

**Zeitschrift:** Schweizerische Bauzeitung  
**Herausgeber:** Verlags-AG der akademischen technischen Vereine  
**Band:** 71 (1953)  
**Heft:** 5

**Artikel:** Keilschmierung oder Druckölschmierung?  
**Autor:** Leyer, A.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-60484>

### **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

### **Conditions d'utilisation**

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

### **Terms of use**

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

**Download PDF:** 15.07.2025

**ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>**

Der Unterhalt der Brücke wird, bei sehr sorgfältiger Ausführung der Konstruktion, auf weite Sicht praktisch keine Kosten verursachen, abgesehen vom Unterhalt der Geländer und der Strassenfahrbahn, welche Aufwendungen für alle Brückentypen die selben sind.

Der Granit der Sichtflächen wird innert wenigen Jahren schon die angenehme Patina annehmen, die diesem Gestein eigen ist, und damit die Harmonie des Bauwerks mit seiner Umgebung vollenden. Reparaturen sind bei dieser Brückenform jederzeit ohne besondere Schwierigkeiten in der ursprünglichen Qualität durchführbar.

In Würdigung der vorstehend angeführten vergleichenden Tatsachen und in Erwägung, dass die Ausführungskosten der Brücke zu 80% vom Bunde, zu 20% vom Kanton Uri aufzubringen sind, der Kanton Uri aber in der Folge allein für Unter-

haltsaufwendungen und Reparaturen einstecken muss, dass daher ein Mehraufwand an Baukosten zugunsten der Erzielung maximaler Dauerbewährung unter harten klimatischen Bedingungen bei geringsten Unterhaltskosten sich durchaus rechtfertigt, gelangt die Kommission zum Antrag, es sei als beste, allen im Spiele stehenden Faktoren möglichst gerecht werdende Lösung dem Bau einer neuen Teufelsbrücke auf dem von der Kommission berichtigten neuen Strassentrasse — unter Vorbehalt der Durchführung der eingehenden Berechnungen und der Anfertigung aller erforderlichen Detailpläne — das Projekt 3, gewölbte Brücke mit einer Hauptöffnung elliptischer Form, in Granitmauerwerk, im mutmasslichen Kostenvoranschlag von 925 000 Fr., berechnet auf Preisbasis 1952, zugrunde zu legen.

## Keilschmierung oder Druckölschmierung?

Von Prof. A. LEYER, ETH, Zürich

DK 621—722

Durch die Arbeiten von Sommerfeld, Reynolds und Michell wurden die Vorstellungen über die Vorgänge im keilförmigen Schmierfilm derart geklärt und gefestigt, dass dadurch der Gleitlagerbau einen fühlbaren Auftrieb erhielt. Seither wurden zahlreiche Lagerprobleme durch Keilschmierung zufriedenstellend gelöst. Leider führten diese Erfolge dazu, dass die Keilschmierung kritiklos überall angewendet wurde, wo immer es ein Gleitlager zu bauen gab. Zweifel, dass dies vielleicht nicht die einzige und beste Möglichkeit sein könnte, schienen keinen Raum zu finden. Dennoch hätte man Grund zum Zweifeln gehabt, denn die letzten 20 oder 30 Jahre zeigen neben Erfolgen auch eine Reihe von Misserfolgen, von denen man hätte erwarten dürfen, dass sie zur Besinnung darüber anregen, ob man auch tatsächlich auf dem richtigen Wege sei.

Einen deutlichen Hinweis in dieser Richtung erhält man, wenn man die energetischen Verhältnisse am Keillager betrachtet. Ein Gleitlager muss, um seinen Zweck zu erfüllen, Auftrieb erzeugen. Dieser entsteht beim Keillager durch das sinnvolle Zusammenwirken des Fördereffektes der Gleitflächen und des Drosselwiderstandes infolge ihrer Schrägstellung. Diese Druckerzeugung im Oelfilm könnte grundsätzlich auch ausserhalb des Lagers in einer besonderen Pumpe vorgenommen werden. Das Keillager vereinigt daher in sich zwei Funktionen: es ist Pumpe und Tragorgan zugleich. Als Pumpe betrachtet, hat es natürlich einen gewissen Wirkungsgrad wie jede andere Pumpe. Um seine Zweckmässigkeit in dieser Hinsicht beurteilen zu können, soll nachstehend der Wirkungsgrad des Keillagers berechnet werden.

