reibungsverlust und Betriebsicherheit. Bei den Ausführungen ist daher eine Einstellung von der Kennzahl  $m = 0,7$  anzustreben.

Die angeführte Zahlengröße  $\kappa$  bestimmt das Tragvermögen des günstigsten Belastungsfalles:

$$P = \frac{4}{30} \frac{\eta v b l^2}{h_0^2 \left[ 1 + \left(\frac{l}{b}\right)^2 \right]}. \quad (37)$$

Aus der Abhängigkeit der Belastung vom Breitenverhältnis läßt sich die beste Ausnützung einer gewissen Tragflächengröße ( $bl$ ) ermitteln. Die Ableitung des Druckes in Gl. (35)

$$\frac{\partial P}{\partial \left(\frac{l}{b}\right)} = 0 = \frac{\partial}{\partial \left(\frac{l}{b}\right)} \left( \frac{\left(\frac{l}{b}\right)^{1/2}}{1 + \left(\frac{l}{b}\right)^2} \right)$$

<sup>1</sup> Die gute Übereinstimmung der Rechnungsergebnisse aus den nachstehenden Gleichungen mit den Zahlengrößen des Lösungsverfahrens von Michell (s. Fußnote auf S. 9) zeigt folgender Vergleich. Für einen quadratischen Gleitschuh mit den Abmessungen  $l = b = \pi$  und einer Keilspitzenlänge  $\alpha_0 = \pi$  berechnet Michell einen mittleren Druck von

$$\frac{P}{bl} = 0,0213 \frac{\eta v}{\alpha^2}$$

und eine Reibungszahl von

$$\mu = 10,83 \alpha,$$

während Gleichungen (35 u. 36) die Werte  $0,0211 \frac{\eta v}{\alpha^2}$  und  $10,97 \alpha$  ergeben.

ergibt als vorteilhaftestes Verhältnis den Wert von

$$\frac{l}{b} \cong 0,6, \quad (38)$$

es verbürgt die größte Belastbarkeit der Tragfläche.

Den Rechnungsgrößen in Zahlentafel 1 für die Exzentrizität des Kraftangriffes kommt nur die Bedeutung von Grenzwerten zu. In Wirklichkeit sind die Werte geringer, weil der Druckmittelpunkt, veranlaßt durch die Zähigkeitsminderung des Schmiermittels beim Durchgang durch den Schmierraum, näher gegen die Einlaufkante rückt (s. Abschn. 8).

Eine von der Flächeneinstellung unabhängige Beziehung für die Reibungszahl erlangt man durch die Bildung des Produktes  $P\mu^2$  aus den Größen der Gl. (35 u. 36):

$$P\mu^2 = 7,2 \eta v b \left[ 1 + \left( \frac{l}{b} \right)^2 \right] \kappa (\kappa')^2.$$

Nach den Angaben der Zahlentafel 1 bestehen für die maßgebenden Kennzahlen

$m = 2$	$1$	$0,7$	$0,5$	$0,2$
$\kappa (\kappa')^2 = 0,90$	$0,62$	$0,57$	$0,55$	$0,63$

nur belanglose Verschiedenheiten des Wertes  $\kappa (\kappa')^2$ , so daß man für den ganzen Einstellungsbereich einen festen Wert von etwa

$$\kappa (\kappa')^2 \cong 0,88$$

der Rechnung zugrunde legen kann. Es ergibt sich dann die einfache Beziehung

$$\mu = 2,5 \sqrt{\frac{\eta v b}{P} \left[ 1 + \left( \frac{l}{b} \right)^2 \right]}, \quad (39)$$

welche die Reibungszahl als bloße Funktion der Belastung, Geschwindigkeit, Zähigkeit und Gleitflächenbemessung darstellt.

Die Anwendung der Gl. (37 u. 39) erfolgt im Abschnitt 25, bei der Berechnung der Spurlager. — Die Erkenntnisse über die Entstehung einer keilförmigen Schmier-schicht werden auch bei der weiteren Behandlung der Traglager verwertet.

## 9. Berücksichtigung der Zähigkeitsänderung.

Die ermittelte Druckverteilung verlangt eine Unterstützung der Tragfläche hinter der Mitte im Sinne der Gleitrichtung. Die Erfahrung hat jedoch gezeigt, daß man kippende Tragstücke auch in der Mitte stützen kann, ohne eine besonders fühlbare Zunahme der Reibungszahl in den Kauf zu nehmen. Beim weiteren Vor-rücken der Unterstützung aus der Mitte gegen die Einlaufkante ist allerdings ein rascher Abfall der Tragfähigkeit festzustellen.

Aus diesem Verhalten ist zu entnehmen, daß in Wirklichkeit eine andere Druck-verteilung zustande kommt. Die Ursache liegt im Wesentlichen in der Erwärmung des Schmiermittels beim Durchgang längs der Gleitfläche. Die in der Sekunde von der Reibungsarbeit erzeugte

$$\text{Wärmemenge} = \frac{\mu}{427} \frac{P}{b} v \text{ WE.}$$

wird im Teilbetrage  $\kappa$  von der durchstreichenden

$$\text{Ölmenge} = \frac{v h_m}{2} \text{ (s. Gl. 10)}$$

aufgenommen, während der Restbetrag  $(1 - \kappa)$  auf Zapfen und Tragstück übergeht.

Das austretende Schmiermittel zeigt eine Temperaturerhöhung von

$$\Delta t = \kappa \frac{\mu}{427} \frac{P}{b} \frac{2}{\gamma c \rho m},$$

wobei die durchschnittlichen Werte des spezifischen Gewichtes  $\gamma = 920 \text{ kg/m}^3$  und der spezifischen Wärme  $c = 0,4 \text{ cal/kg}$  betragen.

Steigende Temperatur bedingt aber eine Zähigkeitsabnahme des Schmiermittels, so daß die im vorigen Abschnitt gemachte Annahme gleichbleibender Zähigkeit eigentlich nicht zutrifft.

Tatsächlich ändert sich die Zähigkeit  $\eta$  mit der Länge  $x$ . In welchem Zusammenhange beide Größen stehen, ist schwer anzugeben, da auch die örtliche Wärmeabströmung bestimmend einwirkt.

Um dennoch auf die einfachste Weise zu einem angenäherten Bilde der wirklichen Druckverteilung zu gelangen, sei nach dem Vorgang von J. v. Freudenreich<sup>1</sup> eine lineare Abhängigkeit zwischen den Randwerten  $\eta_0$  und  $\eta_1$  zugrunde gelegt:

$$\eta = \eta_0 + (\eta_1 - \eta_0) \frac{x - x_0}{x_1 - x_0}$$

oder unter verkürzter Bezeichnung der Festgrößen

$$a_1 = \left[ \frac{\eta_0}{\eta_1} - \left(1 - \frac{\eta_0}{\eta_1}\right) \frac{x_0}{x_1 - x_0} \right] \quad \text{und} \quad a_2 = \left[ 1 - \frac{\eta_0}{\eta_1} \right]$$

auch

$$\eta = \eta_1 \left( a_1 + a_2 \frac{x}{x_1 - x_0} \right)$$

Die Differentialgleichung 11 des Druckes lautet nun mit Rücksicht auf Gl. 23:

$$dp = \frac{6\eta_1 v}{\alpha^2} \left( a_1 + a_2 \frac{x}{x_1 - x_0} \right) \left( \frac{x_m}{x^3} - \frac{1}{x^2} \right) dx.$$

Ihre Integration ergibt unter Beachtung der Randbedingungen  $p = 0$  für  $x = x_0$  und  $x = x_1$  die Lage des Höchstdruckes

$$\frac{x_m}{x_1 - x_0} = \frac{a_1 + a_2 \frac{x_0 x_1}{(x_1 - x_0)^2} \ln \frac{x_1}{x_0}}{\frac{a_1}{2} \frac{x_1^2 - x_0^2}{x_1 x_0} + a_2}$$

und die Größe des Flächendruckes

$$p = \frac{6 \eta_1 v l}{h_0^3} \left( \frac{x_0}{x_1 - x_0} \right)^2 \left[ -c_1 \left( \frac{x_1 - x_0}{x} \right)^2 - c_2 \frac{x_1 - x_0}{x} - c_3 \ln \frac{x_1}{x_0} + c_4 \right],$$

wobei

$$\begin{aligned} c_1 &= \frac{a_1}{2} \frac{x_m}{x_1 - x_0}, & c_2 &= a_2 \frac{x_m}{x_1 - x_0} - a_1 \\ c_3 &= a_2, & c_4 &= c_1 \left( \frac{x_1 - x_0}{x_0} \right)^2 + c_2 \left( \frac{x_1 - x_0}{x_0} \right). \end{aligned}$$

Die durch diese Beziehung ausgedrückte Drucklinie ist in Abb. 7 gestrichelt eingetragen. Der Vergleich mit der vollen Drucklinie bei gleichbleibender Zähigkeit ( $\eta = \eta_1$ ) zeigt, daß die Zähigkeitsabnahme eine Verschiebung des Druckmittelpunktes nach vorn gegen die Eintrittskante verursacht.

Noch deutlicher ersieht man diesen Umstand aus der Abb. 10, die in Gegenüberstellung mit der Abb. 8 den Druckverlauf bei veränderlicher Zähigkeit für verschiedene Neigung  $m$  im gleichen Druckmaßstab  $M$  wiedergibt, allerdings nur für einen einzelnen Fall

$$(l = 0,1 \text{ m}, v = 20 \text{ m/s}, h_0 = 0,05 \text{ mm}, t_1 = 40^\circ, \eta_1 = 0,00866 \text{ kgs/m}^2, \alpha = 0,5),$$

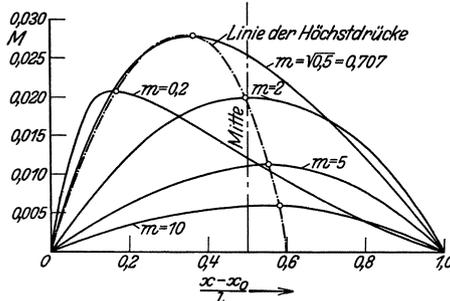


Abb. 10. Druckverlauf bei veränderlicher Zähigkeit.

<sup>1</sup> BBC Mitteilungen 1917, Heft 1-4. Vgl. Duffing im Handbuch der phys. u. techn. Mechanik, Bd. V S. 839, Leipzig 1931 und O. Boswall, Theory of Film Lubrication, Longmans, Green & Co. London 1928.

weil die Temperaturerhöhung und damit auch die Zähigkeitsminderung von den angeführten Größen abhängt.

Die Lage des Höchstdruckes  $p_m$  rückt weiter nach vorn. Während die strichpunktierte Verbindungslinie der einzelnen Höchstdrucke bei gleicher Zähigkeit nur die rückwärtige Hälfte der Gleitfläche umfaßt, übergreift sie die Mitte bei veränderlicher Zähigkeit. Da der Druckmittelpunkt zwischen Höchstdruck und Mitte liegt, so befindet er sich bei kleiner Neigung  $m$  sogar vor der Mitte.

Daraus ist zu schließen, daß eine vereinfachte Ermittlung des Druckmittelpunktes nach der Formel gleicher Zähigkeit auf Grundlage eines Mittelwertes von  $\eta$  keinen zutreffenden Wert ergeben kann, obwohl die Bestimmung des Gesamtdruckes  $P$  nach diesem Vorgang nahezu richtige Werte gewährleistet.

### 10. Druck- und Reibungsverhältnisse des zylindrischen Tragzapfens von unbegrenzter Länge<sup>1</sup>.

Die Zapfenmitte verbleibt stets außerhalb der Mitte der weiteren Lagerbohrung (Abb. 11); eine solche Einstellung schafft in einfachster Weise den keilförmigen Einlaufraum für das Schmiermittel, der zur Druckhaltung erforderlich ist. Als Kennzahl der exzentrischen Lage dient das Verhältnis des Halbmesserunterschiedes  $(R - r)$  zur Exzentrizität  $e$ :

$$\varepsilon = \frac{R - r}{e} \quad (40)$$

In der Bogenentfernung

$$x = r \alpha,$$

gemessen von der engsten Stelle des Zwischenraumes, beträgt die Schmierschichtdicke

$$h = (R - r) - e \cos \alpha = (\varepsilon - \cos \alpha) e; \quad (41)$$

ihr kleinster Wert bei  $\alpha = 0$  ist

$$h_0 = (R - r) - e = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} (R - r) = (\varepsilon - 1) e \quad (42)$$

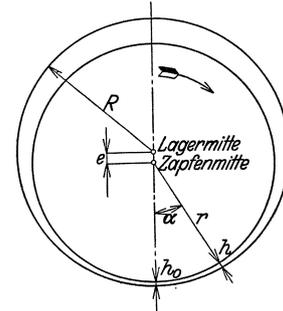


Abb. 11. Exzentrizität der Zapfenlage.

Das Einbeziehen dieser besonderen Abhängigkeiten in die allgemeine Fassung der Gl. (11) für ebene Strömung liefert die Formel für das Druckgefälle

$$\frac{dp}{d\alpha} = \frac{6\eta v r}{e^2} \left[ \frac{\varepsilon - \cos \alpha_m}{(\varepsilon - \cos \alpha)^3} - \frac{1}{(\varepsilon - \cos \alpha)^2} \right],$$

worin  $\alpha_m$  die Winkellage des Höchstdruckes bedeutet.

Durch das Ausscheiden des unveränderlichen Beiwertes

$$A = \frac{6\eta v r}{e^2} = 6\eta v r \left( \frac{\varepsilon}{R - r} \right)^2 \quad (43)$$

gelangt man gemäß Gl. (12) zu der Differentialgleichung

$$\frac{\partial w_e}{\partial \alpha} = \frac{\varepsilon - \cos \alpha_m}{(\varepsilon - \cos \alpha)^3} - \frac{1}{(\varepsilon - \cos \alpha)^2}$$

der reinen Druckfunktion  $w_e$ , die somit bestimmt ist durch den Ausdruck

$$w_e = (\varepsilon - \cos \alpha_m) \int \frac{d\alpha}{(\varepsilon - \cos \alpha)^3} - \int \frac{d\alpha}{(\varepsilon - \cos \alpha)^2} + C \quad (44)$$

<sup>1</sup> Mit Rücksicht auf den Sprachgebrauch wurde für die achsiale Abmessung des Zapfens und der Lagerbohrung die Bezeichnung „Länge“ beibehalten. Die Länge  $l$  der zylindrischen Schale entspricht daher der Breite  $b$  der ebenen rechteckigen Gleitfläche. — Vgl. S. 27.

Für die Integrale bestehen folgende Beziehungen:

$$\left. \begin{aligned} \int \frac{d\alpha}{\varepsilon - \cos \alpha} &= \frac{1}{\sqrt{\varepsilon^2 - 1}} \arcsin \frac{1 - \cos \alpha}{\varepsilon - \cos \alpha} \\ \int \frac{d\alpha}{(\varepsilon - \cos \alpha)^2} &= \frac{1}{\varepsilon^2 - 1} \left[ \frac{\sin \alpha}{\varepsilon - \cos \alpha} + \varepsilon \int \frac{d\alpha}{\varepsilon - \cos \alpha} \right] \\ \int \frac{d\alpha}{(\varepsilon - \cos \alpha)^3} &= \frac{1}{2(\varepsilon^2 - 1)} \left[ \frac{\sin \alpha}{(\varepsilon - \cos \alpha)^2} + 3\varepsilon \int \frac{d\alpha}{(\varepsilon - \cos \alpha)^2} - \int \frac{d\alpha}{\varepsilon - \cos \alpha} \right] \end{aligned} \right\} (45)$$

Die Festwerte  $(\varepsilon - \cos \alpha_m)$  und  $C$  sind aus den äußeren Bedingungen zu ermitteln.

Bei nur teilweise umfaßtem Zapfenumfang erstreckt sich das Druckgebiet zur Gänze über die abgegrenzte Lagerfläche (Abb. 12); die Nullwerte des Druckes liegen an der Einlauf- und Austrittsstelle des Schmiermittels.

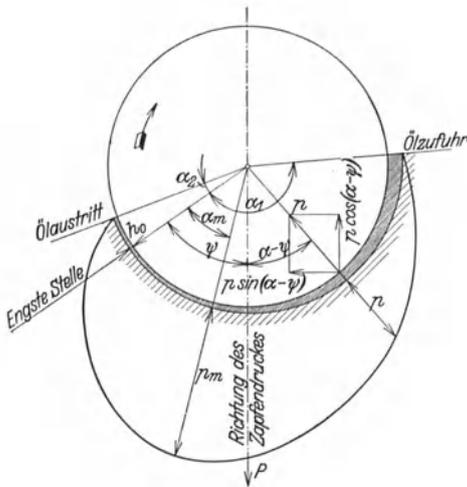


Abb. 12. Druckverlauf bei begrenzter Tragfläche.

Das vollumschließende Lager ermöglicht zwar bei unbegrenzter Länge eine in sich geschlossene Strömung über den ganzen Umfang<sup>1</sup>, doch ist ein solcher Strömungsvorgang als Grundlage für die Untersuchung der Druckverhältnisse bei endlicher Lagerlänge nicht verwendbar. Es wird nämlich wegen des seitlichen Ölaustrittes eine ständige Ölzufuhr notwendig, die eine Unterbrechung des Strömungs- und Druckbereiches zur Folge hat. An das Gebiet der eigentlichen Flüssigkeitströmung reiht sich eine Übergangszone ungeordneter Flüssigkeitsdurchganges an: In diesem Raum herrscht der Druck der Ölzuführung, dessen

Größe auch bei Druckschmierung mit null bewertet werden kann, da der Ölzuführungsdruck gegenüber den hohen Pressungen in der tragenden Schmier-schicht verhältnismäßig gering ist. Um daher einen geeigneten Ausdruck  $w_e$  für die weitere Aufsuchung der Druckverteilung bei endlicher Lagerlänge zu gewinnen, darf man bei dem ganz umschlossenen Zapfen ebenfalls nur einen abgegrenzten Strömungsverlauf der Rechnung zugrunde legen.

Zur Bestimmung der beiden Festwerte hat man demnach stets die Randbedingung  $w_e = 0$  für die Grenzwinkel  $\alpha = \alpha_1$  und  $\alpha = \alpha_2$  des Strömungsbereiches in die Gl. (44) einzuführen. Durch Subtraktion der sich ergebenden Gleichungen erlangt man unmittelbar die Winkellage des Höchstdruckes  $p_m$  als Verhältniswert zweier Integrale:

$$\varepsilon - \cos \alpha_m = \frac{I_2}{I_3} \tag{46}$$

Das Einsetzen dieses Festwertes in eine dieser beiden Grenzgleichungen liefert dann den zweiten Festwert  $C$ .

<sup>1</sup> Siehe A. Sommerfeld: Zur hydrodynamischen Theorie der Schmiermittelreibung. Zeitschr. f. Math. u. Physik. (Bd. 50) 1904. Heft 1 u. 2. Vgl. T e n B o s c h : Die Reibung in Gleitlagern, Schweiz. Bauzeitung, Bd. 99 (1932) S. 321.

Für die Berechnung der bestimmten Integrale gelten die Beziehungen der Gl. 45:

$$\left. \begin{aligned} I_1 &= \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} \frac{d\alpha}{\varepsilon - \cos \alpha} = \frac{1}{\sqrt{\varepsilon^2 - 1}} \left[ \arcsin \frac{1 - \varepsilon \cos \alpha_1}{\varepsilon - \cos \alpha_1} - \arcsin \frac{1 - \varepsilon \cos \alpha_2}{\varepsilon - \cos \alpha_2} \right] \\ I_2 &= \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} \frac{d\alpha}{(\varepsilon - \cos \alpha)^2} = \frac{1}{\varepsilon^2 - 1} \left[ \frac{\sin \alpha_1}{\varepsilon - \cos \alpha_1} - \frac{\sin \alpha_2}{\varepsilon - \cos \alpha_2} + \varepsilon I_1 \right] \\ I_3 &= \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} \frac{d\alpha}{(\varepsilon - \cos \alpha)^3} = \frac{1}{2(\varepsilon^2 - 1)} \left[ \frac{\sin \alpha_1}{(\varepsilon - \cos \alpha_1)^2} - \frac{\sin \alpha_2}{(\varepsilon - \cos \alpha_2)^2} + 3\varepsilon I_2 - I_1 \right] \end{aligned} \right\} (47)$$

Die nächste Aufgabe ist es nun, die bisher noch unbestimmten Größen des Einlaufwinkels  $\alpha_1$  und des Austrittswinkels  $\alpha_2$  aufzufinden. Diesem Zwecke dienen folgende Betrachtungen.

Eine Übersicht über den Verlauf der Druckfunktion  $w_e$  bei festgehaltenen Werten von  $\varepsilon$  und  $\alpha_1$  gibt die Linienschar der Abb. 13, deren einzelne Linien verschiedenen Winkelgrößen  $\alpha_m$  des Höchstdruckes angehören. Die Druckgrößen  $w_e$  sind als Ordinaten auf den Bogenlängen  $\alpha$  aufgetragen.

In der Schmierschichte kann nur ein Überdruck entstehen; Unterdruck ist ausgeschlossen, da kein Schmiermittel einer nennenswerten Zugspannung zu widerstehen vermag. Für den tatsächlichen Druckverlauf scheiden daher die gestrichelten Linienteile im Gebiete des negativen Druckes aus.

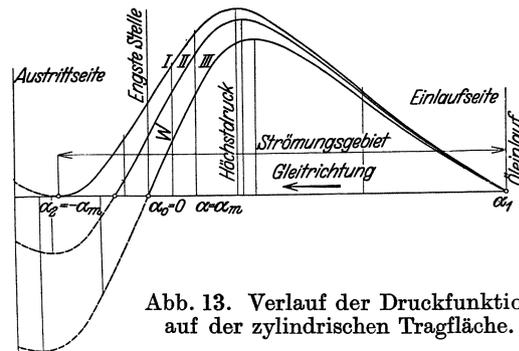


Abb. 13. Verlauf der Druckfunktion auf der zylindrischen Tragfläche.

Die Überdruckzone der Linie III endet an der engsten Stelle des Zwischenraumes nur dann, wenn in der Tragfläche dort etwa eine Schmiernute ausgenommen ist, welche den Druckabfall auf null hervorruft. Sonst geht das Druckgebiet gemäß Linie II über die engste Stelle hinaus. Die Grenze der Ausbreitung ist bei dem vollumschließenden Lager durch die Bedingung gegeben, daß mit dem Nullwerden des Druckes sich zugleich ein Mindestdruck einstellt, wie es Linie I zeigt. Hier beginnt der durch die Ölzuführung geschaffene drucklose Raum, der ein neuerliches Ansteigen des Druckes nach der gestrichelten Fortsetzung der Linie I verhindert. Im längsten Druckgebiet tritt auch der größte Höchstdruck auf.

Gl. (44) bestimmt den Ort der ausgezeichneten Werte von  $w_e$  durch eine Cosinusgröße. Der zugehörige positive Winkel gilt für die Stelle des Höchstdruckes, der negative Winkel

$$\alpha_2 = -\alpha_m$$

für den Austrittswinkel der Druckzone in der vollumschließenden Lagerschale.

Das Belastungsbild des sich drehenden Zapfens ist in Abb. 12 dargestellt; hier sind die Druckgrößen  $p$  radial am Umfang der Lagerbohrung, also in der Richtung der wirklichen Druckäußerung aufgetragen. In der Einlaufseite macht sich eine überwiegende Druckwirkung geltend, die ein seitliches Abdrängen der Zapfenmitte im Drehsinne zur Folge hat. Exzentrizität  $e$  und Verlagerungswinkel  $\psi$  der Zapfeneinstellung lassen sich aus dem Kräftegleichgewicht ermitteln, wobei man von den verhältnismäßig geringen Reibungswiderständen absehen kann.

Die Gleichgewichtsbedingungen für die Längeneinheit des Zapfens lauten:

$$0 = \frac{1}{Ar} \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} p \sin(\alpha - \psi) r d\alpha = \cos \psi \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} w_e \sin \alpha d\alpha - \sin \psi \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} w_e \cos \alpha d\alpha$$

$$P = \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} p \cos(\alpha - \psi) r d\alpha = 6 \eta v \left( \frac{r}{R-r} \right)^2 \varepsilon^2 \left[ \cos \psi \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} w_e \cos \alpha d\alpha + \sin \psi \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} w_e \sin \alpha d\alpha \right]$$

Unter Berücksichtigung der Gl. 44 und des Umstandes, daß die Funktion  $w_e$  an den Grenzwinkeln  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  zu null wird, findet man mittels teilweiser Integration die bestimmten Integrale

$$\int_{\alpha_2}^{\alpha_1} w_e \sin \alpha d\alpha = - \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} w_e d(\cos \alpha) = - [w_e \cos \alpha]_{\alpha_2}^{\alpha_1} + \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} \cos \alpha dw_e = \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} (\varepsilon - \varepsilon + \cos \alpha) dw_e$$

$$= [\varepsilon w_e]_{\alpha_2}^{\alpha_1} - \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} \left[ \frac{\varepsilon - \cos \alpha_m}{(\varepsilon - \cos \alpha)^2} - \frac{1}{\varepsilon - \cos \alpha} \right] d\alpha = -(\varepsilon - \cos \alpha_m) I_2 + I_1, \quad (48)$$

worin für  $I_1$  und  $I_2$  die Werte der Gl. (47) gelten, und

$$\int_{\alpha_2}^{\alpha_1} w_e \cos \alpha d\alpha = \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} w_e d(\sin \alpha) = [w_e \sin \alpha]_{\alpha_2}^{\alpha_1} - \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} \sin \alpha dw_e$$

$$= - \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} \left[ \frac{\varepsilon - \cos \alpha_m}{(\varepsilon - \cos \alpha)^3} - \frac{1}{(\varepsilon - \cos \alpha)^2} \right] \sin \alpha d\alpha = -(\varepsilon - \cos \alpha_m) i_3 + i_2, \quad (49)$$

worin

$$i_2 = \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} \frac{\sin \alpha d\alpha}{(\varepsilon - \cos \alpha)^2} = -\frac{1}{\varepsilon - \cos \alpha_1} + \frac{1}{\varepsilon - \cos \alpha_2}$$

$$i_3 = \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} \frac{\sin \alpha d\alpha}{(\varepsilon - \cos \alpha)^3} = \frac{1}{2} \left[ -\frac{1}{(\varepsilon - \cos \alpha_1)^2} + \frac{1}{(\varepsilon - \cos \alpha_2)^2} \right]$$

Das Einführen dieser Integralwerte in die beiden Gleichungen des Gleichgewichtes liefert die Formeln für die Winkellage der Zapfeinstellung gegen die Belastungsrichtung

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{I_1 - (\varepsilon - \cos \alpha_m) I_2}{i_2 - (\varepsilon - \cos \alpha_m) i_3} \quad (51)$$

und die Belastung der Längeneinheit

$$P_0 = 6 \eta v \left( \frac{r}{R-r} \right)^2 \varepsilon^2 \kappa; \quad (52)$$

dabei drückt die mit  $\varepsilon$  veränderliche Größe

$$\kappa = \varepsilon^2 \left\{ \sin \psi [I_1 - (\varepsilon - \cos \alpha_m) I_2] + \cos \psi [i_2 - (\varepsilon - \cos \alpha_m) i_3] \right\} \quad (53)$$

die Abhängigkeit von der Zapfeinstellung aus.

Mit dem Verlagerungswinkel wird erst der Einlaufwinkel bekannt; seine Größe  $\alpha_1$  ist die Summe aus  $\psi$  und dem Winkelabstand des Öleintrittes von der Belastungsrichtung.

Durch die vorstehenden Beziehungen sind für alle Lagerausführungen und jede Belastung die Einzelheiten von Zapfeinstellung und Druckverteilung vollständig rechnerisch erfaßt.

Unter Verwendung der Integralwerte in den Gl. (47) u. (48) erhält man aus der allgemeinen Gl. (18) die Reibungszahl

$$\mu_0 = \frac{\eta v r}{P_0 e} \left[ \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} \frac{d\alpha}{\varepsilon - \cos \alpha} + 3 \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} w_e \sin \alpha d\alpha \right] = \frac{\eta v}{P_0} \left( \frac{r}{R-r} \right) \varepsilon \left[ 4 I_1 - 3 (\varepsilon - \cos \alpha_m) I_2 \right],$$

welcher Ausdruck durch weiteres Einsetzen von  $P_0$  aus Gl. (52) in die Endform

$$\mu_0 = \frac{1}{2} \left( \frac{R-r}{r} \right) \kappa' \quad (54)$$

übergeht; der unveränderliche Beiwert

$$\kappa' = \frac{\varepsilon}{\kappa} \left[ \frac{4}{3} I_1 - (\varepsilon - \cos \alpha_m) I_2 \right] \quad (55)$$

hängt bloß von der Zapfenlage ab.

Im Anschluß an die allgemeine Behandlung folgt in den nächsten Abschnitten die Zahlenermittlung für zwei besondere Anordnungen, der Voll- und Halbschale. In beiden Fällen wird ein ungestörter Druckverlauf vorausgesetzt; die Tragfläche darf durch keine Ölnute, die mit dem drucklosen Raum in Verbindung steht, unterbrochen sein. Ferner wird angenommen, daß die Schalen rechtwinklig zur Teilfugenebene belastet sind.

### 11. Zahlengrößen bei der Vollschale von unbegrenzter Länge.

Bei der zumeist angewendeten Ausführung umschließt die Lagerschale den ganzen Zapfenumfang. Ist die Ölzufuhr am Scheitel zureichend, so beginnt hier bereits die Druckzone am Eintrittswinkel

$$\alpha_1 = \psi + 180^\circ$$

und endet am Austrittswinkel

$$\alpha_2 = -\alpha_m$$

mit dem Druckgefälle null, entsprechend dem Druckverlaufe in Abb. 14.

Diese beiden Grenzbedingungen legen durch die Gl. (46 u. 51) die Zapfeneinstellung und die Winkelgröße des Druckbereiches als Funktionen der Kennzahl  $\varepsilon = \frac{R-r}{e}$  (Gl. 40) fest. Eine formelmäßige Berechnung lassen die transzendenten Gleichungen allerdings nicht zu, doch gelangt man versuchsweise von eingeschätzten Werten  $\alpha_1$  und  $\alpha_2$  durch fortgesetzte Näherung genügend rasch zu den genauen Endgrößen der Zahlentafel 2.

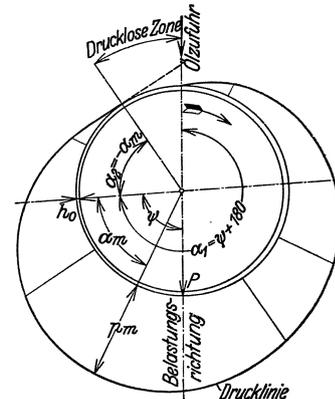


Abb. 14. Druckverlauf bei vollumschließender Lagerschale und Öleinlauf am Scheitel ( $\varepsilon = 3$ ).

Zahlentafel 2.

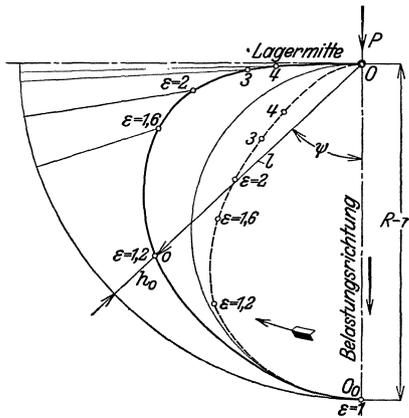
Zapfeneinstellung, Belastungs- und Reibungsgrößen, der Vollschale.

$\varepsilon$	1,2	1,6	2	3	4
$\psi$	46°10'	71°50'	80°40'	86°50'	88°30'
$\alpha_1 = \psi + 180^\circ$	226°10'	251°50'	260°40'	266°50'	268°30'
$\alpha_2 = -\alpha_m$	-18°20'	-34°30'	-45°20'	-60°30'	-68°00'
$\kappa$	3,11	1,87	1,54	1,03	0,78
$\kappa'$	1,46	1,73	1,81	2,29	2,84
$\kappa(\kappa')^2$	6,60	5,58	5,06	5,39	6,28
$\kappa/\varepsilon-1$	1,39	1,45	1,54	1,46	1,35

Bei Kennzahlen über 2 strebt der Verlagerungswinkel  $\psi$  dem Grenzwert von  $90^\circ$  zu, während der Austrittswinkel  $\alpha_2$  wachsende Werte über  $45^\circ$  annimmt. Das gesamte Druckgebiet umspannt daher beinahe den ganzen Zapfenumfang, so daß die drucklose Zone nur auf ein kleines Winkelausmaß beschränkt bleibt.

Den räumlichen Zusammenhang zwischen Exzentrizität  $e$  und ihrer Winkellage  $\psi$

gegen die Belastungsrichtung zeigt Abb. 15. Aus der Ruhestellung  $0_0$ , welche der aufsitzende Zapfen einnimmt, nähert sich bei steigender Drehgeschwindigkeit der Zapfenmittelpunkt  $O$  längs der in voller Linie eingezeichneten Bahn allmählich dem Mittelpunkte  $O$  der Lagerbohrung, in welche Endlage der Zapfen erst bei unendlicher Geschwindigkeit eintreten würde.



Die genau ermittelten Winkelgrößen  $\psi$ ,  $\alpha_1$  und  $\alpha_2$  ermöglichen es nun, die gleichfalls nur von  $\varepsilon$  abhängigen Beiwerte  $\kappa$ ,  $\kappa'$  der Belastung und Reibung aus den Gl. (53 u. 55) zu bestimmen. Die berechneten Zahlengrößen sind in der Zahlentafel 2 eingetragen.

### 12. Zahlengrößen bei der Halbschale von unbegrenzter Länge.

Abb. 15. Abhängigkeit der Zapfeneinstellung von der Kennzahl  $\varepsilon$  bei voll- und halbumschließender Schale und Öleinlauf am Scheitel. Halbschale: gestrichelte Linie. Vollschale: volle Linie.

Das Druckgebiet breitet sich gemäß Abb. 16 über den ganzen Umfang der Halbschale nur bei großen Verlagerungswinkeln  $\psi$  aus; es beträgt dann

$$\begin{aligned} \text{der Eintrittswinkel } \alpha_1 &= \psi + 90^\circ \\ \text{und der Austrittswinkel } \alpha_2 &= \psi - 90^\circ \end{aligned}$$

Bei kleineren Winkeln  $\psi$  (etwa  $\psi < 48^\circ$  entsprechend  $\varepsilon < 2,5$ ) wird das Auslaufende der Schale drucklos, weil der Druck wie bei der Vollschale verfrüht mit dem Druckgefälle null endet. Für diesen Fall gilt dann die Beziehung

$$\alpha_2 = -\alpha_m;$$

es ist der Austrittswinkel kleiner als  $(\psi - 90^\circ)$ .

Von diesen Grenzen ausgehend, führt derselbe Rechnungsgang wie bei der Voll-

Zahlentafel 3. Zapfeneinstellung, Belastungs- und Reibungsgrößen der Halbschale.

$\varepsilon$	1,2	1,6	2	3	4
$\psi$	31°10'	42°10'	46°50'	52°50'	57°30'
$\alpha_1 = \psi + 90^\circ$	121°10'	132°10'	136°50'	142°50'	147°30'
$\alpha_2$	-17°30'	-29°20'	-36°20'	-37°10'	-32°30'
$\alpha_m$	17°30'	29°20'	36°20'	46°30'	53°10'
$\kappa$	1,75	0,98	0,77	0,49	0,37
$\kappa'$	1,59	1,98	2,22	2,84	3,41
$\kappa(\kappa')^2$	4,45	3,83	3,81	3,95	4,31
$\kappa\sqrt{\varepsilon-1}$	0,75	0,76	0,77	0,70	0,64

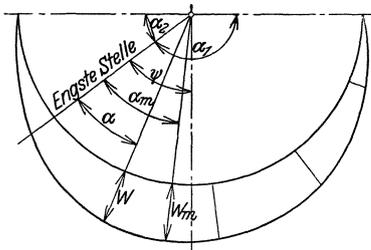


Abb. 16. Druckverlauf in der Halbschale (für  $\varepsilon = 3$ ).

schale zu den Winkelgrößen der Zahlentafel 3.

Nach den in der Tafel eingetragenen Werten  $\psi$  nimmt die Bahn des Zapfenmittelpunktes einen anderen Verlauf als bei der Vollschale; sie ist in der Abb. 15 in gestricheltem Linienzuge eingezeichnet.

Weiters enthält die Zahlentafel noch die aus den Gl. (53 u. 55) berechneten Beiwerte  $\kappa$  und  $\kappa'$  von Belastung und Reibungszahl.

### 13. Belastung und Reibungszahl der Traglager.

(Schalen von endlicher Länge.)

Die Annahme parabolischer Druckverteilung in der Achsenrichtung ermöglicht es, nach den Angaben des Abschn. 5 die Einzelheiten der Traglager aus den Werten des Zapfens von unbegrenzter Länge zu berechnen.

Zunächst benötigt man den Festwert  $c$ , welcher die Größe der Druckminderung, veranlaßt durch den seitlichen Ölaustritt, ausdrückt. Durch Einführen der Abmessungen des Tragzapfens (Durchmesser  $d = 2r$  und Länge  $l$  anstatt der Lagerbreite  $b$ ) und der besonderen Beziehungen

$$A = \frac{6 \eta v r}{e^2} \quad \text{und} \quad h = e (\varepsilon - \cos \alpha)$$

aus den Gl. (43 u. 41) wird die allgemeine Gl. (15) des Festwertes umgewandelt in den Ausdruck

$$\frac{1}{c} = \frac{4}{5} \left[ 1 + a \left( \frac{d}{l} \right)^2 \right]; \quad (56)$$

hierbei ist die Größe

$$a = \frac{5}{2} \frac{\int_{\alpha_2}^{\alpha_1} (\varepsilon - \cos \alpha)^3 w_\theta^2 d\alpha}{\int_{\alpha_2}^{\alpha_1} w_\theta \sin \alpha d\alpha} \quad (57)$$

nur von dem Orte des Druckbeginnes und der Zapfeneinstellung abhängig.

Gemeinschaftlich mit den Gl. (16 u. 52) bestimmt die Größe  $c$  die Lagerbelastung

$$P = \left( \frac{2}{3} c \right) P_0 l = 5 \kappa \eta v \frac{l}{1 + a \left( \frac{d}{l} \right)^2} \left( \frac{d}{D-d} \right)^2, \quad (58)$$

welche Gleichung durch Einsetzen der Drehzahl  $n$  aus

$$v = \frac{d \pi n}{60}$$

in den Ausdruck

$$P = \frac{\pi}{12} \kappa \eta n \frac{d l}{1 + a \left( \frac{d}{l} \right)^2} \cdot \left( \frac{d}{D-d} \right)^2 \quad (59)$$

übergeht.

Diese Gleichung wird für die weitere Auswertung erst geeignet, wenn man die umständliche Abhängigkeit des Beiwertes  $\kappa$  in Gl. (53) durch eine einfachere Beziehung ersetzt. Die Möglichkeit hierzu bietet die Größe des Produktes

$$\kappa \sqrt{\varepsilon - 1},$$

dessen Einzelwerte in den Zahlentafeln 2 und 3 nur unwesentliche Verschiedenheiten aufweisen. Man kann das Produkt angenähert als feste Zahlengröße

$$c' = \kappa \sqrt{\varepsilon - 1}$$

ansehen. Diese Beziehung, sowie der Ausdruck für  $\varepsilon$  aus Gl. (42)

$$\frac{1}{\varepsilon} = 1 - \frac{2 h_0}{D-d}$$

geben der Belastungsgleichung (59) die brauchbare Form:

$$P = \frac{\pi}{12} c' \eta n \frac{d l}{1 + a \left( \frac{d}{l} \right)^2} \left( \frac{d}{D-d} \right)^2 \sqrt{\frac{D-d}{2 h_0} - 1} \quad (60)$$

Damit ist ein verhältnismäßig einfacher und zutreffender Zusammenhang zwischen Belastungsgröße und kleinster Schmierschichtdicke  $h_0$  aufgestellt.

Die allgemeine Gl. (36) liefert durch Heranziehen der Sonderwerte  $\mu_0$  und  $c$  aus den Gl. (54 u. 56) die Lagerreibungszahl

$$\mu = \frac{3}{2c} \mu_0 = 0,6 \kappa' \left[ 1 + a \left( \frac{d}{l} \right)^2 \right] \frac{D-d}{d} \quad (61)$$

Durch das Produkt aus den Gl. (58 u. 61)

$$P \mu^2 = 1,8 \kappa (\kappa')^2 \eta v l \left[ 1 + a \left( \frac{d}{l} \right)^2 \right]$$

wird für die Reibungszahl eine angenäherte Beziehung geschaffen, frei vom Einflusse der Zapfenlage. Wie es aus den Zahlentafeln 2 u. 3 ersichtlich ist, zeigen nämlich die Beizahlenwerte  $\kappa (\kappa')^2$  für die einzelnen Kennzahlen  $\varepsilon$  so geringfügige Abweichungen, daß ein gemeinsamer Wert

$$c'' = \kappa (\kappa')^2$$

in die Gleichung eingestellt werden kann. Mit dieser Vereinfachung ist die Lagerreibungszahl ausgedrückt durch

$$\mu = \sqrt{1,8 c'' \frac{\eta v l}{P} \left[ 1 + a \left( \frac{d}{l} \right)^2 \right]}, \quad (62)$$

welche Gleichung nicht nur eine bequeme Einsicht in die einschlägigen Abhängigkeiten vermittelt, sondern auch für die weitere Auswertung der Reibungsverhältnisse recht gut brauchbar ist.

Für die seitlich austretende Ölmenge erhält man durch Einführen der besonderen Werte von  $A$ ,  $h$  und  $c$  in die Gl. (22) den Ausdruck

$$Q_z = c \frac{v d^2}{l} e \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} (\varepsilon - \cos \alpha)^3 w_\varepsilon d\alpha = c_0 \frac{\left( \frac{d}{l} \right)}{1 + a \left( \frac{d}{l} \right)^2} v d e. \quad (63)$$

Der Beiwert

$$c_0 = \frac{5}{4} \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} (\varepsilon - \cos \alpha)^3 w_\varepsilon d\alpha$$

wird durch die Zapfeneinstellung  $\varepsilon$  bestimmt.

Die Verwertung der für die Berechnung maßgebenden Gl. (60), (62) u. (63) erfolgt in den Abschnitten 18 u. 20. — Zunächst müssen aber die Zahlengrößen der Beiwerte  $a$ ,  $c'$ ,  $c''$  und  $c_0$  ermittelt werden.

#### 14. Zahlengrößen bei der Vollschale von endlicher Länge.

Die Ermittlung der Größe  $a$  [vgl. Gl. (57)] stößt insofern auf Schwierigkeiten, als im Zählerintegral eine Kreisbogenfunktion vorkommt; das Integral ist in geschlossener Form nicht mehr darstellbar. Einen Ausweg, die bisherige Einfachheit der Rechnung auch weiterhin zu bewahren, bietet der Umstand, daß für größere Werte  $\varepsilon$  der Verlagerungswinkel  $\psi$  beinahe  $90^\circ$  wird und das Druckgebiet fast den ganzen Zapfenumfang um reift. Dieses Verhalten ermöglicht den Ersatz der Druckfunktion durch eine in sich zurücklaufende Funktion, bei welcher naturgemäß die Kreisbogenfunktion ausscheidet.

Die Funktion  $w_\varepsilon$  der Gl. (44) wird in sich zurücklaufend, wenn der Beiwert aller Glieder, die das Teilintegral

$$\int \frac{d\alpha}{\varepsilon - \cos \alpha},$$

und somit nach Gl. (45) auch die Kreisbogenfunktion enthalten, null wird; also

$$0 = (\varepsilon - \cos \alpha_m) \frac{1}{2(\varepsilon^2 - 1)} \left( \frac{3\varepsilon^2}{\varepsilon^2 - 1} - 1 \right) - \frac{\varepsilon}{\varepsilon^2 - 1},$$

welche Bedingung die Lage des Höchstdruckes

$$\varepsilon - \cos \alpha_m = \frac{2\varepsilon(\varepsilon^2 - 1)}{2\varepsilon^2 + 1}$$

festlegt. Im Verein mit dieser Beziehung ergeben die verbleibenden Glieder der Gl. (44) den Ausdruck

$$w_e = \frac{1}{2\varepsilon^2 + 1} \left[ \frac{\sin \alpha}{\varepsilon - \cos \alpha} + \frac{\varepsilon \sin \alpha}{(\varepsilon - \cos \alpha)^2} \right] + C.$$

Naheliegend für die Bestimmung von  $C$  ist die weitere Annahme

$$\varphi = 90^\circ, \quad \alpha_1 = 270^\circ \quad \text{und} \quad \alpha_2 = -90^\circ,$$

wobei die Integrale der Gl. (47) in die vereinfachten Größen

$$I_1 = \frac{2\pi}{\sqrt{1 - \varepsilon^2}}, \quad I_2 = \frac{\varepsilon}{\varepsilon^2 - 1} I_1 \quad \text{und} \quad I_3 = \frac{1}{2(\varepsilon^2 - 1)} (3\varepsilon I_2 - I_1)$$

übergehen.

