

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

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

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

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

III. Grundlagen der Berechnung der Zapfen.

A. Verteilung des Flächendruckes.

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

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

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

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

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

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

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

oder

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

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

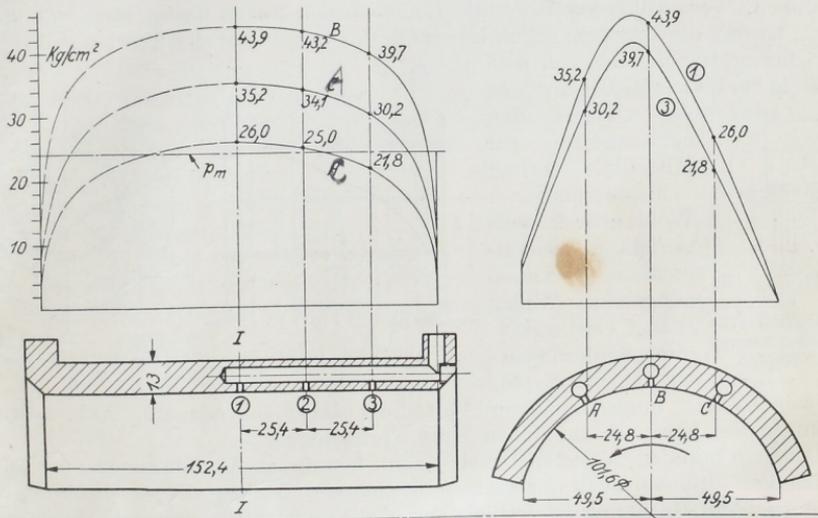


Abb. 1087. Verteilung des Auflagedrucks an einem Tragzapfen nach B. Tower. M. 1: 2,5.

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

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

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

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

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

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

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

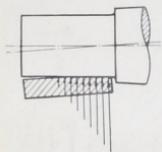


Abb. 1088. Ungleichmäßige Verteilung des Flächendrucks und Kantenpressung an Tragzapfen.

im übrigen aber symmetrisch zur Mittellinie verteilt angenommen.

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

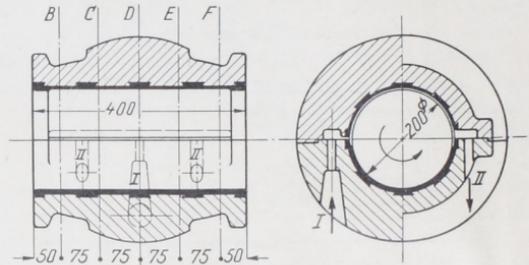


Abb. 1089. Lager einer 10000-kW-Turbodynamo, AEG Berlin.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Rückschlüsse auf die Druckverteilung an ungeschmierten Zapfen, also bei unmittelbarer, metallischer Berührung zwischen Zapfen und Lager dürfen aus den angeführten Versuchen nicht gezogen werden. Wahrscheinlich ist an ihnen die Druckverteilung, sorgfältige Bearbeitung und Anpassung des Zapfens und Lagers vorausgesetzt, wesentlich gleichmäßiger

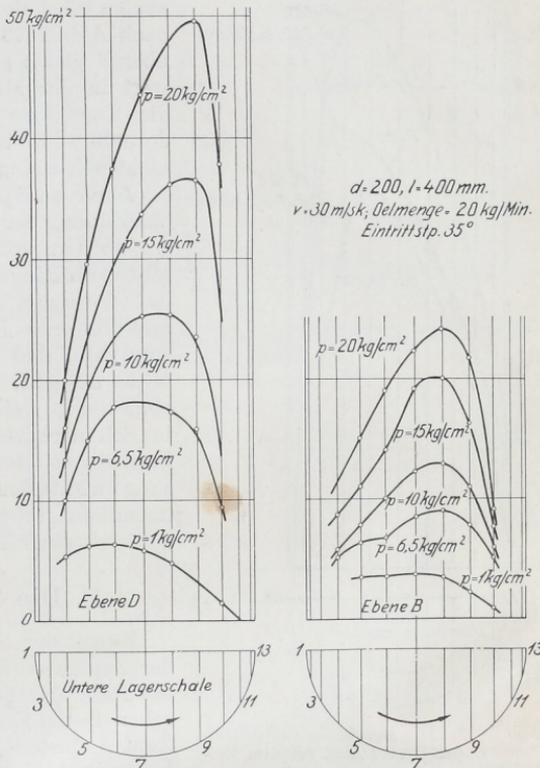


Abb. 1090. Druckverteilung im Lager Abb. 1089 in Abhängigkeit vom mittleren Flächendruck. Nach Lasche.

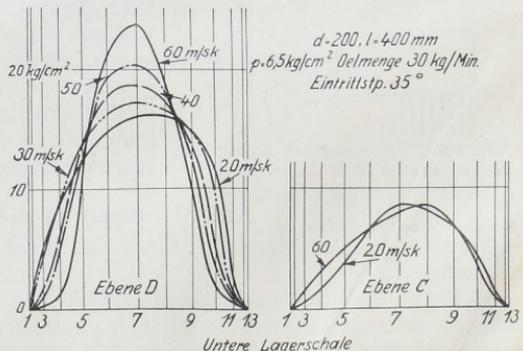


Abb. 1091. Druckverteilung im Lager Abb. 1089 bei verschiedenen Zapfengeschwindigkeiten und $p = 6,5 \text{ kg/cm}^2$ mittlerem Flächendruck. Nach Lasche.

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

Die Reyesche Zapfenreibungstheorie [XV, 1], auf Grund der Bedingung abgeleitet, daß Zapfen und Lager sich so abnutzen, daß sie dauernd zueinander passen, ist durch die weiter unten behandelte hydrodynamische überholt. An einem zylindrischen Zapfen führt sie zu einer Verteilung des Flächendrucks

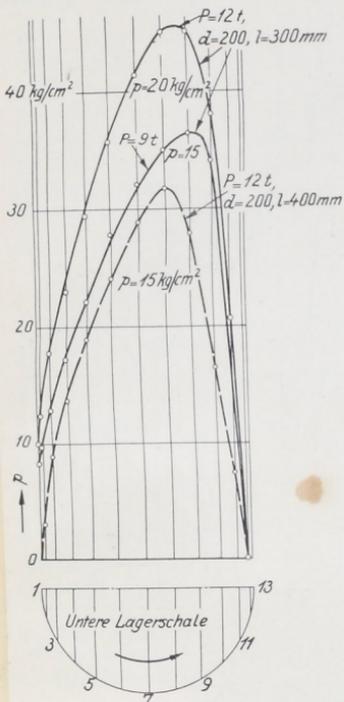


Abb. 1092. Die Drücke in der Mittelebene D des Lagers Abb. 1089 im Vergleich mit denen an einem Lager von 300 mm Länge. Nach Lasche.

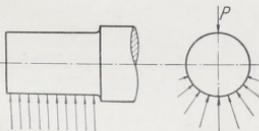


Abb. 1093. Verteilung des Auflage-drucks nach Rey.

in der Längsrichtung wäre der Druck überall gleich groß, quer dazu hätte er einen Höchstwert in der Mittelebene. Wie ersichtlich, stimmen die Ergebnisse mit den Versuchen nicht überein, deshalb werde auf die genannte Theorie bei Tragzapfen nicht näher eingegangen.

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

B. Die Schmierung der Zapfen.

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

1. Anforderungen an die Schmiermittel.

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

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