Eine Pumpe, wie sie im Keillager wirksam ist, müsste man ihrem Wirkungsprinzip entsprechend als Viskositätspumpe bezeichnen. Sie bestünde im wesentlichen aus einem Band, das längs einer feststehenden Wand hinläuft,

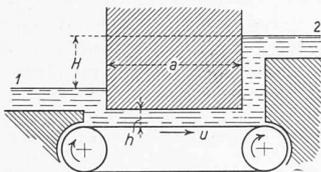


Bild 1. Förderband, als Oelpumpe wirkend (Viskositätspumpe)

wobei der dazwischenliegende Spaltraum mit Oel gefüllt ist (Bild 1). Der sich einstellende Oelstrom wäre durch einen permanenten Zu- und Abfluss (1 und 2) aufrecht zu erhalten. Bedeutet  $Q$  das sekundliche Fördervolumen,  $p = \gamma H$  den Förderdruck,  $u$  die Verschiebungsgeschwindigkeit und

$W$  den Widerstand an der bewegten Fläche, so berechnet sich der Wirkungsgrad aus

$$\eta_w = \frac{pQ}{uW}$$

Der Geschwindigkeitsverlauf im Spalt entspricht der Gleichung:

$$c = -\frac{1}{2\eta} \frac{p}{a} (h-y)y + \frac{u}{h} y$$

Die sekundlich geförderte Oelmenge, bezogen auf die Breite 1, ist

$$Q = -\frac{1}{12\eta} \frac{p}{a} h^3 + \frac{u}{2} h$$

und der an der bewegten Begrenzungsfläche auftretende Widerstand, gleichfalls bezogen auf die Breite 1

$$W = \frac{1}{2} p h + \eta \frac{u}{h} a$$

Daraus erhält man den Wirkungsgrad

$$\eta_w = \frac{p \left( -\frac{1}{12\eta} \frac{p}{a} h^3 + \frac{u}{2} h \right)}{u \left( \frac{1}{2} p h + \eta \frac{u}{h} a \right)}$$

oder nach einiger Umformung

$$\eta_w = \frac{1 - \frac{1}{6} \frac{p h^2}{\eta u a}}{1 + 2 \frac{\eta u a}{p h^2}}$$

Wie man sieht, ist  $\eta_w$  abhängig von  $p$ ,  $h$ ,  $\eta$ ,  $u$  und  $a$ , doch kommen diese Grössen nur in der Kombination  $\Phi = p h^2 / \eta u a$  vor, die offenbar eine Art Pumpenkennzahl darstellt. Durch diese ausgedrückt wird

$$\eta_w = \frac{1 - \Phi/6}{1 + 2/\Phi}$$

$\eta_w$  über  $\Phi$  aufgetragen, zeigt einen recht ungünstigen Verlauf, Bild 2.  $\eta_w$  erreicht bei  $\Phi = 2$  ein Maximum von 33%. Da bei einem Keillager im allgemeinen keine Gewähr dafür besteht, dass  $\Phi = 2$  ist, dürfte der tatsächlich erreichte Wert noch kleiner sein. In Anbetracht eines so geringen Wirkungsgrades der Viskositätspumpe muss man sich die Frage vorlegen, ob es nicht besser wäre, die im Keillager vereinigten Funktionen zu trennen und die Druckbildung ausserhalb des Lagers in einer besonderen Pumpe vorzunehmen.

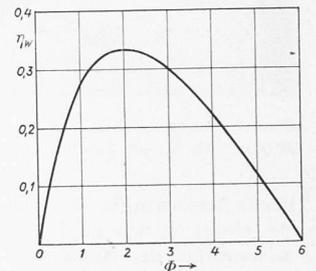


Bild 2. Wirkungsgrad der Viskositätspumpe

Es ist zwar fraglich, ob eine solche Trennung vom Standpunkt der Betriebssicherheit anzuraten ist. Man könnte einwenden, dass eine getrennte Pumpe ein Organ mehr bedeutet, das versagen kann. Ferner benötigt sie einen besondern Antrieb, der ebenfalls versagen kann. Demgegenüber ist jedoch festzustellen, dass es wahrscheinlich kein Pumpensystem gibt, das mehr auf die Einhaltung bestimmter Betriebsverhältnisse angewiesen ist als die Viskositätspumpe. Besonders empfindlich ist sie gegen Temperatureinflüsse. Eine zu hohe Temperatur im Lager kann die Förderung total unterbrechen, da die Oelzähigkeit mit steigender Temperatur jäh abfällt. Zahllos sind die Fälle, bei denen Lager durch unerwünschte Wärmeentwicklungen zerstört worden sind. Wärme kann aus der Reibungsarbeit im Lager selbst entstehen; sie kann aber auch aus fremden Wärmequellen zugeführt werden, wie zum Beispiel bei Gas- oder Dampfturbinen. Eine besondere Gefahr für das Keillager bedeuten örtliche Erwärmungen an den Gleitflächen. Sie verändern das Spiel, wodurch neue Wärmequellen entstehen, die das Uebel noch vergrössern. Dadurch wird die Oelförderung derart beeinträchtigt, dass solche Vorgänge oft mit der totalen Zerstörung des Lagers enden. Es bedarf daher keiner besonderen Kunst, Pumpen zu bauen, die es an Betriebssicherheit mit solchen Lagern aufnehmen. Dazu kommt, dass viele Maschinen ohnedies schon Hilfspumpen zur Aufrechterhaltung der Oel-Zirkulation oder als Energiequelle für Regelzwecke haben. In vielen Fällen sind diese Pumpen an ein Kraftnetz oder an irgendeine andere Energiequelle angeschlossen, was

zeigt, dass man ihnen eine genügende Betriebssicherheit zu-  
traut, auch wenn sie besonders angetrieben werden. Es scheint  
daher, dass auch vom Standpunkt der Betriebssicherheit eine  
Loslösung der Pumpe vom Lager nur empfohlen werden kann.