Für  $\alpha = 270^\circ$  ist

$$w_e = 0 = -\frac{1}{2\varepsilon^2 + 1} \frac{2}{\varepsilon} + C,$$

deshalb allgemein

$$w_e = \frac{1}{2\varepsilon^2 + 1} \left[ \frac{2}{\varepsilon} + \frac{\sin \alpha}{\varepsilon - \cos \alpha} + \frac{\varepsilon \sin \alpha}{(\varepsilon - \cos \alpha)^2} \right].$$

Diese Ersatzfunktion zeigt nach der Darstellung in Abb. 17 trotz des kurzen Bereiches negativen Druckes eine so vollkommene Annäherung an den genauen Verlauf, daß die benötigten Integralwerte der Gl. (57)

$$\int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{3}{2}\pi} (\varepsilon - \cos \alpha)^3 w_e^2 d\alpha = \frac{\pi \left( 2\varepsilon^3 + 11\varepsilon + \frac{12}{\varepsilon} \right) - \varepsilon^2 (\varepsilon^2 - 1) I_1}{(2\varepsilon^2 + 1)^2}$$

$$\int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{3}{2}\pi} w_e \sin \alpha d\alpha = \frac{I_1}{2\varepsilon^2 + 1}$$

nahezu richtig ausfallen; ihren Wert behalten nur die Glieder mit den Bogenlängen, während alle übrigen Glieder mit Kreisfunktionen durch Nullwerden verschwinden.

Diese Integrale bestimmen in Gl. (57) die Größe

$$a = \frac{5}{2(2\varepsilon^2 + 1)} \left[ \sqrt{\varepsilon^2 - 1} \left( \varepsilon^3 + \frac{11}{2}\varepsilon + \frac{6}{\varepsilon} \right) - \varepsilon^2 (\varepsilon^2 - 1) \right],$$

die bei den einzelnen Kennzahlen  $\varepsilon$  folgende Zahlenwerte annimmt:

$$\begin{array}{cccccc} \varepsilon = & 1,2 & 1,6 & 2 & 4 & \infty \\ a = & 5,3 & 6,9 & 7,2 & 7,5 & 8,1 \end{array}$$

Die geringen Unterschiede gestatten die Verwendung eines einzigen Wertes für alle in Betracht kommenden Zapfeneinstellungen. Man rechnet bei der Vollschale genügend sicher, wenn man allgemein eine Größe von etwa

$$a = 8$$

in die Gleichungen einführt.

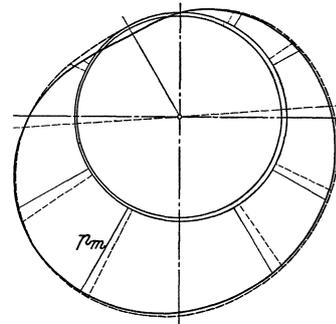


Abb. 17. ——— Angenäherter Druckverlauf ( $\varepsilon = 3$ ),  
----- genauer Druckverlauf.

Die Ersatzfunktion  $w_e$  dient ferner noch zur Ermittlung des Integrales in Gl. (63), welche den seitlichen Ölverlust ausdrückt.

Für den Beiwert erhält man die Beziehung

$$c_0 = \frac{5}{2} \pi \left( 1 + \frac{1}{\varepsilon^2 + 0,5} \right)$$

und im Mittel ( $\varepsilon = 2$  entsprechend) eine Zahlengröße

$$c_0 = 10.$$

Die Zahlentafel 2 der Vollschale vermittelt schließlich die Größenangabe für den Beiwert

$$c' = \kappa \sqrt{\varepsilon - 1} = 1,4$$

in der Belastungsgleichung (60) und den Beiwert

$$c'' = \kappa (\kappa')^2 = 6,6$$

in der Reibungsgleichung (62). Hierfür wurden aus den Zahlenreihen jene Größen herausgegriffen, welche eine zu günstige Bewertung ausschließen.

### 15. Zahlengrößen bei der Halbschale von endlicher Länge.

Das Heranziehen einer Ersatzfunktion für den Druckverlauf liefert bei der Halbschale zu ungenaue Werte. Es bleibt daher nichts anderes übrig, als für jede Kennzahl  $\varepsilon$  die gesamte Druckverteilung aus Gl. (44) genau zu berechnen und aus den erhaltenen Einzelwerten  $w_e$  die in den Gl. (45 u. 47) benötigten Integralgrößen zeichnerisch zu ermitteln. Hierbei ergeben sich die Zahlengrößen

$$a = 2$$

$$\text{und } c_0 = 1,5,$$

die sich mit der Zapfeneinstellung nur geringfügig ändern.

Bei Zapfenverhältnissen von

$$\frac{d}{l} = 1 \text{ bis } \frac{1}{2}$$

kann man die vereinfachte Beziehung

$$1 + a \left( \frac{d}{l} \right)^2 = 1 + 2 \left( \frac{d}{l} \right)^2 \cong 3 \frac{d}{l} \quad (64)$$

für die Einflußgröße der Zapfenlänge anwenden. Für die Grenzwerte des Verhältnisses besteht Gleichheit der Ausdrücke, innerhalb der Werte nur ein geringfügiger Unterschied.

Die weiteren Beiwerte enthält bereits die Zahlentafel 3:

$$c' = \kappa \sqrt{\varepsilon - 1} = 0,7$$

$$c'' = \kappa (\kappa')^2 = 4,4.$$

Auch hier wurden bei der Auswahl die ungünstigeren Werte bevorzugt.

### 16. Vergleich von Voll- und Halbschale (endliche Länge).

Die folgende Gegenüberstellung der Zahlengrößen von Voll- und Halbschale gibt Aufschluß über die Zweckmäßigkeit der Schalenausbildung.

Nach Gl. (60) ist die Zapfenbelastung abhängig von der Größe

$$\frac{c'}{1 + a \left( \frac{d}{l} \right)^2} = \frac{1,4}{1 + 8 \left( \frac{d}{l} \right)^2} \text{ für die Vollschale}$$

und

$$= \frac{0,7}{1 + 2 \left( \frac{d}{l} \right)^2} \text{ für die Halbschale.}$$

Bei dem Zapfenverhältnis  $\frac{d}{l} = 1/2$  besteht Gleichheit im Tragvermögen; bei größeren Verhältnissen ist die Halbschale überlegen.

Vollständig zugunsten der Halbschale sprechen die Beiwerte der Reibungszahl in Gl. (62):

$$c'' \left[ 1 + a \left( \frac{d}{l} \right)^2 \right] = 6,6 \left[ 1 + 8 \left( \frac{d}{l} \right)^2 \right] \text{ für die Vollschaale}$$

$$\text{und} \quad = 4,4 \left[ 1 + 2 \left( \frac{d}{l} \right)^2 \right] \text{ für die Halbschale.}$$

Aus den Beiwerten der Gl. (63):

$$\frac{c_0}{1 + a \left( \frac{d}{l} \right)^2} = \frac{10}{1 + 8 \left( \frac{d}{l} \right)^2} \text{ für die Vollschaale} \quad \left. \vphantom{\frac{c_0}{1 + a \left( \frac{d}{l} \right)^2}} \right\} \quad (65)$$

$$\text{und} \quad = \frac{1,5}{1 + 2 \left( \frac{d}{l} \right)^2} \text{ für die Halbschale}$$

ersieht man die Abhängigkeit des seitlichen Ölverlustes von dem Umgrenzungswinkel der Druckzone.

Aus der Zusammenfassung dieser Einzelheiten erkennt man die Überlegenheit der Halbschale, die bei gleichem Tragvermögen wesentlich kleinere Reibungsverluste aufweist.

## 17. Berechnung der Traglager auf Grundlage der Schmierschichtdicke.

Unabhängig von dem Orte der Ölzufuhr beginnt bei der vollumschließenden Lager- schale die eigentliche Flüssigkeitströmung mit Drucksteigerung erst dort, wo die vom Zapfen mitgeführte Ölmenge hinreicht, um den Abgang von Öl an den Seiten- rändern der folgenden Druckzone zu decken. Je weniger Öl eingeführt wird, desto mehr schrumpft das Druckgebiet zusammen. Da eine Ausdehnung des Druckbereiches auf die Oberschale nach vorigem nur Nachteile bringt, so ist bei Lagern mit nahezu lotrechter Belastung die Druckzone bloß auf die Unterschale zu beschränken. Vor- kehrungen, die eine Druckbildung in der Oberschale verhindern, sind großes Lager- spiel, Anbringen von Nuten für die Ölverteilung über die Breite und Ausnehmen eines weiteren Ringraumes (Abb. T 59) für die Ölspülung. Die Oberschale dient dann ledig- lich nur der Ölzubringung und der Kühlung, während das Druckgebiet in die eigent- liche Tragfläche der Unterschale verlegt ist. Auch eine Schmälerung des Druck- umfanges in der Unterschale bis auf  $120^\circ$  ist immer noch als zulässig zu erachten.

Bei der Berechnung der Traglager hat man deshalb die Zahlengrößen der Halb- schale zu verwenden, da sie den wirklichen Werten zunächst liegen. Das Einsetzen der für die Halbschale ermittelten Zahlengrößen

$$c' = 0,7 \quad \text{und} \quad a = 2$$

in die Belastungsgleichung (60) führt zu der eigentlichen **Ausgangsformel der Zapfen- berechnung**

$$P = 0,18 \eta n \frac{dl}{1 + 2 \left( \frac{d}{l} \right)^2} \left( \frac{d}{D-d} \right)^2 \sqrt{\frac{D-d}{2h_0} - 1}, \quad (66)$$

welche das Tragvermögen von dem Einhalten einer noch zulässig kleinsten Schmier- schichtdicke  $h_0$  abhängig macht. Für Zapfenverhältnisse  $d:l$  von 1 bis  $1\frac{1}{2}$  kann man auch die mit Hilfe der Gl. (64) vereinfachte Beziehung

$$P = 0,06 \eta n l^2 \left( \frac{d}{D-d} \right)^2 \sqrt{\frac{D-d}{2h_0} - 1} \quad (67)$$

anwenden.

Diese Formeln sind maßgebend für die Ermittlung der Zapfengröße, ausgenommen jene Fälle, bei denen übermäßige Wärmeentwicklung eine größere Bemessung auf Grundlage der Reibungsarbeit erfordert. Die Zahlengrößen  $c'$  und  $a$  gelten für mittlere Verhältnisse. Hingegen gestattet der Ausdruck  $\frac{P}{\eta \cdot n \cdot d \cdot l} \cdot \left(\frac{D-d}{d}\right)^2 = \alpha \sqrt{\frac{D-d}{2h_0} - 1}$  in weiten Grenzen den Vergleich zwischen verschiedenen beanspruchten Lagern und läßt erkennen, welchen Einfluß die Änderung der einzelnen Größen ausübt.

Da die innere Reibung das Schmiermittel erwärmt, so ist für die Zähigkeit  $\eta$  ein Wert einzusetzen, welcher etwa der mittleren Schalentemperatur entspricht. Die Zähigkeitsminderung des Öles beim Durchgang durch das Druckgebiet veranlaßt eine abweichende Druckverteilung, die zu anderen Zapfeneinstellungen führt. Die in Abb. 15 dargestellte Bahn des Zapfenmittelpunktes wird nur ungefähr eingehalten; nach Messungen<sup>1</sup> nimmt die Verlagerungslinie nahezu die Gestalt eines Halbkreises an. Es kann deshalb auch der Beziehung für die Schichtdicke  $h_0$  in der Belastungsgleichung nur eine angenäherte Richtigkeit zugesprochen werden.

Aus dem Aufbau der Belastungsformel ist zu ersehen, daß die Zähigkeit des Schmiermittels fühlbar das Maß der kleinsten Schichtdicke  $h_0$  beeinflusst; namentlich im Gebiete der mittleren Zapfeneinstellungen treten große Unterschiede auf. Die anschließende Berechnung gibt eine Bestätigung dieses Verhaltens.

**Ausführungsbeispiel 2.** Für eine Turbinenlagerschale (Vgl. Abb. T 59) liegen folgende Verhältnisse vor: Bohrung  $d=110$  mm, wirksame Traglänge  $l=110$  mm, Lagerspiel  $D-d=0,15$  mm, Belastung  $P=1200$  kg und Drehzahl der Welle  $n=3000$  U/min. Das Einführen dieser Größen in die Gl. (66)

$$1200 = 0,18 \eta \cdot 3000 \frac{0,11^2}{1+2} \left(\frac{110}{0,15}\right)^2 \sqrt{\frac{D-d}{2h_0} - 1}$$

liefert die Beziehung

$$\frac{D-d}{2h_0} = 1 + \frac{1,05}{(1000 \eta)^2}$$

$$\text{Für } \eta = 0,001 \text{ ist } \frac{2h_0}{D-d} = 0,49 \quad \text{und} \quad h_0 = 0,037 \text{ mm;}$$

$$\text{für } \eta = 0,0006 \text{ ist } \frac{2h_0}{D-d} = 0,23 \quad \text{und} \quad h_0 = 0,018 \text{ mm.}$$

Nach Gl. (66) steigt die Belastbarkeit bei abnehmenden Werten des Lagerspieles ( $D-d$ ) und der kleinsten Schmierschichtdicke  $h_0$ . Diesen beiden Größen sind jedoch durch den Grad der Genauigkeit und Formbeständigkeit untere Grenzen gesetzt.

Im allgemeinen ist man bestrebt, das Lagerspiel, soweit es die kleinste Schichtdicke zuläßt, möglichst groß zu halten, um den Unzukömmlichkeiten, welche Zapfen- und Schalendurchbiegung verursachen, aus dem Wege zu gehen. Starr gelagerte Schalen verlangen wegen der Zapfenschiefstellung ein größeres Spiel als einstellbare Schalen.

Bei der Bemessung des Lagerspieles ist es zweckmäßig, die Angaben der deutschen Industrienormen einzuhalten (s. Anhang). Die Sitzausführung ist dem Verwendungszwecke anzupassen.

Das kleinste mittlere Spiel hat, von  $EL$  abgesehen, der Laufsitz  $L$ . Er verlangt aber äußerste Genauigkeit in Bearbeitung und Zusammenbau, sowie größere Abmessungen, um fühlbare Wellendurchbiegungen fernzuhalten. Dieser Umstand beschränkt die Anwendung des Laufsitzes auf schwer belastete Zapfen, die bei kleiner Drehzahl noch zuverlässig mit reiner Flüssigkeitsreibung laufen sollen.

<sup>1</sup> Vgl. Heidebroek: Maschinenteile und Werkstoffkunde. Z. VDI Bd. 74 (1930) S. 1264 und Nücker: Über den Schmiervorgang im Gleitlager. Forschungsheft 352. VDI-Verlag. Das nach Gl. (66) berechnete Tragvermögen  $P$  liegt unter den Versuchswerten von Nücker. Die Gl. (66) bietet also eine gewisse Sicherheit. (Ungünstige Beschaffenheit der Gleitflächen, ungleichmäßige Verteilung des Öles usf.)

Bei mittlerer Drehzahl und schwierigerem Einbau bescheidet man sich mit der Genauigkeit des leichten Laufsitzes  $LL$ . Mit diesem Sitz werden auch raschlaufende Zahnradwellen gelagert, weil allzu reichliches Lagerspiel Störungen des Zahneingriffes verursachen kann.

Das reichliche mittlere Spiel des weiten Laufsitzes  $WL$  erfordern die Triebwerkslager wegen der Einbaumängel. Hohe Umlaufzahlen gewährleisten den Bestand flüssiger Reibung und ermöglichen daher bei größerer Wellenstärke ohne weiteres die Anwendung dieses Sitzes, der dem Zapfen eine größere Bewegungsfreiheit im Lager bietet. Dampfturbinenlager erhalten sogar das noch größere mittlere Spiel des weiten Schlichtlaufsitzes <sup>1</sup>.

Schlichtlaufsitz  $sL$  erhalten die Hauptlager der Kurbelwellen, sowie auch die Zapfen mehrfach gelagerter Wellen. Mit weitem Schlichtlaufsitz  $sWL$  stattet man die Lagerungen bei landwirtschaftlichen Maschinen aus.

Grobpassung wird dort vorgenommen, wo bei geringster Sorgfalt der Herstellung noch leichte Beweglichkeit im Zapfenlauf verlangt wird. Diese Art der Passung läßt eine Flüssigkeitsreibung nicht mehr aufkommen.

Die äußersten Maße des Lagerspieles, sowie ihr Mittelwert in Paßeinheiten, sind aus der Zahlentafel S. 69 zu entnehmen. Bezeichnet  $s$  die Zahl der Paßeinheiten, so beträgt das Lagerspiel, gemessen in Meter<sup>2</sup>,

$$D - d = 10^{-5} \cdot 5 \sqrt[3]{d} \cdot s.$$

Die Schmierschichtdicke  $h_0$  an der engsten Stelle darf man nicht zu klein halten, weil sonst eine Gefährdung des Schmierzustandes durch Zerreißen der Ölhaut zu befürchten ist. Obzwar ein Ölfilm sehr geringe Dicken unter 0,0001 mm anzunehmen vermag, muß man im Lager dennoch beträchtlich größere Schichtdicken vorsehen, damit trotz der unvermeidlichen Unvollkommenheiten der Zusammenhang der Ölschicht beim Durchgang durch die engste Stelle voll gewahrt bleibt. Als schädigende Einwirkungen machen sich nebst der Flächenrauheit noch die Bearbeitungsungenauigkeiten und die Formänderungen von Zapfen und Schale geltend, deren Größe jedenfalls vom Wellendurchmesser abhängt. Aus diesem Grunde empfiehlt es sich, auch die Angabe für die kleinste Schmierschichtdicke  $h_0$ , die noch als zulässig erachtet wird, in Vielfachen  $s_0$  der Paßeinheit auszudrücken:

$$h_0 = 10^{-5} \cdot 5 \sqrt[3]{d} \cdot s_0.$$

Für die Wahl der Einheitenzahl  $s_0$  sind Erfahrungswerte maßgebend. Nachrechnungen hoch beanspruchter Lager (vgl. Beispiel 5, 7 u. 14) ergeben für  $h_0$  einen Durchschnittswert von etwa einer Paßeinheit. Größere Werte sind zwar in den Ausführungen wegen der erhöhten Betriebssicherheit willkommen, doch findet man immer das Auslangen, wenn bei einer Ölzähigkeit, die der größten Betriebstemperatur im Lager entspricht, noch eine kleinste Schichtdicke von der erwähnten Einheitenzahl

$$s_0 = 1$$

an der engsten Stelle erhalten bleibt.

Durch Einführen des Lagerspieles  $(D - d)$  und der kleinsten Schichtdicke  $h_0$  in Paßeinheiten wird die Belastungsgleichung (66) umgeformt in den Ausdruck

$$P = 10^8 A \eta n \frac{dl}{1 + 2 \left(\frac{d}{l}\right)^2} \sqrt[3]{d^4}, \quad (68)$$

<sup>1</sup> Diese Angaben beziehen sich nur auf das Spiel. Hingegen müssen die Dampfturbinenlager in bezug auf die Oberflächengüte, Unrundheit und Konizität von Zapfen und Bohrung den höchsten Anforderungen genügen. (Vgl. Schlippe: Feinstbearbeitung. Z. VDI 1930.)

<sup>2</sup> Siehe Anhang S. 67.

wobei der Beiwert

$$A = \frac{0,72}{s^2} \sqrt{\frac{s}{2s_0} - 1} \quad (69)$$

die Zahlengrößen der Paßeinheiten einschließt. Unter der Annahme

$$s_0 = 1$$

nimmt der Beiwert  $A$  für das mittlere Lagerspiel  $s$  der genormten Passungen (s. Zahlentafel S. 69) folgende Größen an:

Sitz	mittleres Spiel ( $PE$ )	Beiwert $A$
$L$	3	0,057
$LL$ u. $sL$	4,75	0,037
$WL$	7	0,023
$sWL$	9,25	0,016

Die Auflösungen der Belastungsgleichung liefern Beziehungen für den auszuführenden Zapfendurchmesser

$$d = \left\{ \frac{P}{10^8 A \eta n} \frac{d}{l} \left[ 1 + 2 \left( \frac{d}{l} \right)^2 \right] \right\}^{3/10} \dots [\text{m}] \quad (70)$$

und für die zulässige Belastungszahl

$$k = \frac{P}{10^4 d l} = 10^4 A \eta n \frac{\sqrt[3]{d^4}}{1 + 2 \left( \frac{d}{l} \right)^2} \text{ in kg/cm}^2 \quad (71)$$

Aus diesen beiden Gleichungen ist in der Größe  $A$  der Einfluß des Lagerspieles auf die Lagerausführung zu entnehmen. Großes Lagerspiel bedingt stärkere Wellenbemessung, bzw. kleinere Belastungszahlen. Im Allgemeinen wird man  $d$  aus der Biegungs- und Verdrehungsbeanspruchung des Zapfens ermitteln und die Gl. (70 u. 71) zur Kontrolle des Lagerspiels, der Reibung und des Schmierzustandes verwenden.

Aus der Gl. (66) läßt sich schließlich noch die Grenzdrehzahl  $n$  berechnen, bei welcher der Zustand halbflüssiger Reibung in reine Flüssigkeitsreibung übergeht. Einzuföhren ist hierbei für  $h_0$  jene mittlere Schichtdicke, welche dem Durchflußquerschnitt beim aufsitzenden Zapfen entspricht (s. Abschn. 9). Da sich aber Bearbeitungsungenauigkeiten und Formänderungen einer auch nur halbwegs zutreffenden Einschätzung entziehen, wurde von weiteren diesbezüglichen Bestimmungen abgesehen.

Übrigens muß man sich vor Augen halten, daß alle aus dem Mittelmaß des Lagerspiels berechneten Größen ebenfalls nur Mittelwerte sind, die wegen der zugelassenen Herstellungstoleranzen in Wirklichkeit beträchtlichen Schwankungen ausgesetzt sind. Es wird den Konstrukteuren empfohlen, an Hand der Gl. (70 u. 71) ihre bisherigen Ausführungen nachzurechnen, um Vergleichswerte für die vorliegenden Typen und für Neukonstruktionen zu gewinnen. Gl. (82) und Zahlenbeispiel 13 sind dabei zu beachten.

**Zahlenbeispiel 3.** Das Lager einer Induktorwelle weist folgende Einzelheiten auf: Lagerbohrung  $d = 300$  mm, wirksame Schalnlänge in der Doppelauflage  $2l = 2 \times 185$  mm, Lagerspiel  $D - d = 0,30$  mm, Gesamtbelastung der beiden Lagerseiten  $2P = 2 \times 4700$  kg und Drehzahl  $n = 3000$  U/min. Wegen der Unterbrechung der Schalenaufgabe in der Mitte ist die Berechnung bloß auf eine Lagerseite zu beschränken. Dem Zapfenverhältnis

$$\frac{d}{l} = \frac{300}{185} = 1,62$$

ist ein Wert

$$\frac{d}{l} \left[ 1 + 2 \left( \frac{d}{l} \right)^2 \right] = 10,15$$

zugehörig. Aus der Paßeinheit

$$1 PE = 0,005 \sqrt[3]{300} = 0,033 \text{ mm}$$

berechnet sich das ausgeführte Lagerspiel in Paßeinheiten mit

$$s = \frac{0,30}{0,033} \cong 9,25,$$

welcher Größe nach Gl. (69) ein Beiwert

$$A = 0,016$$

zukommt. Angenommen sei eine kleinste Ölzähigkeit von

$$\eta = 0,0006 \text{ kg m}^{-2}\text{s}$$

entsprechend einer größten Lagertemperatur von etwa 85° C. Diese Teilwerte bedingen nach Gl. (70) eine Wellenstärke von

$$d = \left\{ \frac{4700 \cdot 10,15}{10^8 \cdot 0,016 \cdot 0,0006 \cdot 3000} \right\}^{3/10} = 0,292 \text{ m},$$

die mit der Ausführungsgröße nahezu übereinstimmt.

Die Nachrechnung ergibt somit den Umstand, daß bei der höchsten Lagertemperatur immer noch eine kleinste Schmierschichtdicke im Betrage von

$$s_0 = 1 PE = 0,033 \text{ mm}$$

erhalten bleibt.

**Ausführungsbeispiel 4.** Die Angaben für ein Generatorlager (vgl. Abb. T 56) sind: Bohrung  $d = 0,6 \text{ m}$ , wirksame Schalenlänge  $l = 0,79 \text{ m}$ , Belastung  $P = 80 \text{ t}$  und Drehzahl  $n = 250 \text{ U/min}$ . Das Lagerverhältnis

$$\frac{d}{l} = \frac{0,6}{0,79} = 0,76$$

ergibt den Wert

$$\frac{d}{l} \left[ 1 + 2 \left( \frac{d}{l} \right)^2 \right] = 1,64$$

Es ist die Größe des Lagerspiels aus der Bedingung zu bestimmen, daß bei einer kleinsten Ölzähigkeit von

$$\eta = 0,0012 \text{ kg m}^{-2}\text{s}$$

eine kleinste Schichtdicke  $h_0$  von

$$s_0 = 1 PE, \quad \text{bzw.} \quad h_0 = 0,005 \sqrt[3]{600} = 0,04 \text{ mm}$$

nicht unterschritten wird.

Man berechnet aus der Gl. (69) den Beiwert

$$A = \frac{80\,000 \cdot 1,64}{10^8 \cdot 0,0012 \cdot 250} \frac{1}{0,6^{10/3}} = 0,024,$$

dessen Größe dem Werte

$$A = 0,023$$

zunächst steht, so daß also das mittlere Lagerspiel des weiten Laufsitzes von

$$s = 7 PE, \quad \text{bzw.} \quad D - d = 7 \cdot 0,04 = 0,28 \text{ mm}$$

auszuführen ist.

## 18. Die Reibungszahl der Unterschale.

Wird das Lagerspiel nicht zu eng gehalten und keine überreichliche Ölmenge zugeführt, dann besteht keine Veranlassung zu einer Druckbildung oder einer nennenswerten Verschiebungströmung in der Oberschale. Die Reibungsäußerung bleibt lediglich auf das Druckgebiet in der Unterschale beschränkt und es gelten die Zahlengrößen der Halbschale

$$a = 2 \quad \text{und} \quad c'' = 4,4$$

aus dem Abschn. 15 für die Berechnung der Reibungszahl nach Gl. (62):

$$\mu = \sqrt[3]{8 \frac{\eta v l}{P} \left[ 1 + 2 \left( \frac{d}{l} \right)^2 \right]} \quad (72)$$

Eine andere Form dieses Ausdruckes ergibt das Einführen der Drehzahl  $n$  und der Belastungszahl  $k$  in  $\text{kg/cm}^2$ :

$$\mu = \sqrt[3]{0,4 \frac{\eta n}{10^4 k} \left[ 1 + 2 \left( \frac{d}{l} \right)^2 \right]} \quad (73)$$

Für Zapfenverhältnisse  $d:l$  von 1 bis  $1/2$  gehen diese Beziehungen unter Verwendung der Gl. (64) über in

$$\mu = \sqrt{24 \frac{\eta v d}{P}} = d \sqrt{1,2 \frac{\eta n}{P}} \quad (74)$$

Diese Gleichungen allein genügen noch nicht für eine zutreffende Ermittlung der Reibungszahl, weil die Zähigkeit  $\eta$  des Schmiermittels von der Lagererwärmung, also auch von der Reibungszahl abhängt. Diese Unbestimmtheit wird beseitigt durch das Aufsuchen einer Beziehung für die mittlere Temperatur der Öldruckschichte aus den gegebenen Belastungs- und Kühlverhältnissen.

Die Rechnungswerte der Reibungszahl zeigen eine gute Übereinstimmung mit der Wirklichkeit. Zur Bestätigung dieses Umstandes ist eine Nachrechnung der Versuche von Stribeck<sup>1</sup> angeschlossen.

**Nachrechnungsbeispiel 5:** Das untersuchte Sellerslager mit Ringöler hatte eine Bohrung von  $d = 70$  mm und eine wirksame Schalenlänge von  $l = 230$  mm, also

$$1 + 2 \left( \frac{d}{l} \right)^2 = 1,18.$$

Die Zähigkeitsmaße in Engler-Graden des verwendeten Öles waren bei den Temperaturen

$$\begin{array}{lll} t = 30^\circ, & E^0 = 20,1, & \text{also } \eta = 0,0135, \\ t = 60^\circ, & E^0 = 4,61, & \text{also } \eta = 0,0033, \end{array}$$

aus welchen Angaben sich innerhalb des Gebietes der Betriebstemperaturen angenähert ein Zähigkeitsverlauf von

$$\frac{1}{\eta} = 0,26 (t - 26^\circ)^2$$

berechnen läßt.

Aus der Reihe der untersuchten Belastungsfälle seien folgende Messungen von Lagertemperatur  $t$  und Reibungszahl  $\mu$  des Beharrungszustandes herausgegriffen:

	1.	2.	3.	4.
$n =$	1100	1100	760	760 U/min
$k =$	0,43	7,5	0,43	15,1 kg cm <sup>-2</sup>
$t =$	56°	71°	47°	66° C
gemessen $\mu =$	0,024	0,0045	0,024	0,0028
berechnet $\mu =$	0,022	0,0041	0,024	0,0026

Für den ersten Belastungsfall erhält man aus der Lagertemperatur  $t = 56^\circ$  eine Zähigkeit von

$$\frac{1}{\eta} = 0,26 (56 - 26)^2 = 234, \quad \eta = 0,0043.$$

Die Berechnung aus Gl. (73) ergibt eine Reibungszahl von

$$\mu = \sqrt{0,4 \cdot \frac{0,0043 \cdot 1100}{10^4 \cdot 0,43}} \cdot 1,18 = 0,024,$$

die etwa gleich der gemessenen Größe ist. Auch die Rechnungswerte der übrigen Belastungsfälle decken sich ungefähr mit den Messungswerten der Versuche.

Kleinere Zähigkeit mindert die Reibungszahl. Man kann daher durch Verwendung eines dünnflüssigeren Öles oder durch Zulassung einer höheren Lagertemperatur die Reibungsverluste herabsetzen, doch darf man dabei nie so weit gehen, daß der Bestand reiner Flüssigkeitsreibung durch eine zu kleine Schmierschichtdicke an der engsten Stelle gefährdet wird.

## 19. Zusätzliche Reibung in der Oberschale.

Außer der Reibung in der Unterschale, hervorgerufen durch die Lagerbelastung, macht sich auch in der Oberschale ein Reibungswiderstand geltend, der auf das Streifen des vom Zapfen mitgeführten Öles an dem Ölbelag der Schalenfläche zurückzuführen ist. Beim Streifen vereinigen sich nämlich beide Ölschichten, und es bildet sich eine Verschiebungströmung aus, die zwar fast drucklos verläuft, aber dennoch unter Umständen empfindliche Verluste bewirken kann.

<sup>1</sup> Siehe Stribeck: Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager. Mitt. Forsch.-Arb. 1903, Heft 7.

Das Wesen dieser drucklosen Strömung kommt rein zum Ausdruck bei konzentrischer Zapfenlage und voller Ölauffüllung des Zwischenraumes

$$h = \frac{D-d}{2}.$$

Nach Gl. (7) wirkt dann am halben Zapfenumfang ein gleichmäßig verteilter Reibungswiderstand

$$T' = \frac{\pi dl}{2} \tau = \frac{\pi dl}{2} \frac{\eta v}{h} = \pi \eta v l \frac{d}{D-d},$$

den man als oberen nie erreichten Grenzwert für die wirkliche Reibungsgröße der Oberschale ansehen kann.

Tatsächlich liegen günstigere Verhältnisse vor. Unvollkommene Ausfüllung des Zwischenraumes, ferner Verkleinerung der Berührungsfläche durch Ausnehmungen bei Ringschmierung und durch einen mittleren Ringraum bei Spülschmierung, sowie die stets eintretende Spalterweiterung durch die exzentrische Zapfeneinstellung verringern die berechnete Reibungsgröße auf einen Teilbetrag  $\varkappa T'$ .

Obzwar zwischen der Lagerreibung in der Oberschale und der Zapfenbelastung  $P$  kein eigentlicher Zusammenhang besteht, so verwendet man doch für ihre Größenangabe den bequemen Begriff der Lagerreibungszahl, genau so wie bei der Unterschale:

$$\mu' = \frac{\varkappa T'}{P} = \varkappa \frac{\pi \eta v l}{P} \frac{d}{D-d} = \varkappa \frac{1}{6} \frac{\eta n}{10^4 K} \frac{d}{D-d} \quad (75)$$

Die Reibungszahl der gesamten Lagerreibung ist daher die Summe  $(\mu + \mu')$  aus den Einzelwerten von Unter- und Oberschale.

Das Lagerspiel, welches die Reibungsgröße der Unterschale unberührt läßt, übt einen Einfluß nur auf die Reibung in der Oberschale aus. Bedingen daher Ausführung und Schmierung eine fühlbare Eigenreibung in der Oberschale, so wird das Lager empfindlich gegenüber der Bemessung des Lagerspieles. Eine Vergrößerung des Lagerspieles verringert dann merklich die Gesamtreibungszahl. Diese Tatsache haben die Lagerversuche von Brown, Boveri & Cie<sup>1</sup>, sowie von Kammerer, Welter und Weber<sup>2</sup> bewiesen.

Unsicher ist die Einschätzung der Minderungszahl  $\varkappa$ . Bei nicht übermäßigem Ölaufwand ist die zusätzliche Reibung in der Oberschale so gering, daß sie unberücksichtigt bleiben kann. Größere Werte sind dagegen bei Spülschmierung zu erwarten, weil das unter Druck zugeführte Öl den Spielraum ganz ausfüllt. Aus den Versuchen von Lasche kann man eine Zahl von etwa  $\varkappa = 0,5$  entnehmen, so daß für Spülschmierung die Beziehung gilt:

$$\mu' = 1,5 \frac{\eta v l}{P} \frac{d}{D-d} \quad (76)$$

**Nachrechnungsbeispiel 6:** Versuche mit Spülschmierung wurden von Lasche an einem Lager von  $d = 0,2$  m Bohrung,  $l = 0,4$  m Länge vorgenommen; das Lagerspiel betrug

$$\frac{D-d}{d} = \frac{0,34}{200} = 0,0017$$

Der Zähigkeitsverlauf des verwendeten Öles war ungefähr

$$\frac{1}{\eta} = 0,25 (t - 5)^2$$

Aus der großen Zahl der Versuche seien hier nur die Meßergebnisse von drei Untersuchungen angeführt, welche den Einfluß der Spülmenge auf die mittlere Lagertemperatur  $t$  und die Reibungszahl  $(\mu + \mu')$  wiedergeben<sup>3</sup>. Ungeändert blieben die Belastung  $P = 5200$  kg, die Zapfengeschwindigkeit  $v = 30$  m/s und die Eintrittstemperatur  $t_e = 35^\circ$  des Kühllöses; geändert wurde nur die Ölmenge  $Q$ .

<sup>1</sup> v. Freudenreich: Versuche an Traglagern. BBC-Mitteilungen, Jahrg. VI (1919) Heft 11.

<sup>2</sup> Versuchsergebnisse des Versuchsfeldes für Maschinenelemente a. d. T. H. zu Berlin, Heft 2 (R. Oldenbourg 1920).

<sup>3</sup> Lasche-Kieser: Konstruktion und Material im Bau von Dampfturbinen. 3. Aufl. S. 172. Berlin: Julius Springer 1925.

Die Messungen ergaben:

Ölmenge . . . . .	$Q = 10$	20	50 kg/min
Mittlere Lagertemperatur . . . . .	$t = 70^\circ$	58°	44° C
Gesamtreibungszahl . . . . .	$(\mu + \mu') = 0,0066$	0,0102	0,0140

Die im Anschluß berechneten Reibungswerte betragen:

Reibungszahl der Unterschale . . . . .	$\mu = 0,0052$	0,0063	0,0085
Reibungszahl der Oberschale . . . . .	$\mu' = 0,0020$	0,0029	0,0053
Gesamtreibungszahl . . . . .	$(\mu + \mu') = 0,0072$	0,0092	0,0138

Bei der Nachrechnung des ersten Versuches hat man zunächst die Zähigkeit des Öles bei der Lagertemperatur  $t = 70^\circ$  festzustellen.

$$\frac{1}{\eta} = 0,25 (70 - 5)^2 = 1000, \quad \eta = 0,001$$

Aus Gl. (72) folgt eine Reibungszahl der Unterschale von

$$\mu = \sqrt{24 \cdot \frac{0,001 \cdot 30 \cdot 0,2}{5200}} = 0,0052$$

und aus Gl. (76) eine Reibungszahl der Oberschale von

$$\mu' = 1,5 \frac{0,001 \cdot 30 \cdot 0,4}{5200} \frac{1}{0,0017} = 0,0020$$

Ihr Summenwert, sowie die Rechnungsergebnisse der beiden anderen Versuche zeigen nur geringe Unterschiede gegenüber den Meßwerten.

## 20. Die Lagerreibungswärme.

Der Reibungswiderstand in der Unter- und Oberschale verbraucht eine Leistung von

$$N_r = \frac{(\mu + \mu') P v}{75} \text{ in PS;}$$

durch ihre Umsetzung in Wärme wird in der Sekunde eine Wärmemenge frei von

$$W = \frac{(\mu + \mu') P v}{427} \text{ in kcal/s.}$$

Die Umwandlung der Reibungsarbeit in Wärme vollzieht sich in der tragenden Ölschichte. Von der entstehenden Wärme verbleibt nur ein Teil in dem durchfließenden Öl, der übrige Teil geht an Schale und Zapfen über. Von hier aus wird die Wärme an den Außenraum und bei künstlicher Kühlung des Lagers auch an das Kühlmittel abgegeben.

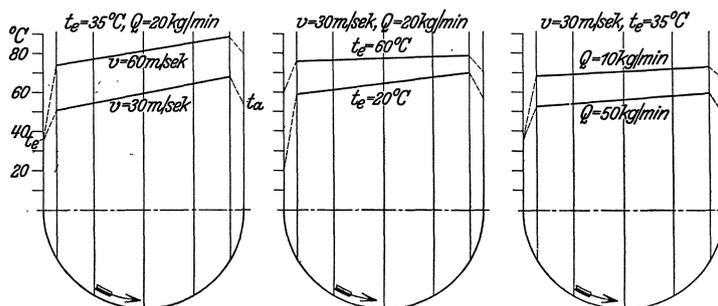


Abb. 18. Temperaturverlauf in Abhängigkeit von der Zapfengeschwindigkeit  $v$ , der Öleintrittstemperatur  $t_e$  und der Öleintrittsmenge  $Q$ .  $d = 200$  mm,  $l = 400$  mm,  $\frac{D-d}{d} = 0,0017$ ,

$$k = 6,5 \text{ kg cm}^{-2} \text{ (nach Versuchen von Lasche).}$$

Wärmeabfuhr sich das Gleichgewicht halten, stellen sich daher bestimmte Temperaturerhöhungen in der Ölschichte ein.

Im allgemeinen steigt unter dem Einfluß der ständigen Wärmeentwicklung die Temperatur des Öles bis zum Austritt aus der Druckzone an, entsprechend dem Temperaturverlauf in Abb. 18. Unter Umständen jedoch, wie Abb. 19 zeigt, fällt die

Die Wärmeübertragung erfolgt unter der Einwirkung eines Temperaturgefälles, das sich durch die Wärmestauung im Lagerinnern ausbildet. Im Beharrungszustande, wo Wärmeerzeugung und

Wärmeabfuhr sich das Gleichgewicht halten, stellen sich daher bestimmte Temperaturerhöhungen in der Ölschichte ein.

Temperatur vorzeitig im Endteile der Druckzone ab. Dann reicht die geringe Wärme-erzeugung im Auslauf nicht mehr hin, den Wärmeabgang an die Schale und den Zapfen zu decken.

Mit der Temperatur ändert sich aber auch die Zähigkeit des Schmiermittels. Da man ihren Mittelwert für die Berechnung von Schichtdicke und Reibungszahl benötigt, ist in den Rechnungsgang die Ermittlung des Temperaturgefälles zwischen der Schmierschichte und dem Orte der Wärmeüberführung einzubeziehen.

Eine unmittelbare Bestimmung aus dem Gleichgewicht zwischen Wärmeerzeugung und Abgabe lassen die verwickelten Einzelheiten der Wärmeübertragung nicht zu, auf die übrigens auch die Lagerbauart einen wesentlichen Einfluß ausübt; außerdem sind die Ölmengen, welche das Druckgebiet in der Gleitrichtung und senkrecht hierzu durchziehen, nicht genau feststellbar.

Zuverlässige Beziehungen für die Mitteltemperatur der tragenden Ölschichte kann man daher nur durch den Versuch erlangen. Die Lageruntersuchungen von Stribeck, Lasche und Freudenreich umfassen so eingehende Zahlenangaben, daß man daraus auf die Allgemeinheit anwendbare Erkenntnisse über den Zusammenhang der Öltemperatur mit den Ausführungseinzelheiten gewinnen kann.

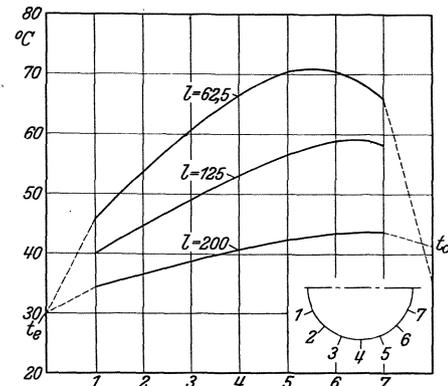


Abb. 19. Temperaturverlauf in Abhängigkeit von der Lagerlänge  $l$ .  $d = 125$  mm,  $\frac{D-d}{d} = 0,005$ ,  $n = 3000$ ,  $P = 1050$ , Ölmenge =  $0,18$  l/sek. (Nach Versuchen von Freudenberg.)

## 21. Die Wärmeausstrahlung der Lager.

Reicht die natürliche Kühlung des Lagers allein aus, so wird die ganze erzeugte Wärme durch die Welle und den Lagerkörper abgeleitet und an den Außenflächen ausgestrahlt. In diesem Falle benötigt man nur die zum Speisen der Druckschichte erforderliche Ölmenge; sie ist verhältnismäßig klein und verursacht daher keinen Reibungsverlust von Belang in der Oberschale, so daß nur die Reibungszahl  $\mu$  der Unterschale in Betracht kommt.

Das Maß der Wärmeabführung hängt einerseits von der Leitungsfähigkeit des Lagers, andererseits vom Temperaturgefälle ab. Die Größe des Leitungsvermögens ist durch die Zapfenfläche gekennzeichnet, weil bei gleicher Bauart der Querschnitt der Lagerwände und die äußere Lageroberfläche Verhältnissgrößen der Zapfenmaße sind. Die ausgestrahlte Wärmemenge ist ungefähr proportional der Zapfenlauf- fläche ( $\pi dl$ ).

Das Temperaturgefälle wird durch den Unterschied ( $t-t_0$ ) zwischen der Mitteltemperatur  $t$  des Öles in der Druckschichte und der Temperatur  $t_0$  der Außenluft ausgedrückt; den Rechnungen legt man gewöhnlich eine Außentemperatur von  $t_0 = 20^\circ$  C zugrunde.

Nach den Messungen von Lasche<sup>1</sup> nimmt die abgehende Wärmemenge etwas rascher als das Temperaturgefälle zu, etwa mit dem Gliede

$$(t-t_0)^{1,3}$$

gemäß der Nachrechnung von Falz<sup>2</sup>. In Anbetracht des geringen Exponenten und der Unsicherheit in der Wahl des festen Beiwertes  $a_s$  kann man jedoch auch hier eine proportionale Abhängigkeit annehmen.