Aber auch konstruktiv wirkt sich eine solche Massnahme  
günstig aus, indem der bauliche Mehraufwand für die getrennte  
Pumpe durch das einfachere und beträchtlich kleinere Lager  
reichlich aufgewogen wird. Dies rührt daher, dass beim Keil-  
lager die Dimensionen ausschliesslich durch die Forderung  
nach genügender Oelförderung bestimmt sind, während beim  
druckölgespiesenen Lager eine solche Einschränkung nicht  
besteht. Es gilt zwar auch hier darauf zu achten, dass der  
Energieaufwand für Pumpe und Lager nicht zu gross wird,  
doch ist diese Forderung mit dem Streben nach kleinen Ab-  
messungen sehr gut vereinbar. Dies soll am Beispiel des  
Achsiallagers, Bild 3, das in dieser Hinsicht besonders einfache  
Verhältnisse aufweist, gezeigt werden.

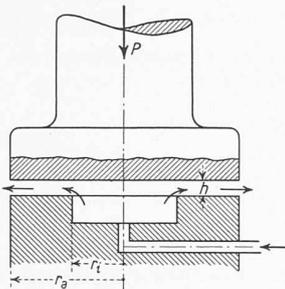


Bild 3. Druckölgespiesenes Achsiallager

Bei einem solchen Lager beträgt der zur Aufnahme einer bestimmten Belastung P erforderliche Oeldruck

$$p = \frac{2}{\pi} \frac{P \log r_a/r_i}{r_a^2 - r_i^2}$$

und die dazu benötigte Oelmenge

$$Q = \frac{1}{3} \frac{P h^3}{\eta (r_a^2 - r_i^2)}$$

Dem entspricht ein Leistungsaufwand der Pumpe von

$$L_P = p Q = \frac{2}{3\pi} \frac{P^2 h^3 \log r_a/r_i}{\eta (r_a^2 - r_i^2)^2}$$

wenn der Wirkungsgrad = 1 gesetzt wird. An der Gleitfläche tritt dabei infolge der Oelzähigkeit ein Reibungsmoment auf von

$$M_R = \frac{\pi}{2} \frac{\eta \omega}{h} (r_a^4 - r_i^4)$$

dem eine Leistung von

$$L_R = \frac{\pi}{2} \frac{\eta \omega^2}{h} (r_a^4 - r_i^4)$$

entspricht. Der Gesamtenergieaufwand für Pumpe und Lager beträgt demnach

$$L_{tot} = L_P + L_R = \frac{2}{3\pi} \frac{P^2 h^3 \log r_a/r_i}{\eta (r_a^2 - r_i^2)^2} + \frac{\pi}{2} \frac{\eta \omega^2 (r_a^4 - r_i^4)}{h}$$

Dividiert man die Gleichung durch P, so erhält man den Leistungsaufwand pro Belastungseinheit, der nun ein Minimum sein sollte. Da die Drehzahl vorgeschrieben ist, kommt sie für die aufgeworfene Frage nicht in Betracht. Wir dividieren daher  $\omega$  aus der Gleichung heraus und erhalten das für Pumpe und Lager aufzuwendende Gesamtdrehmoment, bezogen auf die Belastungseinheit

$$\frac{L_{tot}}{P \omega} = M_1 = \frac{2}{3\pi} \frac{P h^3 \log r_a/r_i}{\eta \omega (r_a^2 - r_i^2)^2} + \frac{\pi}{2} \frac{\eta \omega}{P h} (r_a^4 - r_i^4)$$

Mit  $r_i/r_a = \rho$  und  $h$  vor der Klammer, erhält man

$$M_1 = h \left\{ \frac{2}{3\pi} \frac{P h^2}{\eta \omega r_a^4} \frac{\log 1/\rho}{(1 - \rho^2)^2} + \frac{\pi}{2} \frac{\eta \omega r_a^4}{P h^2} (1 - \rho^4) \right\}$$

Hier zeigt sich wieder eine Art Kennziffer,  $\psi = P h^2 / \eta \omega r_a^4$ , die das Moment  $M_1$  entscheidend beeinflusst. Daneben spielt aber auch das Radienverhältnis  $\rho$  eine Rolle. Setzt man

$$\frac{2}{3\pi} \frac{\log 1/\rho}{(1 - \rho^2)^2} = U(\rho) \quad \text{und} \quad \frac{\pi}{2} (1 - \rho^4) = V(\rho)$$

so geht die Gleichung über in

$$M_1 = h \left\{ \psi U(\rho) + \frac{1}{\psi} V(\rho) \right\} = h K$$

wo  $K$  den Klammerausdruck bedeutet.

Soll  $M_1$  ein Minimum sein, so muss sowohl  $h$  als auch  $K$  ein Minimum sein. Dass kleine Spalthöhen  $h$  günstig sind, ist eine für alle Lagerbauarten gleichbleibende Tatsache, die als bekannt vorausgesetzt werden darf. Man wird daher  $h$  so klein wählen, wie das mit Rücksicht auf die Beschaffenheit der Gleitflächen geht, im übrigen aber auch versuchen, den Klammerausdruck  $K$  so klein wie möglich zu halten. Es muss daher verlangt werden, dass

$$\frac{\partial K}{\partial \psi} = 0 \quad \text{und} \quad \frac{\partial K}{\partial \rho} = 0$$

Aus der ersten Bedingung folgt:

$$\psi_{opt} = \sqrt{\frac{U(\rho)}{V(\rho)}} = \frac{\pi}{2} (1 - \rho^2) \sqrt{\frac{1 - \rho^4}{\log 1/\rho}}$$

woraus für jeden Wert von  $\rho$  derjenige Wert von  $\psi$  bestimmt werden kann, bei dem das Lager den kleinsten Leistungsaufwand hat. Der Verlauf dieser Funktionen ist in Bild 4 eingetragen. Man kann nun den Ausdruck für  $\psi_{opt}$  in der Klammer für  $M_1$  einsetzen und erhält dann dafür den Wert

$$K = 2 \sqrt{U(\rho) V(\rho)} = \frac{2}{\sqrt{3}} \sqrt{\frac{(1 + \rho^2) \log 1/\rho}{1 - \rho^2}}$$

Anstatt  $K$  nach  $\rho$  abzuleiten, kann man auch den Radikanden

$$R = \frac{(1 + \rho^2) \log 1/\rho}{1 - \rho^2}$$

über  $\rho = r_i/r_a$  auftragen, und aus dem Verlauf der Kurve auf den günstigsten Wert von  $\rho$  schliessen. Auch diesen Verlauf zeigt Bild 4. Man sieht daraus, dass grosse  $\rho$ -Werte kleine Leistungen ergeben, also günstig sind. Doch fällt hier  $\psi_{opt}$  sehr stark ab, was zur Folge hat, dass die Lager gross werden. Der Verlauf der  $R$ -Kurve ist jedoch so flach, dass auch kleinere  $\rho$ -Werte noch ganz gute Leistungsverhältnisse ergeben. Das kleinste Lager erhält man für  $\rho = 0,5$  mit  $\psi_{opt} \approx 2,4$ . Hier ist  $R \approx 1,2$ , der Leistungsaufwand für Pumpe

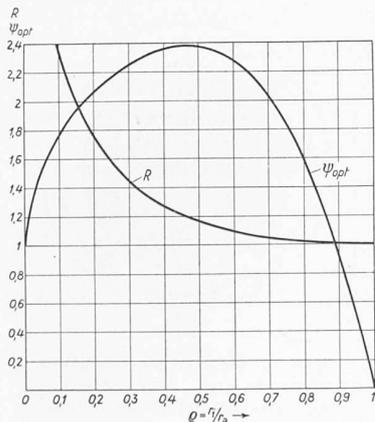


Bild 4. Optimale Lagerkennzahl und Leistungsbedarf in Abhängigkeit vom Radienverhältnis  $r_i/r_a$  für Lager nach Bild 3.

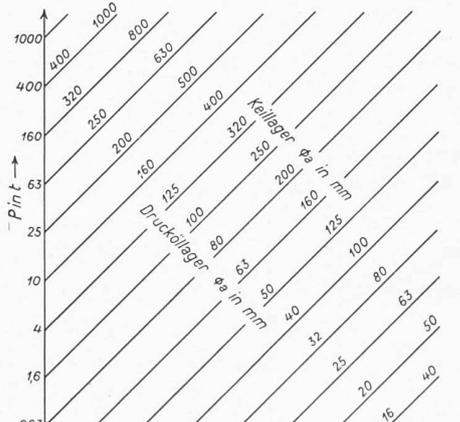


Bild 5. Lagerausendurchmesser in mm für Druckölschmierung und Keilschmierung

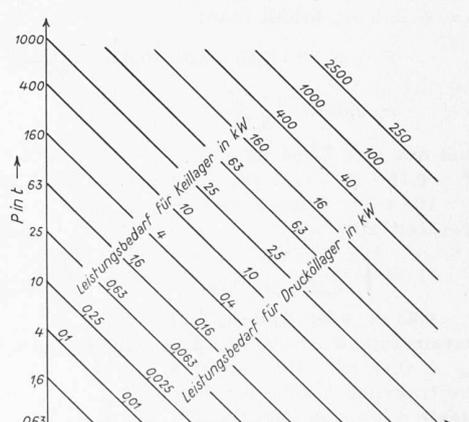


Bild 6. Leistungsbedarf in kW für Drucköllager und Keillager

und Lager also nur wenig grösser als bei  $\rho = 1,0$ , wo  $R = 1,0$  ist. Setzt man für  $\rho = 0,5$  und  $\psi_{opt} = 2,4$ , so erhält man für das aufzuwendende totale Drehmoment  $M_1 = 1,2 \cdot h$  und für die Leistung  $L_{tot} = 1,2 h P \omega$ .