<sup>1</sup> Lasche: Die Reibungsverhältnisse in Lagern mit hoher Umfangsgeschwindigkeit. Mitt. Forsch.-Arb. Heft 9 (1903) S. 39.

<sup>2</sup> Falz: Grundzüge der Schmiertechnik. 2. Aufl. (1931) S. 129. Berlin: Julius Springer.

Für die Wärmeabgabe der Reibungsleistung an den Außenraum besteht daher die grundlegende Beziehung

$$\mu P v = a_s \pi d l (t - t_0),$$

die beim Einführen der Drehzahl in die Form übergeht:

$$\frac{\mu \cdot P \cdot n}{60} = a_s l (t - t_0).$$

Die Leitungszahl  $a_s$  in  $\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$  dient als Vergleichsmaß für das Leistungsvermögen der einzelnen Lagerbauarten. Die umfangreichen Versuche von Lasche an Ringschmierlagern und Turbinenlagern vermitteln folgende Durchschnittswerte:

$$\begin{aligned} a_s &= 5 \text{ kg m}^{-1} \text{ s}^{-1} \text{ für Lager leichter Bauart,} \\ a_s &= 8 \quad \text{,, für Lager gewöhnlicher Ausführung,} \\ a_s &= 14 \quad \text{,, für kräftig gebaute Lager mit großer Eisenmasse.} \end{aligned}$$

Bei der Anwendung dieser Zahlen sind außerdem noch schätzungsweise die Einflüsse, welche die Ausstrahlung begünstigen oder verschlechtern, zu berücksichtigen. Vermehrte äußere Kühlung durch bewegte Luft (Lager neben umlaufenden Scheiben, Fahrzeuglager) erhöht die Leitungszahl. Eine Minderung ist notwendig bei Lagern in eingekapselten Räumen und bei Lagern, denen die Welle eine zusätzliche Wärme zuführt (Walzenständerlager, Turbinenlager).

Erleichtert wird der Wärmeübergang von der Schale auf den Lagerkörper durch eine Schalenaufgabe längs der ganzen Breite. Weniger gut ist eine bloße Leistenauflage, weil die im Zwischenraum befindliche Luft oder das eingedrungene Sickeröl schlechte Wärmeleiter sind.

Die vorstehende Gleichung bietet die Handhabe zur Berechnung der Lagertemperatur. Setzt man nämlich aus Gl. (74) die Reibungszahl  $\mu$  ein, so erhält man

$$t - t_0 = \frac{19 d}{a_s l} \sqrt{\eta P \left(\frac{n}{100}\right)^3}$$

Bezieht man ferner noch den angenäherten Ausdruck (3)

$$\frac{1}{\eta} = c' (t - \Theta)^2$$

für den Zähigkeitsverlauf des Öles ein, so gelangt man zu der quadratischen Gleichung

$$(t - \Theta) [(t - \Theta) - (t_0 - \Theta)] = \frac{19 d}{a_s l} \sqrt{\frac{P}{c'} \left(\frac{n}{100}\right)^3}.$$

Das Glied  $(t_0 - \Theta)$  ist gegenüber der rechten Gleichungsseite gewöhnlich so klein, daß man bei der Lösung seinen Anteil unter der Wurzel vernachlässigen kann. Dann ergibt sich der Ansatz

$$t = \frac{t_0 + \Theta}{2} + \sqrt{\frac{19 d}{a_s l} \left[ \frac{P}{c'} \left(\frac{n}{100}\right)^3 \right]^{1/2}} \quad (77)$$

für die Bestimmung der mittleren Öltemperatur im Druckgebiete. Nach dieser Beziehung ist die Lagererwärmung unabhängig von der Zapfengröße; von Einfluß sind nur die Belastungseinzelheiten und das Zapfenverhältnis.

Obzwar Versuche den Nachweis erbracht haben, daß ein anstandsloser Betrieb auch bei höheren Lagertemperaturen bis  $100^\circ$  möglich ist, sind aus Sicherheitsgründen bei Temperaturen über  $80^\circ$  bereits eigene Kühleinrichtungen vorzusehen.

**Berechnungsbeispiel 7.** Ein Ringschmierlager von den Abmessungen  $d = 0,125 \text{ m}$  und  $l = 0,26 \text{ m}$  ist mit  $P = 750 \text{ kg}$  belastet, die Drehzahl der Welle beträgt  $n = 3000 \text{ U/min}$ . Vorausgesetzt sei eine schwere Bauart des Lagers, so daß die Leitungszahl mit  $a_s = 14$  bewertet werden kann. Für das verwendete Öl bestehe ein Zähigkeitsverlauf von

$$\begin{aligned} \frac{1}{\eta} &= c' (t - \Theta)^2 = 0,18 (t - 4)^2, \text{ also} \\ c' &= 0,18 \quad \text{und} \quad \Theta = 4^\circ. \end{aligned}$$

Bei einer Außentemperatur  $t_0 = 20^\circ$  tritt dann nach Gl. (77) in der Ölschicht eine mittlere Temperatur auf von

$$t = \frac{20 + 4}{2} + \sqrt{\frac{19}{14} \frac{0,125}{0,26} \left[ \frac{750}{0,18} 30^3 \right]^{1/2}} = 12 + 83 = 95^\circ,$$

der eine Zähigkeit von

$$\eta = \frac{1}{0,18 (95 - 4)^2} = 0,0006$$

entspricht. Die Reibungszahl des Lagers ist nach Gl. (74)

$$\mu = 0,125 \sqrt{1,2 \frac{0,0006 \cdot 3000}{750}} = 0,007$$

und der Reibungsverlust

$$N_r = \frac{\mu P v}{75} = \frac{0,007 \cdot 750 \cdot 19,7}{75} = 1,4 \text{ PS.}$$

## 22. Die Wärmeabfuhr durch Ölspülung.

Bei Spülschmierung wird den Gleitflächen ein Übermaß von Öl zugeführt, dem die Aufgabe einer vermehrten Wärmeableitung zufällt. Ein solcher Ölüberschuß läßt sich aber durch den eigentlichen Wärmeherd nicht hindurchbringen, weil die Unterschale nur so viel Öl schluckt, als zur Bildung der tragenden Ölschicht notwendig ist. Als eigentliche Spülzone kommt daher nur der Zwischenraum in der Oberschale in Betracht. Durch eine geschlossene Zuleitung fließt das Öl unter leichtem Überdruck der Lagermitte zu. Ein Teil wird vom Zapfen in das Druckgebiet hineingezogen, während der Überschuß den Spielraum in der Oberschale durchspült und an den Seitenrändern austritt. Die durchfließende Spülmenge steigt mit der Höhe des Überdruckes. Auf diese Weise lassen sich aber durch das enge Lagerspiel nur verhältnismäßig kleine Ölmengen hindurchleiten. Größere Kühlmengen verlangen einen erweiterten Durchflußquerschnitt, also einen in der Oberschale ausgesparten Ringraum mit hinreichend großen Abflußöffnungen.

Bei der Abfuhr bedeutender Wärmemengen durch die Ölspülung entfällt nur ein geringfügiger Betrag auf die Ausstrahlung an die Außenluft. Man berechnet deshalb die Erwärmung des Spülöles von der Eintrittstemperatur  $t_e$  auf die Austrittstemperatur  $t_a$  aus der ganzen Reibungsarbeit:

$$\frac{(\mu + \mu') P v}{427} = c Q (t_a - t_e) \quad (78)$$

$Q$  ist das zugeführte Ölgewicht in  $\text{kgs}^{-1}$  und  $c = 0,4$  die spezifische Wärme des Öls in  $\text{kcal/kg}$ .

Als Temperaturgefälle  $(t - t_0)$  der Wärmeübertragung kann man den Unterschied zwischen der mittleren Öltemperatur  $t$  in der Druckschicht und der mittleren Spülöltemperatur

$$t_0 = \frac{t_e + t_a}{2}$$

ansehen.

Umfassende Temperaturbeobachtungen an einem Lager ( $d = 0,2 \text{ m}$ ,  $l = 0,4 \text{ m}$ ) mit Spülschmierung liegen von Lasche<sup>1</sup> vor; die Messungen erstrecken sich auf verschiedene Belastungen  $P$ , Zapfengeschwindigkeiten  $v$ , Ölmengen  $Q$  und Eintrittstemperaturen  $t_e$ . Einen kleinen Ausschnitt aus den zahlreichen Versuchsreihen zeigt die Abb. 18. Die vollen Linien deuten den Temperaturanstieg des Schmieröles beim Durchgang durch die Unterschale an, während die gestrichelten Anschlußlinien nur den Zusammenhang mit der zugehörigen Eintritts- und Austrittstemperatur des Spülöles vermitteln. Aus den drei Teildarstellungen ist das Anwachsen der Lager-

<sup>1</sup> Lasche-Kieser: Konstruktion und Material im Bau von Dampfturbinen. 3. Aufl. S. 166. Berlin: Julius Springer 1925.

temperatur bei vergrößerter Zapfengeschwindigkeit, erhöhter Eintrittstemperatur und verminderter Ölmenge zu ersehen.

Eine wertvolle Ergänzung geben die Versuche von v. Freudenberg<sup>1</sup> an einem Lager von 125 mm Bohrung insofern, als hier der Einfluß der Lagerlänge auf die Temperaturerhöhung in der Schmierschichte gemessen wurde. In Abb. 19 ist ein Teil der Versuchsergebnisse dargestellt; die Temperaturlinien sind bezogen auf den abgewickelten Umfang der Unterschale. Aus dem Verlauf der Linien ist der bemerkenswerte Umstand zu entnehmen, daß bei einer Verkürzung der Lagerlänge die Temperatur der Schmierschichte steigt.

Aus dem reichen Bestand der erwähnten Versuchsergebnisse läßt sich für das bei der Spülschmierung auftretende Temperaturgefälle die Beziehung ableiten:

$$t - t_0 = \frac{0,14}{10^6} \frac{(\mu + \mu') P n}{\eta Q} \left(\frac{d}{l}\right)^2 \quad (79)$$

Sie bestimmt im Verein mit der Gl. (78) die mittlere Temperatur  $t$  der Schmierschichte. Das Ausschneiden der mittleren Spülöltemperatur  $t_0$  aus beiden Gleichungen führt zu einer handlichen Gleichung für die Ermittlung der Spülölmenge:

$$Q = \frac{(\mu + \mu') P}{t - t_0} \left[ \frac{0,14}{10^6} \frac{n}{\eta} \left(\frac{d}{l}\right)^2 + 0,0029 v \right] \text{ in kg s}^{-1}. \quad (80)$$

Bei der Berechnung geht man von den erwünschten Temperaturen der Schmierschichte und des zufließenden Spülöles aus. Die Zwischenermittlung der Zähigkeit und der Reibungszahl ermöglicht dann die Ausrechnung der vorstehenden Gleichung.

Zu niedrige Temperaturen vermehren nutzlos die Reibungsarbeit, während andererseits zu hohe Temperaturen die Betriebssicherheit gefährden. Man arbeitet deshalb mit Eintrittstemperaturen des Spülöles in der Nähe von 35° und mit Lagertemperaturen bis 75°; im Sommer kann die Abflußtemperatur des Spülöles 60—70° betragen.

**Nachrechnungsbeispiel 8.** Ein Lager von  $d = 0,2$  m Bohrung,  $l = 0,4$  m Länge und  $\frac{D-d}{d} = 0,0017$  Lagerspiel soll bei einer Wellendrehzahl  $n = 6000$  U/min eine Belastung  $P = 12000$  kg aufnehmen. Gewählt wird eine Eintrittstemperatur des Spülöles von  $t_e = 35^\circ$  und eine mittlere Temperatur der Schmierschichte von  $t = 80^\circ$ , bei welcher Temperatur die verwendete Ölsorte eine Zähigkeit von  $\eta = 0,0007$  kg m<sup>-2</sup>s besitzt. Diese Einzelheiten bedingen eine Reibungszahl nach Gl. (74) von

$$\mu = 0,2 \sqrt{1,2 \frac{0,0007 \cdot 6000}{12000}} = 0,0043$$

in der Unterschale und nach Gl. (76) von

$$\mu' = 1,5 \frac{0,0007 \cdot 60 \cdot 0,4}{12000} \cdot \frac{1}{0,0017} = 0,0013$$

in der Oberschale, also insgesamt eine Reibungszahl von

$$\mu + \mu' = 0,0056.$$

Die weitere Berechnung ergibt aus Gl. (80) einen Ölbedarf von

$$Q = \frac{0,0056 \cdot 12000}{80 - 35} \left[ \frac{0,14}{10^6} \frac{6000}{0,0007} \cdot \frac{1}{4} + 0,0029 \cdot 60 \right] = 0,7 \text{ kg/s} = 42 \text{ kg/min}$$

und aus Gl. (78) eine Austrittstemperatur des Spülöles von

$$t_a = 35 + \frac{0,0056 \cdot 12000 \cdot 60}{427 \cdot 0,4 \cdot 0,7} = 68^\circ \text{ C.}$$

Nach den Messungen von Lasche stellt sich in diesem Belastungsfalle bei einer Spülmenge von  $Q = 44$  kg/min eine Ausflußtemperatur von  $t_a = 70^\circ$  C ein.

### 23. Die Druckölschmierung der Traglager.

Bei der Druck- oder Preßschmierung wird das Öl unter einem Drucke, der größer als die Lagerpressung ist, einer auf Mitte der Druckzone liegenden Verteilnut in der Absicht zugeführt, die Tragfläche zu entlasten. Eine zusammenhängende tragfähige

<sup>1</sup> BBC-Mitteilungen. Jahrg. VI (1919) Heft 11.

Schmierschichte, wie bei den Spurzapfen, ist jedoch auf diese Art nicht zu erzielen, weil hier ungünstigere Verhältnisse vorliegen. Der Ölabfluß erfolgt nämlich wegen der Zapfendrehung in ungleichmäßiger Verteilung, und die Spalterweiterung der exzentrischen Zapfenlage bewirkt einen rascheren Druckabfall. Auch ist die Wirksamkeit der Schmierung nach den Versuchen von Welter und Weber<sup>1</sup> wesentlich vom Einlaufzustand der Lagerschalen abhängig. Nicht eingelaufene Schalen bieten dem Preßöl zu große Abflußquerschnitte, so daß die Ölpumpe den vorgeschriebenen Druck nicht erreicht. Andererseits ist eine allzu gute Flächenauflage wieder die Ursache eines übermäßigen Druckanstiegs und eines etwaigen Anhebens des Zapfens, weil die eingepreßte Ölmenge nicht genügend rasch entweichen kann. Wegen dieses unsicheren Verhaltens gelangt die Druckschmierung nur in Sonderfällen zur Anwendung<sup>2</sup>.

So rüstet die Siemens-Schuckertwerke A.-G. schwer belastete Lager für Belastungszahlen über  $12 \text{ kg cm}^{-2}$  mit einer Hilfspreßschmierung (DRP 331734) aus, die nur während des Anfahrens in Tätigkeit tritt und abgestellt werden kann, wenn die Drehzahl erreicht ist, die das Bestehen einer tragfähigen Schmierschichte verbürgt. Bei kleinen Anlagen genügen Handpumpen für das Einpressen des Öles; größere Ausführungen erfordern einen Motorantrieb.

Abb. T 60 zeigt eine unmittelbar am Lager aufgesetzte Pumpenanordnung mit Elektromotorantrieb. Der vertikale Flanschenmotor und die Räderpumpe sind einschließlich der Schneckenübersetzung auf einem Plattenschild befestigt, der am Lagerfuß angeschraubt ist, wobei die Pumpe in den Ölraum des Lagers eintaucht. In die Öldruckleitung sind ein Manometer zur Druckanzeige und ein Rückschlagventil eingebaut. Die Zuleitung durch die Lagerschale erfolgt durch ein im Weißmetall eingebettetes Rohr; an die zwei Austrittsstellen in der Schalenunterkante schließen sich im kurzen Auslauf kreuzweise angeordnete Verteilnuten, sog. Schmier-spinnen an.

## 24. Die Einwirkung der Formänderungen.

Die aus der Belastung hervorgehenden Formänderungen von Zapfen und Lagerschale sind von der Größenordnung der Schmierschichtdicken. Dieser Umstand bewirkt einen wesentlichen Einfluß der Formänderung auf das Tragvermögen der Schmierschichte und die Druckverteilung.

Zapfen- und Schalendurchbiegung verursachen einen ungleichen Dickenverlauf der Schmierschichte längs der Lagerbreite. Bestimmend für die Größe der Tragkraft  $P$  nach Gl. (66) ist dann der Mittelwert  $h_{\text{mittel}}$  aus der kleinsten, aber in der Achsenrichtung veränderlichen Schichtdicke  $h_0$ .

Bei gleicher Dicke verläuft der Auflagerdruck  $p$  in  $\text{kgm}^{-1}$  für die Breitereinheit nach der Parabelbeziehung:

$$p = \frac{3}{2} \frac{P}{l} \left[ 1 - \left( \frac{2z}{l} \right)^2 \right]$$

Außer dem Abstände  $z$  von der Lagermitte beeinflußt auch die ungleiche Dicke  $h_0$  den jeweiligen Druck  $p$  in einer Abhängigkeit, die durch das Wurzelglied in Gl. (66) ausgedrückt ist. Man kann daher für den Breitenverlauf des Druckes allgemein die angenäherte Beziehung

$$p = C \left[ 1 - \left( \frac{2z}{l} \right)^2 \right] \sqrt{\frac{D-d}{2h_0} - 1} \quad (81)$$

aufstellen, worin  $C$  ein Festwert ist.

<sup>1</sup> 2. Heft des Versuchsfeldes für Maschinenelemente der Technischen Hochschule zu Berlin, S. 25, 32. München: R. Oldenbourg 1920. Vgl. auch Kurrein-Jagenberg: Gleit-, Kugel- und Rollenlager und ihre Schmierung. Berlin: Julius Springer 1932.

<sup>2</sup> Nach neueren Versuchen von Welter hat sich Höchstdruckschmierung bei Verwendung harter Bronzen für Schienenfahrzeuge bewährt. —

Die Wellenbiegung führt zu einer Schiefstellung und zu einer Krümmung des Zapfens im Lagerraum. Beide Größen, die mittlere Neigung  $\beta$  und der mittlere Krümmungshalbmesser  $\rho$ , lassen sich aus dem Verlauf der elastischen Linie nach den Regeln der Festigkeitslehre ermitteln.

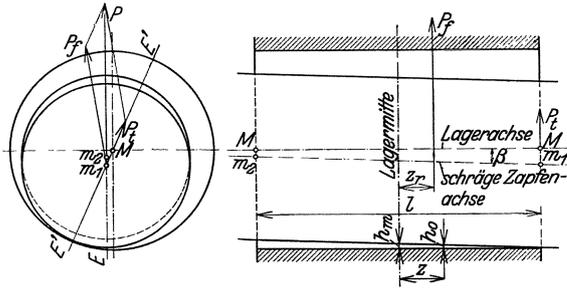


Abb. 20. Kräfteplan des schräggestellten Zapfens bei Kantenauflage.

Bei der starr gelagerten Schale macht sich hauptsächlich die Schiefstellung des Zapfens unliebsam bemerkbar, weil Kantenaufgabe und Warmlaufen eintreten können. Bei der einstellbar gelagerten Schale, die der Zapfenneigung folgt, kommt dagegen nur die Zapfenkrümmung in Betracht. Dieses Verhalten gestattet eine gesonderte Untersuchung der beiden verschiedenen Äußerungen.

Die Einwirkung der Zapfenschräge ist aus der Abb. 20 zu ersehen. Zapfendurchbiegung und größte Annäherung des Zapfens an die Schalenkante machen sich zwar in verschiedenen Ebenen  $E$  und  $E'$  geltend, doch kann man zugunsten einer einfacheren Behandlung diesen Umstand unbeachtet lassen. Dann besteht für die Schmier-schichtdicke die lineare Beziehung

$$h_0 = h_{\text{mittel}} - z \operatorname{tg} \beta,$$

welche die Berechnung des veränderlichen Druckes  $p$  aus Gl. (81) ermöglicht. Es ergibt sich gemäß Abb. 21 eine ungleichseitige Druckverteilung, bei der die Mittelkraft  $P$  um so mehr von der Lagermitte wegrückt, je größer der Neigungswinkel  $\beta$  ist; die Parabel  $I$  der gleichgerichteten Achsenlage geht in den ungleichseitigen Verlauf der Drucklinien  $II III IV$  der schrägen Lagen über.

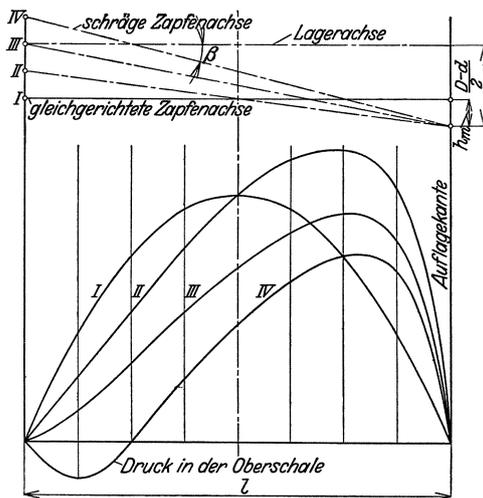


Abb. 21. Abhängigkeit des Lagerdruckes von der Zapfenschräge für die starre Lagerschale.

Eine Verminderung der Tragfähigkeit der Schmier-schicht wird durch die Zapfenschräge insofern verursacht, als die Annäherung des Zapfens an die Schale durch das einseitige Aufsitzen der Zapfenunterkante am äußeren Schalenrand begrenzt ist. Aus  $h_0 = 0 = h_{\text{mittel}} - z \operatorname{tg} \beta$  folgt

$$h_{\text{mittel}} = \frac{l}{2} \operatorname{tg} \beta.$$

Die mittlere Schichtdicke dieser Grenzlage bestimmt das Höchstmaß der Tragfähigkeit. Mit der Zunahme der Dicke  $h_{\text{mittel}}$  bei größerer Neigung verringert sich das

Tragvermögen, welcher Umstand auch aus den Flächengrößen der Drucklinien  $II III IV$  in Abb. 21 erkennbar ist.

Mit der Zapfenneigung hängt auch die Bemessung des Lagerspales zusammen, weil die Exzentrizität der Zapfenquerschnitte stets gegen die Unterschale gerichtet sein muß. Beim kleinsten Wert

$$D - d \geq 2 l \operatorname{tg} \beta$$

liegt der Zapfenquerschnitt an der linken Schalenstirnseite bereits konzentrisch in der Lagerbohrung; den hierbei auftretenden Druckverlauf zeigt Linie  $III$ . Beim Überschreiten dieser Grenzlage geht die Druckzone im Endteil des Zapfens von der

Unter- auf die Oberschale über; diesem unzulässigen Verhalten gibt der negative Druckteil der Linie *IV* Ausdruck. Zweckmäßig wird jedoch das Lagerspiel größer als der angegebene Grenzwert gehalten, weil nahezu konzentrische Zapfenlagen eine verstärkte Verschiebungströmung in der Oberschale veranlassen (s. Abschnitt 19). Durch ein größeres Lagerspiel vermeidet man auch Wellenschwingungen<sup>1</sup>, die aus einem ungleichmäßigen Streifen des durchgebogenen Zapfens am Ölbelag der Oberschale entstehen können.

Ist der Zapfendruck  $P$  größer als das Tragvermögen  $P_f$  der Schmierschichte, so belastet der aufsitzende Zapfen den Schalenrand mit dem fehlenden Teilbetrag  $P_t$ ; die geometrische Summe beider Kräfte hält der Gesamtbelastung das Gleichgewicht (Abb. 20). Es besteht der Zustand halbflüssiger Reibung; zur Flüssigkeitsreibung in der Schmierschichte tritt die trockene Reibung in der metallischen Randauflage hinzu.

Dieser ungünstige Zustand bessert sich beim Einlaufen des Zapfens. Die schmale Randauflage verschleißt rasch und verbreitert sich, wodurch die Kantenpressung abnimmt, weil der Zapfen tiefer in die Schale einsinkt und damit die Schmierschichte tragfähiger wird. Bei diesem Vorgang darf es allerdings nicht zu einer übermäßigen Erhitzung und einem Anfressen der Gleitflächen kommen. Gußeisenschalen vertragen wegen der größeren Flächenhärte erfahrungsgemäß nur kleinere Kantenpressungen als Weißmetallausfütterungen, bei denen sich die Anpassung an die Zapfenschräge leichter vollzieht.

Versuche über den Einfluß der Kantenpressung auf starr gelagerte Schalen ( $d = 40$  mm) liegen von Welter und Weber<sup>2</sup> vor. Bei einer Neigung 1 : 220, einer Geschwindigkeit

$$v = 0,63 \text{ ms}^{-1}$$

und einer Belastung  $k = 9,55 \text{ kg cm}^{-2}$  lief der Zapfen auf gußeiserner Schale noch anstandslos ein, während die Steigerung der Belastung auf  $k = 23,85 \text{ kg cm}^{-2}$  bereits ein Anfressen der Schalenfläche ergab. Ungleich günstigere Verhältnisse ergaben sich bei Weißmetall, wovon die Abb. 22 Auskunft gibt. Gemessen wurden die Lagertemperaturen während der Einlaufzeit bis zum Eintritt des Beharrungszustandes. Am Anfang steigt die Temperatur rasch an, fällt jedoch später etwas ab. Die Endtemperatur des Beharrungszustandes bei geneigtem Zapfen liegt um so höher über der Lagertemperatur bei parallelen Achsen, je größer die Zapfenneigung ist. Dieses Verhalten bekundet die Tatsache, daß die Zapfenschiefstellung auch bei eingelaufenen Lagern einen dauernden Mehrverlust durch Reibung verschuldet.

Es ist daher die Größe der Zapfenschräge durch Anordnung starker Wellen und kurzer Lagerentfernungen möglichst einzuschränken. Bei gleichmäßiger Belastung läßt sich die Schalenfläche durch sorgfältiges Einschaben der Schräge anpassen, wodurch die ungünstige Einwirkung zum größten Teile behoben wird. Abhilfe bei ungleichmäßiger Belastung schafft dagegen nur eine Nachgiebigkeit der Schale. Man verwendet dann federnde Schalen auf schmaler Mittelaufgabe (vgl. Abb. 36) oder noch besser im Kugelgelenk einstellbare Schalen.

Als mittlere Zapfenneigung ist eigentlich der Wert im Angriffspunkte der Mittel-

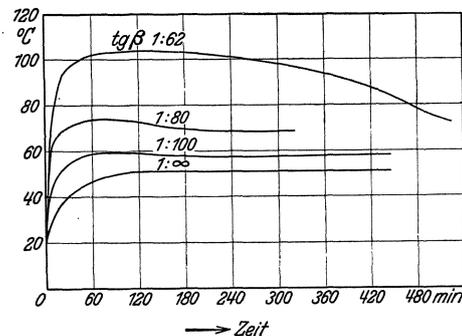


Abb. 22. Einfluß der Zapfenneigung auf das Einlaufen in Weißmetall:  $d = 40$  mm,  $k = 23,8 \text{ kg cm}^{-2}$ ,  $v = 2,09 \text{ m s}^{-1}$ .

<sup>1</sup> Siehe BBC-Mitteilungen, Jahrg. VI (1919) Heft 11, S. 278.

<sup>2</sup> 2. Heft des Versuchsfeldes für Maschinenelemente der Technischen Hochschule zu Berlin, S. 46. München: R. Oldenbourg 1920.

kraft (Abb. 20) anzusehen. Um nicht zu ungünstige Ergebnisse zu erhalten, berechnet man deshalb bei kurzen Lagerabständen die Schiefstellung unter der Voraussetzung, daß der Stützdruck in einem Betrage von etwa

$$z_r = \frac{l}{8}$$

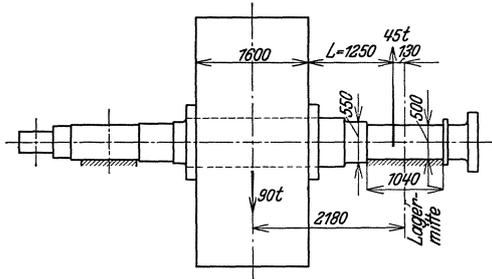


Abb. 23. Belastungsplan eines Generatorlagers.

von der Lagermitte absteht.

**Zahlenbeispiel 9.** Der Belastungsplan eines Generatorlagers in Abb. 23 betrifft eine Ausführung von Brown, Boveri & Cie, Baden<sup>1</sup>. Die Wellendrehzahl beträgt  $n = 333,3$  U/min, und das Läufergewicht von 90 t verteilt sich ungefähr zu gleichen Teilen auf beide Lager. Die verhältnismäßig kleine Biegung durch die angekuppelte Turbinenwelle kann unbeachtet bleiben. Weiter ist der Wellenhalt im schweren Läuferkörper so vollkommen, daß man die Welle daselbst als eingespannt ansehen kann. Der Biegung ist somit nach den Maßangaben der

Abb. 23 rechts eine freie Wellenlänge von  $L = 1250$  mm ausgesetzt, wenn der Lagerdruck etwa um den Betrag

$$z_r = \frac{l}{8} = 130 \text{ mm}$$

aus der Lagermitte heraustritt. Für die mittlere Zapfenneigung gilt dann die Gleichung

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{P L^2}{2 E J} = \frac{45000 \cdot 125^2}{2 \cdot 2 \cdot 200000 \cdot 10^4 \cdot 44,9} = \frac{1}{2800}$$

Der aufsitzende Zapfen läßt eine mittlere Schichtdicke frei von

$$h_{\text{mittel}} = \frac{l}{2} \operatorname{tg} \beta = \frac{520}{2800} = 0,19 \text{ mm}$$

Das kleinste ausführbare Lagerspiel ist daher

$$D - d = 4 h_{\text{mittel}} = 4 \cdot 0,19 = 0,76 \text{ mm} \quad \text{bzw.} \quad \frac{D - d}{d} = \frac{0,76}{500} = 0,0015.$$

Diesen beiden Werten entspricht eine Wurzelgröße von

$$\sqrt{\frac{D - d}{2 h_0} - 1} \approx 1$$

und nach Gl. (67) eine Tragfähigkeit der Schmierschicht von

$$P = 0,06 \eta n l^2 \left( \frac{d}{D - d} \right)^2 = 0,06 \cdot 333,3 \frac{1,04^2}{0,0015^2} = 10^6 \cdot 9,6 \eta$$

Bei einer mittleren Zähigkeit von  $\eta = 0,002 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}$  nimmt die Schmierschicht nur einen Druck von

$$P_f = 10^6 \cdot 9,6 \cdot 0,002 \approx 20000 \text{ kg}$$

auf, während der restliche Teil

$$P_t \approx 25000 \text{ kg}$$

der Gesamtbelastung von 45000 kg sich als Kantenpressung am Schalenrand äußert. Daraus ersieht man die Notwendigkeit, die Tragfläche der Schale bereits vor dem Einlaufen einzupassen oder die Schale einstellbar zu lagern.

Die einstellbar gelagerte Schale schmiegt sich der Zapfenneigung an; dadurch wird die Druckverteilung gleichmäßig und die Mittelkraft verbleibt in der Schalenmitte. Unter diesen Umständen gelangt nur die Zapfenkrümmung zur Einwirkung. Das in Lagermitte bestehende Biegemoment  $M_b$  bestimmt den mittleren Krümmungshalbmesser

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M_b}{E J};$$

die Pfeilhöhe des Krümmungsbogens innerhalb der Schalenlänge ist

$$f = \frac{l^2}{8\rho} = \frac{l^2}{8} \frac{M_b}{E J}.$$

Fühlbare Krümmungen stellen sich nur bei Zapfenausbildungen ein, die erheb-

<sup>1</sup> Siehe BBC-Mitteilungen, Jahrg. XIV, Heft 10, S. 280.

lichen Biegemomenten ausgesetzt sind, also bei Halszapfen, welche die gekrümmte Hohlseite der belasteten Schalenkante zukehren (Abb. 24).

Auch die Zapfenkrümmung verkleinert das Tragvermögen der Schmierschichte, weil durch das Aufsitzen des gebogenen Zapfens auf dem linken und rechten Schalenrand ein weiteres Einsinken des Zapfens unterbunden ist. Für diese Lage ändert sich die Schichtdicke nach der Beziehung

$$h_0 = f \left[ 1 - \left( \frac{2z}{l} \right)^2 \right];$$

der Mittelwert von  $h_0$ , der in Gl. (66) das Tragvermögen festgelegt, beträgt

$$\frac{2}{3} f$$

Damit ist auch gemäß Gl. (81) die Druckverteilung bestimmt. Gegenüber der Druckparabel des geraden Zapfens nimmt die Drucklinie des gekrümmten Zapfens (Abb. 24) einen flacheren Verlauf an.

Dasselbe Aussehen zeigen die von Tower<sup>1</sup> aus Versuchen ermittelten Drucklinien, deren Verlauf daher auf die Wellendurchbiegung der Versuchsanordnung zurückzuführen ist.

**Zahlenbeispiel 10:** Die Biegebbeanspruchung eines Halszapfens von den Abmessungen  $d = 200$  mm und  $l = 400$  mm beträgt  $\sigma_b = 500$  kgcm<sup>-2</sup>, entsprechend einem Biegemoment von

$$M_b = \sigma_b \cdot 0,1 \cdot d^3 = 500 \cdot 0,1 \cdot 20^3 = 400\,000 \text{ kgcm.}$$

Aus der Pfeilhöhe der Zapfenkrümmung

$$f = \frac{40^2}{8} \frac{400\,000}{2\,200\,000 \cdot 7854} = 0,0045 \text{ cm}$$

ergibt sich beim aufsitzenden Zapfen eine mittlere Schichtdicke von

$$h = \frac{2}{3} \cdot 0,045 = 0,03 \text{ mm,}$$

die nach Gl. (65) mit

$$1 \text{ PE} = 0,005 \sqrt[3]{300} = 0,03 \text{ mm}$$

übereinstimmt. Wird das Lagerspiel

$$s = 7 \text{ PE}$$

gehalten, so kann die Ölschicht nach Gl. (68) einen Druck von

$$P = 10^8 \cdot 0,023 \frac{0,2 \cdot 0,4^3}{1,5} \sqrt[3]{0,2^4} \eta n = 14\,400 \eta n$$

aufnehmen. Bei einer Drehzahl von  $n = 250$  U/min und einer mittleren Ölzähigkeit von  $\eta = 0,002$  kgm<sup>-2</sup>s ist daher die Tragkraft

$$P = 14\,400 \cdot 0,002 \cdot 250 = 7200 \text{ kg}$$

und die Belastungszahl

$$k = \frac{7200}{20 \cdot 40} = 9 \text{ kgcm}^{-2}$$

Darüber hinaus erzeugt ein Übermaß von Lagerdruck bereits Kantenpressung auf beiden Schalenrändern.

Die Formänderungen der Lagerschale führen ebenfalls zu einer Einbuße an Tragkraft. Schalen, die nur auf schmalen Seitenleisten aufliegen, verbiegen sich merklich bei unzureichender Stärke; die auf Mitte zunehmende Schichtdicke der Ölhaut hat daselbst eine Druckherabsetzung zur Folge. Der ungünstige Einfluß der Zapfenneigung und Durchbiegung wächst mit  $l$ . Kurze oder einstellbare Schalen sind daher in solchen Fällen wesentlich tragfähiger als lange, starr gelagerte Schalen.

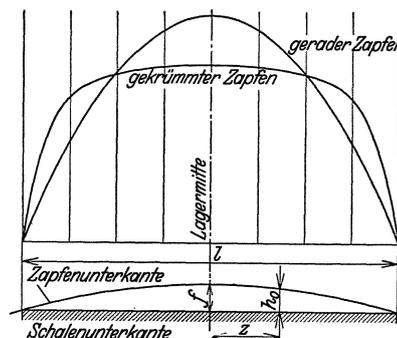


Abb. 24. Druckverteilung bei Zapfenkrümmung und einstellbarer Schale.

<sup>1</sup> Bericht über die Versuche von Tower und Thurston. Z. VDI Bd. 29 (1885) S. 841.

## 25. Berechnung der Spurlager.

Die gesamte Achsialbelastung  $P$  eines Spurzapfens verteilt sich nach Abb. 25 auf eine Zahl  $i$  von Tragsegmenten. Dem Tragvermögen des einzelnen Kreisringstückes werden näherungsweise die Verhältnisse der rechteckigen Stützfläche bei geradliniger Gleitbewegung unterlegt<sup>1</sup>. Die Länge  $l$  des Tragsegmentes am mittleren Zapfendurchmesser  $d$  und seine radiale Breite  $b$  ersetzen die Rechtecksabmessungen; die mittlere Umfangsgeschwindigkeit

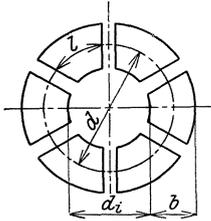


Abb. 25. Völligkeit der Tragfläche.

$$v = \frac{d \pi n}{60}$$

wird als Gleitgeschwindigkeit angesehen.

Unter der weiteren Voraussetzung, daß die Ausführungseinzelheiten das Zustandekommen des günstigsten Belastungsfalles sichern, beträgt daher nach Gl. (37) die Tragfähigkeit des Spurlagers

$$\frac{P}{i} = \frac{4}{30} \frac{\eta v}{h_0^2} \frac{b l^2}{1 + \left(\frac{l}{b}\right)^2} \quad (82)$$

Darnach ist bei festen Ausführungsgrößen die kleinste Schmierschichtdicke  $h_0$  lediglich von der Zähigkeit  $\eta$  des Schmiermittels abhängig. Die großen Unterschiede von  $\eta$  bei den einzelnen Ölsorten und Temperaturen bedingen aber beträchtliche Änderungen in der Schmierschichtdicke.

Bestimmend für die Bemessung der kleinsten Schichtdicke  $h_0$  sind die Ungenauigkeiten, herrührend aus Formänderung und Unvollkommenheit der Bearbeitung, also Einwirkungen, die sich gewiß mit wachsender Zapfengröße in verstärktem Maße geltend machen. Für diesen Einfluß der Ausführungsgröße wurde bei den Traglagern ein passender Ausdruck in dem Zusammenhang des Lagerspieles mit der Schichtdicke gefunden, nämlich die Bemessung von  $h_0$  als Vielfaches der Paßeinheit.

Ein gleicher Bemessungsvorgang ergibt auch bei den Spurlagern brauchbare Angaben für die kleinste Schmierschichtdicke. Die Größe der Paßeinheit, festgelegt durch Gl. (65), bezieht man dabei auf den mittleren Zapfendurchmesser  $d$ . Die Zulässigkeit dieser Annahme wird durch die folgenden Nachrechnungen ausgeführter Lager bestätigt.

**Ausführungsbeispiel 11.** Das in Abb. T 88 dargestellte Spurlager<sup>2</sup> hat bei voller Betriebsbelastung einen Achsialdruck von  $P = 272127$  kg aufzunehmen; der Drehzahl  $n = 83,3$  U/min ist am mittleren Zapfendurchmesser  $d = 0,95$  m eine Umfangsgeschwindigkeit zugehörig von

$$v = \frac{0,95 \cdot \pi \cdot 83,3}{60} = 4,14 \text{ m s}^{-1}$$

Sechs Tragflächen von der Länge  $l = 0,315$  m und der Breite  $b = 0,3$  m weisen insgesamt eine wirksame Stützfläche von

$$6 \cdot 31,5 \cdot 30 = 5670 \text{ cm}^2$$

auf, so daß ein mittlerer Druck besteht von

$$\frac{272127}{5670} = 48 \text{ kg cm}^{-2}$$

Das Einsetzen dieser Zahlen in Gl. (82) führt zu der Größenangabe

$$\frac{h_0^2}{\eta} = \frac{4}{30} \cdot 4,14 \cdot \frac{0,3 \cdot 0,315^2}{1 + 1,1} \cdot \frac{6}{272127} = 10^{-6} \cdot 0,172$$

Die Zähigkeitsuntersuchung des verwendeten Schmieröles ergab die im Beispiel 1 angeführten Werte, denen für die am Zapfen gemessene Öltemperatur von  $29,1^\circ \text{C}$  eine Zähigkeit von  $\eta = 0,0156 \text{ kg s m}^{-2}$  entspricht. Die kleinste Schmierschichtdicke ist daher

$$h_0 = 10^{-3} \sqrt{0,172 \cdot 0,0156} = 10^{-3} \cdot 0,052 \text{ m} = 0,052 \text{ mm}$$

<sup>1</sup> Die Einwirkung der Fliehkraft wird hier vernachlässigt.

<sup>2</sup> Die Angaben stammen aus dem Berichte von P. Perrochet: Résultats des essais effectués sur les groupes électrogènes de l'usine de Chancy-Pougny. Schweiz. Bauztg. Bd. 87 (1926) S. 241.

Diese Größe stimmt ungefähr mit der aus dem mittleren Durchmesser berechneten Paßeinheit überein

$$1 PE = 0,005 \sqrt[3]{950} = 0,049 \text{ mm}$$

**Ausführungsbeispiel 12.** Das Schiffsdrucklager der Abb. T 89 ist für eine Achsiallast von  $P = 50 \text{ t}$  bestimmt. Bei 84 Umdrehungen der Schraubenwelle stellt sich am mittleren Zapfendurchmesser  $d = 0,67 \text{ m}$  eine Umfangsgeschwindigkeit ein von

$$v = \frac{0,67 \cdot \pi \cdot 84}{60} = 2,95 \text{ m}$$

Das Lager besitzt 10 Druckklötze von je 0,13 m Länge und 0,17 m Breite. Auf der wirksamen Tragfläche von

$$10 \cdot 13 \cdot 17 = 2210 \text{ cm}^2$$

lastet somit ein mittlerer Druck von

$$\frac{50000}{2210} = 22,6 \text{ kg cm}^{-2}$$

Die Ausrechnung der Gl. (82) liefert den Wert

$$h_0 = 10^{-3} \sqrt[3]{0,1425 \eta}$$

Die Verwendung eines Öles, das bei der mittleren Temperatur von etwa  $50^\circ \text{C}$  eine Zähigkeit von  $\eta = 0,004$  (gleich 6 Engler-Graden) zeigt, bedingt eine kleinste Schmierschichtdicke von

$$h_0 = 10^{-3} \sqrt[3]{0,1425 \cdot 0,004} = 10^{-3} \cdot 0,024 \text{ m} = 0,024 \text{ mm}$$

In Paßeinheiten mit

$$1 PE = 0,005 \sqrt[3]{670} = 0,044 \text{ mm}$$

ausgedrückt, beträgt daher die Schichtdicke

$$h_0 = \frac{0,024}{0,044} = 0,55 PE$$

**Ausführungsbeispiel 13:** Das Schiffsdrucklager der Abb. T 90 hat eine Belastung von  $P = 17460 \text{ kg}$  bei  $n = 114 \text{ U/min}$ . Die Geschwindigkeit am mittleren Durchmesser  $d = 0,675 \text{ m}$  ist

$$v = \frac{0,675 \cdot \pi \cdot 114}{60} = 4,13 \text{ m s}^{-1}$$

Die 12 Drucksegmente haben eine wirksame Länge von je 0,152 m und eine Breite von  $b = 0,154 \text{ m}$ , auf welcher Tragfläche ein mittlerer Druck von

$$\frac{17460}{12 \cdot 0,152 \cdot 0,154} = 10^3 \cdot 62 \text{ kgm}^{-2}$$

lastet.

Bei der vorliegenden Ausführung trifft die Voraussetzung des günstigsten Belastungsfalles nicht zu, weil die Segmente in der Mitte unterstützt sind. Dieser Umstand fordert eine geringere Bewertung des Tragvermögens im Ausmaße von etwa 0,75 der Größe aus Gl. (82), also

$$\frac{17460}{12} = 0,75 \frac{4}{30} \frac{\eta}{h_0^2} 4,13 \frac{0,154 \cdot 0,152^2}{1 + 0,9742}$$

Die Ausrechnung ergibt für eine mittlere Zähigkeit von  $\eta = 0,004 \text{ kg m}^{-2}\text{s}$  eine kleinste Schmierschichtdicke von

$$h_0 = 10^{-3} \cdot 0,045 \text{ m} = 0,045 \text{ mm},$$

welche Größe ungefähr einer ganzen Paßeinheit

$$1 PE = 0,005 \sqrt[3]{675} = 0,044 \text{ mm}$$

gleich ist.