Auf Grund dieses Ergebnisses ist es in jedem konkreten Fall sofort möglich, die günstigsten Abmessungen eines Spurlagers sowie den Leistungsaufwand für Pumpe und Lager zu ermitteln. In Bild 5 ist der äussere Lagerdurchmesser über der Belastung und der Winkelgeschwindigkeit für eine Oelzähigkeit von  $\eta = 0,004 \text{ kg s/m}^2$  und eine Spalthöhe von  $h = 0,02 \text{ mm}$  aufgetragen, und Bild 6 zeigt den gesamten Leistungsaufwand für Pumpe und Lager ebenfalls in Abhängigkeit von Belastung und Drehzahl. Die Diagramme können nach allen Seiten beliebig erweitert werden, da die eingetragenen Zahlen Normalzahlreihen sind.

Sicherlich wird man diese Lager nicht unbesehen so ausführen. Vor allem müsste man überlegen, ob es sich lohnt, gegen den Vorteil eines kleineren Lagers Arbeitsdrücke in Kauf zu nehmen, die bei diesen Lagern bis gegen  $500 \text{ kg/cm}^2$  ansteigen. Sodann ist es fraglich, ob Lager von  $500 \text{ mm}$  Durchmesser mit einem Oelspalt von  $0,02 \text{ mm}$  Höhe noch ausgeführt werden können. Schliesslich ist auch zu berücksichtigen, dass sich die Zahlen nach Bild 5 und 6 noch etwas ändern, wenn die Abhängigkeit der Oelzähigkeit von der Temperatur in die Rechnung miteinbezogen wird. All dies hindert aber nicht, dass diese Zahlen doch eine klare Richtlinie bilden, die zeigt, dass Spurlager mit getrennter Oelpumpe ausserordentlich klein ausfallen und dass sie mit sehr geringem Energieaufwand betrieben werden können. Besonders auffällig wird das, wenn man diesen Zahlen jene des Keillagers gegenüberstellt. Diese sind für dieselben Belastungen und Drehzahlen berechnet worden und ebenfalls in die Diagramme 5 und 6 eingetragen.

Um zu zeigen, wie diese Zahlen gefunden wurden, sei hier der Fall mit der Lagerbelastung von  $1000 \text{ t}$  und  $\omega = 10 \text{ s}^{-1}$  vorgerechnet. Es sei angenommen, dass die Gleitfläche aus 8 ebenen Segmenten bestehe, wobei der Innendurchmesser der Segmente die Hälfte des Aussendurchmessers beträgt. Die Segmente erhalten auf diese Art das günstigste Breitenverhältnis,  $b : a = 1 : 1$ , Bild 7a.

Der Auftrieb, bezogen auf die Breite 1, berechnet sich beim ebenen Keillager aus

$$P_1 = 6 \frac{\eta u a^2}{h_0^2} f(m) q_b$$

$m$  ist ein Mass für die Schrägstellung der Gleitflächen, Bild 7b,  $m = (h_1 - h_0)/h_0$ . Das Optimum von  $m$  liegt bei 1,5, für das die Funktion  $f(m)$  und damit der Auftrieb das Maximum erreicht. Bild 8 zeigt den Verlauf dieser Funktion und deren Maximalwert von 0,027.  $q_b$  ist ein Korrekturfaktor, der die Auftriebsverminderung infolge des seitlichen Oelaustrittes gegenüber dem unendlich breiten Lager berücksichtigt.  $q_b$  ist vom Breitenverhältnis abhängig, Bild 9. Im vorliegenden Fall ist  $q \sim 0,5$ .

Der Gesamtauftrieb des Lagers, der gleich der Lagerbelastung von  $1000 \text{ t}$  sein muss, beträgt somit

$$P_{tot} = P = 8 b 6 \frac{\eta u a^2}{h_0^2} f(m) q_b$$

$u$  ist die mittlere Gleitgeschwindigkeit  $= r_m \omega = 0,75 r_a \omega$ . Mit  $a = b = 0,5 r_a$  erhält man:

$$P = 8 \cdot 6 \cdot 0,75 \cdot 0,5^4 \cdot 0,027 \frac{\eta \omega r_a^4}{h_0^2} = 0,0615 \frac{\eta \omega r_a^4}{h_0^2}$$

und mit  $\eta = 0,004 \text{ kg s/m}^2$ ,  $h_0 = 0,02 \text{ mm} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ m}$  wird  $P = 6,15 \cdot 10^6 \omega r_a^4$ . Im vorliegenden Fall ist  $P = 10^6 \text{ kg}$  und  $\omega = 10^4 \text{ s}^{-1}$ , woraus sich  $r_a$  ermittelt zu:

$$r_a = \sqrt[4]{\frac{10^6}{6,15 \cdot 10^5 \cdot 10}} \approx 0,63 \text{ m}$$

oder  $d_a = 1,25 \text{ m}$ . Daraus folgt  $a = b = r_i = 0,32 \text{ m}$ ,  $r_m = 0,47 \text{ m}$ ,  $u = 4,7 \text{ m/s}$ . Die tragende Fläche der Segmente misst insgesamt  $8 ab = 0,8 \text{ m}^2$ , so dass die mittlere Lagerbelastung  $p_m = 1\,000\,000/8000 = 125 \text{ kg/cm}^2$  beträgt.