Zwischen den einzelnen Segmenten muß ein Zwischenraum freigelassen werden, damit das gekühlte Öl zuverlässig in voller Breite zu den Einlaufkanten gelangt. Die wirksame Tragfläche macht daher nur einen Teilbetrag der Zapfenringfläche aus, der durch den Begriff der Völligkeit

$$\varphi = \frac{il}{\pi d} \quad (83)$$

festgelegt sei (Abb. 25).

Das Einsetzen der Drehzahl, der Völligkeit und der Schmierschichtdicke (in  $PE$ ) formt die Belastungsgleichung (82) um in den Ausdruck

$$P = 10^4 \cdot 877 \eta n \frac{\varphi^2}{i} \frac{\pi db}{1 + \left(\frac{l}{b}\right)^2} \frac{d^{4/3}}{s_0^2} \quad (84)$$

Von dieser Gleichung geht man aus bei der Berechnung des mittleren Zapfendurchmessers

$$d \text{ in m} = 0,0042 \left\{ \frac{l}{b} \left[ 1 + \left(\frac{l}{b}\right)^2 \right] \frac{i^2}{\varphi^3} \frac{P}{\eta n} s_0^2 \right\}^{3/10} \quad (85)$$

und der Belastungszahl

$$k = \frac{P}{10^4 \pi db} = 877 \frac{\varphi^2}{i} \frac{d^{4/3}}{1 + \left(\frac{l}{b}\right)^2} \frac{\eta n}{s_0^2} \text{ in kg cm}^{-2} \quad (86)$$

Die Zahl  $s_0$  der Paßeinheiten für die kleinste Schmierschichtdicke  $h_0$  kann ebenfalls gleich gehalten werden mit der Angabe für Traglager, also

bei reichlicher Bemessung . . .  $s_0 = 1$   
und bei knapper Bemessung . . .  $s_0 = 0,5$ .

Das günstigste Breitenverhältnis ist zwar nach Gl. (38)

$$\frac{l}{b} = 0,6,$$

doch weisen die Ausführungen Verhältnisse von 0,5—1 auf.

Auch die Völligkeit ist bei den einzelnen Ausführungen sehr verschieden; ihre Werte liegen innerhalb der Grenzen  $\varphi = 0,6$  und  $0,9$ . Legt man Wert auf eine gesicherte Einführung des gekühlten Frischöles in die Lagerflächen, dann muß man sich mit kleinerer Völligkeit bescheiden.

Bestimmend für die Plattenzahl  $i$  sind die Ausführungsart und die Zapfengrößen; mit 4 bis 16 Platten wird das Auslangen gefunden.

Aus baulichen Rücksichten ist man oft genötigt, einen bestimmten Innendurchmesser des Zapfens einzuhalten. Diese Forderung erfüllt man bei der Berechnung, indem man Breitenverhältnis und Plattenzahl versuchsweise ändert.

**Zahlenbeispiel 14:** Für eine Belastung von 120 t und eine Drehzahl  $n = 180$  U/min sind die Zapfenabmessungen einer stehenden Turbinenwelle zu ermitteln. Zu erwarten ist eine mittlere Ölzähigkeit von  $\eta = 0,005$  kg m<sup>-2</sup> s; die Völligkeit der gewählten Plattenausführung betrage  $\varphi = 0,9$ . Aus der vorläufigen Annahme

$$\frac{l}{b} = 0,6, \quad i = 16 \quad \text{und} \quad s_0 = 1 PE$$

ergibt sich aus Gl. (85) ein mittlerer Zapfendurchmesser von

$$d = 0,0042 \left\{ 0,6 \cdot 1,36 \frac{16^2}{0,9^3} \frac{120000}{0,005 \cdot 180} \right\}^{3/10} = 0,79 \text{ m}$$

und aus Gl. (83) eine Ringbreite von

$$b = \frac{l}{\left(\frac{l}{b}\right)} = \frac{\pi d \varphi}{i \left(\frac{l}{b}\right)} = \frac{\pi \cdot 0,79 \cdot 0,9}{16 \cdot 0,6} = 0,23 \text{ m}$$

Der zugehörige Innendurchmesser des Zapfens

$$d_i = d - b = 0,79 - 0,23 = 0,56 \text{ m},$$

wäre aber für die vorliegende Ausführung zu groß; erwünscht sei ein Innendurchmesser von etwa 0,5 m. Unter Belassung der Plattenzahl und bloßer Änderung des Breitenverhältnisses auf

$$\frac{l}{b} = 0,54$$

gelangt man durch eine neuerliche Berechnung zu den passenden Abmessungen

$$d = 0,75 \text{ m}, \quad b = 0,25 \text{ m} \quad \text{und} \quad d_i = 0,75 - 0,25 = 0,50 \text{ m}.$$

Läßt man bei knapper Bemessung  $s_0 = 0,5 PE$  zu, so kann man diese Zapfengröße für dieselbe Last noch bei einer Drehzahl von

$$180 \cdot 0,5^2 = 45 \text{ U/min}$$

verwenden.

## 26. Druckölschmierung der Spurlager.

Das Öl wird unter hohem Druck  $p_i$  der Zapfenmitte zugeführt, durchfließt die ringförmige Auflagefläche und tritt am äußeren Zapfenumfang aus, wobei der Druck auf null abfällt (Abb. 26). In radialer Richtung, also senkrecht zur Gleitgeschwindigkeit, bildet sich ein Druckgefälle aus, das nach Gl. (8) bestimmt ist durch den auf die Umfangseinheit entfallenden Teil  $q$  der durchströmenden Ölmenge  $Q$  in  $\text{m}^3\text{s}^{-1}$ :

$$q = \frac{Q}{2 r \pi} = -\frac{h^3}{12 \eta} \frac{d p}{d r}$$

Durch die Integration

$$p = -\frac{6 \eta Q}{\pi h^3} \int \frac{d r}{r} = -\frac{6 \eta Q}{\pi h^3} \ln r + C$$

und die Grenzbewertung

$$p_a = 0 = -\frac{6 \eta Q}{\pi h^3} \ln r_a + C$$

gelangt man zu dem Ausdruck

$$p = \frac{6 \eta Q}{\pi h^3} \ln \frac{r_a}{r},$$

der beim Einführen des Zuführungsdruckes  $p_i$  für  $r = r_i$  den Zusammenhang

$$p_i = \frac{6 \eta Q}{\pi h^3} \ln \frac{r_a}{r_i} \quad (87)$$

zwischen Ölmenge  $Q$  und Schmierschichtdicke  $h$  liefert. Aus der Division der beiden letzten Gleichungen erhält man das Gesetz der Druckverteilung (Abb. 26):

$$p = p_i \frac{\ln \frac{r_a}{r}}{\ln \frac{r_a}{r_i}}$$

Das Tragvermögen der Öldruckschichte ist gegeben durch

$$P = \int_{r_i}^{r_a} p 2 r \pi dr + p_i r_i^2 \pi = \frac{\pi}{2} \frac{r_a^2 - r_i^2}{\ln \frac{r_a}{r_i}} p_i; \quad (88)$$

zugehörig ist eine Belastungszahl von

$$k = 10^{-4} \frac{p_i}{2 \ln \frac{r_a}{r_i}} \text{ in kg cm}^{-2} \quad (89)$$

Die Zapfendrehung mit der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  bewirkt nach Gl. (7) einen Verschiebungswiderstand

$$\tau = \frac{\eta \omega r}{h},$$

der insgesamt ein Reibungsmoment von

$$M = \int_{r_i}^{r_a} \frac{\eta \omega r}{h} 2 r^2 \pi dr = \frac{\pi}{2} \frac{\eta \omega}{h} (r_a^4 - r_i^4) \quad (90)$$

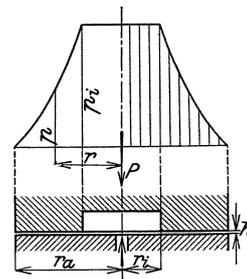


Abb. 26. Druckverlauf im Preßöl bei Spurzapfen.

\* Auch hier bleibt die Wirkung der Fliehkraft unberücksichtigt.

bedingt; die Reibungszahl ist

$$\mu = \frac{M \cdot 2}{P(r_a + r_i)} = \frac{\eta \omega}{10^4 k h} \frac{r_a^2 + r_i^2}{r_a + r_i} \quad (91)$$

Die Reibungsarbeit

$$L_r = M \omega = \mu P \omega \frac{r_a + r_i}{2} \quad (92)$$

verursacht eine Temperaturerhöhung des Öles von

$$\Delta t = \frac{M \omega}{427 Q c \gamma},$$

worin  $\gamma = 900 \text{ kg m}^{-3}$  das spezifische Gewicht und  $c = 0,4$  die spezifische Wärme bedeuten. Die Annahme eines bestimmten zulässigen Betrages von  $\Delta t$  legt unter Zuziehung der Gl. (87 u. 90) die Schichtdicke

$$h^4 = \frac{3 \eta^2 \omega^2 (r_a^4 - r_i^4) \ln \frac{r_a}{r_i}}{427 \cdot p_i \cdot c \cdot \gamma \Delta t} \quad (93)$$

und damit auch die Ölmenge  $Q$  fest.

Für den gesamten Arbeitsaufwand

$$L = L_r + L_p$$

kommt neben der Reibungsleistung noch die Pumpleistung

$$L_p = \frac{Q p_i}{\varepsilon}$$

in Betracht;  $\varepsilon$  ist der Wirkungsgrad der Ölpumpe.

**Zahlenbeispiel 15:** Ein Spurzapfen ist bei einer Winkelgeschwindigkeit  $\omega = 40 \text{ s}^{-1}$  mit  $P = 8000 \text{ kg}$  belastet; der Öldruck beträgt  $20 \text{ kg cm}^{-2}$ , die Zähigkeit  $0,002 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}$ . Wählt man mit Rücksicht auf ein etwaiges Versagen der Ölzufuhr eine Belastungszahl von nur  $k = 10 \text{ kg cm}^{-2}$ , so erhält man nach Gl. (89)

$$\ln \frac{r_a}{r_i} = \frac{20}{2 \cdot 10} = 1 = 2,303 \log \frac{r_a}{r_i}$$

ein Halbmesserverhältnis von

$$\frac{r_a}{r_i} = 2,7$$

und nach Gl. (88)

$$\pi r_i^2 = \frac{2 \cdot 8000}{10^4 \cdot 20} \cdot \frac{1}{2,7^2 - 1} = 0,0125 \text{ m}^2$$

die Zapfenhalbmesser

$$r_i = 65 \text{ mm} \quad \text{und} \quad r_a = 170 \text{ mm}.$$

Zu einer Temperaturerhöhung von  $\Delta t = 10^0 \text{ C}$  führt nach Gl. (93) eine Schichtdicke von

$$(10^3 h)^4 = \frac{3 \cdot 0,002^2 \cdot 40^2 (170^4 - 65^4)}{427 \cdot 10^4 \cdot 20 \cdot 900 \cdot 0,4 \cdot 10} = 0,000051$$

$$h = 10^{-3} \cdot 0,09 \text{ m},$$

die nach Gl. (87) einen Ölaufwand von

$$Q = \frac{\pi 10^{-9} \cdot 0,09^3 \cdot 10^4 \cdot 20}{6 \cdot 0,002 \cdot 1} = 10^{-3} \cdot 0,04 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$$

erfordert. Nach Gl. (91) ist die Reibungszahl

$$\mu = \frac{0,002 \cdot 40}{10^4 \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot 0,09} \cdot \frac{0,17^2 + 0,065^2}{0,17 + 0,065} = 0,0012$$

und nach Gl. (92) die Reibungsleistung

$$L_r = 0,0012 \cdot 8000 \cdot 40 \frac{0,17 + 0,065}{2} = 46 \text{ kg m s}^{-1}.$$

Hierzu tritt noch als Verlust die Pumpleistung

$$L_p = \frac{Q p_i}{\varepsilon} = \frac{10^{-3} \cdot 0,04 \cdot 10^4 \cdot 20}{0,7} = 11 \text{ kg m s}^{-1}.$$

## II. Konstruktion der Lager.

### A. Quer- oder Traggleitlager.

#### Allgemeines.

Die einfachste Form des einteiligen Traglagers ist das Lagerauge, das durch eine Bohrung im vollen Baustoff eines passend geformten Maschinenteils erhalten wird. Die Zufuhr des Schmiermittels geschieht hier durch kleine Bohrungen, die von außen an die Lagerfläche heranzuführen. Augenlager nennt man gesondert ausgebildete Lagerkörper, die an entsprechend geformten Teilen mit Lagerplatte (Abb. 27) oder Flansch (Abb. 28) angeschraubt werden, wobei durch Keilbeilagen oder Zahn die seitliche Verschiebung gehindert wird. Häufig erhalten diese Lager Weißmetallfutter oder eingepaßte und mit Drehhalt versehene oder eingepreßte Buchsen<sup>1</sup> aus Gußeisen, Stahl oder Metall. Augenlager dieser Art werden nur für langsam laufende Wellen mit mäßigen Lagerdrücken verwendet; wenn die Abnutzung zu groß wird, müssen neue Buchsen eingezogen oder der Weißmetallausguß erneuert werden. Dieser kann bei Einlegen eines glatten Dornes beim Eingießen auch ohne weitere Bearbeitung bleiben. Besondere Fälle bilden die einteiligen Ringschmierlager (Abb. T 50), die einteiligen Halslager (Abb. T 80 u. T 94), Lager nach Abb. 37 und das als Spreizring ausgebildete Lager mit der zur Nachstellung kegelförmigen Außenfläche (Abb. T 64). Durch Einschieben in achsialer Richtung wird die etwa durch Abnutzung vergrößerte Lagerbohrung wieder auf das richtige Maß gebracht.

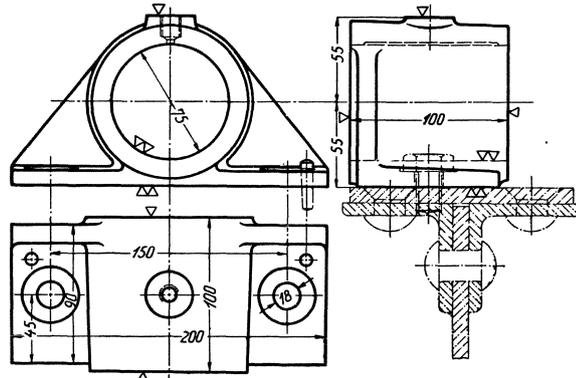


Abb. 27<sup>2</sup>. Augenlager mit Lagerplatte.

Bei Verwendung einteiliger Lager können die Wellen nur in achsialer Richtung ein- und ausgebaut werden, wodurch die Gestaltung der zugehörigen Teile beeinflusst wird.

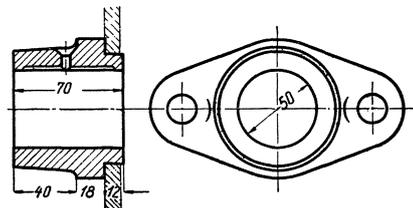


Abb. 28. Augenlager mit Flansch.

Das zweiteilige Lager läßt hingegen den Ein- und Ausbau auch quer zur Achse zu und gestattet durch Anziehen der Deckelschrauben das Nachstellen der Gleitflächen bei Abnutzung derselben. Diese Lager werden entweder ohne gesonderte Schalen (Abb. T 52), meist aber mit zylindrischen, achsial gehaltenen Schalen, z. B. Abb. T 48, oder auch rechteckigen oder polygonalen Schalen (Abb. T 73 u. T 67) ausgeführt. Zur Nachstellung werden die Auflageflächen der beiden Schalenhälften oder zwischengelegte Metallstreifen entsprechend abgearbeitet oder einige von den Blechbeilagen herausgenommen. Diese werden manchmal so gestaltet, daß sie schon bei Lüftung der Deckelschrauben entfernt werden können, sie können auch durch Verlängerung über die Schalen nach außen als Drehhalt dienen. Beim Nachstellen sind die Deckel fest anzuziehen, ohne aber die Welle zu klemmen.

Zweiteilige Halslager (ohne ausgesprochene Kraftdruckrichtung) zeigen Abb. T 62 u. T 70.

<sup>1</sup> DIN 146, 147, 384, 385, ferner DIN 502, 504 u. 505.

<sup>2</sup> Die Abb. 27—34 sind aus R ö t s c h e r (Die Maschinenelemente, Verlag Julius Springer) entnommen.

Mehrteilige Lager werden dort verwendet, wo der Druck in stark wechselnder Richtung auftritt, also fast nur bei Kurbellagern von liegenden Kolbenmaschinen. Es kommen dreiteilige, meist aber vierteilige Lager vor, deren Seitenschalen mit Schrauben (Abb. T 75 u. T 79) oder mit Schmal- oder Breitkeilen, z. B. Abb. T 71 u. T 78, nachgestellt werden können.

Auch Halslager werden manchmal drei- oder mehrteilig ausgeführt.

#### Laufflächen.

Der Baustoff der Laufflächen muß derart gewählt werden, daß eine glatte und genau bearbeitete Oberfläche ermöglicht wird. Diese wird von Drehflächen gebildet, die durch Ausbohren, Ausdrehen, Reiben oder Schleifen bearbeitet werden, seltener als roher Weißmetallausguß auf glatten Dornen hergestellt sind. Dementsprechend werden womöglich auch die übrigen bearbeiteten Flächen der Lagerschalen als Drehflächen gewählt, wodurch das genaue Zusammenfallen der Mittellinien von Schale und Lagerkörper von selbst erreicht wird. Weitere Anforderungen sind gute Sicherung der Lage gegen Drehung und Längsverschiebung, günstige Zu- und Abführung des Schmiermittels und richtige Verteilung desselben im Betrieb und beim Anlauf. Die Art des Lagermetalls kommt, abgesehen von der glatten Oberfläche und guter Wärmeableitung, im wesentlichen nur bei trockener oder gemischter Reibung in Frage<sup>1</sup>. Insbesondere sind geringe Reibung und Abnutzung beim Anlaufen günstig. Wo die Abnutzung wegen unterbrochenem Betrieb oder geringer Geschwindigkeit unbedeutend erscheint, wird Gußeisen verwendet, wobei Auflagdrücke von 25 bis 40 kg cm<sup>-2</sup>, u. z. die höheren Werte für gehärtete und geschliffene Stahlzapfen oder Schalen aus Sondergußeisen, zulässig sind. Bei den gußeisernen Schalen von Sellerslagern für Triebwerke kommen meist Auflagdrücke von 4 bis 8 kg cm<sup>-2</sup>, selten 10 kg cm<sup>-2</sup> in Verwendung, wobei die Laufflächen geschliffen werden.

Für Bronzeschalen können höhere Auflagdrücke von 30—60 kg cm<sup>-2</sup>, auch bis 80 kg cm<sup>-2</sup>, zugelassen werden, jedoch ist der dichte und glatte, aber teure Werkstoff möglichst homogen zu wählen, weil sonst leicht Störungen durch Heißlaufen eintreten, besonders bei plötzlich wechselnden Drücken. Daher wird häufig Phosphorbronze vorgezogen. Der Kosten wegen werden die Schalenstärken gering, etwa  $\vartheta = 0,05 d + 5$  mm gewählt. Beim Zusammenbau ist der höhere Wärmeausdehnungsbeiwert der Bronze gegenüber Gußeisen zu berücksichtigen. Die dadurch entstehenden Formänderungen führen leicht zu Anfressungen nahe an den Teilfugen der Schalen, weshalb dort entsprechendes Spiel vorzusehen ist, das aber nicht bis an das Lagerende reichen soll, damit nicht Schmieröl unbenutzt austreten kann.

Viel unempfindlicher als Bronze ist Weißmetall als Lagermetall. Es kann jedoch wegen seiner Weichheit nur dort angewendet werden, wo nicht allzu starke Stöße auftreten. Die meist verwendeten Weißmetalle<sup>2</sup> sind Legierungen von Zinn, Blei und Antimon oder Zinn, Kupfer und Antimon. Ihre günstige Wirkung besteht darin,

<sup>1</sup> Abb. 37 zeigt eine Lagerschale aus Phosphorbronze der Carobronze G. m. b. H., Berlin, die sich auch im Gebiet der halbflüssigen Reibung bewährt hat. Der Werkstoff und die Feinstbearbeitung gestatten die Einhaltung einer sehr geringen Schmierschichtdicke, die außerdem (wegen der geringen Lagerbreite) durch die Formänderung der Welle kaum beeinflusst wird. Für ein Lager von 70 mm  $\varnothing$ , 35 mm Breite,  $n = 1500$  U/min und einer Dauerbelastung von 100 kg cm<sup>-2</sup> ergibt sich aus Gl. (66) mit  $D-d = 0,09$  mm bei dickem Maschinenöl eine kleinste Schmierschichtdicke  $h_0$  von  $\approx 0,001$  mm. Wie weit für diese geringe Schichtdicke noch die Gesetze der hydrodynamischen Theorie gelten und in welchem Maße bereits Molekularkräfte mitwirken, läßt sich derzeit noch nicht sicher beurteilen. Jedenfalls sind aber sehr hohe Drücke und geringe Schichtdicken nur bei geeignetem Lager- und Zapfenwerkstoff und bei sorgfältiger Bearbeitung zulässig. Neben den Phosphorbronzen haben sich auch die Bleibronzen bewährt. Für die Kurbellager schnellaufender Dieselmotoren verwendet das Braunschweiger Hüttenwerk bei ungehärteten Zapfen und  $k = 150$  bis 220 kg cm<sup>-2</sup> Bleibronzelagerschalen, die auf der Lauffläche mit einem ganz dünnen, graphithaltigen Metallausguß (Gittermetall) versehen werden, der das Einlaufen erleichtern soll.

<sup>2</sup> DIN 1703.

daß Kristalle in eine weiche Grundmasse eingebettet sind und so den Zapfendruck aufnehmen, sich aber bei örtlich größeren Kräften in die Masse eindrücken lassen. Da die Verformbarkeit des Weißmetalls als Baustoff für die Lagerschalen selbst zu groß wäre, wird es fast immer nur als Ausguß von Gußeisen-, Stahl- oder Bronzeschalen (oder auch unmittelbar der Lagerkörper) verwendet, wodurch in manchen Fällen auch kostspieliger Baustoff gespart wird. Zum Festhalten des Ausgusses in den Schalen beim Betrieb und beim Abkühlen nach dem Ausguß dienen meist schwalbenschwanzförmige Nuten in einer oder zwei Richtungen (z. B. Abb. T 45) oder Bohrungen in den Schalen, vorragende kegelförmige Schraubenköpfe (Abbildung T 56, T 71 u. a.). Das Weißmetall kann auch durch gelochte und verzinnte Blecheinlagen (Glyco-Metallgesellschaft, Wiesbaden) gestützt werden. Sehr oft werden die Ausnehmungen der Schalen vor dem Ausguß verzinkt, um das Haften des Weißmetalls am Tragkörper zu erleichtern. An den Schalenrändern wird die Dicke des Weißmetalls größer gewählt und sein Abheben besonders sorgfältig gehindert.

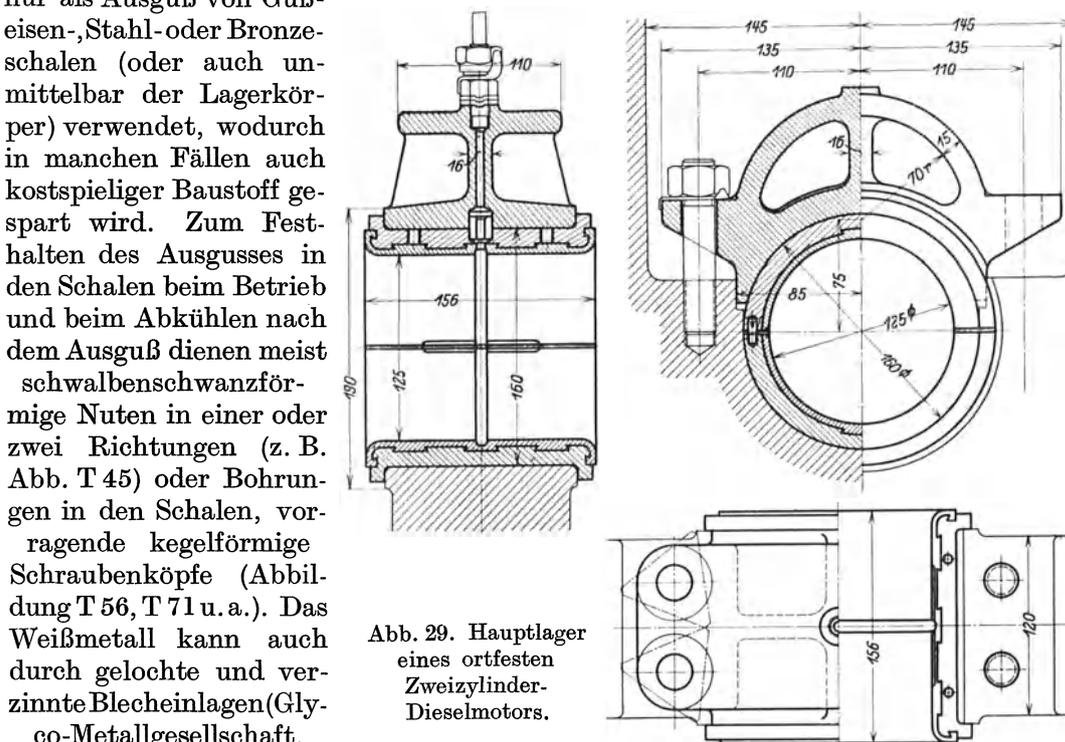


Abb. 29. Hauptlager eines ortfesten Zweizylinder-Dieselmotors.

Maschinenbau A. G. vorm. Breitfeld Daněk & Cic., Prag. 220  $\varnothing$ , 340 Hub.  $N = 375$  U/min. Paßstifte, Drehhalt und Form des Lagerdeckels beachten. Druckschmierung. (Aus K. Körner: Der Bau des Dieselmotors Verlag Julius Springer, 1927.)

Die Bearbeitung der Laufflächen geschieht erst nach einer Verfestigung und Verdichtung der Oberfläche durch Pressen und Drücken; nach dem Ausdrehen werden die Flächen poliert oder gewalzt, bei kleinen Abmessungen auch nur durch Einpressen eines Stahldorns mit Schneidkante verdichtet. Etwaige Längskräfte, die der Zapfenbund auf das Lager überträgt, werden durch vorstehende Ränder des Weißmetallausgusses aufgenommen, z. B. Abb. T 59 u. T 71.

In einzelnen Fällen, besonders bei Lagern, die unter Wasser laufen (Abb. T 62) oder die sehr starken Stößen ausgesetzt sind (Abb. T 69), wird hartes Holz zur Bildung der Lagerlaufflächen verwandt.

#### Gestaltung der Schalen.

Die Schalen müssen im allgemeinen gegen Verdrehung um die Achse und gegen Längsverschiebung gesichert werden. Ersteres erfolgt durch besondere Stifte oder Bolzen (z. B. Abb. T 57, T 53 u. T 66) oder durch die Ölzuführungsrohre (Abb. T 55), durch Anschläge und Paßflächen am Lagerkörper (Abb. T 65 u. T 73) oder auch durch Beilagbleche zwischen den Schalenteilen (Abb. T 78). Verwendet man an der Schale angegossene Zapfen, so muß ein Teil der äußeren Schalenfläche

unbearbeitet bleiben, wodurch die Auflagefläche und die Wärmeabfuhr verringert werden. Meist soll bei mehrteiligen Lagern die Unterschale herausgedreht werden können, wenn der Zapfen nur gelüftet wird. Sie findet dann den Drehhalt an den Fugen der Seiten- oder Oberschalen oder an besonderen Stiften, die nach Freilegung dieser Fuge ausnehmbar sind (Abb. 29). Soll auch die Unterschale ihrer Lage nach

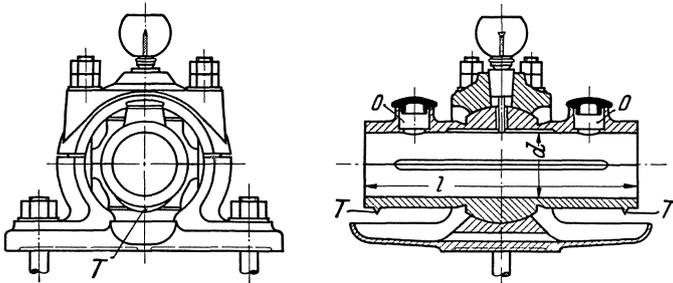


Abb. 30. Normales Stahlager der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-AG. Dessau. Stützung durch zwei, bei  $\varnothing > 70$  mm durch vier Kugelabschnitte. Öl- oder Fettschmierung. Für das Fett dienen die Behälter *O*. Tropfnasen *T* und Ölfänger.

einstellbar sein, kann eine besondere Beilage mit ebener Auflagefläche angeordnet werden (Abb. T 73).

Der Achsialhalt wird durch Bunde an den Enden der Lagerschalen oder durch Paßflächen mehr gegen die Lagermitte zu, die sich an entsprechend bearbeitete Flächen des Lagerkörpers und Deckels stützen, bewirkt (z. B. Abb. T 48 u. T 45); oft genü-

gen dafür kleine Anlageflächen, wie bei den Lagern Abb. T 43 u. a.

Die Lagerschalen sollen außen wegen guter Wärmeableitung auf möglichst großen Flächen aufliegen, die Ersparnis an Bearbeitung soll deshalb nicht zu weit getrieben werden. Die Teilfugenebene ist möglichst senkrecht zur mittleren Druckrichtung zu verlegen, um eine richtige Nachstellung zu ermöglichen, manchmal läßt sie sich entsprechend einstellen (Abb. T 57). Sind Kantenpressungen durch merkliche Schrägstellung der Zapfen zu erwarten, so werden die Lagerschalen durch Kugelpaßflächen an ihrer Außenseite beweglich gemacht, wie z. B. in den Abb. 30 u. T 43 durch zwei oder vier Segmente, in den Abb. T 47 u. T 55 u. a. durch Wulste oder Kugelringsitze bei größeren Längskräften. Ist nur eine geringe Schiefstellung zu erwarten, so genügt die einstellbare Lagerung auf einem schmalen zylindrischen Steg (Abb. 36).

Im übrigen wird die Ausbildung der Lagerschalen von der Art der Schmierung beeinflusst.

### Schmierung.

Die Schmierung aller Lager erfordert die größte Aufmerksamkeit sowohl beim Bau als auch im Betrieb. Der Wirtschaftlichkeit wegen ist der Eigenverbrauch an Energie bei Mindestkosten an Schmiermitteln auf ein Mindestmaß herabzusetzen. Dadurch werden auch Abnützungen vermindert, Stillstände vermieden, Ausbesserungen und Erneuerungen beschränkt. Hierzu ist erforderlich: Unbedingte Zuverlässigkeit der Schmiermittelzufuhr, die von der Wartung möglichst unabhängig sein soll, aber doch leicht überwacht werden kann. Alle Schmierstellen sollen daher übersichtlich angeordnet und leicht zugänglich sein.

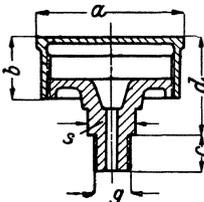


Abb. 31. Staufferbüchse.

Man unterscheidet Fettschmierung und Ölschmierung. Bei der Fettschmierung wird das Fett in Kammern des Lagerdeckels oder in Schmiergefäßen untergebracht. In den Kammern soll das Fett (Starrschmiere) so gelagert sein, daß es mit seinem vollen Gewicht auf dem Zapfen aufliegt und nicht an den Wänden der Kammern haften bleibt. Die Reibung an der Zapfenoberfläche erwärmt das Fett und bringt es zum Schmelzen, so daß es in jeweils entsprechender Menge mitgenommen wird. Als Beispiel diene Abb. T 52. Solche Lager eignen sich besonders auch für Zapfen, die nur absatzweise laufen, in den Arbeitspausen wird kein Fett verbraucht. In anderen Fällen werden Fettschmiergefäße (z. B. Staufferbüchsen, Abb. 31) verwandt, bei denen das weiche Fett zeitweilig durch den Druck eines

den Wänden der Kammern haften bleibt. Die Reibung an der Zapfenoberfläche erwärmt das Fett und bringt es zum Schmelzen, so daß es in jeweils entsprechender Menge mitgenommen wird. Als Beispiel diene Abb. T 52. Solche Lager eignen sich besonders auch für Zapfen, die nur absatzweise laufen, in den Arbeitspausen wird kein Fett verbraucht. In anderen Fällen werden Fettschmiergefäße (z. B. Staufferbüchsen, Abb. 31) verwandt, bei denen das weiche Fett zeitweilig durch den Druck eines

eingeschraubten Deckels durch Bohrungen an die Gleitflächen gebracht wird. Selbstverständlich verlangt diese Schmierung regelmäßiges Nachstellen, weshalb es oft vorzuziehen ist, den Druck durch einen Kolben mit Gewichts- oder Federbelastung herzustellen (Abb. 32 u. 33) oder bei der Fettpreßschmierung einen Kolben in dem mit Fett gefüllten Zylinder langsam vorwärts zu drücken. Im Lagerkörper und in den Schalen sind die erforderlichen Bohrungen und Kanäle für die Starrschmiere vorzusehen.

Bei der Ölschmierung hängt die Wahl des Schmiermittels von den Arbeitsbedingungen ab, u. z. von der relativen Gleitgeschwindigkeit der zu schmierenden Oberflächen und dem auf die Flächeneinheit entfallenden Druck, von der Lagertemperatur, der Art der Schmierung in baulicher Hinsicht und endlich der Art und dem Zustand der Gleitflächen. Für hohe Gleitgeschwindigkeit ist leichtflüssiges, gut anhaftendes Öl geeignet, für kleine Geschwindigkeit zähflüssiges Öl. Hoher Einheitsdruck verlangt schwerflüssiges Öl bei großem Haftvermögen, um das Herauspressen der Schmierschicht an den stärkst beanspruchten Stellen zu vermeiden. Ungenauigkeiten oder im Betrieb auftretende Veränderungen der Lage, Formänderungen der Zapfen, ungünstige Verteilung der Druckkräfte können den Auflagedruck an einzelnen Stellen stark beeinflussen. Mit Erhöhung der Lagertemperatur nimmt die Zähigkeit des Schmieröls ab (s. S. 38), man hat also für Lager mit hohen Temperaturen schwerflüssiges Öl zu wählen, das aber natürlich auch für die geringe Temperatur im Anlauf die Ölzufuhr sichern muß. Schlecht erhaltene Gleitflächen oder zu großes Lagerspiel verlangen gleichfalls schwerer flüssiges Öl mit großem Anhaftvermögen, damit kein Auslaufen des Öls oder keine Unterbrechung der Ölschicht eintritt. Selbstverständlich wird dadurch aber die Wirtschaftlichkeit stets verschlechtert. Die bauliche Ausgestaltung ist in jedem Fall so zu wählen, daß das Öl den Gleitflächen ganz sicher und in genügendem Maße zugeführt wird und zwar an denjenigen Stellen, die die Bildung einer ununterbrochenen Schmierschicht begünstigen.

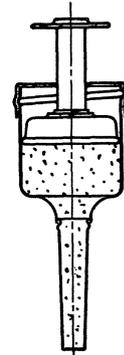


Abb. 32.  
Tovote-  
büchse.

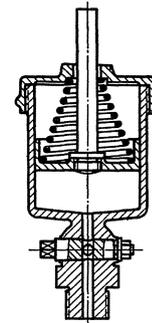


Abb. 33.  
Federdruck-  
büchse.

### Schmiervorrichtungen für Öl<sup>1</sup>.

Man unterscheidet Frischölschmierung und Kreislaufschmierung. Bei der Frischölschmierung wird dem Lager das Öl in kleinen Mengen zugeführt und das seitlich austretende Öl nicht wieder den Schmierstellen zugeleitet. Die Zuführung erfolgt — von der Handschmierung abgesehen — durch Dochtöler, Nadelöler oder Tropföler. Dochtöler wirken als eine Art Heber (vgl. Abb. T 66). Der aus langfaserigem Kammgarnvorgespinnst herzustellende Docht muß im Rohr genügend Spiel haben, der Ölbehälter muß genügend groß sein, damit keine zu große Spiegelschwankungen eintreten, das Dochtende, das mit Blei beschwert wird, soll etwa 50 mm unter dem Ölspiegel liegen. Die Ölmenge wird durch die Dicke des Dochtes etwas geregelt, bei Betriebsunterbrechungen müssen die Dochte herausgenommen werden. Auf etwa 200 mm Lagerlänge soll ein Dochtöler kommen. Ähnlich wie Dochtöler wirken auch Schmierkissen oder Polsteröler (Abb. T 65 u. T 67), die insbesondere zur Schmierung der Achsen von Fahrzeugen gebraucht werden. Ein Wollkissen wird von unten her an den Zapfen gedrückt. Hier hört die Schmierung bei Stillstand auf, ist also sparsamer als die Dochtschmierung.

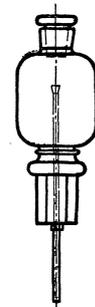


Abb. 34.  
Nadel-  
schmier-  
gefäß.

Bei Nadelölern (Abb. 34) (Stiftölern) wird die Menge des zugeführten Öls durch

<sup>1</sup> Vgl. Reibung u. Schmierung, Sonderheft der Z. Maschinenbau, 1931 und Maschinenbau, 1932, S. 392.

verschiedene Nadelstärke geregelt, entsprechend der Zähigkeit des Schmiermittels. Beim Stillstand der Welle wird die Ölzufuhr selbsttätig unterbrochen, wenn nicht der Stift allzuviel Spiel hat, der Ölverbrauch ist also dann gering. Zur Beurteilung kann dienen, daß bei Wellen von 75 mm  $\varnothing$  etwa auf je 150 mm Lagerlänge ein Nadelöler kommen soll.

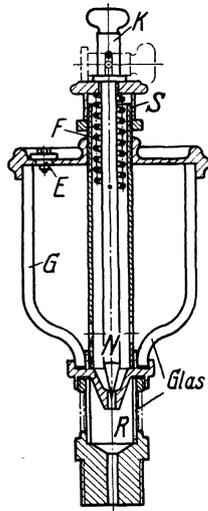


Abb. 35.  
Tropföler.

Vollkommener sind die Tropfschmiergefäße (Abb. 35) mit regel- und abschließbarem Ölzufluß und sichtbaren Tropfen. Das im Glasgefäß untergebrachte Öl ist durch einen Deckel vor Staub und sonstigen Unreinheiten geschützt. Zur Unterbrechung der Schmierung wird der Knopf der Ventilspindel umgelegt und die Ventilöffnung geschlossen, zur Einstellung der Ölmenge wird eine Nadel durch eine Schraube gehoben oder gesenkt. Diese Schmierung erfordert die stete Aufmerksamkeit des Wärters, da sonst leicht Störungen vorkommen.

In manchen Fällen kann von besonderen Schmiervorrichtungen abgesehen werden, u. z. dann, wenn die zu schmierenden Gleitflächen ganz unter Öl stehen. Zumeist ist das nur bei einfachen Spurlagern und Halslagern für stehende Wellen der Fall (Abb. T 80), weil bei liegenden Wellen die Abdichtung nach außen hin an den Stellen des Wellendurchgangs durch das Gehäuse schwierig ist.

Bei der Kreislaufschmierung kann das Öl unter gewöhnlichem Druck oder unter erhöhtem Druck stehen. Der höhere Druck kann durch Verwendung hochstehender Ölbehälter erzeugt werden und beträgt dann nur einige Meter Wassersäule. Bei der eigentlichen Druck- oder Preßschmierung wird der Öldruck künstlich erzeugt, bei Gleitlagern meist durch Pumpen, seltener durch Schmierpressen. Auch die Fliehkraft kann zur Herstellung des erforderlichen Druckes dienen.

Bei zentraler Druckschmierung wird das aus den Lagern abfließende Öl gesammelt, gereinigt und durch regelbare Pumpen den Lagern zugeführt. Sollen große Wärmemengen abgeführt werden, so ist die Ölmenge zu erhöhen und vor Eintritt in die Lager zu kühlen. (Über Spülschmierung s. S. 41.)

Die beste Kreislaufschmierung für Triebwerkslager ist die Ringschmierung, die ganz sichere Ölverteilung mit sparsamem Betrieb verbindet. Auch in anderen Fällen ist sie vorteilhaft, wie aus einigen Beispielen ersichtlich ist (z. B. Abb. 38, T 50 u. T 79). Sie kann durch einen von der Welle durch Reibung mitgenommenen losen Ring oder durch einen sog. festen Ring, der die gleiche Drehgeschwindigkeit wie die Welle aufweist, bewirkt werden.

Der aus Stahl oder Metall gedrehte oder gebogene lose Ring hat rechteckiges, trapezförmiges, halbrundes oder etwa U-förmiges Profil<sup>1</sup>, sitzt lose auf der Welle auf, von der er bei der Drehung mitgenommen wird und taucht etwa  $\frac{1}{5}$  seines Durchmessers in das in einem Behälter befindliche Öl ein. Er nimmt an der Oberfläche anhaftendes Schmiermittel nach oben mit und verteilt es dort an die Gleitstellen des Lagers. Da er um den Aufhängepunkt frei pendeln kann, kann er sich durch den Widerstand im Ölbehälter und durch das Gewicht des einseitig haftenden Öls 15—20° schiefe stellen, muß also entsprechend weit von den Seitenflächen entfernt sein. Die achsiale Beweglichkeit wird durch die Breite des Schlitzes in der Oberschale beschränkt; um das Anhaften des Ringes an den Seitenwänden des Schlitzes zu vermeiden, sind dort schmale Berührungsflächen, also etwa trapezförmige oder halbrunde Ringprofile vorzuziehen. Auch Nasen am Scheitel dieser Seitenwände (Abb. T 57), oder Schrägen (Abb. T 43), die die achsiale

<sup>1</sup> DIN 322.

Bewegung durch kleine Berührungsflächen beschränken, das Anhaften verhindern und das Abstreifen erleichtern, sind zu empfehlen. Von den Abstreifstellen, die dort anzubringen sind, wo am meisten Öl abgenommen werden kann, führen entsprechende Nuten zu den Gleitstellen des Lagers. Die Ringe werden einteilig ausgeführt, wo ein Aufschieben auf die Lagerschale möglich ist, sonst zweiteilig überlappt, verschraubt, durch Stifte oder auch nur federnd verbunden. Die Ringe müssen genau kreisrund und auch an den Verbindungsstellen glatt sein, weil sonst durch ungleichmäßigen Lauf leicht Störungen eintreten.

Um den Ring auf der Welle aufliegen lassen zu können, sind entweder getrennte Oberschalen zu beiden Seiten desselben anzuwenden oder die Oberschalen entsprechend auszuschneiden. Die dadurch entstehende Verschwächung wird bei kleinen Ringen durch eine außerhalb angebrachte Verbindung (Abb. T 57 u. T 53) aufgehoben; bei sehr großen Ringen verbleibt an den Teilfugen noch genügend Wandstärke für den Zusammenhalt. Die Mitnahme des Ringes und der Ölumlaufl sind durch mit Deckeln versehene Öffnungen sichtlich zu machen, die auch zum Nachfüllen des Öls verwendet werden können. Die Ölkammer soll wegen Schiefstellens des Ringes und wegen guter Wärmeausstrahlung ausreichend groß sein. Wichtig ist die stetige Erhaltung und Prüfung des richtigen Ölstandes, wozu Füll- und Kontrollschrauben (Abb. T 43 u. T 47) mit guter Leder- oder Bleiabdichtung, Röhren (Abb. T 53) und für größere Lager Schaugläser (Abb. T 79) dienen.

Die von den Ringen ins Lager geförderte Ölmenge nimmt anfangs mit der Drehgeschwindigkeit der Welle zu, dann aber wegen der durch Fliehkraft abspritzenden Menge wieder ab. Daher ist bei Drehzahlen über 60 in der Minute die Schmierung mit losem Ring reichlich und sicher, nur bei sehr niedrigen Drehzahlen oder sehr hohen Geschwindigkeiten, ferner an bewegten Maschinenteilen, stoßweisem oder oft unterbrochenem Betrieb und bei sehr großer Kälte, wo das Öl schon schwerflüssig wird, nicht geeignet. Auch wo fortwährende Erschütterungen auftreten, wird die Reibung zwischen Welle und Ring leicht aufgehoben und die Schmierung unsicher. In Sonderfällen werden statt der glatten, losen Ringe verzahnte Ringe oder auch Ketten verwandt.

Feste Ringe, die sich mit der Welle drehen, werden durch Stellschrauben oder mit Federn (durch Reibung) an derselben gehalten. Bei federnder Anpressung bleiben sie achsial verschiebbar (Abb. T 47). Vgl. auch die Lager des Eisenwerkes Wülfel. Die geteilten Ringe werden sorgfältig zusammengepaßt und ihre Teile in verschiedener Weise verbunden. Das aus der Ölkammer mitgenommene Öl sammelt sich durch die Fliehkraft außen am Ringumfang an und muß daher durch Abstreifer und entsprechende Leitvorrichtungen den Gleitflächen zugeführt werden. Schon bei kleinen Drehzahlen ist die Schmierung ausreichend. Für  $n < 6$  U/min wird der feste Ring als Schöpfrad oder Schöpfarm ausgebildet. Bei Ringen, die reichlich Öl fördern, tritt bis zu einem gewissen Grade Spülschmierung ein<sup>1</sup>.

Bei allen Ringschmierungen wird dasselbe Öl immer wieder den Lagern zugeführt, beim Entnehmen aus der Ölkammer und Anheben bis zur Wellenoberkante wird es stark mit Luft gemischt, muß also der Oxydation Stand halten. Es kann leichtflüssig sein und hat dann den Vorteil, daß sich Verunreinigungen leichter absetzen. Beim Nachfüllen von Öl ist auf Einhalten des Ölstandes zu achten. Zu geringes Eintauchen des Ringes bewirkt ungenügende Schmierung, bei zu hohem Ölstand tritt Schaumbildung ein.

Die Wartung bei der Ringschmierung beschränkt sich auf die jährlich etwa einmalige Reinigung und die Erneuerung des Öls; nur in Räumen mit starkem Staub oder chemischen Dämpfen ist sie häufiger erforderlich. Die Lager sind nach Ablassen

<sup>1</sup> Müller, Dr. Kurt: Ölmenagemessung an Ringschmierlagern. Dissertation, Technische Hochschule Berlin.

des Ölinhalts mit Benzin zu waschen; geschieht dies mit Petroleum, so ist eine Nachreinigung erforderlich, da auch Spuren von Petroleum schädlich wirken.

Die Verteilung des Schmiermittels von den Zuführungstellen aus erfolgt bei reiner Flüssigkeitsreibung im tangentiellen Sinn nach den theoretisch behandelten Erörterungen; die achsiale Verteilung muß aber vielfach durch Längsnuten u. z. entweder unmittelbar am Öleinlauf (Abb. T 53 u. T 76) oder auch an anderen unbelasteten Stellen unterstützt werden (Abb. T 55 u. T 71). Auch eine Lochreihe erfüllt diesen Zweck (Abb. T 47). Bei Fettschmierung wird das flüssig gewordene Schmiermittel von vornherein auf eine größere Länge verteilt (Abb. T 52). Es ist ferner darauf zu achten, daß an den Gleitflächen nirgends durch vorspringende Kanten das Öl abgestreift wird, es sind daher insbesondere die Kanten der Teilfugen der Schalen zu brechen oder im Sinne des guten Öleinlaufs abzunehmen, jedoch nicht bis zum Lagerende hin, damit dort das Öl nicht ungehindert ausfließen kann (z. B. Abb. T 58 u. T 59). Etwaige Zwischenlagen sind ebenfalls bis gegen die Enden zu auszusparen (Abb. T 73). Die etwa vorhandenen Ölnuten sind an den Kanten gut abzurunden.

Wo nur teilweise Flüssigkeitsreibung anzunehmen ist, also auch überall dort, wo Betriebsunterbrechungen auftreten, sowie bei geringen Geschwindigkeiten, wechselnden<sup>1</sup> oder veränderlichen Drücken ist für gute tangentielle Verteilung des Schmiermittels zu sorgen. Schraubenförmige Nuten werden kreuzweise oder bei gleichbleibender Drehrichtung so angeordnet, daß das in den Längsnuten nach außen geleitete Öl wieder gegen die Mitte zu geführt wird (Abb. T 77), damit nicht zuviel Öl an den Enden entweicht. Häufig werden zur Sicherung gegen Verstopfen eines Ölrohrs zwei oder mehr Ölzufuhrstellen angebracht, besonders bei längeren Lagern und wo man durch Ölspülung auch vergrößerte Wärmeabfuhr anstrebt.

Bei der Spülschmierung wird die unbelastete Schalenseite weit ausgenommen, um dem Ölstrom dort wenig Widerstand zu bieten und die Zufuhr zur eigentlichen Schmierschicht zu erleichtern (Abb. T 56, T 58 u. T 59).

Bei Polsterschmierung, wo das Polster über die ganze Zapfenlänge geht, sind Längsnuten überflüssig (Abb. T 65), wo dies nicht der Fall ist, genügen kurze schräge Nuten (Abb. T 66).

Bei Halslagern für stehende Wellen besteht die Gefahr allzurachen Ölablaufes. Man kann ihr durch Verwendung dickflüssigen Öls, durch die sog. Umlaufschmierung, bei der das abgeflossene Öl durch ein Fangrohr im Abtropfbehälter wieder hoch geführt wird oder auch nur durch schraubenförmige Ölnuten, die ein Heben des Ölinhalts bewirken, begegnen. Wichtig ist dabei jedenfalls, daß das abfließende Öl gut aufgefangen und wieder verwendet wird (Abb. T 70 u. T 94).

Das Auffangen des abfließenden Öls ist überhaupt sowohl aus Sparsamkeit, als auch der Reinlichkeit wegen wichtig, umso mehr, als in vielen Fällen das abspritzende Öl Schäden verursacht. So wird der Beton des Fundaments dadurch rasch zerstört usw. Bei liegenden Wellen und Fett- oder Tropfschmierung genügen meist angeschraubte oder angegossene Tropfschalen (Abb. T 52 u. T 57) und Ölränder, denen

<sup>1</sup> Für schwingende Zapfen (z. B. Kreuzkopfzapfen einer Kolbenmaschine) können die Gleichungen der hydrodynamischen Theorie nur vergleichsweise angewendet werden. Bei schwingendem Zapfen mit Druckwechsel muß jeder Schalenhälfte vor Eintritt der Belastung reichlich Öl (eventuell Drucköl) zugeführt werden. Während der Belastung muß das Abströmen des Öles möglichst verhindert werden, so daß ein Ölpolster zum Auffangen des Druckes erhalten bleibt. Ungünstiger ist die Schmierung bei schwingendem Zapfen ohne Druckwechsel, wobei meist halbflüssige Reibung auftreten wird. (Für sehr geringes Spiel, geeignetes Lagermetall, Druckschmierung sorgen.)

Bei umlaufendem Zapfen mit Druckwechsel oder starker Druckschwankung (Kurbelwellen- u. Kurbelzapfenlager) erfährt die Ölbewegung gleichfalls Störungen. Andererseits saugt der Zapfen bei seiner Verschiebung Öl nach. Die Nuten sind entsprechend zu führen und so zu gestalten, daß sich ein Ölkeil ausbilden kann. Bei Pumpen, Brennkraftmaschinen usf. muß das Lagermetall den hämmernden Schlägen der hin- und hergehenden Massen standhalten.

das Ablauföl manchmal auch noch durch vorspringende Kanten in bestimmter Weise zugeführt wird (Abb. T 79).

Bei Lagern mit reichlicher Ölzufuhr, wie bei Ringschmierlagern, fließt das Öl von den Zuführungstellen gegen die Lagerenden hin, tritt dort aus und bildet einen Wulst um die Welle, bis es abgeschleudert wird. um die achsiale Geschwindigkeit des Ölaustritts zu vermindern, werden oft die Endkanten der Lager abgerundet oder kegelig ausgenommen, wodurch der dem Öl dort freigegebene Querschnitt anwächst. Um das Abspritzen an einer gegebenen Stelle und damit das richtige Auffangen der Tropfen zu sichern, werden angeordnete oder aufgeschobene Spritzringe (Abb. T 55, T 54 u. T 79), oder entsprechende Eindrehungen in der Welle angebracht. Das Abstreifen des Öls erfolgt auch durch Schlitze oder Nasen am Lagerende (Abb. T 43), auch ringförmige Ausnehmungen mit Ablauflöchern werden oft verwandt (Abb. T 52, T 43 u. T 58). Wo Bunde an das Lager anschließen, bilden diese den Spritzring (z. B. Abb. T 79).

Naheliegende Scheiben oder Räder erzeugen an der Achse einen Unterdruck, durch den mehr Öl aus dem Lager herausgezogen wird als erwünscht ist. Das Öl wird dann von der nach außen gerichteten Luftbewegung mitgenommen und abgespritzt. Durch eine am Lagerkörper anzubringende Wand kann das verhindert werden; häufig werden der Lagerkörper oder die Lagerschalen von vornherein entsprechend mit Abschluß gegen außen hin ausgebildet (z. B. Abb. 36), namentlich für Lager in staubigen Räumen. Der luftdichte Abschluß wird durch Leder oder Filz oder auch Holz bewirkt (Abb. T 50 u. T 65), nötigenfalls durch Segmente, die mit Federn an die Welle angedrückt werden.

Das an die möglichst dicht schließenden Teilfugen der Lagerschalen und Körper gelangende Öl wird wegen der unvermeidlichen Formänderungen doch leicht hindurchtreten. Daher werden dort oft Tropfkanten und Ölrinnen angebracht, die das Öl wieder in den Behälter zurückführen; Abb. T 43 u. T 53 zeigen verschiedene Ausführungsformen.

### Gestaltung der Lagerkörper und Deckel.

Die Form der Lagerkörper richtet sich einerseits nach den Lagerschalen, andererseits nach der Art der Befestigung an Fundamenten, Wänden, Decken, Säulen usw. oder unmittelbar an besonderen Maschinenteilen.

Bei den Triebwerkslagern unterscheidet man daher Steh-, Wand- und Hängelager<sup>2</sup>. Die Stehlager können unmittelbar auf dem Fundament oder auf einer Sohlplatte, einem Mauerkasten, einem Stehbock, Hängebock oder Wandarm<sup>2</sup> befestigt werden.

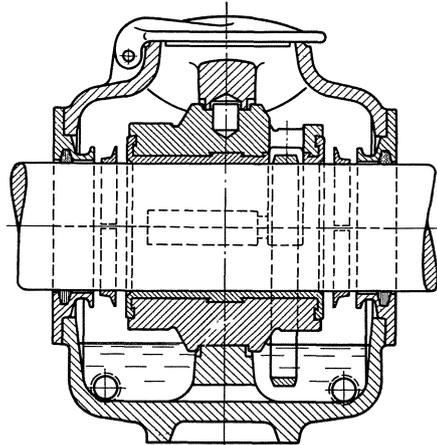


Abb. 36. Ringschmierlager nach Falz<sup>1</sup>, (DRGM). (Spritzringe, Ölabfangkragen und Filzabdichtung beachten.)

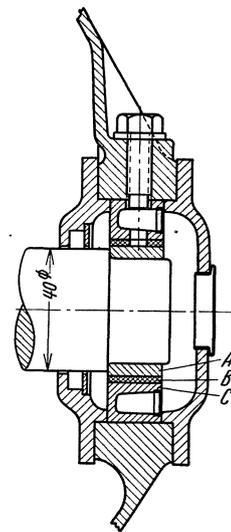


Abb. 37. Gleitlager mit Lagerbuchse aus Carobronze. (Ausführung der Siemens-Schuckertwerke A.-G.)

A: Stahlring, fest auf Welle. B: Carobronze, fest in Stahlkörper C. Derin Cuntergebrachte Baumwolldocht saugt das Öl von unten hoch und gibt es über Schmierlöcher an die Lauffläche ab.

<sup>1</sup> Aus E. Falz: Grundzüge der Schmiertechnik, Julius Springer, 1931.

<sup>2</sup> DIN 117, 118, 119, 187, 189, 193, 195, 337 usw.

Bei der Konstruktion der Lagerkörper ist auf Festigkeit und Starrheit, auf Ein- und Ausbau, Wärmedehnung, Wärmeabführung, Schmierung, Ein- und Nachstellbarkeit usw. Rücksicht zu nehmen.

Beim Entwurf gegossener, geschmiedeter, geschweißter Teile beachte man die besonderen Anforderungen der Herstellung. Bei Lagern, die in größerer Stückzahl angefertigt werden, kommen Formmaschinen, Bohr- und Fräsvorrichtungen und Sonderverfahren zur Anwendung.

#### Ausführungsbeispiele, Tafel I bis XX.

Die Abb. T 43, T 44, T 46—T 48 zeigen Triebwerkslager, Abb. T 45 stellt das Lager für eine Steuerwelle dar. Dann folgen Lager für Dampfturbinen, elektrische Maschinen, Kreiselpumpen und Sonderzwecke (Zahnradgetriebe, Werkzeugmaschinen, Fahrzeuge usw.).

Von den Traglagern für wechselnde Druckrichtung sind einige Kurbelwellenlager für Kolbenmaschinen aufgenommen (Abb. T 71—T 79). Betreffs der auch zu den Gleitlagern gehörigen Lager für den Kreuzkopfpapfen und Kurbelzapfen sei auf das Heft: „Schubstangen und Kreuzköpfe“ von Frey<sup>1</sup> verwiesen.

Mit Rücksicht auf die Behandlung der Einzelteile in den vorangehenden Seiten wird von einer Beschreibung der Abbildungen, denen ergänzende Bildunterschriften beigegeben sind, abgesehen.

### B. Längs-, Spur- oder Stützgleitlager.

#### Die druckaufnehmenden Tragteile.

Bei allen Lagern mit einheitlichen Gleitflächen (und überall gleich dicker Ölschicht) müssen diese im Betrieb genaue Drehflächen um die Achse des Zapfens bilden, damit der Längsdruck sich gleichmäßig über die Flächen verteilt. Die meist verwendeten ebenen Flächen müssen demnach genau senkrecht zur Drehachse stehen oder sich derart einstellen können; Abnützungen werden nötigenfalls durch Nachstellen in der Längsrichtung unschädlich gemacht.

Die einfachste Form des Spurlagers (für den belasteten Endzapfen einer Welle) ist durch eine Scheibe (Linse) gegeben, die im Lagerkörper durch Stifte gehalten

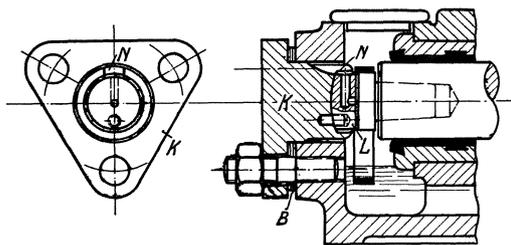


Abb. 38<sup>2</sup>. Stützzapfen mit Ring-Schmierung.

wird und eine ebene Gleitfläche mit oder ohne Ausnehmung der Mitte bildet. Sie kann entweder selbst mit einer Kugelfläche zur Einstellung versehen sein (Abb. T 80) oder auf einer kugelig geformten Beilage aufrufen. Geht die Welle über die Druckaufnahmestelle hinaus, so entstehen Ringspur-, Bund- oder Kammlager, wie sie beispielsweise in den Abb. T 82 u. T 83 dargestellt sind. Die genaue Einstellung in der Längsrichtung wird durch Blechbeilagen (*B* in Abb. 38) oder Gewinde und Mutter (Abb. 39) erreicht. Bei großen Kammlagern werden auch die einzelnen Gleitflächen der Länge nach mit Schrauben und Muttern einstellbar gemacht, Abb. T 81. Die einzelnen Tragbügel sind leicht auszunehmen. In vielen Fällen befinden sich in nächster Nähe des Drucklagers, meist im gleichen Lagerkörper, ein oder zwei Halslager (Abb. 38 u. T 80 usf.).

Für die einfachen Spurlagerlinsen wird als Baustoff gehärteter Stahl verwendet, bei Ringspurlagern entweder ebenfalls gehärtete Stahlringe, aber auch vorteilhaft

<sup>1</sup> 2. Auflage, 1929, Berlin: Julius Springer.

<sup>2</sup> Abb. 38 aus R ö t s c h e r (Die Maschinenelemente).

Gußeisen; für die Gleitflächen der Kammlager oder Bundlager kommt Bronze oder Gußeisen mit Weißmetallausguß in Betracht.

Die Schmierung der einheitlichen Gleitflächen geschieht stets von innen her, weil die dazwischen liegende Ölschicht bei ihrer Drehung Fliehkräfte entwickelt, die das Schmiermittel nach außen führen und über die ganzen Flächen verteilen. Beim einfachen Stützzapfen dient dazu oft eine mittlere Ausnehmung, sowie radiale, schräge oder gekrümmte Ölnuten, die häufig gegen den äußeren Rand zu verengt sind, um den Umlauf des Öls zu dämpfen. Das nach außen abfließende Öl wird in entsprechenden Räumen des Lagerkörpers gesammelt und durch Bohrungen wieder den Gleitflächen von innen her zugeführt, wobei diese meist ganz unter Öl stehen. Bei einfachen Linsen oder auch bei Kammlagern kann für liegende Wellen auch Ringschmierung verwendet werden (Abb. 38), bei Kammlagern auch Druckschmierung (Abb. T 83). Der gleiche Ölumlaufl wie bei einfachen Spurlinsen findet bei der Ringspur (Abb. 39 u. T 82), statt. Es ist zu beachten, daß das im Ölbehälter außerhalb der Lagerflächen befindliche Öl gleichfalls rotiert und daher eine parabolische Oberfläche hat, die jedoch über der Gleitfläche stehen soll. Die Behälterwand muß zur Verhinderung des Ölablaufes auch innen gegen die Welle zu entsprechend hoch gezogen sein (Abb. 39 u. T 82), dort erfolgt auch der Ablauf des Überschusses bei Spülschmierung. Bei Kammlagern muß die Schmierung derart durchgebildet sein, daß sowohl die zylindrischen Gleitflächen, als auch die ebenen Drucklagerflächen genügend Öl erhalten und daß auch für den Ölablauf an den äußeren Rändern der Kämme gesorgt wird (Abb. T 83). Auch Wasserkühlung kann verwendet werden (Abb. T 81). Hier, wie in manchen anderen Fällen, muß die Umkehrung der Druckrichtung berücksichtigt werden.

Im übrigen gelten sinngemäß die in Abschnitt A dargelegten allgemeinen Betrachtungen.

Segmentdrucklager. Michell verwirklichte zuerst in den Segmentdrucklagern<sup>2</sup> die aus der Theorie gewonnene Erkenntnis, daß ein drehender Zapfen sich schwimmend auf einer keilförmigen Ölschicht erhalten kann. Sein Vorgehen war vorbildlich für die Entwicklung des Drucklagerbaues. Das günstige Verhalten dieser Lagerbauart bestätigt in überzeugender Weise die Richtigkeit der hydrodynamischen Lagertheorie.

Die kennzeichnende Eigentümlichkeit der Segmentdrucklager ist die Teilung der ruhenden Tragfläche in mehrere Segmente, die durch radiale Zwischennuten voneinander getrennt sind. Durch eine leichte Neigung der Segmentflächen zur Zapfenfläche werden in der Gleitrichtung sich verengende Keilräume geschaffen, in welchen der drehende Zapfen das Öl zu tragfähigen Keilpolstern verdichtet. Außerdem muß man die Segmentflächen an der Einlaufseite kurz abschrägen und vorn kräftig abrunden (Abb. T 84). Dadurch entstehen kurze Einlaufräume, welche die Öleinführung aus den radialen Zwischennuten erleichtern und das Zustandekommen einer geordneten Flüssigkeitströmung im eigentlichen Traggebiete begünstigen. Bei wechselnder Drehrichtung sind Einlaufräume auf beiden Radialseiten der Segmente vorzusehen. Es ist zweckmäßig, auch die übrigen Begrenzungskanten der Segmente zu brechen, um bei Ungenauigkeiten scharfen Kantenauflagen aus dem Wege zu gehen.

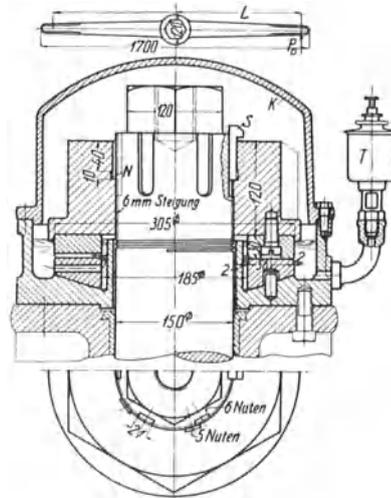


Abb. 39<sup>1</sup>. Turbinenstützlager.

<sup>1</sup> Abb. 39 aus Rötischer (Die Maschinenelemente).

<sup>2</sup> Michell: Englisches Patent Nr. 875 vom Jahre 1905.

Die aus Stahl oder Bronze gefertigten Druckstöcke erhalten auf der Tragfläche ein Weißmetallfutter mit Schwalbenschwanzhalt in tangentialer und radialer Richtung. Ist jedoch bei etwaigen Betriebsunregelmäßigkeiten ein Schmelzen des Weißmetalles und wegen der eintretenden Verschiebung der Welle eine Gefährdung der Maschine zu befürchten, dann ist es ratsam, statt des Weißmetallbelages Tragplatten aus einem dichten Sondergußeisen (Perliteisen) zu verwenden.

Ein tadelloses Betriebsverhalten ist nur dann zu gewärtigen, wenn alle Segmentflächen gleichmäßig tragen; andernfalls besteht die Gefahr eines Anfressens der überlasteten Flächen. Das Einhalten vollständiger Gleichmäßigkeit bereitet insofern Schwierigkeiten, als die Ölschichten nur einige hundertstel Millimeter dick sind, weshalb eine außerordentliche Genauigkeit in der Ausführung und Aufstellung notwendig ist. Etwaigen Verlagerungen oder Durchbiegungen der Welle begegnet man durch eine Kugelflächenaufgabe des ruhenden Spurrings (Abb. T 88); sie ermöglicht eine selbsttätige Anpassung der Abstützung an die Schräglage des Laufringes. Weitere Mittel zum Ausgleichen von Ungenauigkeiten sind bei den einzelnen Ausführungen erwähnt.

Gebaut werden die Segmentdrucklager mit festen oder beweglichen Tragflächen.

Feste Segmentflächen werden aus einem vollen Spurring ausgearbeitet und verbleiben im festen Zusammenhang miteinander. Bewegliche Tragstücke sitzen als Einzelteile kippbar auf einem Stützring oder unter Vermittlung federnder Zwischenteile auf dem Lagergehäuse.

#### a) Feste Tragflächen.

Lager mit fester Druckplatte sind im Aufbau einfach und kräftig, weshalb sie sich namentlich für schwere Belastungen eignen. Hergestellt wird die Platte aus einem gußeisernen Ring von rechteckigem Querschnitt, in welchem radiale Nuten ausgenommen werden, breit und tief, damit das Öl seitlich unbehindert zufließen kann. Dadurch entstehen Segmentflächen, die durch weitere Bearbeitung etwa in halber Umfangslänge geringe Keilschrägen erhalten. Die zweite Hälfte jeder Segmentfläche verbleibt parallel zur Lauffläche; sie trägt, solange die Ölkeilschicht nicht genügend belastungsfähig ist, den aufsitzenden Zapfen. Mit zunehmender Drehzahl wird der Zapfen angehoben, die Flüssigkeitsströmung und somit das Traggebiet erstrecken sich über den ganzen Segmentumfang.

Abb. T 84 zeigt in der Abwicklung die Gestaltung einer Platte, wie sie von der A.G. Escher Wyss & Cie. ausgeführt wird; Druckplatten gleicher Art enthält auch das Lager der Abb. T 87.

An Stelle angearbeiteter Keilflächen erfüllen auch aus Durchbiegungen hervorgehende Keilräume den gleichen Zweck. Die Firma Ateliers des Charmilles, Genève, verwendet Druckplatten (Abb. T 88), deren Gußkörper auf sechs schlanken Traghälsen breite Lappen zur Aufnahme der eigentlichen Gleitsegmente trägt. Diese Segmente aus Sondergußeisen liegen innerhalb einer äußeren und inneren Randleiste; Anschlagbolzen auf der Vorderseite verhindern ihre Mitnahme in der Gleitrichtung. Die Segmentflächen werden senkrecht zur Wellenachse abgedreht; unter dem Einflusse der Belastung stellen sie sich jedoch schräg, weil die exzentrische Lage der Druckplatten zu den Traghälsen leichte Durchbiegungen verursacht.

Der Nachteil fester Druckplatten liegt in dem Umstande, daß es schwierig ist, sehr kleine Keilschrägen mit hinreichender Genauigkeit anzuarbeiten. Auch dürfte es nur selten gelingen, die vorteilhafteste Neigung im Vorhinein anzugeben.

#### b) Bewegliche Tragflächen.

Bewegliche Tragplatten können sich durch selbsttätige Schrägeinstellung dem jeweiligen Betriebszustand anpassen. Zugunsten der Gleichmäßigkeit stellt man die

Platten aus einem vollen Ring her, der erst nach beendeter Flächenbearbeitung in die einzelnen Segmente zerschnitten wird.

Konstruktive Gestaltung einstellbarer Segmente. Die Kippmöglichkeit kann in mannigfacher Weise herbeigeführt werden. Vorwiegend bevorzugt man die radiale Kantenaufgabe der Tragstücke. Diese Art der Abstützung ermöglicht zwar die benötigte Schiefstellung der Segmente in der Gleitrichtung, läßt aber senkrecht hierzu ein Kippen nicht zu. Um eine solche weitergehende Einstellbarkeit für den Ausgleich von Ungenauigkeiten zu erlangen, setzt man die radialen Kippkanten auf eine seitlich nachgiebige Unterlage; noch besser ist es, die Segmente auf Kugelflächenaufgaben allseits beweglich abzustützen.

Bei der Ausführung der Abb. T 86 erhalten die Tragsegmente eine radiale Kippkante durch teilweises Abschrägen der ebenen Rückenfläche; mit dieser stumpfen Kante ruhen die stählernen Segmente unmittelbar auf dem gußeisernen Lagergehäuse. Für den Tangentialhalt tragen die Segmente am äußeren Umfang Lappen, die am Boden des Gehäuses in eine verbreiterte Ringnut eingreifen; zwischengelegte Füllstücke *b* halten die Segmente auseinander. Das Einbringen von Segmenten und Füllstücken erfolgt durch eine örtliche Öffnungserweiterung, die durch ein aufgeschraubtes Schlußstück *a* abgedeckt wird.

Abgerundete Kippkanten besitzen die Tragstücke der Abb. T 85; sie liegen in schmaler Rückenauflage auf einem Federring, etwa im mittleren Drittel der Ringbreite. Zufolge der Abstützung dieses Ringes im Gehäuseboden auf schmalen Radialleisten mit sorgfältig abgerundeten Kanten bewirkt die Belastung eine wellenförmige Durchbiegung des Federrings, so daß etwaige Verschiedenheiten in den Teilbelastungen der Segmente ausgeglichen werden. Tangential ist jedes Segment durch zwei Stifte im Gehäuse festgehalten.

Die Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin verwendet stählerne Druckklötze, die mit zylindrischer Kippfläche auf einem gußeisernen Klotzhaltering sitzen (Abb. T 89). Diese Klötze tragen die eigentlichen Druckplatten aus Bronze, deren Gleitfläche mit Weißmetall ausgefüttert und auf ein nahezu quadratisches Feld begrenzt ist. Für den tangentialen Halt sind je zwei radial gegenüberstehende Stifte vorgesehen, innen im Klotzhaltering und außen in angeschraubten Haltetaschen eingelassen.

Mitunter verlegt man die zylindrischen Kippflächen in die Unterlage. Die flache Rückseite der Druckplatten in Abb. T 90 kippt auf Stahlbolzen, die radial in einem gußeisernen Auflagerring eingesteckt sind. Seitliche Abschrägungen der Platten beschränken die Segmentauflage auf den mittleren Teil der Bolzenlänge. Im Bereiche dieser Schrägen legen sich übergreifende Seitenränder an die Bolzen an, so daß die Segmente sich nicht in der Gleitrichtung verschieben können. Kalibrierte Beilagebleche unter den Druckringen dienen zum Einstellen in achsialer Richtung.

Die Abstützung mit Kugelflächen führt zu einer Punktauflage der Tragsegmente, also allseitiger Einstellbarkeit; Abb. T 93 zeigt eine derartige Ausbildung. Auf der Rückseite der stählernen Tragplatten ist je ein kleiner Stützzapfen ausgedreht; sein gewölbter Hals steckt beweglich in je einer ausgebüchsten Bohrung einer gemeinsamen Haltescheibe, deren radiale Zwischenleisten die Segmente an einer Verdrehung hindern. Die Zapfen sitzen mit der kugelförmigen Stirnseite kippbar auf einer dünnen Stahlscheibe, deren Federung kleine Ungenauigkeiten auszugleichen vermag.

Mit einer kugeligen Kippfläche kann man auch die Köpfe von Stützstiften austatten, die in das Druckgehäuse eingesetzt sind (Abb. T 91). Die Tragplatten erhalten dann etwas weiter gebohrte Ausnehmungen, deren Grundfläche auf den Stiftköpfen aufliegt.

Die Anordnung einer Kugelreihe zur Abstützung der Tragsegmente schafft einen

kraftschlüssigen Zusammenhang, durch den ein gegenseitiger Druckausgleich zustande kommt. Nach der Ausführung der Abb. T 92 liegen die Stützkugeln in der gerundeten Rille eines Tragringes aus Chromnickelstahl. Auf jeder Kugel ruhen in einer Neigung von  $45^\circ$  die schrägen Randflächen von zwei aufeinander folgenden Segmenten; an den Auflagestellen sind in die Segmente Drucklinsen aus Werkzeugstahl eingesetzt. Stiftsicherungen hindern die tangentialen Mitnahme der Platten.

Ähnlich ist die Kugelabstützung in Abb. T 95 für einen Achsialschub von 10 500 kg. Unter Vermittlung einer kuglig ausgedrehten Pfanne liegt hier jedes Tragsegment in der Mitte auf dem Scheitel einer Stützkugel. Die Kugeln sitzen auf den unter  $60^\circ$  abgeschrägten Radialflächen von Zwischeneinlagen, die am Boden eines Kastenringes aufruhend. Die Teilung dieses Ringes ermöglicht die Ausführung eines Schwalbenschwanzhaltes der Tragplatten in erweiterten Bodenrillen.

Zur Entlastung der Segmentauflagen baut die Firma Voith, Heidenheim (Abb. T 94), in Bohrungen der Tragplatten und des Gehäusebodens eine Anzahl von zylindrischen Schraubenfedern ein, die reihenweise über die Plattenfelder gleichmäßig verteilt sind. Die Federn erhalten eine Spannung, welche die Zapfenbelastung nahezu aufhebt, so daß die Platten mit ihrer kugligen Stützfläche nur noch einen geringen Druck auf die nachgiebige im Gehäuseboden eingelegte Unterlage ausüben. Die Drehmitnahme der Platte wird durch je zwei Stifte, die an Stelle der Federn mit reichlichem Spiel in den Bohrungen stecken, gehindert.

#### Vergleich zwischen den Lagern mit einheitlichen Gleitflächen und Segmentflächen.

Gegenüber den Drucklagern mit voller Tragfläche zeigen die Segmentlager eine Reihe von Vorteilen. Ihre Tragfähigkeit ist 6—8fach größer, und die Reibungsverluste betragen nur etwa  $\frac{1}{10}$  bis  $\frac{1}{20}$  des Wertes von gewöhnlichen Drucklagern. Diese Umstände gestatten nicht nur kleinere Abmessungen, also Platzersparnis, sondern auch die Ausführbarkeit bei großen Belastungen sowie bei hohen Drehzahlen. Überdies haben die Lager eine größere Betriebsicherheit und bedürfen weniger Wartung. Diese vielseitige Überlegenheit verschaffte namentlich den einstellbaren Segmentlagern ein weites Anwendungsgebiet; als Drucklager für Schiffswellen, Wasser- und Dampfturbinenwellen ermöglichten sie eine Leistungssteigerung der Maschinen und eine Vervollkommnung der Bauart.

Besonders die Hauptdrucklager der Schiffswellen werden durch die Segmentabstützung wesentlich vereinfacht; wegen des größeren Tragvermögens läßt sich nämlich der Achsialschub der Schiffschraube in einer einzigen Ringfläche genügend sicher auffangen. Bei solchen Einringdrucklagern entfallen alle Unzukömmlichkeiten, welche die Vielheit der Druckflächen bei der älteren Bauart der Kammlager mit sich bringt. Außerdem machen die Selbsteinstellung der Segmente und der geringere Raumbedarf die Lagerung weniger empfindlich gegen Verbiegungen des Schiffskörpers, mit denen man bei hohem Seegang und verschiedener Ladung stets zu rechnen hat. Vor- und Rückwärtsfahrt erfordern eine symmetrische Ausbildung der Abstützung beiderseits des Laufringes. Das Drucklager wird mit den beiden anschließenden Traglagern der Schraubenwelle in einem gemeinsamen Lagergehäuse vereinigt, das auf dem Schiffskörper festgeschraubt wird.

#### Ausführungsbeispiele, Tafel XXI bis XXIX.

Die Abb. T 80 bis T 83 zeigen Längslager mit einheitlicher Tragfläche, Abb. T 84, T 87 u. T 88 stellen Segmentlager ohne Einstellung und Abb. T. 85, T 86, T 89 bis T 95 Segmentlager mit Einstellung dar. Die in den vorangehenden Seiten noch nicht erörterten Einzelheiten sind in den Bildunterschriften erwähnt. Berücksichtigt ist

der Triebwerksbau, der Bau von Elektromaschinen mit stehender Welle, der Dampfturbinen- und Wasserturbinenbau und der Schiffsmaschinenbau\*.

## Anhang. Normaldurchmesser. Passungen.

Eine Ersparnis an Werkzeug und Meßvorrichtungen wird durch die Beschränkung auf abgestufte Zapfendurchmesser erreicht. Sofern nicht besondere Gründe die Wahl anderer Durchmesser erfordern, sind die durch DIN 3 genormten Durchmesser einzuhalten (Zahlentafel 4).

Zahlentafel 4. Normaldurchmesser nach DIN 3<sup>1</sup>, Januar 1923.

Normaldurchmesser					<u>DIN</u>		
Maße in mm					<u>3</u>		
0,5		26	52	105			
0,8	11	27	55	110	210	310	410
1	<sup>2</sup> 11,5	28	58	115			
1,2	12	30	60	120	220	320	420
1,5	<sup>2</sup> 12,5	32	62	125			
1,8	13	33	65	130	230	330	430
2	<sup>2</sup> 13,5	34	68	135			
2,2	14	35	70	140	240	340	440
2,5	<sup>2</sup> 14,5	36	72	145			
2,8	15	37 <sup>3</sup>	75	150	250	350	450
3	16	38	78	155			
3,5	17	40	80	160	260	360	460
4	18	42	82	165			
4,5	19		85	170	270	370	470
5	20	44	88	175			
<sup>2</sup> 5,5							
6	21	45	90	180	280	380	480
<sup>2</sup> 6,5							
7	22	46	92	185			
<sup>2</sup> 7,5							
8	23	47 <sup>3</sup>	95	190	290	390	490
<sup>2</sup> 8,5							
9	24	48	98	195			
<sup>2</sup> 9,5							
10	25	50	100	200	300	400	500
<sup>2</sup> 10,5							

<sup>1</sup> Wiedergabe erfolgt mit Genehmigung des Deutschen Normenausschusses. Verbindlich ist die jeweils neueste Ausgabe des Normblattes im Normformat A 4, das durch den Beuth-Verlag, GmbH., Berlin S 14, zu beziehen ist.

<sup>2</sup> Für Feinmechanik.

<sup>3</sup> Für Kugellager.

\* Zu Abb. T 90 sei folgendes bemerkt:

Maschinenleistung  $N = 3800$  PS, Drehzahl  $n = 114$  Uml/min, Steigung der Schiffschraube  $H = 5,0$  m. Unter Voraussetzung eines Wirkungsgrades  $\eta_s = 0,6$  der Schraube und  $\eta_w = 0,97$  der Wellenleitung beträgt der Schraubenschub

$$P = \frac{4500}{H} \cdot \frac{N}{n} \cdot \eta_s \cdot \eta_w = \frac{4500}{5,0} \cdot \frac{3800}{114} \cdot 0,6 \cdot 0,97 = 17460 \text{ kg}$$

Die 12 Drucksegmente haben eine wirksame Länge von je 15,2 cm und eine Breite von 15,4 cm; ihre Belastungszahl ist

$$k = \frac{17460}{12 \cdot 15,2 \cdot 15,4} = 6,2 \text{ kg cm}^{-2}.$$

Sind bei Durchmessern über 100 mm Zwischenmaße unvermeidlich, so sollen sie wie bei den kleineren Durchmessern in den Abstufungen 2, 5 und 8 mm gewählt werden.

Eine noch beschränktere Auswahl von Durchmessern ist nach Zahlentafel 5 bei Transmissionen vorgesehen.

Zahlentafel 5. Wellendurchmesser für Transmissionen nach DIN 114.

25	55	100	200	300	400
30	60	110	220	320	420
35		125	240	340	440
40	70	140	260	360	460
45	80	160	280	380	480
50	90	180	—	—	500

Bei der Fertigung von Zapfen und Lager muß auf das Einhalten eines bestimmten Lagerspieles Rücksicht genommen werden. Zwischen Lagerbohrung und Zapfen ist für die trennende Schmierschicht ein Zwischenraum frei zu halten, genügend groß, um die Schmierung zu sichern und unter allen Umständen ein Klemmen des Zapfens

zu verhüten. Die Ursachen einer Gefährdung sind einerseits Ausführungs- und Einbaufehler, andererseits die Formänderungen, hervorgerufen durch die Belastung und die Temperaturerhöhung im Betriebe.

Maßgebend für die Durchführung der Passungseinzelheiten sind die Angaben der deutschen Industrienormen. DIN 774 u. 775 legen die Grundbegriffe fest.

Das Ausführungsmaß des fertiggestellten Werkstückes muß innerhalb zweier Grenzwerte  $G$  und  $K$  liegen, deren Größenunterschied die Toleranz  $T$  ist:

$$T = G - K.$$

Diese beiden Grenzwerte werden auf das Nennmaß  $N$  des Durchmessers bezogen, welches die Größe der Gesamtausführung von Zapfen und Lager kennzeichnet. Das obere Abmaß

$$OA = G - N$$

ist der Unterschied zwischen Größtmaß und Nennmaß, das untere Abmaß

$$UA = K - N$$

der Unterschied zwischen Kleinstmaß und Nennmaß.

Das Spiel  $S$  ist der Unterschied zwischen den Durchmessern von Bohrung und Welle (Bohrungsdurchmesser größer als Wellendurchmesser); die äußersten Werte sind das

Größtspiel  $GS$  als Unterschied zwischen Größtmaß der Bohrung und Kleinstmaß der Welle und das

Kleinstspiel  $KS$  als Unterschied zwischen Kleinstmaß der Bohrung und Größtmaß der Welle.

Die Geschwindigkeit am mittleren Durchmesser von 0,675 m ist

$$v = \frac{0,675 \cdot \pi \cdot 114}{60} = 4,13 \text{ m s}^{-1}.$$

Bei einer Reibungszahl von etwa  $\mu = 0,013$  verursacht die Druckabstützung einen Reibungsverlust von

$$N_1 = \frac{\mu \cdot P \cdot v}{75} = \frac{0,013 \cdot 17460 \cdot 4,13}{75} = 12,5 \text{ PS.}$$

Die Druckwelle einschließlich Räder und Kupplung wiegt rund 13000 kg; ihre Umfangsgeschwindigkeit in den Lagern von 0,43 m Bohrung ist

$$v = \frac{0,43 \cdot \pi \cdot 114}{60} = 2,57 \text{ m s}^{-1}.$$

Der Reibungsverlust in den Traglagern, einer Reibungszahl von ungefähr  $\mu = 0,02$  entsprechend, beträgt

$$N_2 = \frac{0,02 \cdot 13000 \cdot 2,57}{75} = 8,9 \text{ PS.}$$

Den Anforderungen an die Genauigkeit wird durch entsprechende Wahl der Toleranz Rechnung getragen. Die für Lagerausführungen in Betracht kommenden Gütegrade der Herstellung (Fein-, Schlicht- und Grobpassung) zeigen zunehmend abgestufte Werte der Toleranz.

Andererseits drücken zunehmend abgestufte Werte des Spieles die Art des Sitzes als engen Laufsitz, Laufsitz, leichten Laufsitz und weiten Laufsitz aus.

In Anwendung stehen zwei Paßsysteme, u. zw.

das System der Einheitsbohrung nach DIN 777 und

das System der Einheitswelle nach DIN 778.

Im System der Einheitsbohrung haben alle Sitze des gleichen Gütegrades eine einheitliche Bohrung; verschieden bei den einzelnen Sitzen sind die Wellendurchmesser. Das Nennmaß ist das Kleinstmaß oder untere Grenzmaß der Bohrung.

Im System der Einheitswelle ist dagegen die Welle für alle Sitze eines Gütegrades einheitlich, während die Verschiedenheit des Spieles durch ungleiche Bohrungen erreicht wird. Das Nennmaß ist das obere Grenzmaß der Welle.

Im System der Einheitsbohrung müssen die Maßunterschiede verschiedener Sitze (z. B. Laufsitz im Lager und Festsitz in der Radnabe) in die Welle verlegt werden, welcher Umstand zur Ausführung abgesetzter Wellen nötigt. Dagegen gestattet das System der Einheitswelle meistens, aber nicht immer die Verwendung glatter Wellen, weil man durch verschiedene Bemessung der Lagerbohrung in der Lage ist, die abweichenden Maße ungleichartiger Sitze einzuhalten.

Von einer ausgesprochenen Überlegenheit<sup>1</sup> eines der beiden Paßsysteme kann nur in einzelnen Ausführungsfällen die Rede sein; gewöhnlich zeigen beide Systeme gleiche Verwendbarkeit sowohl bei der Fertigung als auch beim Zusammenbau. Die Einheitsbohrung wird bevorzugt bei dem Bau von Werkzeugmaschinen, Kraftfahrzeugen, Lokomotiven und Großmaschinen. Hingegen ist das System der Einheitswelle zweckmäßig bei dem Bau von Transmissionen, Textilmaschinen, landwirtschaftlichen Maschinen und in der Feinmechanik, also überall dort, wo glatte Wellen oder gezogene Werkstoffe wesentliche Vorteile bieten.

Zahlentafel 6. Größe des Lagerspieles.  
Maße in Paßeinheiten *PE*.

Gütegrad	Sitz	Größt- spiel	Kleinst- spiel	Mittleres Spiel = <i>s</i>
Fein- passung	Laufsitz <i>L</i> . . . . .	4,5	1,5	3
	Leichter Laufsitz <i>LL</i> . . . . .	6,5	3	4,75
	Weiter Laufsitz <i>WL</i> . . . . .	9	5	7
Schlicht- passung	Schlichtlaufsitz <i>sL</i> . . . . .	8	1,5	4,75
	Weiter Schlichtlaufsitz <i>sWL</i> . . . . .	13,5	5	9,25
Grob- passung	Grobsitz <i>g 2</i> . . . . .	25	5	15
	Grobsitz <i>g 3</i> . . . . .	30	10	20

Die Größen von Toleranz und Spiel ändern sich erfahrungsgemäß mit dem Wellendurchmesser. Dieser Umstand wird bei den DIN-Passungen dadurch berücksichtigt, daß man den Begriff der Paßeinheit

$$1PE \text{ mm} = 0,005 \sqrt[3]{d} \text{ mm},$$

verwendet und alle Maßunterschiede in Vielfachen der Paßeinheit ausdrückt. Für

<sup>1</sup> Vgl. K. Gramenz: Die DIN-Passungen und ihre Anwendung. Berlin, Normenausschuß der deutschen Industrie 1923, S. 52; und: Auswahl aus den DIN-Normen mit Erläuterungen für technische Schulen, Deutscher Aussch. f. Techn. Schulwesen, Berlin NW 7.

die Ausführung werden an Stelle der theoretischen Werte die gerundeten Werte verwendet, z. B. Durchmesser = 100 mm :

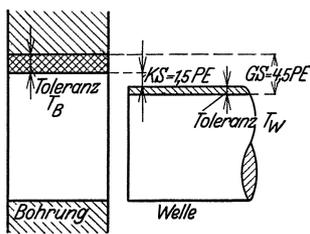


Abb. 40. Laufsitze der Feinpassung. Einheitswelle.  
(Für Nenn  $\varnothing = 100$  ist  
1 PE = 0,022 mm.)

$$1 \text{ PE (theoretisch)} = 0,005 \sqrt[3]{100} = 23,2 \mu$$

$$1 \text{ PE (gerundet) von über } 80-120 = 22 \mu = 0,022 \text{ mm}$$

$$3 \text{ PE „ „ „ } 80-120 = 70 \mu = 0,07 \text{ mm}$$

Abb. 40 zeigt schematisch den Laufsitze der Feinpassung. Zahlentafel 6 enthält eine Zusammenstellung der Größt-, Kleinst- und Mittelspiele in Paßeinheiten. Bei gleicher Sitzart weisen die einzelnen Gütegrade dasselbe Mindestspiel auf, aber die Größtspiele (und damit die mittleren Spiele) nehmen beim Übergang zu einer weiteren Passung zu.