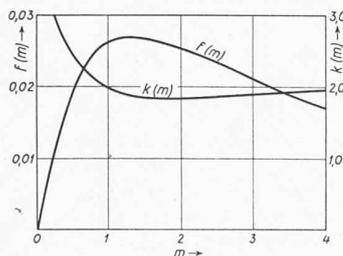


Bild 8. Funktionswerte  $f(m)$  und  $k(m)$  zur Auftriebs- und Reibungsberechnung beim ebenen Keillager

Die Reibungskraft folgt aus  $R = \mu P$ , mit  $\mu$  als Reibungskoeffizient. Dieser berechnet sich aus dem Reibungskoeffizienten  $\mu_\infty$  für das unendlich breite Lager.

$$\mu = \frac{R}{P} = \frac{R_\infty r_b}{P_\infty q_b} = \mu_\infty \frac{r_b}{q_b}$$

$r_b$  ist ein Korrekturfaktor, der die Abnahme der Reibungskraft infolge des seitlichen Oelaustrittes berücksichtigt, ähnlich wie  $q_b$  diesen Einfluss für den Auftrieb anzeigt. Aus Bild 9 ergibt sich, dass für  $a = b$   $r_b = 0,9$  ist.  $R_\infty/P_\infty = \mu_\infty$  ist der Reibungskoeffizient für das unendlich breite Lager. Er berechnet sich aus

$$\mu_\infty = k(m) \sqrt{\frac{\eta u}{P_{1\infty}}}$$

$k(m)$  ist eine Funktion von  $m$ , die fast an der selben Stelle ihr Minimum erreicht, an der  $f(m)$  ein Maximum aufweist. Für  $m = 1,5$  ist  $k(m) = 1,85$ . Für die Belastung  $P_{1\infty}$  des unendlich breiten Lagers, bezogen auf die Breite 1, gilt die Gleichung

$$P_{1\infty} = \frac{P}{8 b q_b}$$

Damit erhält man für den Reibungskoeffizienten

$$\mu = k(m) \sqrt{\frac{\eta u 8 b q_b}{P}} \frac{r_b}{q_b}$$

und für die Reibungskraft

$$R = P k(m) \sqrt{\frac{\eta u 8 b q_b}{P}} \frac{r_b}{q_b} = 520 \text{ kg}$$

Dies entspricht einer Leistung von

$$N = \frac{520 \cdot 4,7}{102} = 24 \text{ kW}$$

oder auf die nächste Normalzahl aufgerundet von  $N = 25 \text{ kW}$ .

Ein Vergleich zeigt, dass zwischen den Zahlen der beiden Lagerarten feste Verhältnisse bestehen. Man kann durch Rechnung zeigen, dass diese Zahlen nicht nur für die angenommenen Betriebsdaten, sondern auch für alle andern gelten. Das Keillager hat einen 2,5mal grösseren Aussendurchmesser, einen 6,3mal kleineren Oeldruck und einen 10mal grösseren Leistungsbedarf als das Drucköllager mit getrennter Pumpe. Setzt man die Kosten für ein Lager dem Quadrat des Durchmessers proportional, so wird das Keillager 6,3mal teurer als das Drucköllager. Dabei ist noch nicht berücksichtigt, dass das Keillager mit seiner in einzelne Segmente unterteilten Tragfläche schon bei gleicher Grösse viel teurer ist. Diese Zahlen sprechen so eindeutig zu Gunsten des Drucköllagers, dass daran auch die Berücksichtigung von

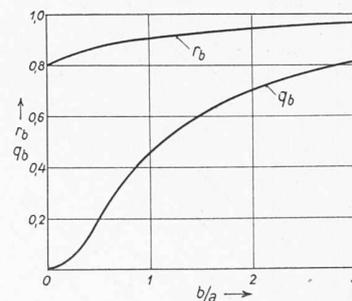


Bild 9. Korrekturfaktoren für Auftrieb und Reibung infolge seitlichen Abflusses

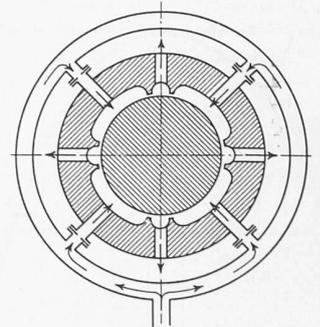
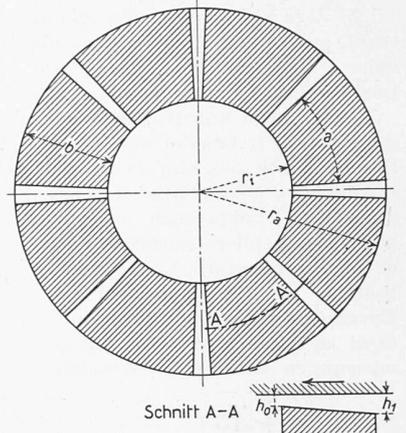


Bild 10. Radiallager mit druckölgespiesenen Segmenten für eine Drehbankspindel von Gendron Frères S. A., Villeurbanne, France.