So haben  $WL$ ,  $sWL$  und  $g2$  ein  $KS$  von 5 PE, die mittleren Spiele betragen aber 7, 9,25 und 15 PE.

Durch die Toleranz des Werkstückes wird bei der Rundpassung nur der Unterschied zwischen Größtmaß und Kleinstmaß gekennzeichnet, nicht aber die Abweichung von der Kreisform im Querschnitt (Abb. 41) und von der Zylinderform im Längs-

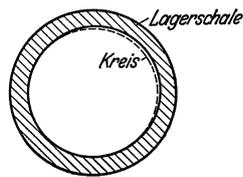


Abb. 41. Abweichung der Gleitfläche von der genauen Form des Kreiszyinders.

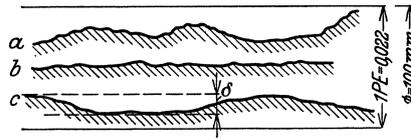
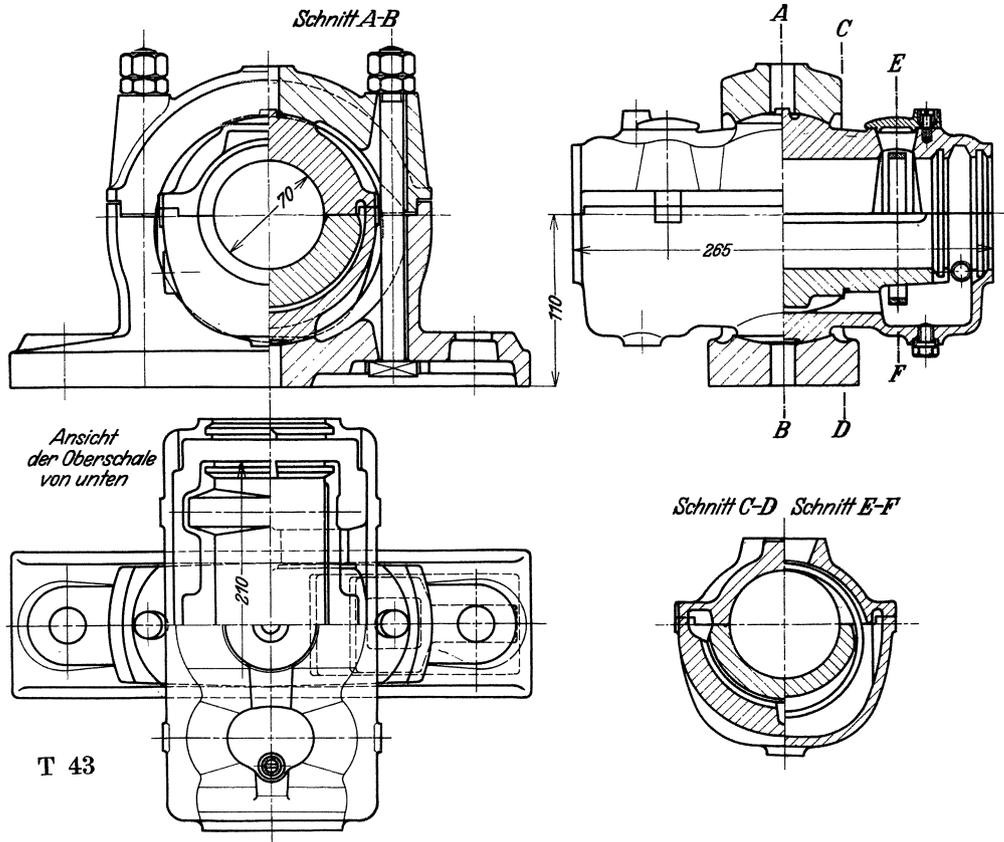


Abb. 42.  
Wellenoberfläche im Längsschnitt  
(700 mal vergrößert).

schnitt. Auch die Oberflächengüte ist durch die Toleranz nur mittelbar bedingt. So ist innerhalb der in Abb. 42 angegebenen Toleranz der Welle je nach der Feinheit der Bearbeitung<sup>1</sup> (Reiben, Schleifen, Läppen, Honen, Bearbeitung mit Diamantwerkzeugen) eine Oberfläche nach  $a$ ,  $b$  oder  $c$  zulässig. Für sorgfältig bearbeitete Zapfen beträgt  $\delta$  im Mittel etwa 0,005 mm. Sofern also für ein Lager auf Grund der Berechnung die zuverlässige Einhaltung eines bestimmten mittleren Spieles und einer bestimmten Oberflächengüte verlangt wird, ist dies von seiten des Konstrukteurs mit der Werkstätte genau zu vereinbaren.

<sup>1</sup> Feinstbearbeitung. Z. VDI 1930, Nr. 45.

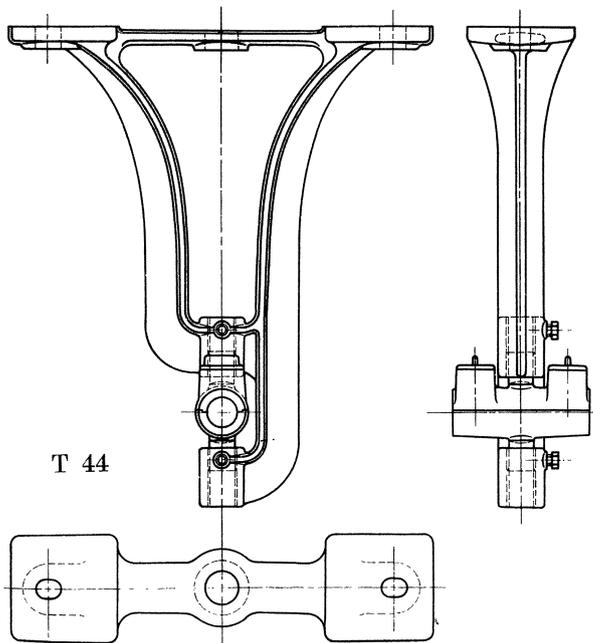
**Tafelanhang**  
**(Tafeln 1 — 29)**



T 43

Abb. T 43. Sellerstehlager der Peniger Maschinenfabrik A. G., Penig Sa.

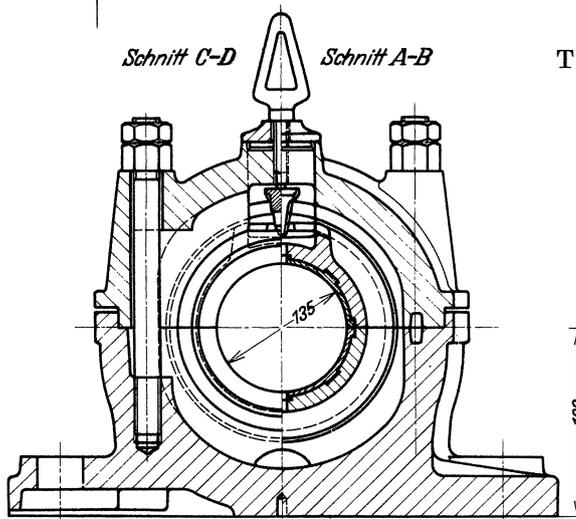
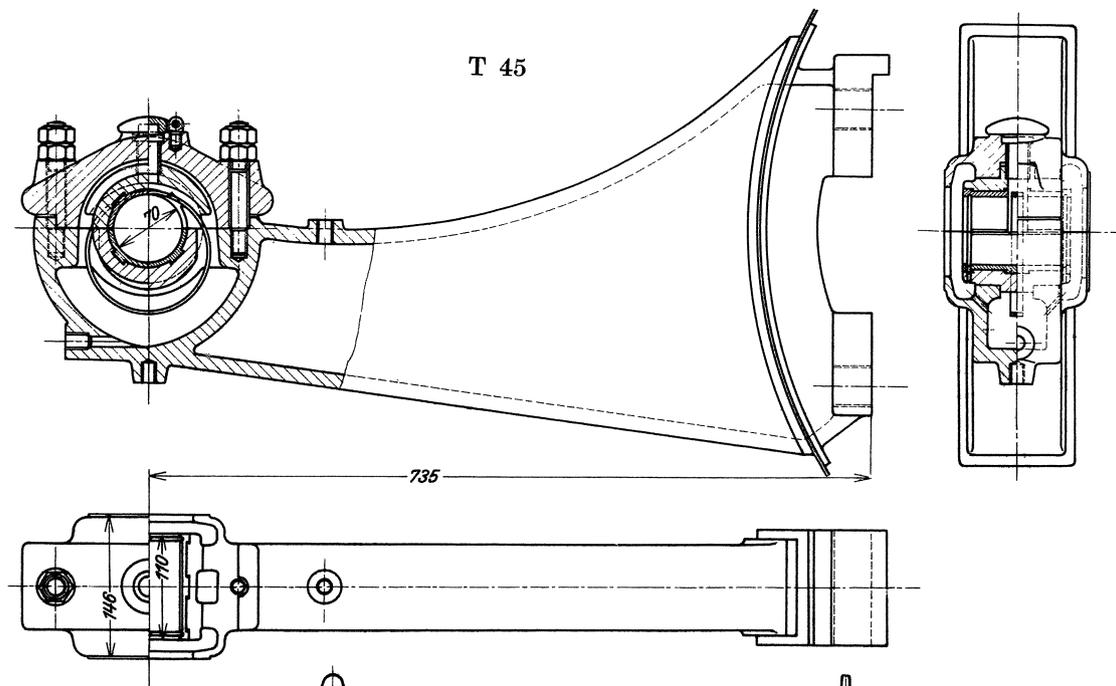
Stützung durch Kugelabschnitte. Schalen verzahnt, Seitenwände des Schlitzes für den Ring abgechrägt, um Berührungsfläche zwischen Wand und Ring zu verkleinern. Ringnuten und Schlitz für das Öl, sorgfältige Abdichtung. Durch die Lagerfuge tretendes Öl gelangt durch Ringraum zum Ölbehälter.



T 44

Abb. T 44. Hängelager der Lohmann & Stolterfoth A. G., Witten-Ruhr.

Wellenlage einstellbar. Stellschrauben aus Gußeisen, Sicherungsschrauben.



T 46

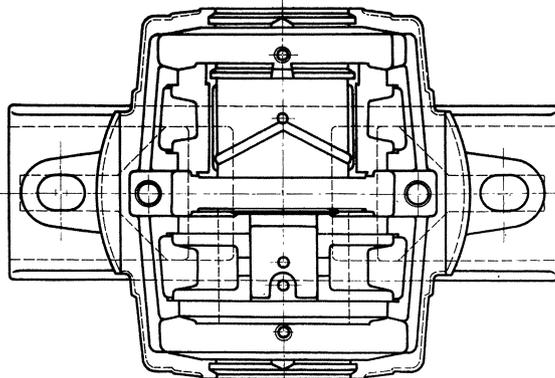
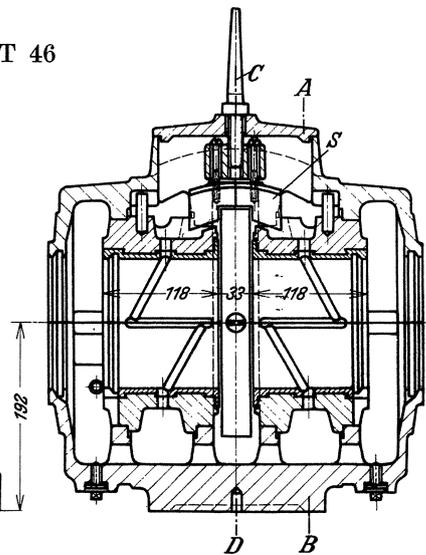


Abb. T 45. Steuerbock. R. Raupach, Görlitz.

Durchbruch und Verstärkung in der Oberschale. Dreh- und Längshalt. Paßflächen zur Befestigung am Dampfzylinder.

Abb. T 46. Festring-Weißmetallager der Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei A.-G., Penig Sa.

Fester Ring zwischen getrennten Schalenpaaren. Weißmetallausguß gegen den Ring zu verbreitert. Oben ein Abstreifer S, der das Öl den Behältern in der Oberschale zuführt. Längs- und Drehhalt. Ölführung, Tropfkanten, Rücklaufnuten.

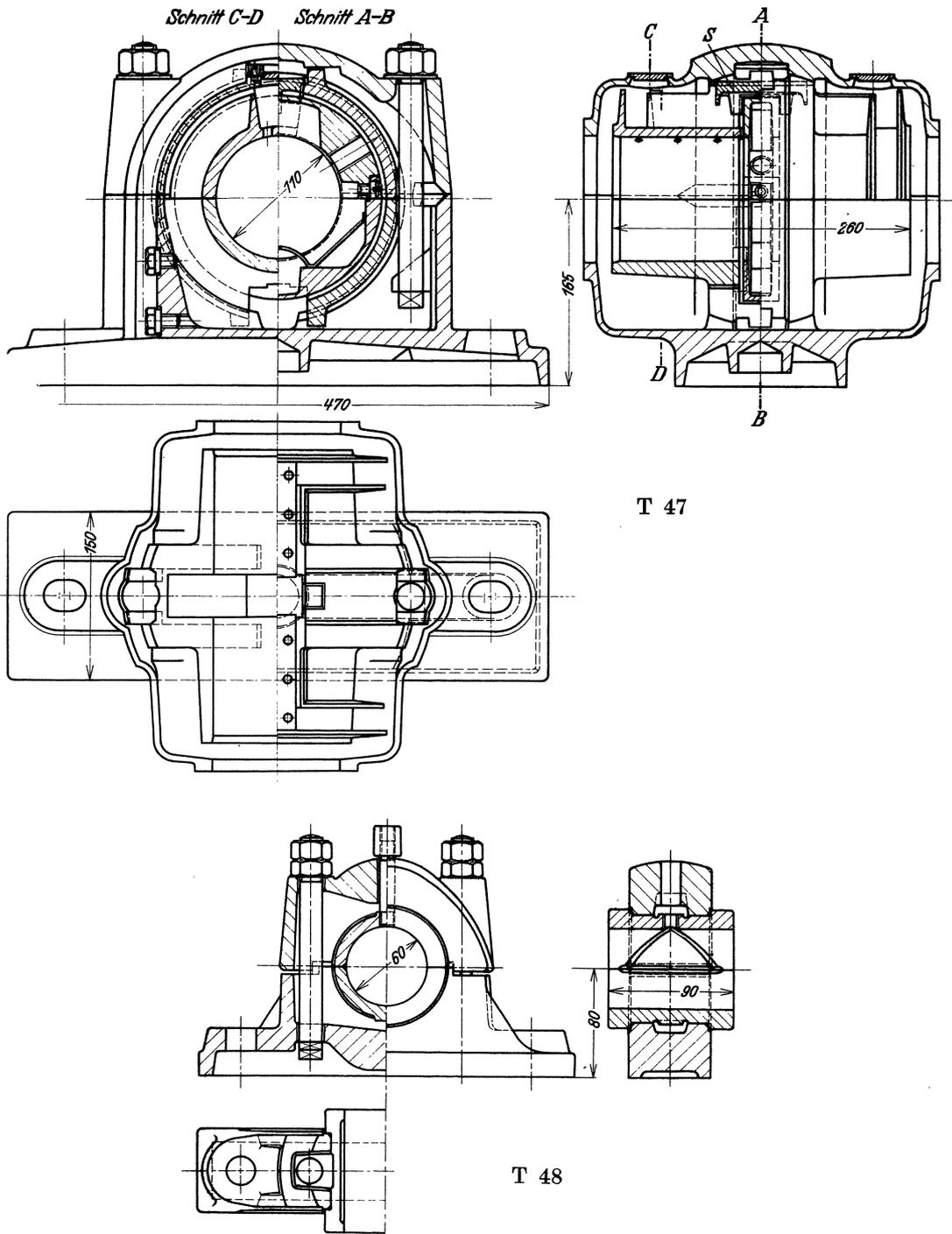
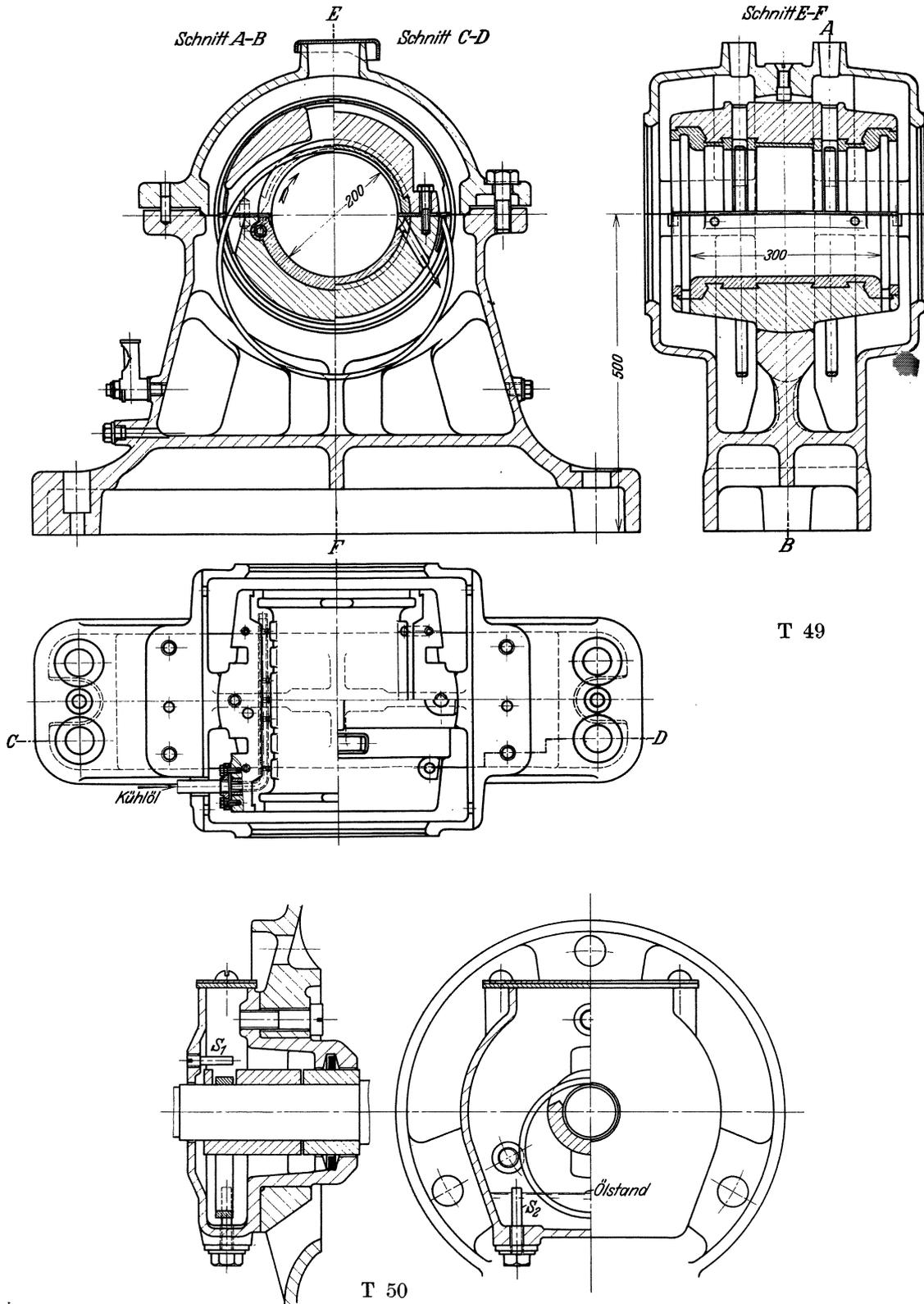


Abb. T 47. Stehlager der Maschinenfabrik Tannwald, Tannwald. C.S.R.  
 Stützung durch kuglige Ringflächen, unterer Teil im Öl. Drehhalt durch Anschläge, Längshalt durch die Stützflächen. Zweiteiliger Schmiering, Verbindung mit der Welle durch Stellschraube oder Druck einer Blattfeder. Abstreifer S. Ölführung mit Kühlrippen. Leichte Bauart.

Abb. T 48. Lager für Fettschmierung. Berlin-Anhaltische Maschinenb. A.-G., Dessau.  
 Leichte Bauart. Drehhalt der Schalen durch das Fettzuführungsrohr. Bronzeschalen mit Bunden, die sich gegen eingedrehte Flächen legen.

Tafel 4 Abb. T 49/50



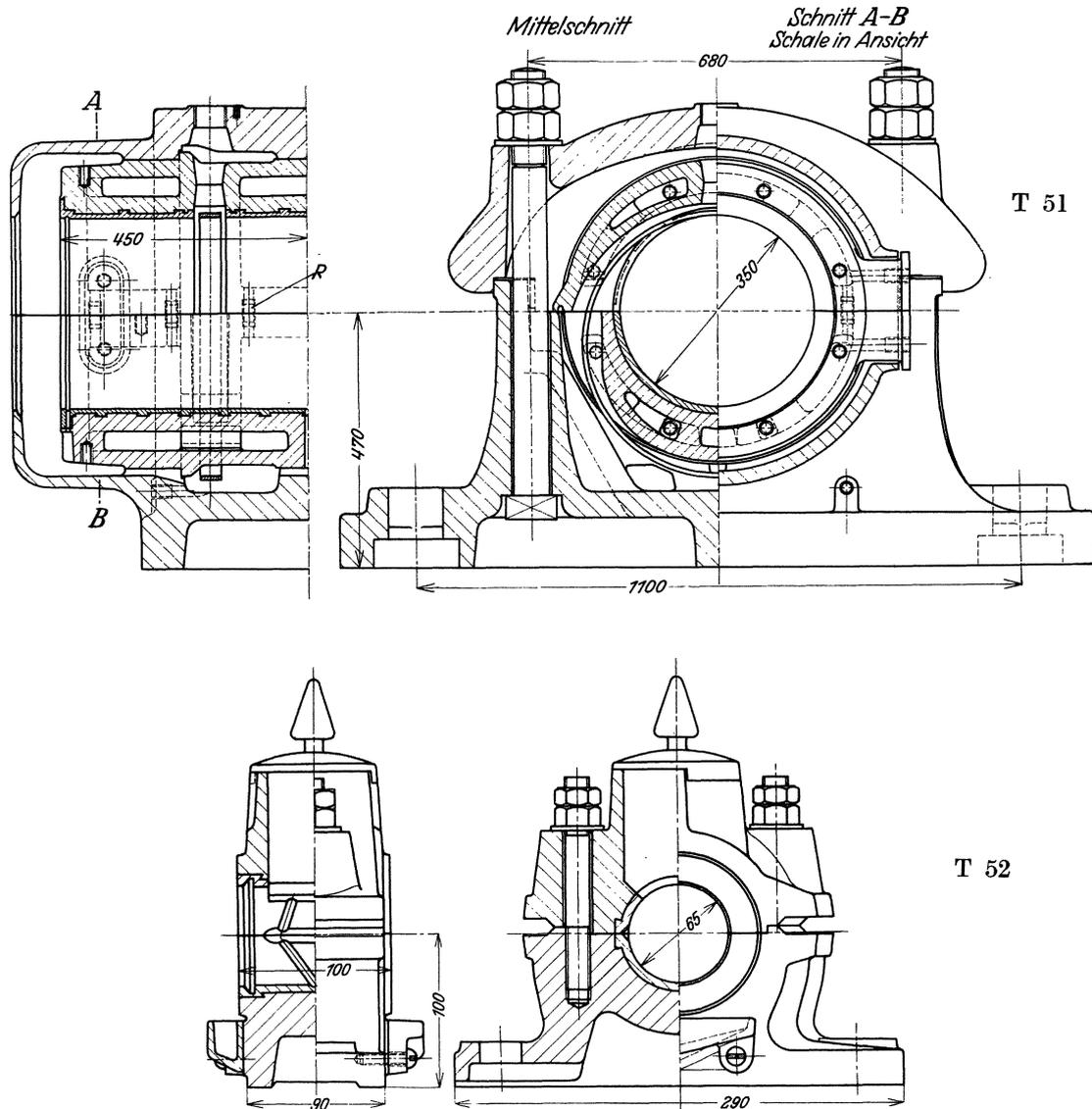


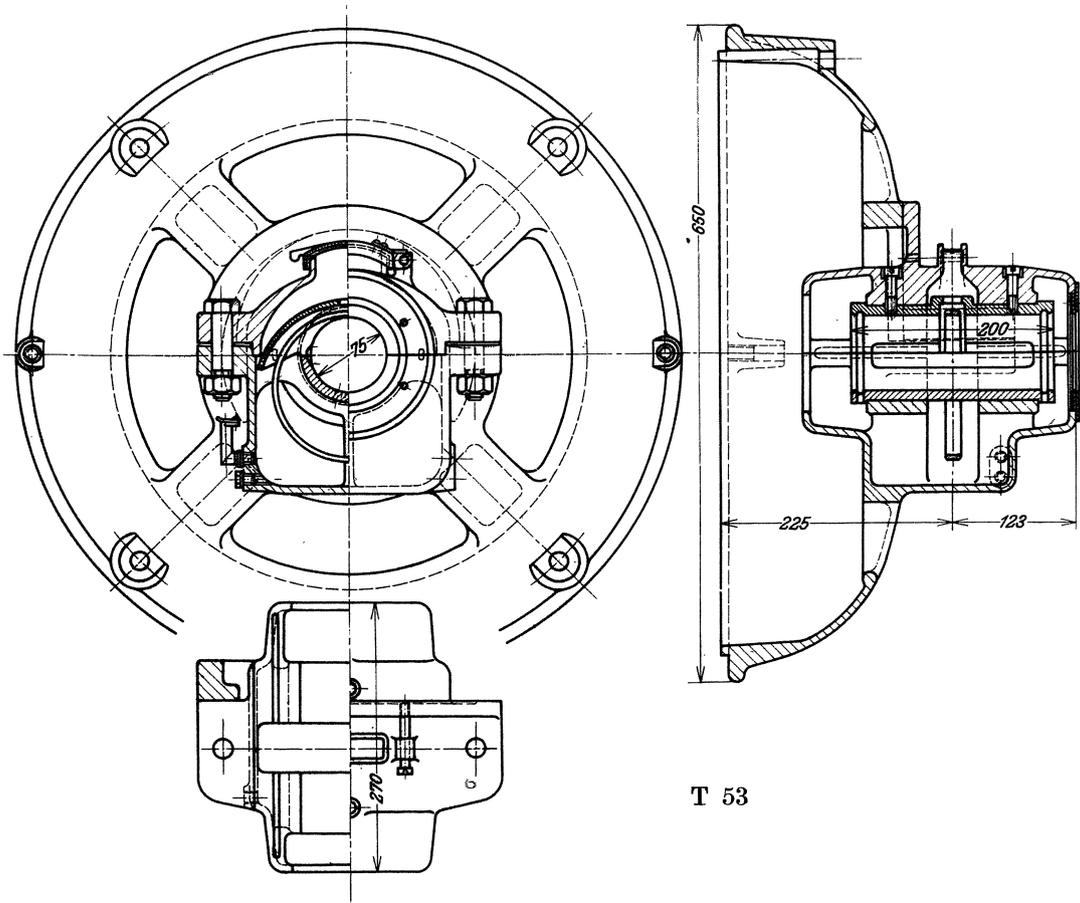
Abb. T 49. Stehlager mit Spülölschmierung der Österreichischen Siemens-Schuckert-Werke. Lager für Generatorwelle. Lagerschalen verschraubt, mit schmalen Kugelwulst. Drehhalt. Deckel verzahnt und gesichert. 2 Schmierringe, die Öl im Überfluß zur Spülung liefern. Spülöl strömt in der Drehrichtung durch Oberschale, die entsprechend ausgenommen ist. Ölfangnuten, großer Ölraum. Falls erforderlich, kann Kühlöl durch ein ins Weißmetall der Unterschale eingegossenes Rohr zugeführt werden.

Abb. T 50. Lager für Drehstrommotor. Österreichische Siemens-Schuckert-Werke. Lager einteilig. Lagerkörper an Gehäuse angeflanscht. Abdichtung nach innen durch Filzring und austauschbare Buchse. Stifte  $S_1$  und  $S_2$  verhindern Ausspringen des Ringes,  $S_2$  gibt auch Ölstandhöhe an.

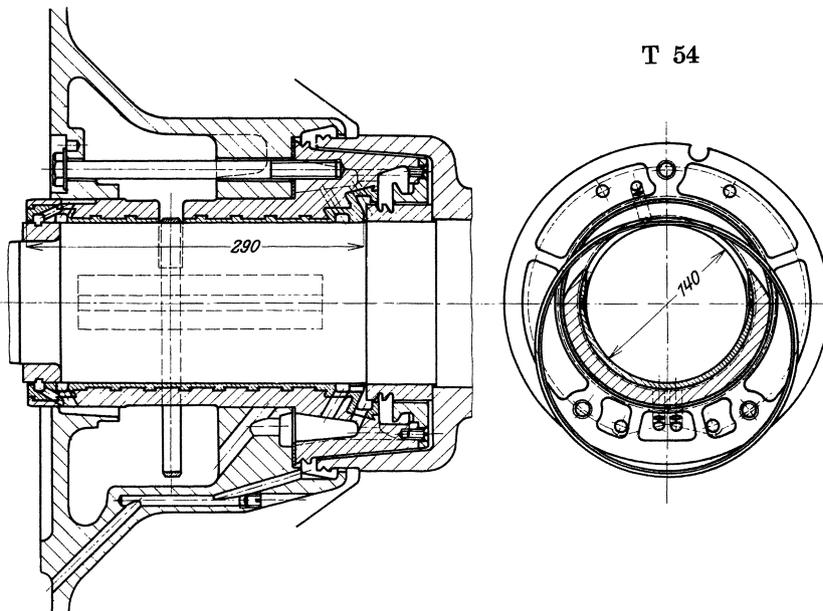
Abb. T 51. Lager mit Ringschmierung und Wasserkühlung. Kühlwasser geht durch Kanäle in den hohlgegossenen Schalen. Verbindung der Hohlräume durch Rohre R (Gummidichtung).

Abb. T 52. Calypsolager. Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei A.-G., Penig Sa. Langer Fettbehälter, Verteilungsnuten in den Gleitflächen, Ringnuten an den Lagerenden, um Fett-austritt zu verringern, angeschraubte Auffanggefäße. Die Wände des Fettbehälters werden mit Calypsol-Garn ausgekleidet, dann der Behälter mit Calypsol-Grieß (säurefreies Pflanzenfett) gefüllt.

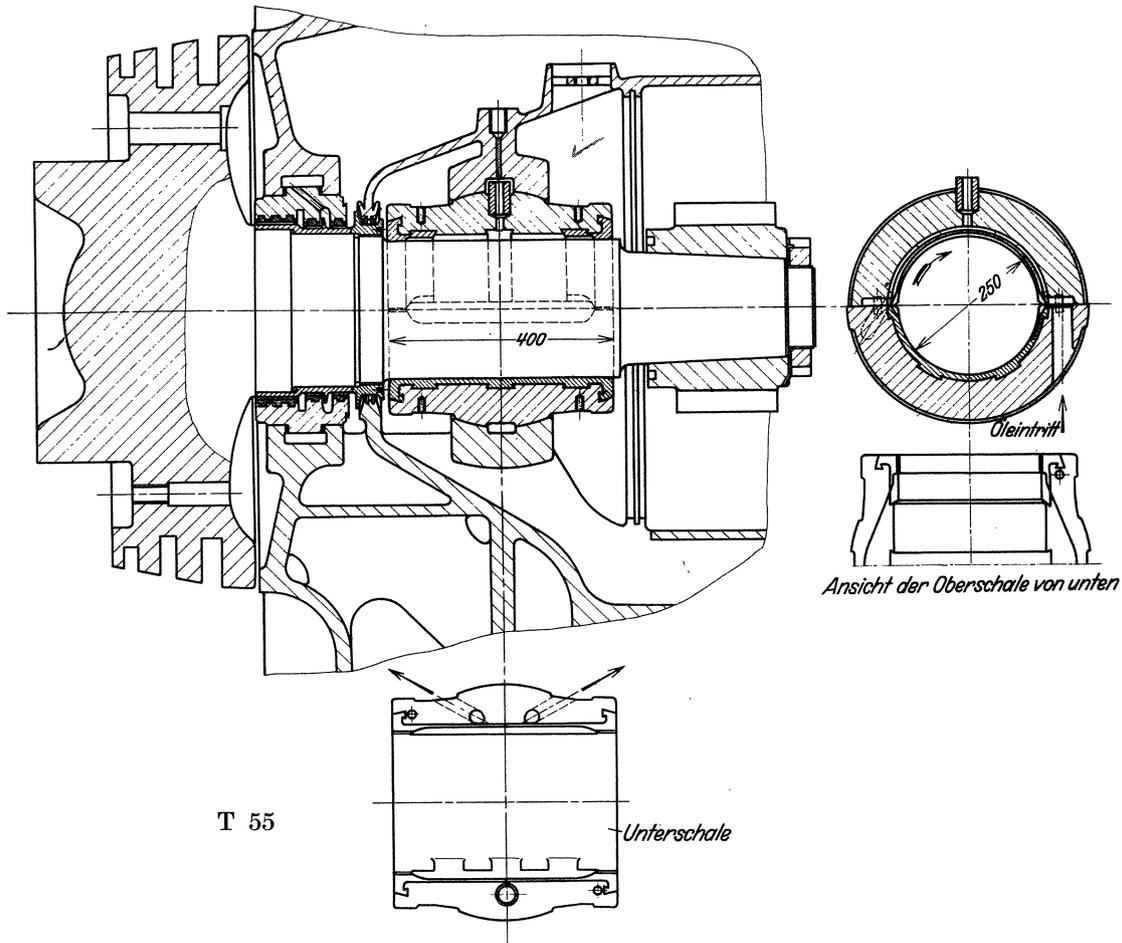
Tafel 6 Abb. T 53/54



T 53



T 54



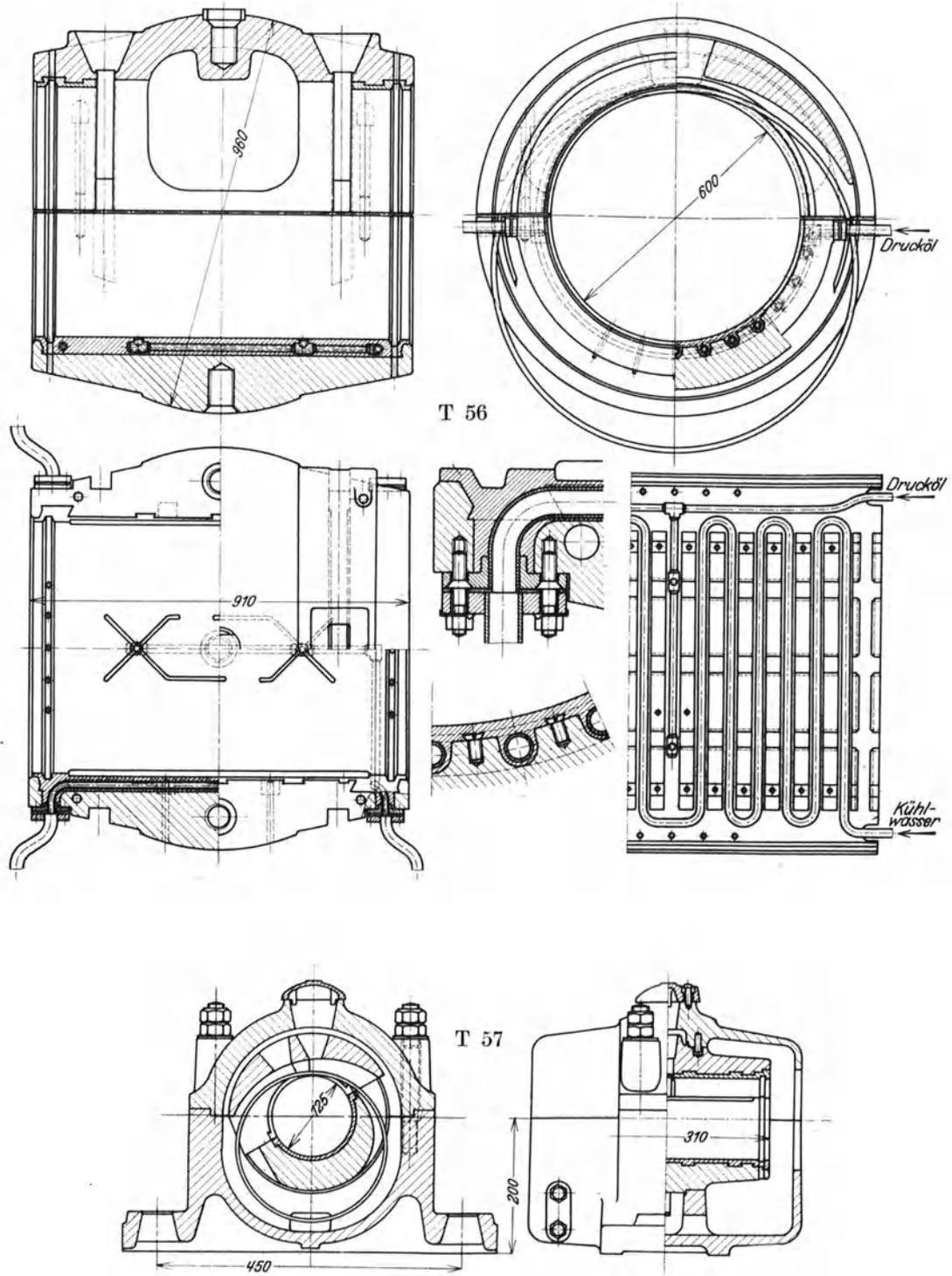
T 55

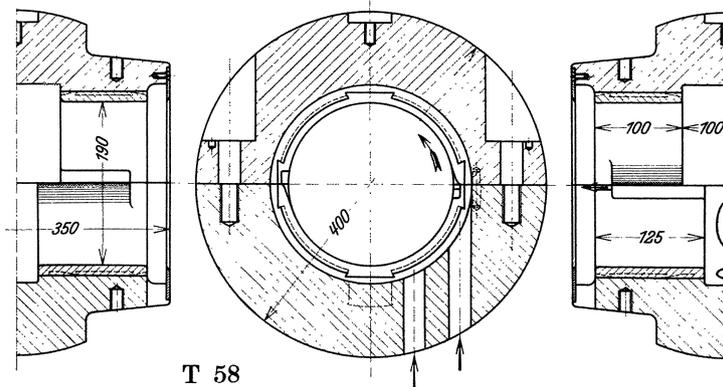
Abb. T 53. Lager für Elektromotor. Českomoravská-Kolben-Daněk, Prag.  
Belastung 450 kg, 125 U/min. Lagerschild und Unterteil des Lagerkörpers ein Stück. Deckel seitlich verschraubt und gegen Lagerschild axial abgestützt. Sorgfältige Ölabdichtung in Lagerfuge.

Abb. T 54. Ankerlager für Triebmotor. Österreichische Siemens-Schuckert-Werke.  
Einteilige Lagerbuchse, mit Flansch am Gehäuse befestigt. Sorgfältige Ölabweisung durch Ringnuten, Spritzring und Bohrungen.

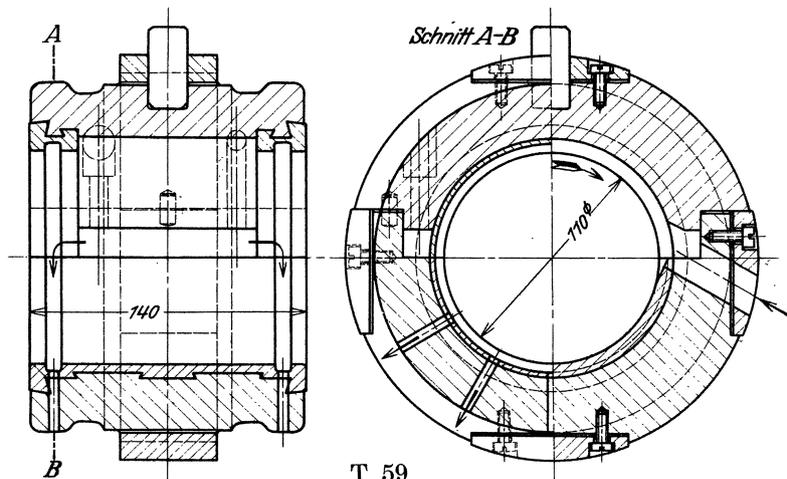
Abb. T 55. Dampfturbinenlager. Erste Brüner Maschinen-Fabriks-G., Brünn.  
Ölspülung. Öl wird unter Druck der Längsnut der Unterschale zugeführt. Kühlöl gelangt über die Welle hinweg zu den Ablauföffnungen. Zusatzschmierung von oben durch Halterohr. Abdichtung der Welle (links) durch Labyrinth.

Tafel 8 Abb. T 56/57





T 58



T 59

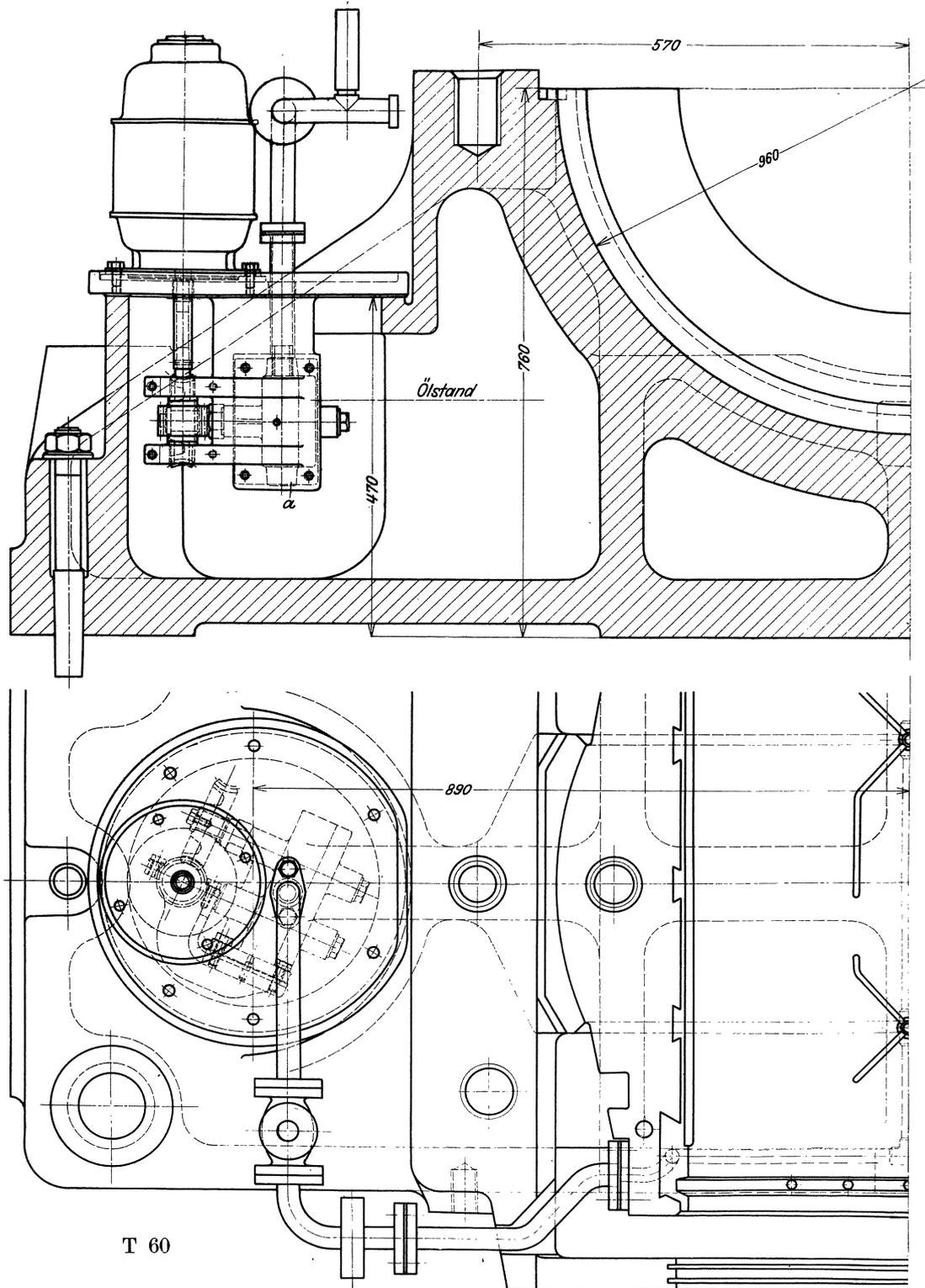
Abb. T 56. Lagerschalen. Österreichische Siemens-Schuckert-Werke. (Siehe S. 35. Beispiel 4). 2 Ringe, die reichlich Öl fördern. Oberschale wegen Spülschmierung ausgenommen. Im Weißmetall der Unterschale eingegossen: Kühlschlangen und Druckölleitung. (Ölpumpe vergl. Abb. T 60) Einzelheiten beachten.

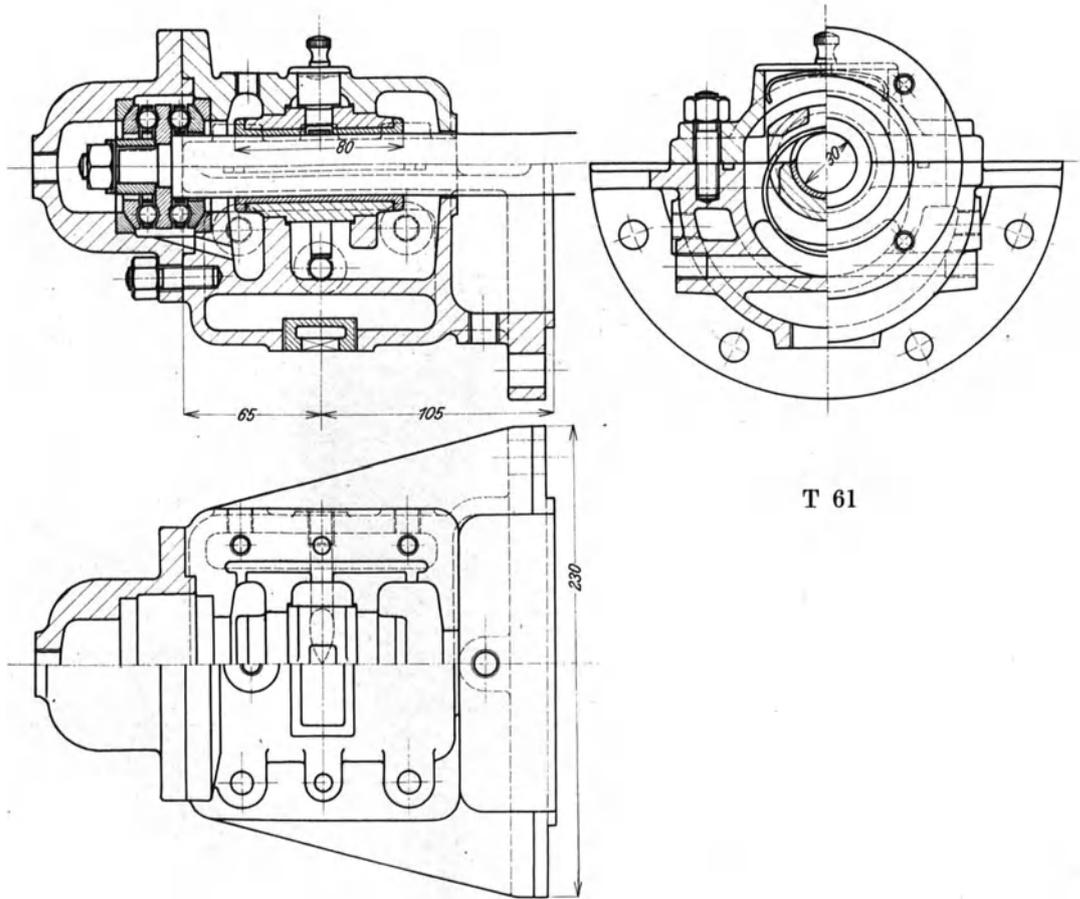
Abb. T 57. Stehlager (DRP). Lohmann & Stolterfoth A.-G., Witten-Ruhr. Schalen liegen auf schmalen Ringflächen, die etwas Beweglichkeit gestatten. Längshalt beachten. Die Lage der Fugenebene kann je nach der Druckrichtung um  $30^\circ$  verändert werden. Drehhalt durch Bolzen im Deckel. Schmierring läuft zwischen schmalen Leisten der Oberschale, um Hängenbleiben zu verhindern. Öltrog, Ablaßschraube, Ölstandschrabe.

Abb. T 58. Lagerschalen für Dampfturbine. Waggon- u. Maschinenbau A.-G., Görlitz. Lagerschalen mit Kugelwulst, Verbindung durch gesicherte Schrauben und Paßstifte. Öl gelangt durch 2 Bohrungen in den Ringraum der Unterschale, geht zur Kühlung des Zapfens in der Drehrichtung durch Ringraum der Oberschale und durch linke Längsnut zu den Schmierstellen. Überschuß entweicht aus der rechten Längsnut.

Abb. T 59. Dampfturbinenlager. Českomoravská-Kolben-Daněk, Prag. (Siehe S. 32. Beispiel 2.) Schalen verzahnt, in Längsrichtung durch Paßstift gesichert. 4 Stützflächen mit Blechbeilagen, daher Nachstellung nach 2 Richtungen. Ölzufuhr von rechts. Lange Ölnot in Teilfuge. Von hier Speisung der Unterschale. Überschuß dient zur Kühlung und geht durch große Ausnehmung in unbelasteter Oberschale zur gegenüberliegenden Ölnot, von dieser durch Bohrungen in der Oberschale und durch die seitlichen Ringnuten in den Ölbehälter. Belastung 1200 kg, Drehzahl 3000, Ölumlauflauf 20—25 l/min.

Tafel 10 Abb. T 60





T 61

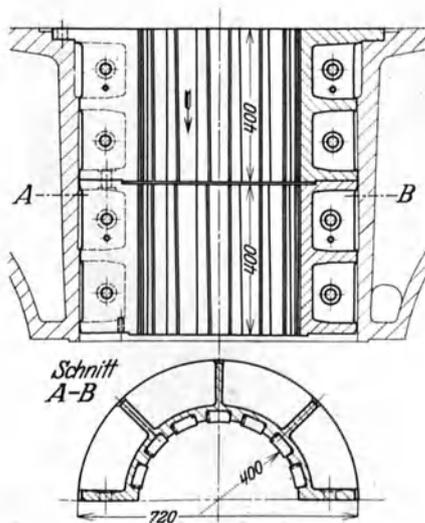


Abb. T 60. Ölpumpe mit Motor für Generatorlager. Österreichische Siemens-Schuckert-Werke. (Beschreibung auf S. 43.)

Abb. T 61. Konsollager für Kreiselpumpe. Českomoravská-Kolben-Daněk, Prag.

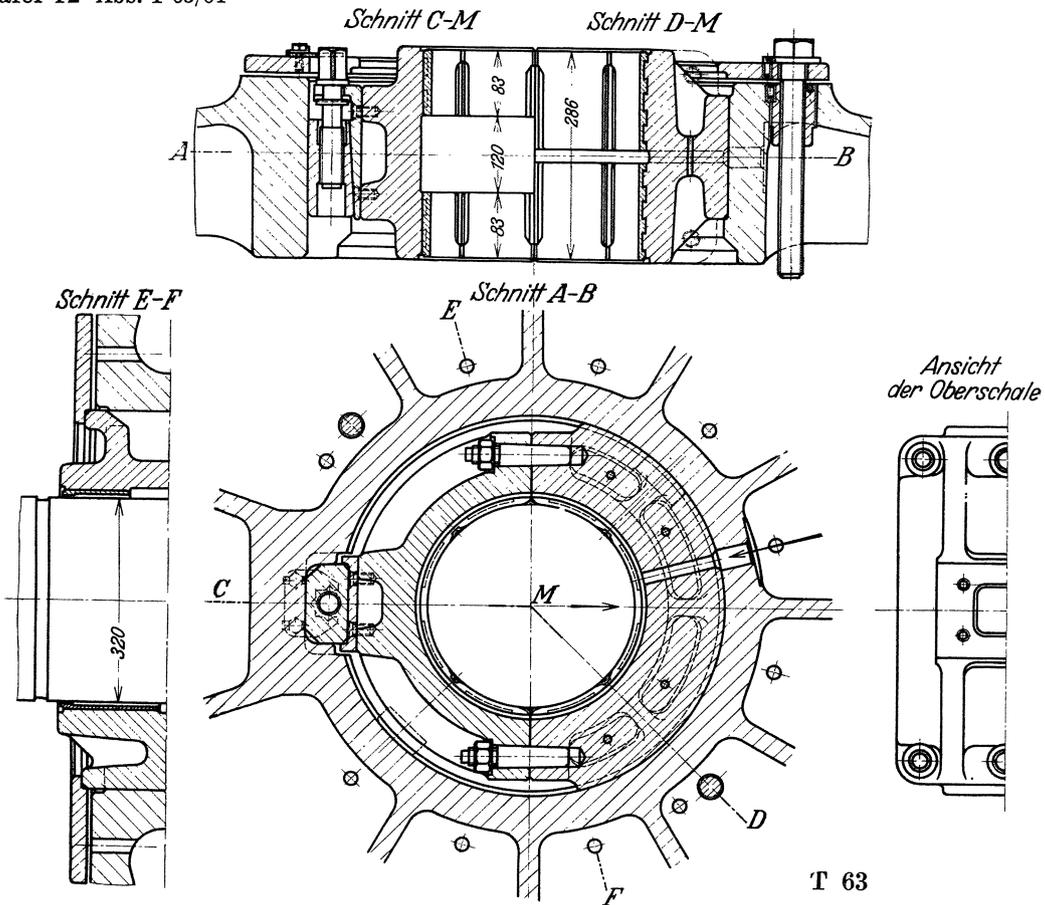
$n = 1450$  U/min, 900 l/min, 25 m Förderhöhe, Kraftbedarf 8 PS<sub>e</sub>.

Verbindung eines zweiteiligen Ringschmierlagers mit Kugellängslager. Befestigung (und Zentrierung) am Pumpenkörper durch Halbkreisflansch.

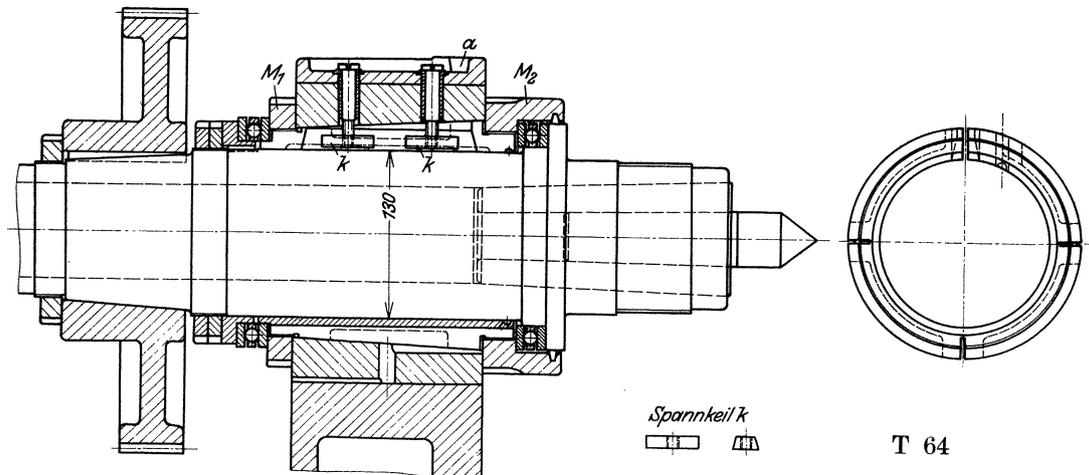
Abb. T 62. Pockholz-Halslager. J. M. Voith, Heidenheim.

Vierteiliges Lager für Wasserturbine. Die keilförmigen Pockholzleisten werden in die Nuten eingeschlagen oder eingepreßt.

Tafel 12 Abb. T 63/64

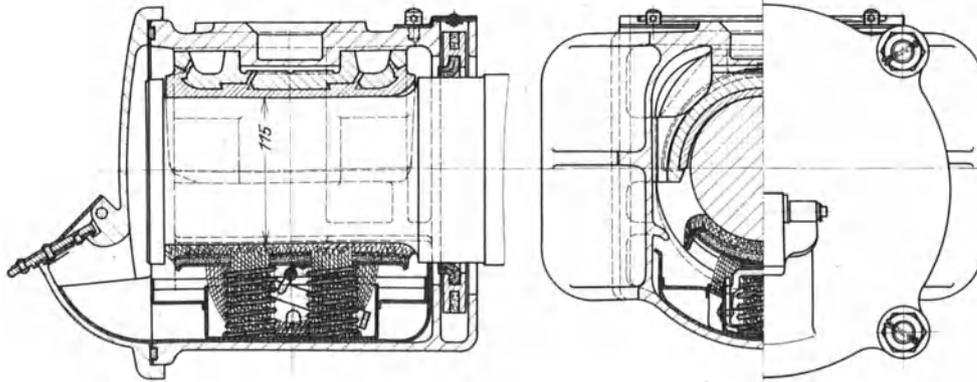


T 63

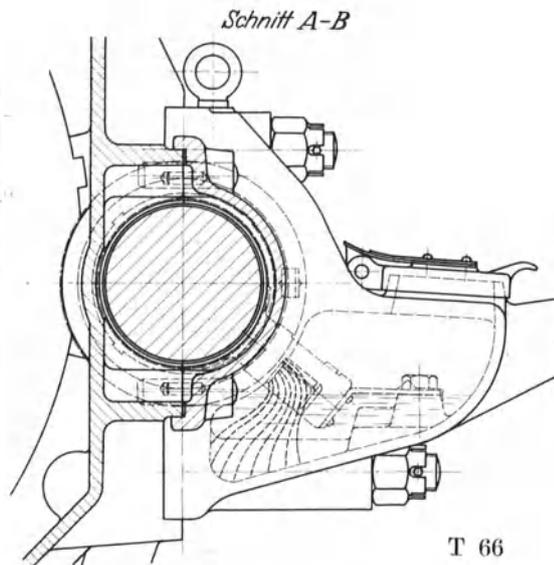
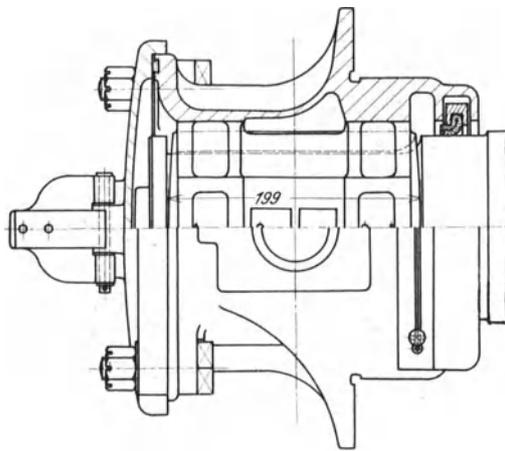


T 64

Abb. T 63. Hauptlager für Zahnradgetriebe. Friedr. Krupp A.-G., Essen.  
 $N = 2800$  PS, kleines Rad  $n_1 = 750$  U/min. Übersetzung 1 : 8.  
 Schalen zweiteilig, Verbindung durch Paßstifte, Längshalt durch Flanschring. Genaue Einstellung der Achslage durch Stellkeil und Beilagen. Drucköl zum Schmieren und Kühlen gelangt in Ringnut der Unterschale, durch diese in Ringraum der Oberschale und zu den Längsnuten.



T 65



T 66

Abb. T 64. Lager für Werkzeugmaschine. Gebr. Böhlinger, Goeppingen.

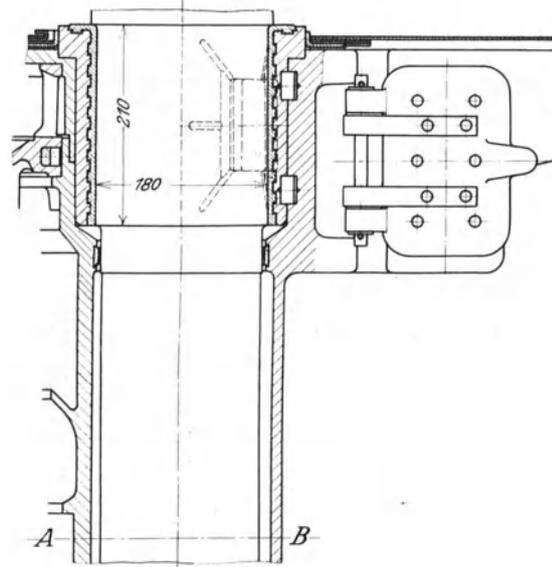
Kegelige Lagerbuchse einteilig, geschlitzt. Nach Lüften der Spannkeile K und der Mutter  $M_2$  erfolgt Nachstellung durch Anziehen von  $M_1$ . Öl gelangt durch die Getrieberäder in Nut am Gehäuse, dann durch Quernut a zum Lager.

Abb. T 65. Achslager. Waggon- und Maschinenbau A.-G., Görlitz.

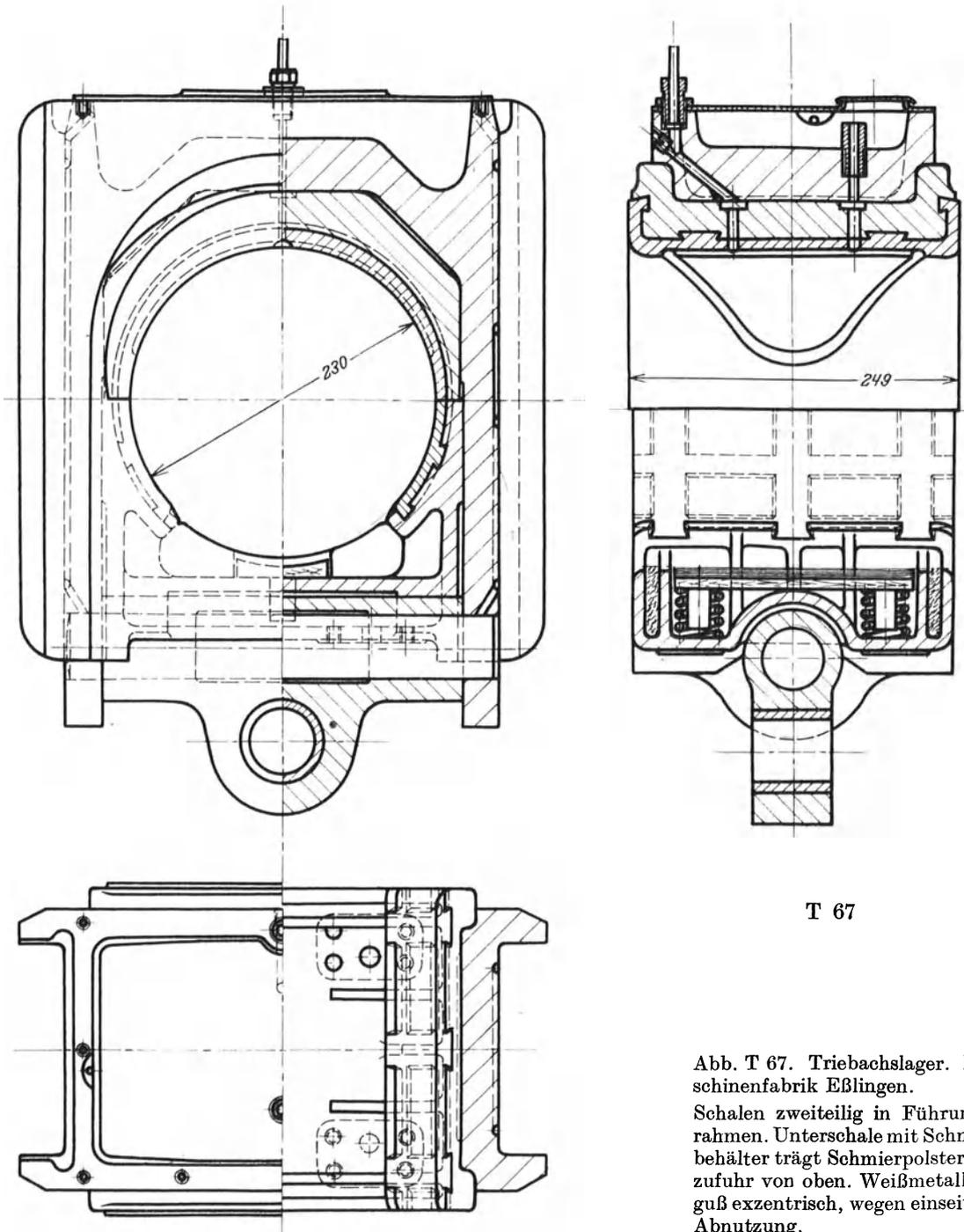
Oberschale mit kräftigem Weißmetallausguß. Längs- und Querhalt durch Anlageflächen. Gehäuse einteilig mit Deckel. Ölabschluß durch Holzring mit Filzmanschette. Schmierpolster mit Saugdochten, durch Federn angepreßt. Abfließendes Öl gelangt durch Siebe in den Schmierkasten zurück.

Abb. T 66. Achslager. Österreichische Siemens-Schuckert-Werke.

Schalen zweiteilig, Längs- und Querhalt. Deckel für beide Achslager und Wellenverschalung ein Gußstück. Öl gelangt aus den Behältern durch Dichte zu den Lagern.



Tafel 14 Abb. T 67



T 67

Abb. T 67. Triebachslager. Maschinenfabrik Eßlingen.  
Schalen zweiteilig in Führungsrahmen. Unterschale mit Schmierbehälter trägt Schmierpolster. Ölzufuhr von oben. Weißmetallausguß exzentrisch, wegen einseitiger Abnutzung.

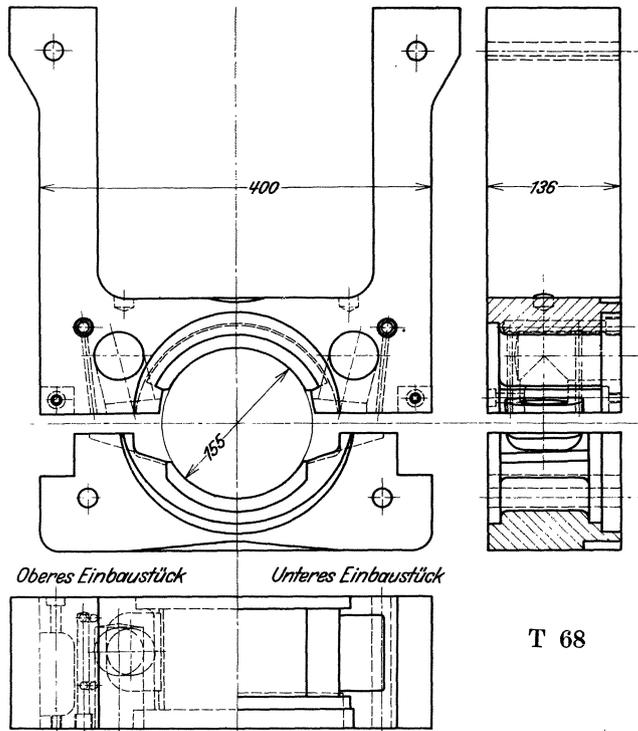


Abb. T 68. Lager für Mittelwalze (Trio-Walzgerüst). Witkowitz Bergbau- u. Eisenh.-G.

Unterschale fest gelagert, Oberschale durch Schrauben nachstellbar, unter Einschaltung von Brechplatten. Verlängerter Rahmen der Oberschale bildet Führung der Oberwalze. Schmier- und Kühlmittel werden an den breiten Teilfugen zugeführt. Werkstoff der Lager: Chromnickelstahl.

T 68

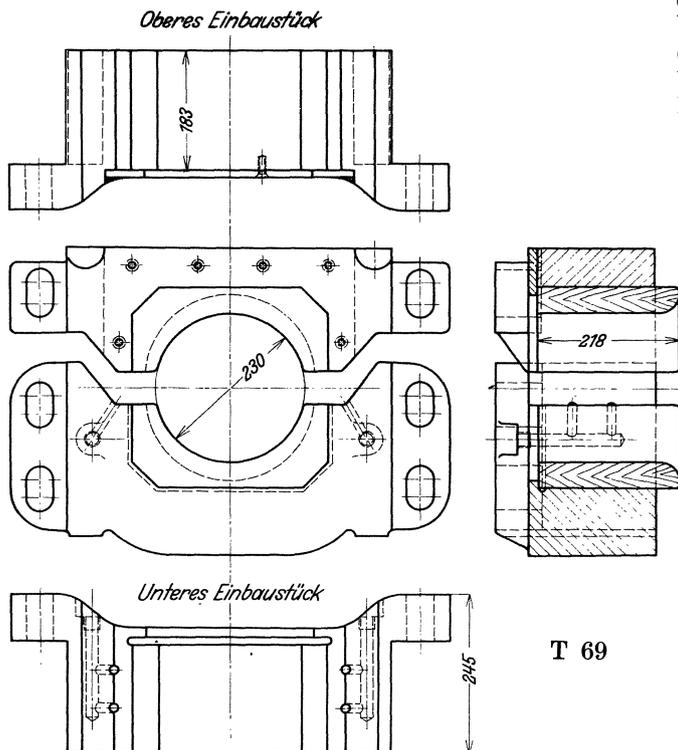
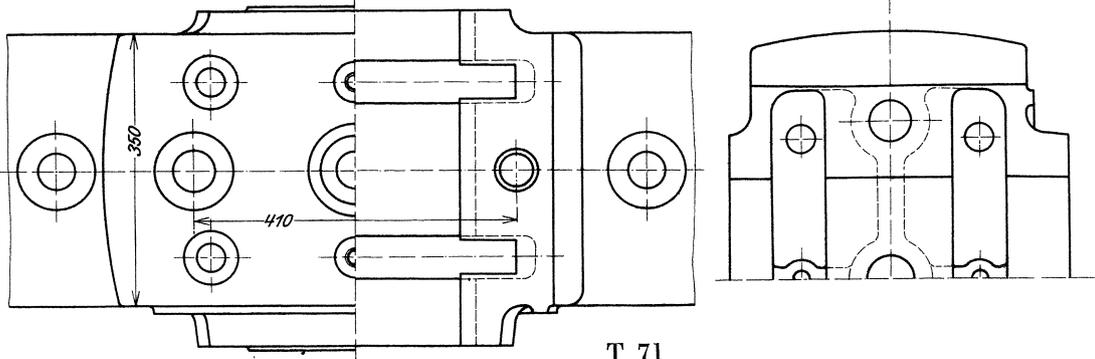
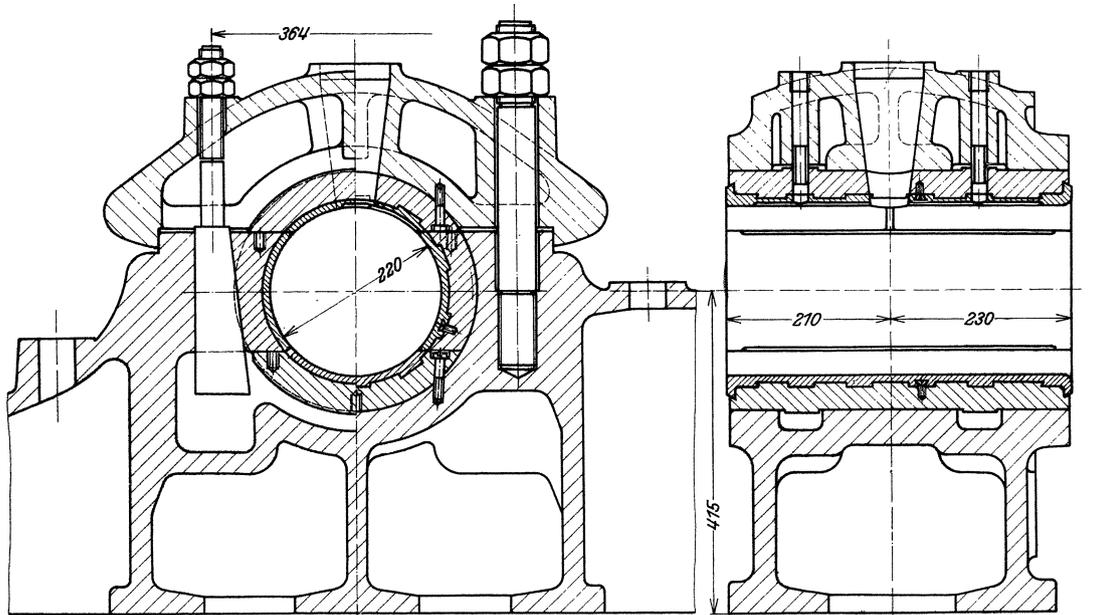
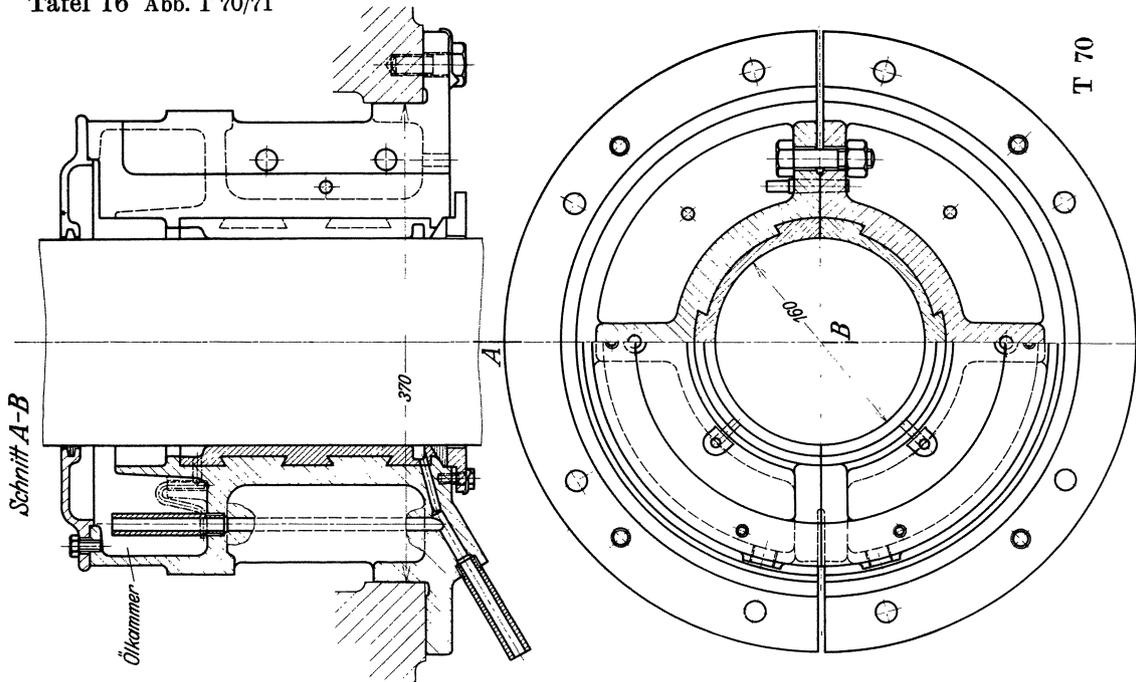


Abb. T 69. Lager für Mittelwalze (Trio-Walzgerüst). A.-G. Peiner Walzwerk, Peine.

Obere Schale: Stahl, geschmiedet. Untere Schale: Stahlguß. Mit Pockholzfutter.

T 69

Tafel 16 Abb. T 70/71



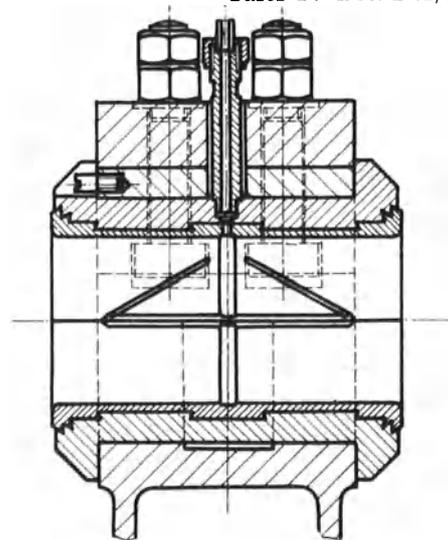
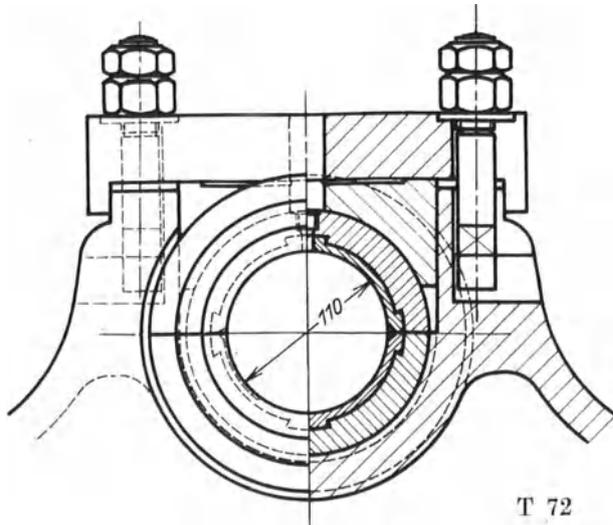


Abb. T 70. Halslager f. stehenden Drehstrom-generator Österreich. Siemens-Schuckert-W. Halslager (Führungslager) ohne ausgesprochene Druckwirkung, Ölkammer mit Überlaufrohr, Ölzuführung durch Dachte, untere Abdichtung durch Filzring und Stopfbüchse (Vergl. Abb. T 94).

Abb. T 71. Dampfmaschinenlager. Českomoravská-Kolben-Daněk, Prag. Liegende Maschine, 230 PS, 150 U/min. Schwungradgewicht 5300 kg. Lager vierteilig, Nachstellung durch Zugkeile. Unterschale und Seitenschalen herausdrehbar. Ölzufuhr von oben.

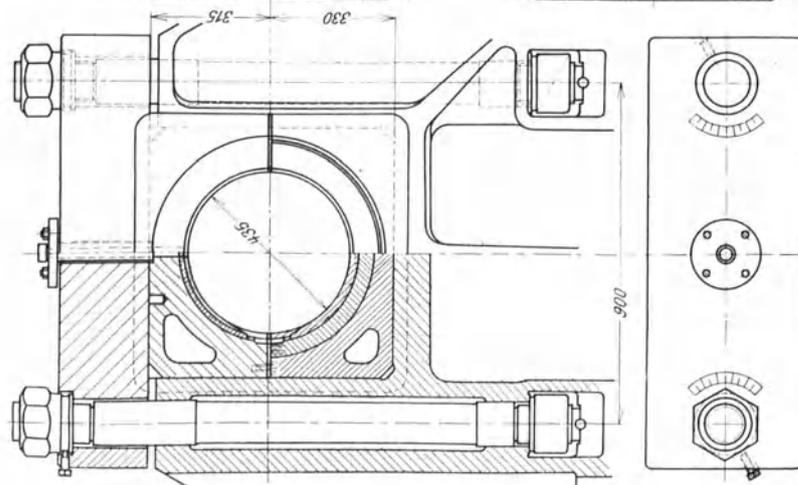
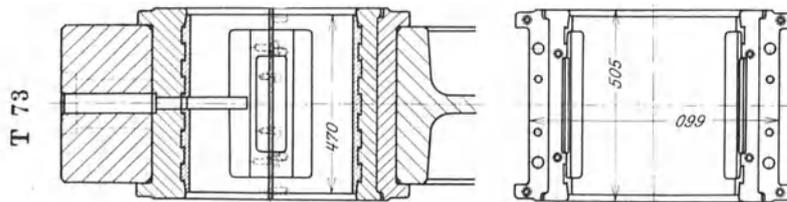
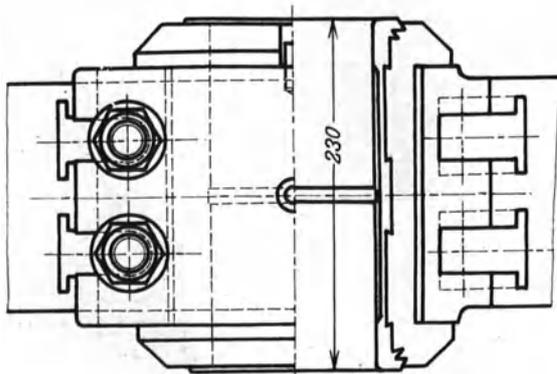


Abb. T 72. Kurbellaager f. Zwillingskapselmasch. Främs-Freundenberg, Schweidnitz. Stehende Maschine: 300 Ø, 160 Hub, 500 U/min. Schalen und Zwischenstück aus Gußeisen, Deckel aus Stahl. Hammerkopfschrauben.

Abb. T 73. Hauptlager für Schiffsdieselmotor. Deutsche Werke Kiel. A.-G.

Höchste Gesamtlast 60000, Flächendruck 30 kg/cm<sup>2</sup>. Zylindrische Unterschale aus Bronze, die nach dem Lüften der Welle herausgedreht werden kann, ruht auf gegossenem Tragstück, das durch Blech-

beilagen nachgestellt wird. Beilagen in Teilfuge. Deckel aus Stahl, Nachstellung der Deckelschrauben an Skala ablesbar. Öl von oben durch Ringnut in breite Längsnuten.

Tafel 18 Abb. T 74/75

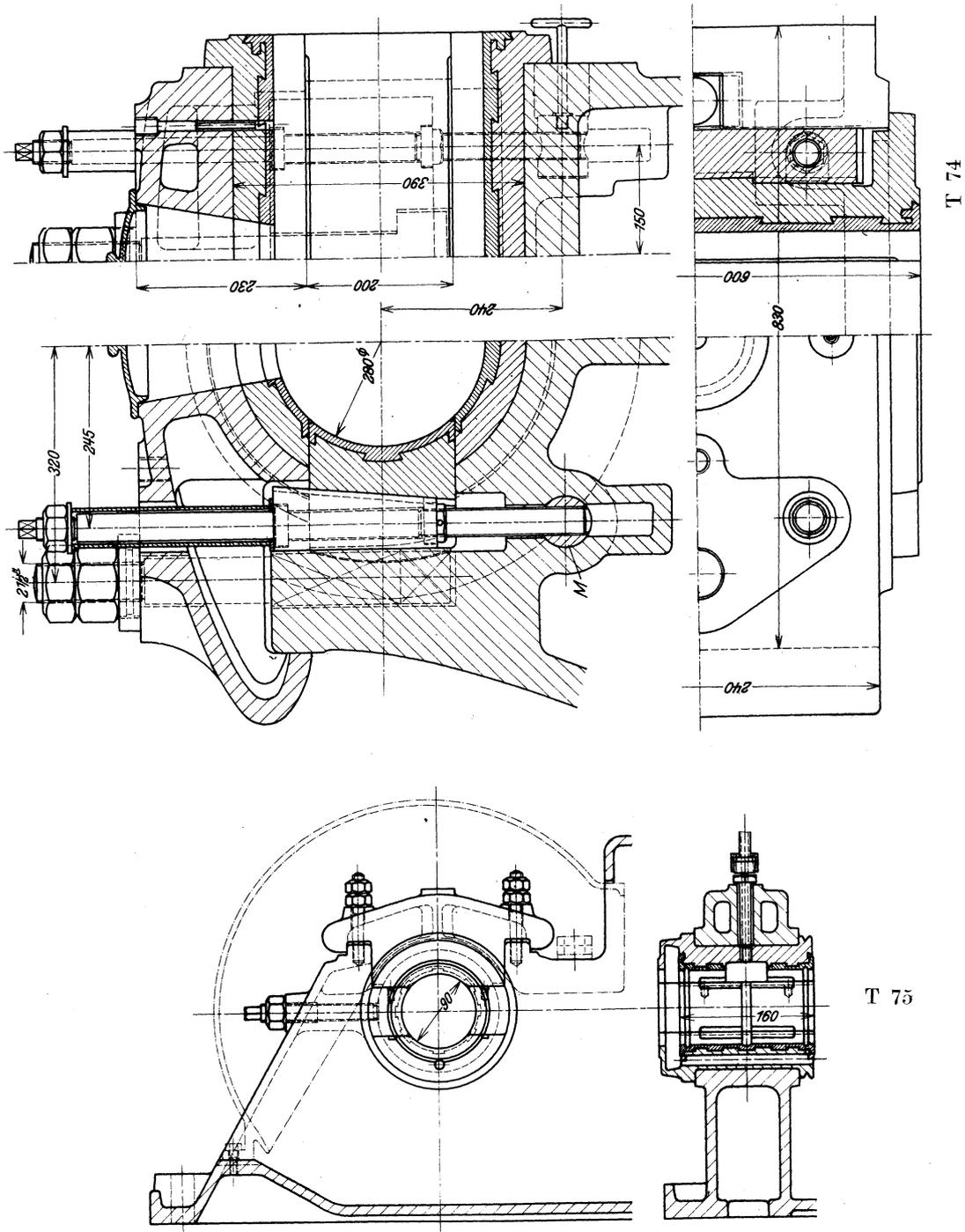
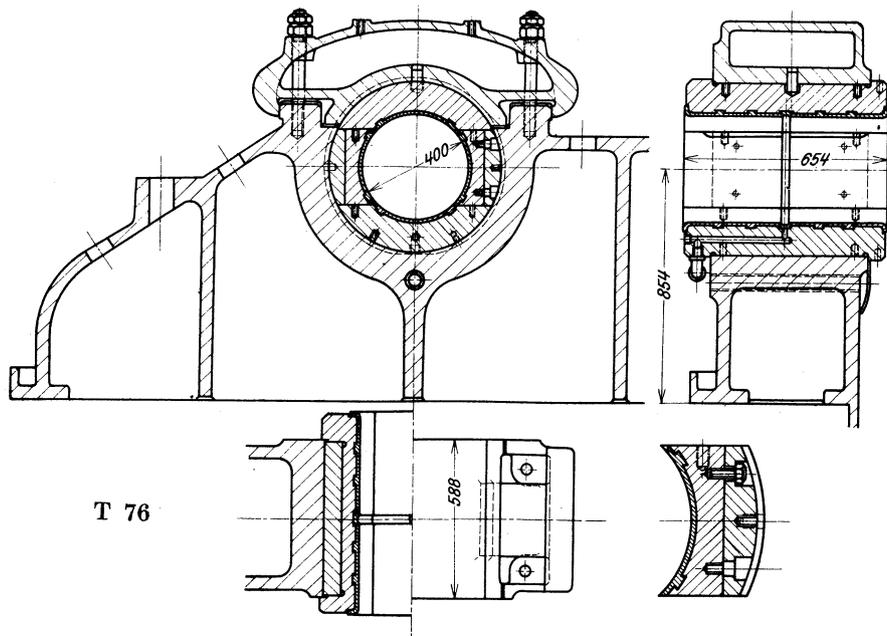
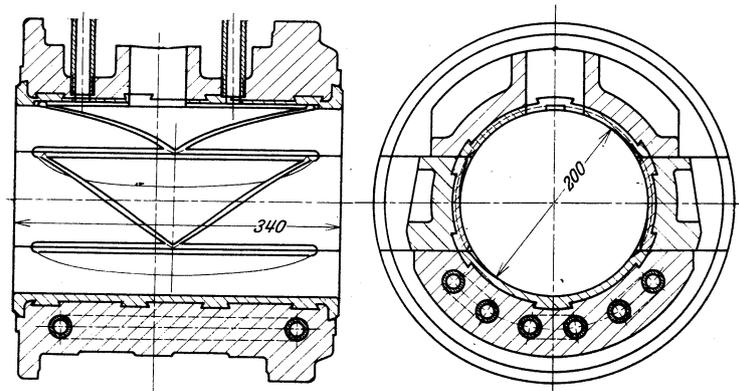


Abb. T 74. Lager für liegende Verbundmaschine.  
Nachstellung beiderseits durch einen Breitkeil mit 2 Stellspindeln, deren zylindrische Muttern seitlich eingelegt werden.