Bilder 7a und 7b. Segmentspurlager mit ebenen Schmierkeilen

Nebeneinflüssen wie Zähigkeitsabfall mit steigender Temperatur oder Wirkungsgrad der Ölpumpe nichts mehr ändert.

Aehnliche, wenn auch vielleicht nicht so durchsichtige Verhältnisse würden sich ergeben, wenn ein solcher Vergleich für das Radiallager durchgeführt würde.

Es scheint, dass diese beträchtliche Ueberlegenheit des Druckollagers gegenüber dem Keillager bisher nicht bekannt war oder zum mindesten nicht beachtet wurde. Anders lässt es sich nicht erklären, dass sozusagen einheitlich das Keillagerprinzip bevorzugt wurde, wenn je die Wahl zwischen den beiden Lagerarten bestand. Man wird sich in Zukunft freilich nicht bedenkenlos für das Druckollager entscheiden und überhaupt keine Keillager mehr bauen. Doch wird man sich von Fall zu Fall die Frage vorlegen müssen, ob nicht von den grossen Vorzügen des Druckollagers Gebrauch gemacht werden kann.

Man wird sich diese Frage z. B. im Dampfturbinenbau vorlegen müssen, wo bisher der unausgeglichene Achsialschub einheitlich durch Keillager aufgenommen wurde. Alle Turbomaschinen, die mit Ausgleichkolben arbeiten, machen ja ohnehin schon vom Prinzip des druckölgespierten Lagers Gebrauch, wobei statt Öl das in der Maschine verarbeitete Medium selbst verwendet wird. Es gibt Gründe, die darauf hindeuten, dass Drucköl als Arbeitsmittel zur Aufnahme des Achsialschubes ökonomischer wäre, und es dürfte sich lohnen, diese Frage durch eine exakte Rechnung einmal abzuklären.

Besonders auffällig sind die Vorteile des druckölgespierten Lagers bei grossen Wasserturbinen. Hier sind Belastungen von 1000 t und mehr keine Seltenheit. Wohl mag es scheinen, als ob die Aufnahme der Achsialbelastung am oberen Ende der Welle ein bauliches Grundgesetz wäre, und dann wäre die Ausbildung des Druckollagers im obigen Sinn nicht einfach, doch liegt kein Grund vor, es nicht einmal mit dem unteren Wellenende zu versuchen. Die Ableitung des Achsdruckes nach unten wäre jedenfalls natürlicher und würde für die tragenden Teile der Maschine (Stützringe usw.) eine willkommene Entlastung bedeuten.

Beim Radiallager scheint sich die Umstellung bereits angebahnt zu haben. Die enormen Ansprüche, die im Werkzeugmaschinenbau an die Lager der Hauptspindeln gestellt werden, führten stellenweise dazu, das Keillager zu verlassen und druckölgespierte Segmente zu verwenden (Bild 10).

Es scheint, dass man damit in der Einhaltung der Achslage Genauigkeiten erreicht, die beim Keillager nie möglich gewesen wären. Offenbar liegt hierin ein weiterer Vorzug des druckölgespierten Lagers, von dem man vorteilhaft auch auf andern Gebieten des Maschinenbaues Gebrauch machen könnte, so zum Beispiel bei Zahnradgetrieben, wo die Genauigkeit des Eingriffs in hohem Masse von der gegenseitigen Lage der Wellen abhängt, oder im Turbomaschinenbau, wo die Spiele der Schaufeln und Labyrinthdichtungen ebenfalls weitgehend durch eine ruhige Wellenlage bestimmt werden.

## Tapetenablösungen auf Weissputzen infolge Bildung einer Kalkhaut auf der Putzoberfläche

Von Dr. P. ESENWEIN, EMPA Zürich, und Dr. G. PIECE, Gips-Union AG., Zürich

DK 693.621: 698.6

In den letzten Jahren sind Tapetenschäden in Neubauten auffallend häufig geworden. Allgemein bestehen diese Schäden darin, dass sich in Neubauten auf Weissputz aufgezoogene Tapeten kurze Zeit nach dem Aufziehen, oft bereits wenige Stunden nachher, ganz oder teilweise wieder ablösen. Derartige Schadenfälle muten um so merkwürdiger an, als im Zusammenhang mit ihnen vorgenommene Untersuchungen weder irgendwelche Mängel an der Qualität der verarbeiteten Materialien noch Fehler bei der Verarbeitung selber nachweisen konnten. Dazu kommt, dass in einzelnen Fällen im gleichen Neubau, bei anscheinend überall gleicher Arbeitsweise, sich in einen Teil der Räume die Tapeten ablösten, während sie in den andern Räumen gut haften. Noch häufiger wurde dagegen beobachtet, dass im *einen* Neubau zahlreiche, ja praktisch alle Räume Tapetenablösungen aufwiesen, in einem *andern* Neubau dagegen solche Schäden sich nicht ergaben, wiewohl an beiden Orten die selben Handwerker mit völlig gleichwertigen Materialien und — wie sie glaubten — in genau der selben Weise gearbeitet hatten. Alle diese Tatsachen schienen zunächst gegen eine gemeinsame, einheitliche Ursache dieser Art von Tapetenschäden zu sprechen und machten es an sich begreiflich, dass die beteiligten Handwerker sich nicht ohne weiteres bereit finden konnten, für die Behebung dieser Schäden, welche nicht auf Fehlleistungen ihrerseits zu beruhen schienen, aufzukommen.

Nachdem die Eidg. Materialprüfungs- und Versuchsanstalt (EMPA) in Zürich als neutrale Instanz immer wieder neue Fälle von Tapetenschäden der geschilderten Art zu beurteilen hatte, aber auch die Gips-Union AG. als der massgebende Materiallieferant des Gipsgewerbes an einer erschöpfenden Abklärung dieser «neuartigen» Schäden besonders interessiert war, wurde durch EMPA und Gips-Union AG. gemeinsam eine systematische Untersuchung durchgeführt, um an Hand umfassender, unter genau kontrollierten Bedingungen vorgenommener Versuche die Ursache der Tapetenablösungen auf Weissputzen eindeutig festzustellen.

Bereits die ersten durch die EMPA unternommenen Untersuchungen hatten gezeigt, dass die fragliche Tapetenablösung nicht etwa in der Leimschicht zwischen Papier und Gipsputz, sondern immer unter der Weissputzoberfläche erfolgt, indem der abgelösten Tapete stets eine dünne, zusammenhängende Schicht des Weissputzes anhaftet. Diese Schicht, d. h. die ursprüngliche Oberfläche des Weissputzes, besteht jedoch merkwürdigerweise nur zu einem geringen Teil aus abgebundenem Gips, statt dessen vielmehr zur Hauptsache aus feinkörnigen, sehr dichten Aggregaten von Calciumkarbonat. Aus diesem Grunde wurde sie als «Kalkhaut» bezeichnet und muss gewissermassen als Fremdkörper auf dem Gipsmörtel

betrachtet werden. Eine derartige Kalkhaut hat, obschon sie an sich sehr dicht, relativ hart und spröde ist, eine nur schwache Bindung an den Gipsmörtel selber und löst sich deshalb nach Aufziehen der Tapete infolge der Spannungen, die beim Auftrocknen des Tapetenpapiers in diesem entstehen, mitsamt der Tapete von der Unterlage ab. Schon auf Grund dieser Feststellungen stand unzweifelhaft fest, dass *diese Kalkhaut*, welche die hinreichend gute, dauerhafte Verbindung zwischen Gipsmörtel und Tapete verunmöglicht, *als unmittelbare Ursache* für ein Ablösen der Tapeten zu betrachten ist. Weiterer Versuche bedurfte jedoch die Abklärung der Frage, unter welchen Bedingungen sich diese für die Haftung der Tapete schädliche Haut auf dem Weissputz bilden kann.

Zunächst bedeutet ja die Entstehung einer solchen Kalkhaut auf dem Weissputz eine ganz erhebliche Kalkanreicherung auf der Gipsoberfläche, wurden doch in extremen Fällen bis zu 60 Gramm Calciumkarbonat pro m<sup>2</sup> abgelöster Tapete nachgewiesen. Dabei kann es sich einzig um eine Anreicherung des Kalkhydrats handeln, wie es dem Baugips zugesetzt wird, wobei dieses durch die Baufeuchtigkeit aus dem Gipsmörtel herausgelöst und an der Weissputzoberfläche erneut ausgeschieden wird. Solche Auslaugungen und Ausscheidungen stehen aber, wie die Erfahrung allgemein lehrt, stets in direktem Zusammenhang mit der Löslichkeit der fraglichen Substanzen, und die Art ihrer Ausscheidung an der Oberfläche ist ausserdem in hohem Masse von der Feuchtigkeit der umgebenden Luft abhängig.

Aus diesem Grunde erwies es sich zum vorneherein als notwendig, bei den weiteren Versuchen nicht nur die *Verputzzusammensetzung*, sondern auch die *Trocknungsbedingungen* zu variieren, woraus sich folgende Versuchsanordnung ergab:

Als tragende Unterlage für die Verputzmörtel wurden 24 Perfektaplatten von je einem Quadratmeter Oberfläche verwendet und diese beidseitig mit Grundputzen normaler Stärke überzogen, wofür drei verschiedene Zusammensetzungen gewählt wurden, nämlich:

- Grundputz 1: hydraulischer Kalk + Sand (Kalkgrund)
- Grundputz 2: hydraulischer Kalk + Zement + Sand (verlängerter Zementmörtel)
- Grundputz 3: Weisskalk + Gips + Sand (Gipsgrund).

Auf diese drei Grundputzsorten wurden Weissputzüberszüge aufgezogen, deren Kalkhydrat-Zusätze (Weisskalk), auf den verwendeten Baugips bezogen, zwischen 0 und 10 Gew.-% lagen. Insgesamt wurden so zwei gleiche Reihen von je 12 Versuchsplatten hergestellt. Die eine Reihe wurde unmittelbar nach der Herstellung in einen Raum verbracht, in welchem *gute Trocknungsbedingungen* (auf zwei Seiten geöffnete Fen-