Abb. T 75. Kurbellager für Hochdruck-Gaskompressor. Dinger'sche Maschinenf. A.-G., Zweibrücken.  
Nachstellung wie in Abb. T 79. Drucköl gelangt von oben in obere Längsnuten, dann durch Ringnut in untere Längsnuten und zu einem (nicht gezeichneten) Sammelbehälter.



T 76

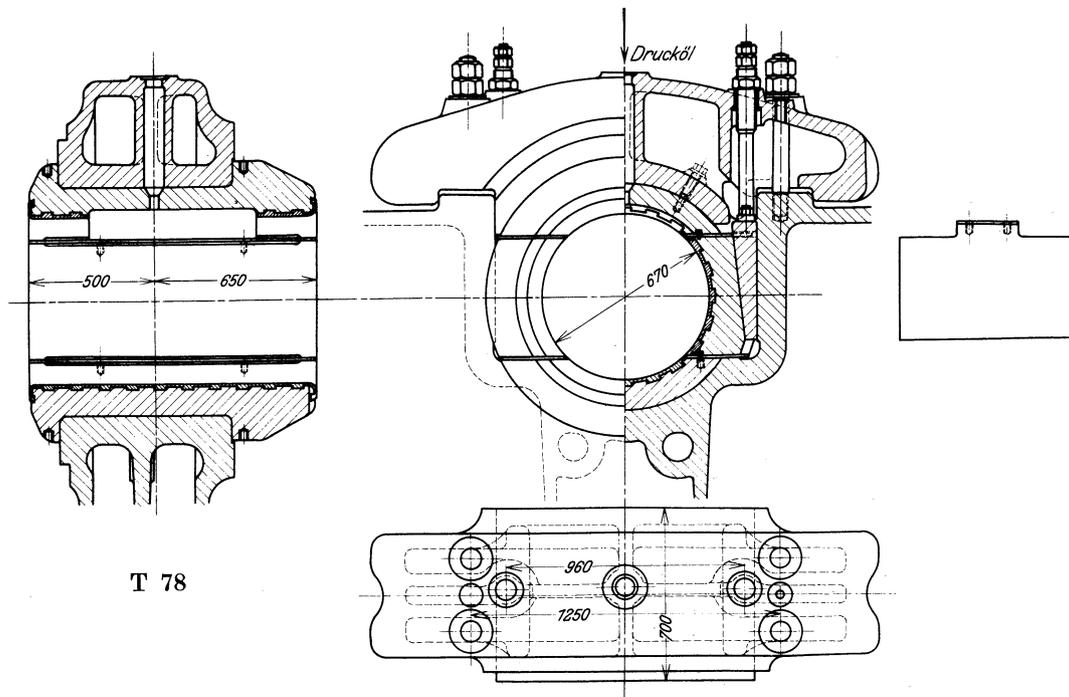


T 77

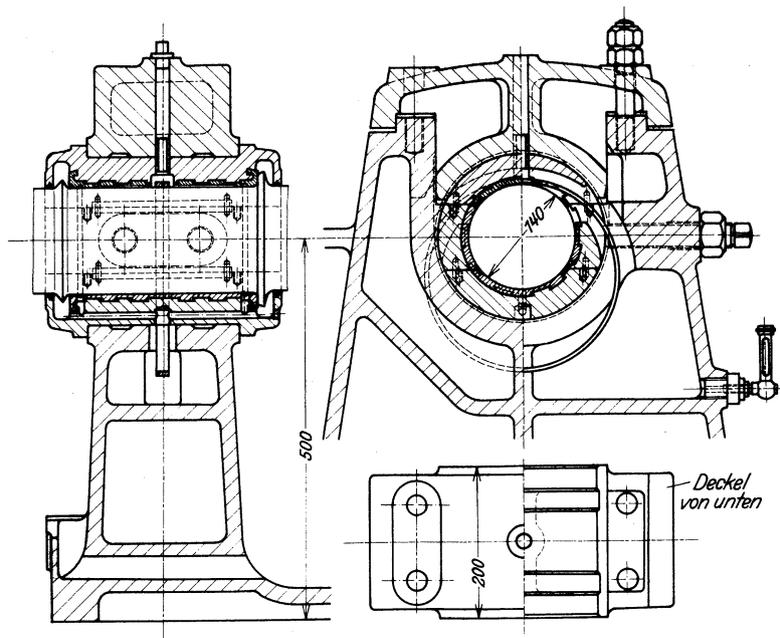
Abb. T 76. Dampfmaschinenlager, Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.-G.  
 Vierteiliges Lager für gekröpfte Kurbelwelle. Nachstellen der zweiteiligen Seitenschalen durch Blechbeilagen. Drucköl gelangt durch Unterschale in Ringnut und dann zu Längsnuten in oberer Teilfuge.

Abb. T 77. Kurbellagerschale. Waggon- und Maschinenbau A.-G., Görlitz.  
 Unterschale mit eingegossener Kühlschlange. Schräge Ölnuten führen das Öl vom Lagerende zur Mitte.

Tafel 20 Abb. T 78/79



T 78



T 79

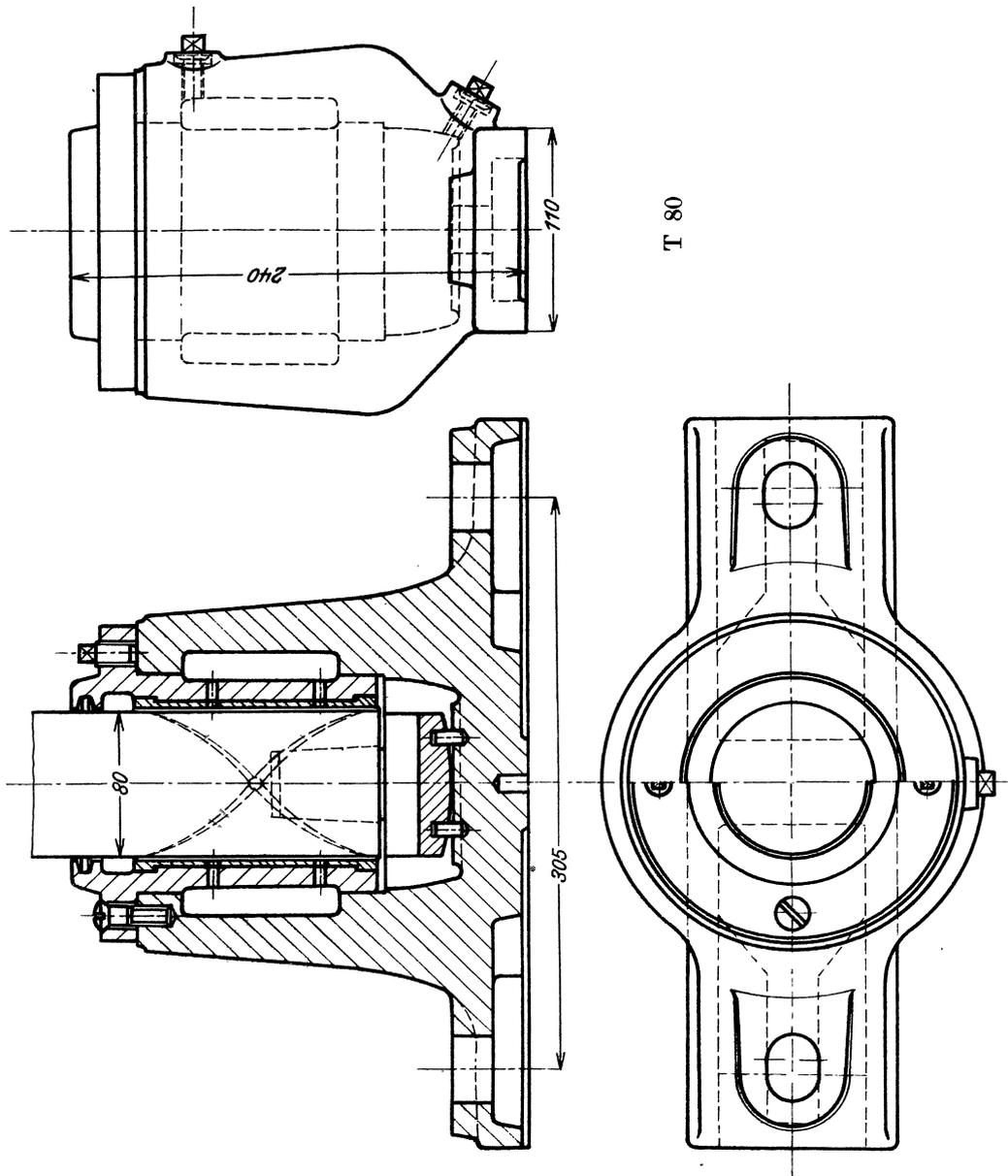
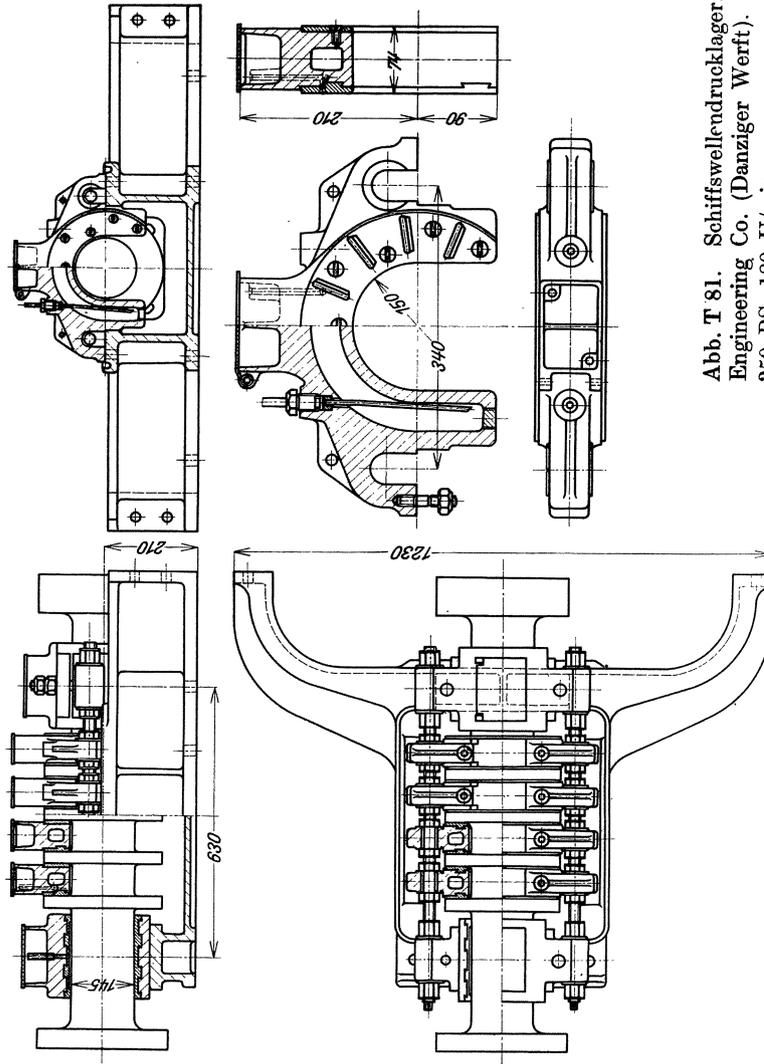


Abb. T 78. Kurbelwellenlager. M.-A.-G. vormals Ehrhardt & Sehmer, Saarbrücken.  
Nachstellung der Seitenschalen durch Breitkeile, Stellspindeln auf Druck beansprucht.  
Blechbeilagen dienen als Drehhalt. (Für Großgasmaschine 1400 mm Zyl. Durchmesser, 1500 mm Hub).

Abb. T 79. Kurbellager mit Ringschmierung. Dingler'sche Maschinenf. A.-G., Zweibrücken.  
Viertelliges Lager für gekröpfte Kurbelwelle.  
Nachstellung der rechten Seitenschale durch 2 Druckschrauben. Deckel tief eingeschnitten. Zufuhr  
und Sammeln des Öles beachten.

Abb. T 80. Spur-Gleitlager. Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei A.-G., Penig Sa.

T 81



T 82

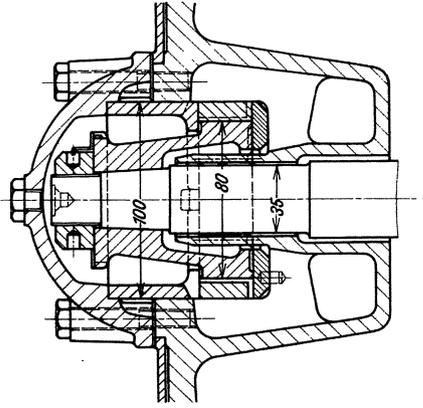
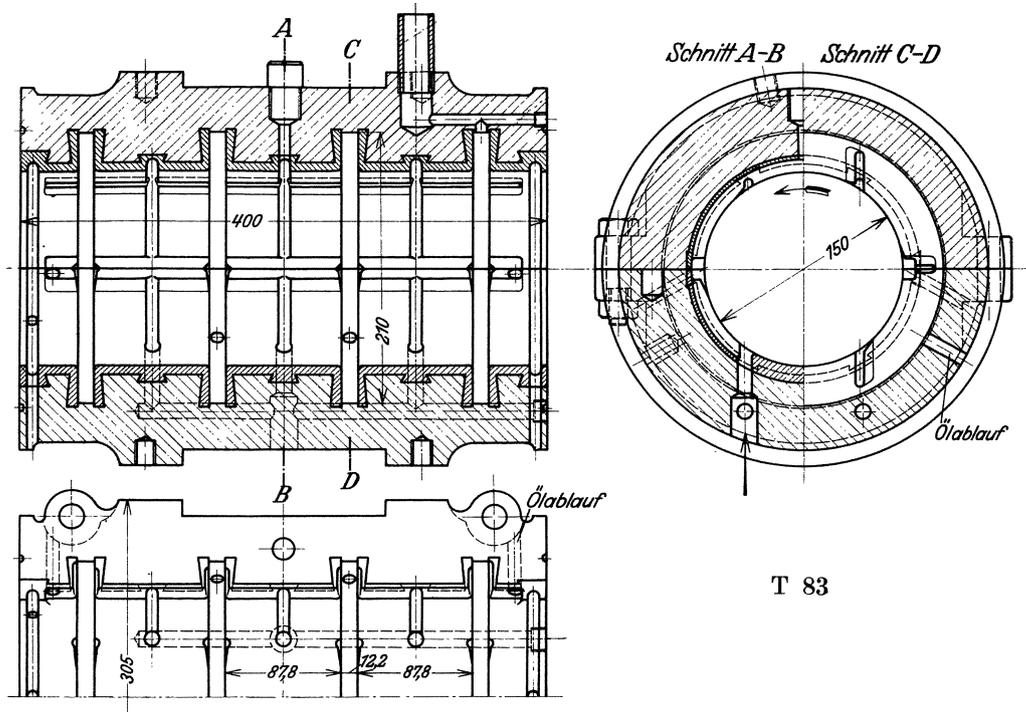
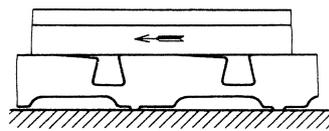


Abb. T 81. Schiffswelldrucklager. Intern. Shipb. and Engineering Co. (Danziger Werft). 350 PS, 180 U/min.

Abb. T 82. Spurlager. Österreichische Siemens-Schuckert-Werke.



T 83

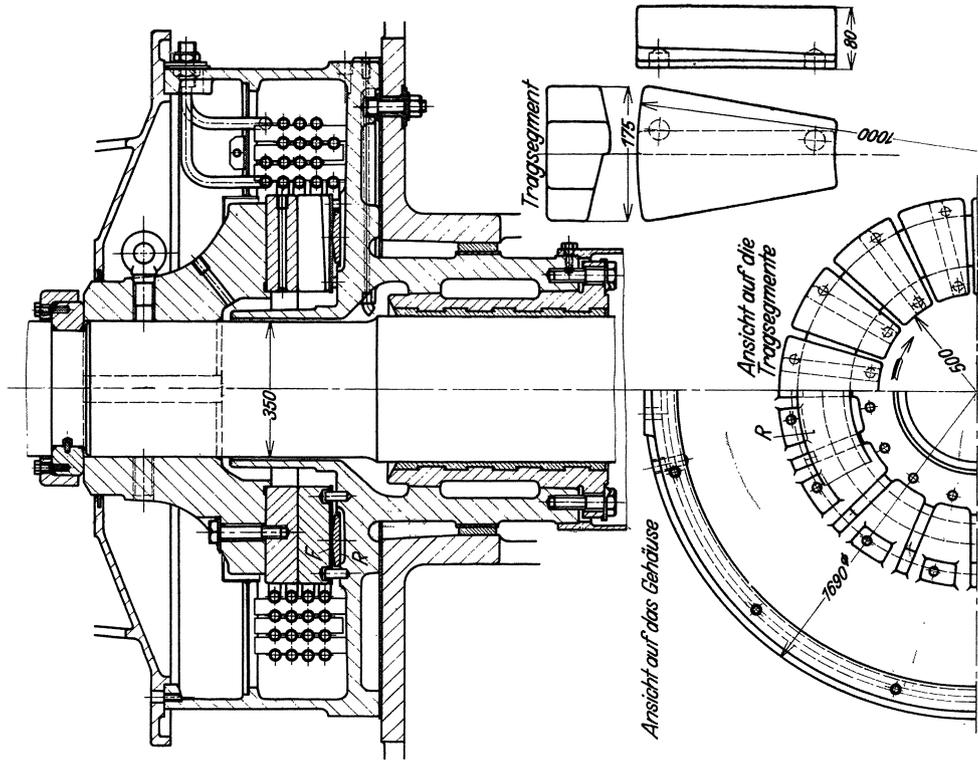


T 84

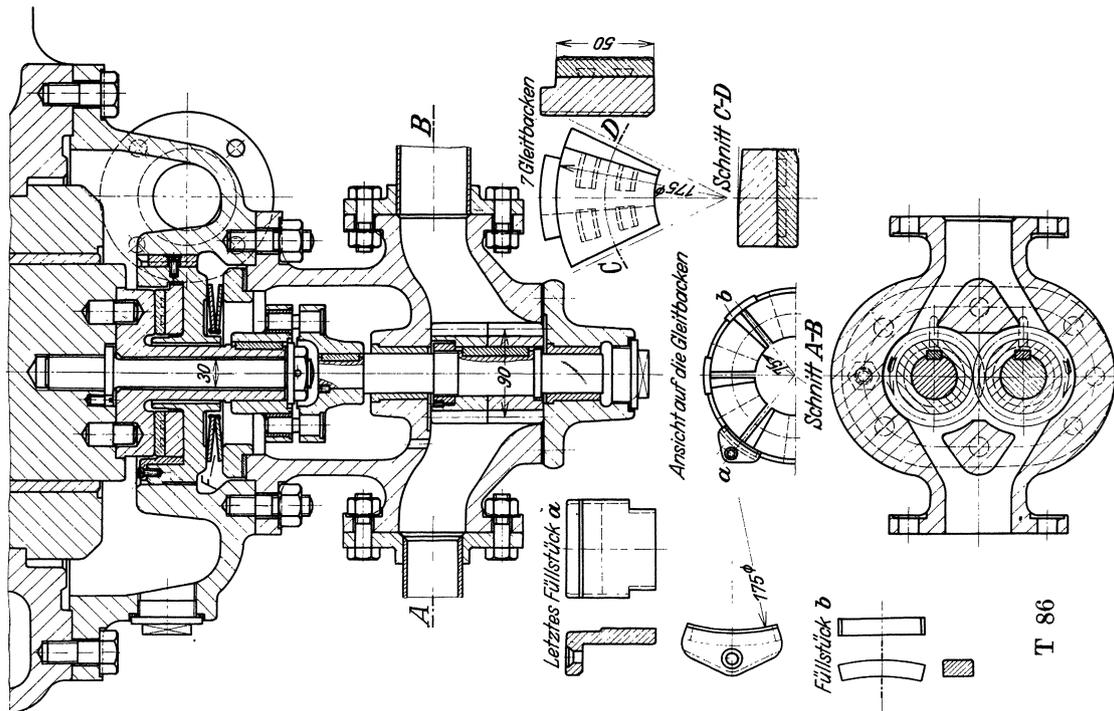
Abb. T 83. Kammlagerschalen. Frankfurter M.-A.-G., Frankfurt.

Abb. T 84. Teilweise Abwicklung eines unteren und oberen Spurringes.  
Escher Wyss & Cie., Zürich.

Tafel 24 Abb. T 85/86



T 85



T 86

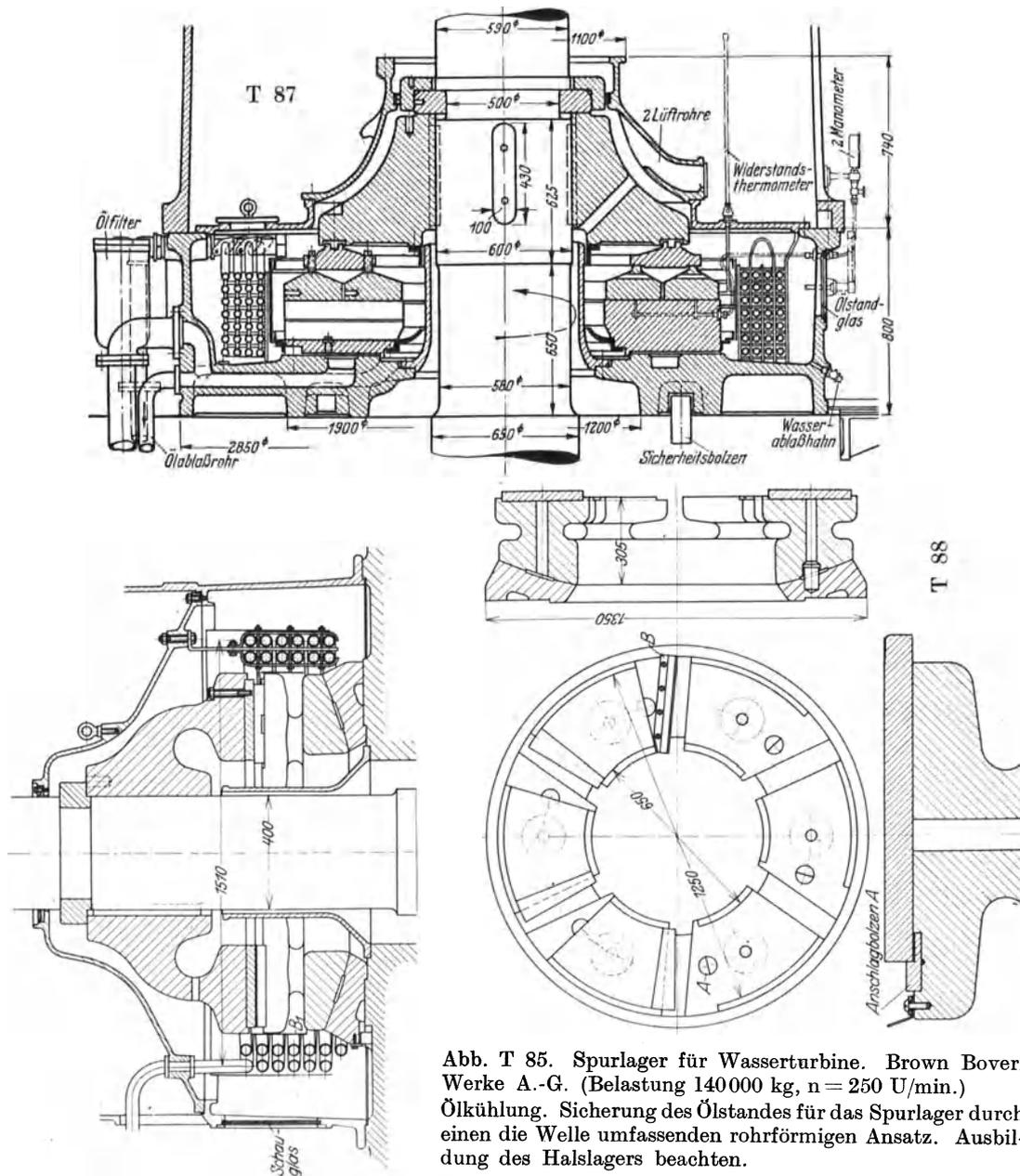


Abb. T 85. Spurlager für Wasserturbine. Brown Boveri Werke A.-G. (Belastung 140000 kg,  $n = 250$  U/min.)

Ölkühlung. Sicherung des Ölstandes für das Spurlager durch einen die Welle umfassenden rohrförmigen Ansatz. Ausbildung des Halslagers beachten.

F: Fiberunterlage.

R: Federring.

Abb. T 86. Drucklager für Zahnradgetriebe. Friedr. Krupp A.-G., Essen.

2550 bis 2800 PS.  $n = 97,7$  und  $750$  U/min. Spurlager läuft unter Öl.

Ölpumpe durch bewegliche Kupplung angetrieben. Federung F besteht aus 2 verschweißten Stahlblechringen.

Abb. T 87. Spurlager für Wasserturbine von Escher Wyss & Cie.

Der untere Spurring ist in zwölf segmentförmige Tragflächen aufgeteilt.

(Aus ZVDJ, 1928, S. 1907.)

Abb. T 88. Spurlager für Wasserturbine Ateliers des Charmilles s. a., Genf. (Siehe S. 48, Beispiel 11) Belastung 23500 kg,  $n = 90$  U/min.

Ölkühlung durch Kühlschlangen. Kühlschlangen werden zwecks Reinigung mit dem Deckel ausgehoben. Das aus den Schmierschichten der Segmente abfließende Öl wird durch angeschraubte Bleche B und B<sub>1</sub> zu den Kühlschlangen geführt.

Tafel 26 Abb. T 89

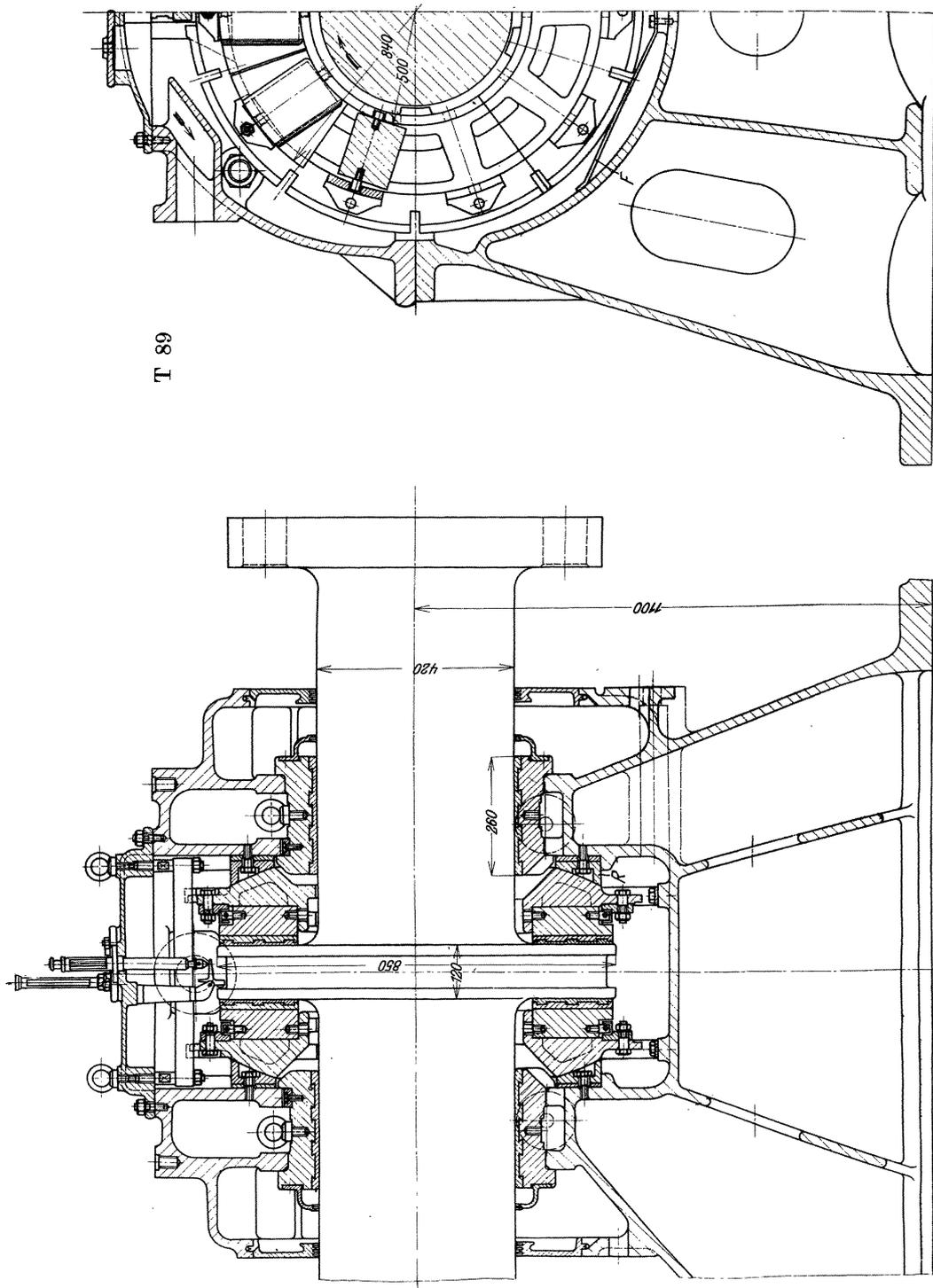


Abb. T 89. Hauptklotzlager für eine Schiffswelle. Allg. El.-Gesellschaft, Berlin. (Siehe S. 49, Beispiel 12)  
Belastung 50 000 kg,  $n = 90$  U/min.  
Zweiteiliger Lagerkörper als Bock ausgebildet. Die im Text erwähnten Klotzhalterringe werden von Federn F getragen und stützen sich mit Kugelflächen gegen nachstellbare Ringe R. Ölzufuhr unter den Querlagern, Überlauf oben; Lager läuft ganz im Öl.

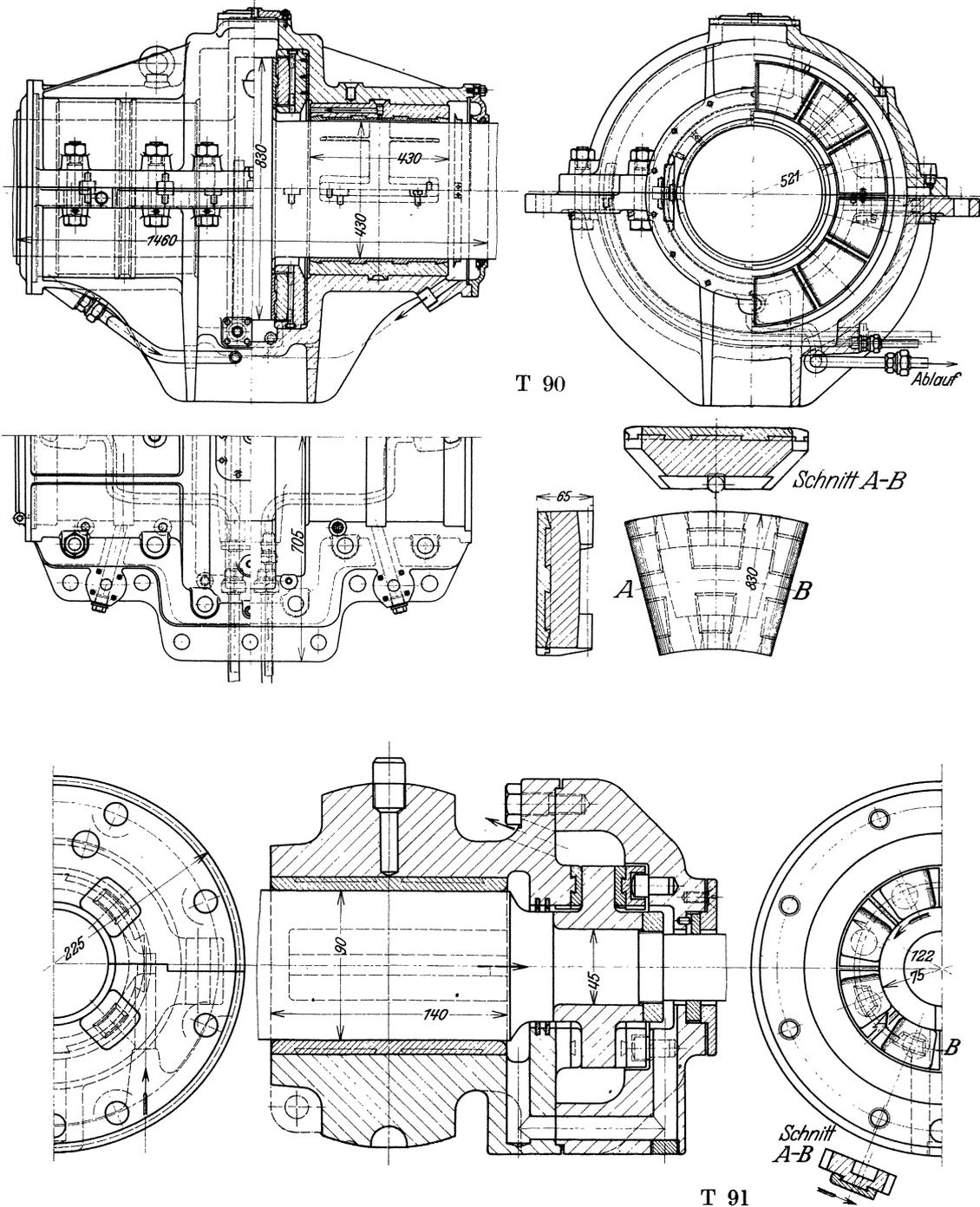


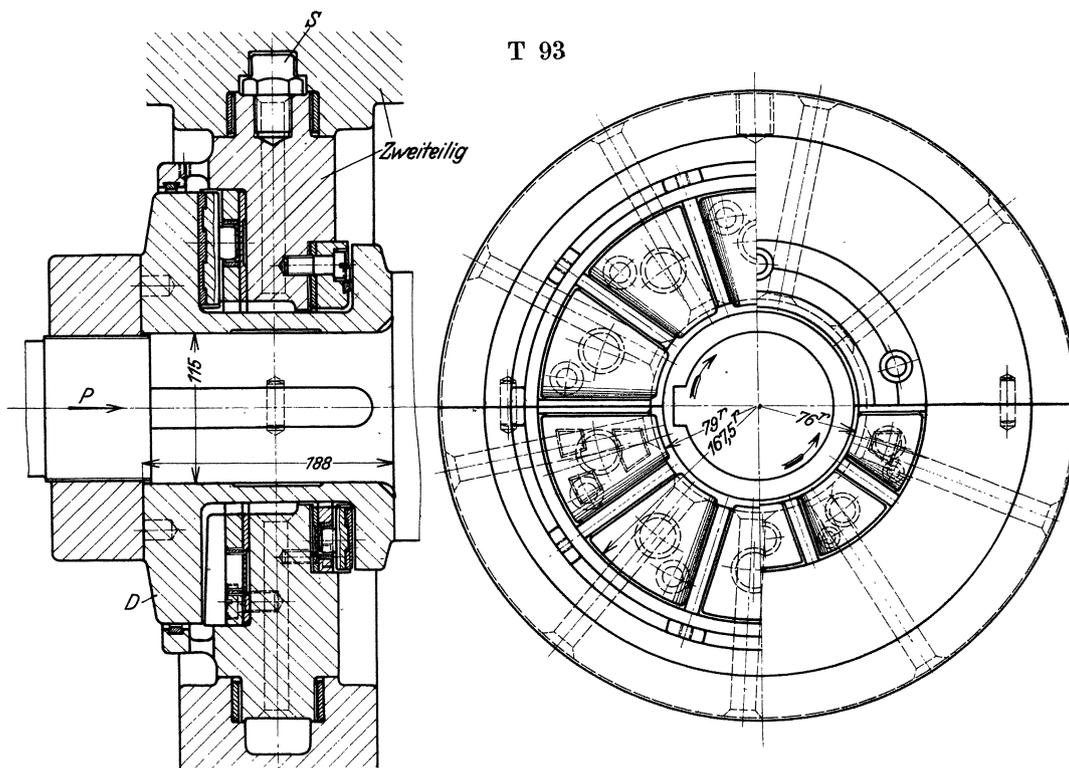
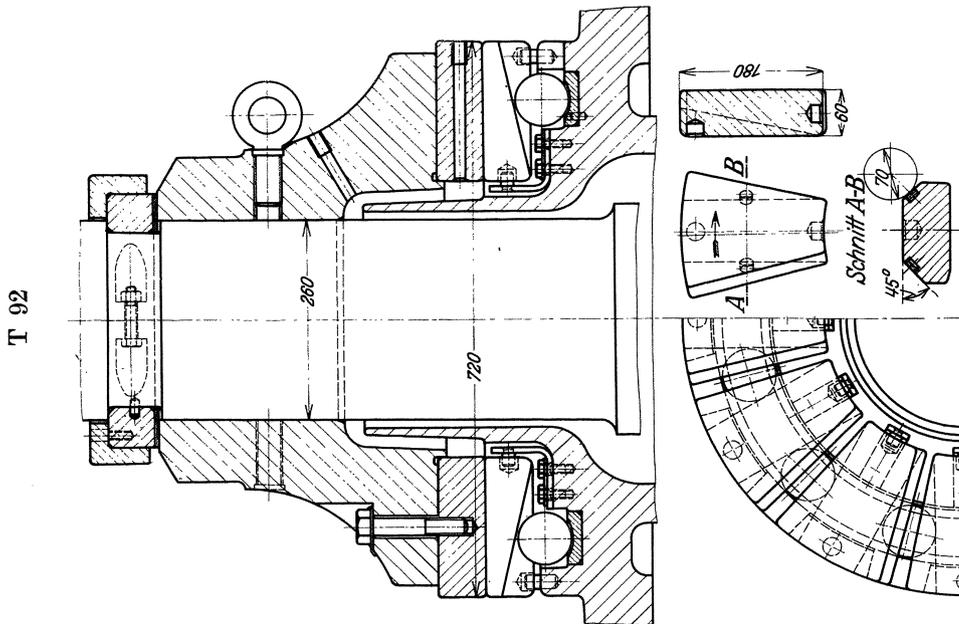
Abb. T 90. Einschiebendrucklager für Motorschiff. Deutsche Werke Kiel, A.-G. (Siehe S. 49, Beispiel 13 und S. 67 Fußnote)

Längslager und zwei Querlager sind in geteiltem Gehäuse untergebracht. Kräftige Verschraubung, Paßstifte. Gehäuseunterteil sitzt auf dem Lagerrahmen. Ölpülung: Das Öl gelangt zu Ringnut in der Mitte der Querlager und durch achsiale Bohrungen in den Oberschalen zum Drucklager. Ablichtung nach außen beachten.

Abb. T 91. Hals- und Drucklager. Frankfurter M.-A.-G., Frankfurt.

Öl gelangt durch Längsnut im Querlager zum inneren Spurlager, von dort zum äußeren und zum Ablauf.

Tafel 28 Abb. T 92/93



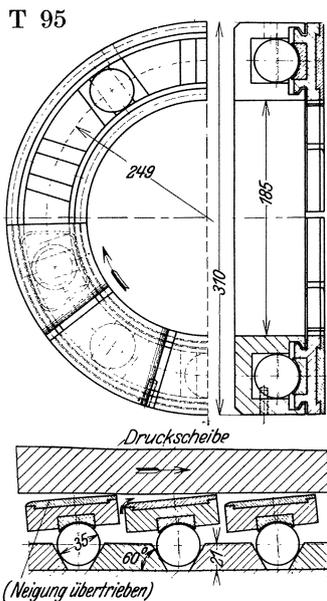
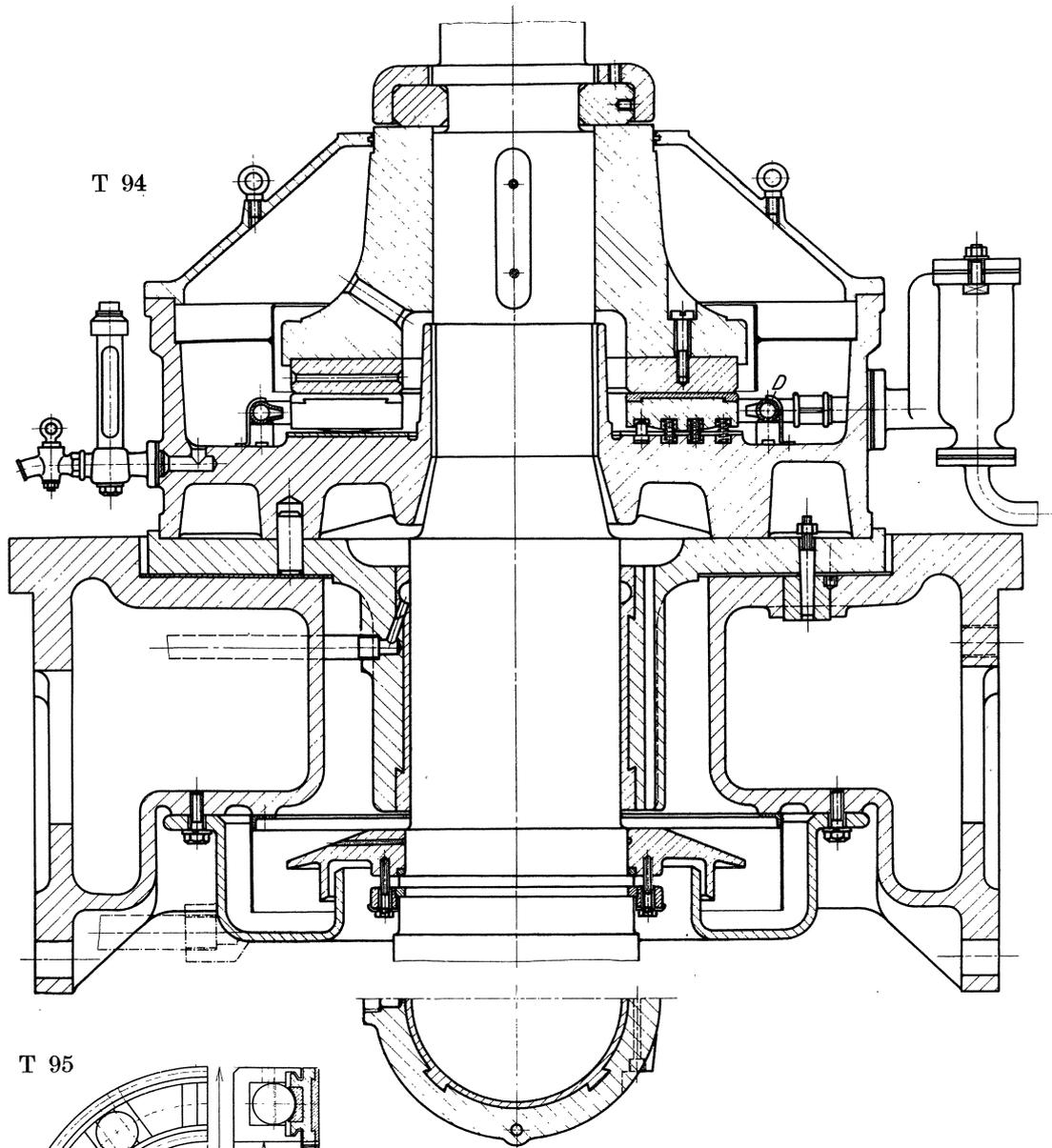


Abb. T 92. Spurlager für Wasserturbine. Brown Boveri Werke A.-G. Belastung 68000 kg,  $n = 500$  U/min.

Abb. T 93. Dampfturbinendrucklager. Ceskomoravská-Kolben-Danek, Prag.

Belastung 6000 kg,  $n = 3000$  U/min.

Druckstück  $\hat{D}$  weist zwei Flanschen auf, kann Druck  $P$  und einen kleineren Druck in entgegengesetzter Richtung aufnehmen. Zweiteilige Scheibe durch Schraube  $S$  am Drehen gehindert. Drucköl gelangt von Ringnut durch radiale Bohrungen nach innen und zu den Gleitflächen.

Abb. T 94. Spurlager für Wasserturbine. J. M. Voith, Heidenheim. Verstärkung des Ölumlaufes durch Düsen  $D$ . Spurlager ruht (mit Drehhalt) auf dem Halslager.

Abb. T 95. Einscheibendrucklager. Erste Brüner Maschinen-Fabriks-G., Brünn.