

Gleitlager Hydrostatische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb

Berechnung von ölgeschmierten Gleitlagern mit Zwischennuten

DIN
31 656
Teil 1

Plain bearings; Hydrostatic plain journal bearings under steady-state conditions; Calculation of oil-lubricated plain bearings with drainage grooves

Paliers lisses; Paliers radiaux hydrostatiques dans des conditions stationnaires; Calcul des paliers lisses lubrifiés par huile avec rainures de drainage

Inhalt

	Seite		Seite
1 Anwendungsbereich und Zweck	1	Anhang A Beschreibung des Nährungsverfahrens zur Berechnung hydrostatischer Radialgleitlager	7
2 Berechnungsgrundlagen und Randbedingungen	1	A.1 Einleitung	7
3 Berechnungsverfahren	2	A.2 Grundlagen	7
3.1 Formelzeichen, Benennungen und Einheiten	3	A.3 Berechnung	7
3.2 Tragfähigkeit	4	Anhang B Berechnungsbeispiele	12
3.3 Schmierstoffdurchsatz und Pumpenleistung	5	B.1 Nachrechnung eines hydrostatischen Radiallagers	12
3.4 Reibleistung	5	B.2 Auslegung eines optimierten hydrostatischen Radiallagers	16
3.5 Optimierung	5		
3.6 Temperaturen und Viskositäten	6		
3.7 Minimaler Taschendruck	6		

1 Anwendungsbereich und Zweck

Diese Norm gilt für hydrostatische Radial-Gleitlager im stationären Betriebszustand. Die Funktionsweise hydrostatischer Lager ist dadurch gekennzeichnet, daß der tragende Druck des Lagers durch eine externe Schmierstoffversorgung erzeugt wird. Die besonderen Vorteile der hydrostatischen Lagerung liegen in der Verschleißfreiheit, der hohen Laufruhe, dem großen nutzbaren Drehzahlbereich sowie der hohen Steifigkeit und Dämpfungsfähigkeit. In diesen Eigenschaften liegt auch die besondere Bedeutung der hydrostatischen Lagerung für verschiedene Einsatzgebiete, z. B. in Werkzeugmaschinen, begründet.

Die Berechnungsunterlagen dieser Norm betreffen Lager mit verschiedenen Taschenzahlen und Breiten-/Durchmesserverhältnissen bei identischer Taschengometrie. In dieser Norm werden nur Lager mit Ölabbströmnuten (Zwischennuten) zwischen den Taschen berücksichtigt. Gegenüber der Lagerung ohne Ölabbströmnuten benötigt diese Ausführung bei gleicher Steifigkeit eine höhere Leistung.

Die Ölversorgung der einzelnen Lagertaschen erfolgt über eine gemeinsame Pumpe mit konstantem Pumpendruck (System $p_{en} = \text{konst.}$) und über vorgeschaltete lineare Drosselwiderstände, z. B. in Form von Kapillaren.

Die in dieser Norm aufgeführten Berechnungsverfahren sollen dem Anwender sowohl eine Nachrechnung und Beurteilung einer vorgegebenen Lagerkonstruktion ermöglichen als auch die Auslegung eines Lagers in Abhängigkeit einiger frei wählbarer Parameter erlauben. Weiterhin um-

faßt die Norm die Auslegung des erforderlichen Schmierstoffversorgungssystems einschließlich der Berechnung der Drosseldaten.

2 Berechnungsgrundlagen und Randbedingungen

Unter Berechnung im Sinne dieser Norm ist die rechnerische Ermittlung der Betriebskennwerte hydrostatischer Radial-Gleitlager in Abhängigkeit vom Betriebszustand, von der Lagergeometrie und von den Schmierstoffversorgungsdaten zu verstehen. Hierzu zählt die Ermittlung der Verlagerungen, der Tragfähigkeit, der Steifigkeit, des erforderlichen Zufuhrdrucks, des Öldurchflusses, der Reib- und Pumpenleistung und der Temperaturerhöhung. Neben dem hydrostatischen Druckaufbau wird hierbei näherungsweise auch der Einfluß hydrodynamischer Effekte berücksichtigt.

Die theoretischen Grundlagen zur Berechnung hydrostatischer Lager liefert die Reynoldssche Differentialgleichung. In den meisten praktischen Anwendungsfällen lassen sich aber auch mit Näherungslösungen hinreichend genaue Ergebnisse erzielen.

Die in der Norm verwendete Näherungslösung beruht auf zwei Grundgleichungen zur Beschreibung der Strömung über den Lagerstegen, die sich bei Berücksichtigung spezieller Randbedingungen aus der Reynoldsschen Differentialgleichung ableiten lassen. Die beiden Grundgleichungen, die Hagen-Poiseuillesche- und die Couette-Gleichung beschreiben die Druckströmung in einem Parallelschlitz bzw.

Fortsetzung Seite 2 bis 18

Normenausschuß Gleitlager (NGL) im DIN Deutsches Institut für Normung e.V.

Jede Art der Vervielfältigung, auch auszugsweise, nur mit Genehmigung des DIN Deutsches Institut für Normung e.V., Berlin, gestattet.

die durch die Wellenrotation verursachte Schleppströmung im Lagerspalt. Eine ausführliche Darstellung der theoretischen Hintergründe des Berechnungsganges befindet sich im Anhang A der Norm.

Für die in der Norm dargestellten Berechnungsgänge gelten folgende wichtige Voraussetzungen:

- a) Alle Strömungsvorgänge im Schmierpalt sind laminar
- b) Der Schmierstoff haftet voll an den Gleitflächen
- c) Der Schmierstoff ist eine inkompressible Newtonsche Flüssigkeit
- d) Im gesamten Schmierpalt sowie in den vorgeschalteten Drosseln liegt abschnittsweise isoviskoses Verhalten des Schmierstoffes vor
- e) Dem Reibungsverhalten liegt ein vollkommen mit Schmierstoff gefüllter Schmierpalt zugrunde
- f) Druckänderungen im Schmierfilm senkrecht zu den Gleitflächen finden nicht statt
- g) Lagerschale und Zapfen haben vollkommen starre Oberflächen
- h) Die Krümmungsradien der relativ zueinander Gleitbewegungen ausführenden Oberflächen sind groß im Vergleich zur Schmierfilmdicke
- i) Die Spalthöhe in axialer Richtung ist konstant (axialer Parallelspace)
- j) Der Druck über der Taschenfläche ist konstant
- k) Es findet keine Bewegung normal zu den Gleitflächen statt.

Mit Hilfe der oben angesprochenen Näherungsgleichungen lassen sich alle für eine Lagerauslegung oder -nachrechnung erforderlichen Kenngrößen ermitteln. Die Anwendung des Ähnlichkeitsprinzips führt zu dimensionslosen Ähnlichkeitsgrößen für Tragfähigkeit, Steifigkeit, Öldurchsatz, Reibung, Taschendrucke usw.

Die in dieser Norm angegebenen Ergebnisse in Form von Tabellen und Diagrammen beschränken sich auf die in der Praxis üblicherweise auftretenden Betriebsbereiche hydrostatischer Lager. Deshalb wird der Bereich der Lagerexzentrizität (Verlagerung unter Last) begrenzt auf $\varepsilon = 0$ bis 0,5. Die Beschränkung auf diesen Verlagerungsbereich bedeutet deshalb eine erhebliche Vereinfachung der Berechnungsverfahren, weil die Tragkraft hier nahezu linear von der Exzentrizität abhängt. Die Anwendbarkeit des Verfahrens wird gleichwohl kaum eingeschränkt, da in der Praxis aus Gründen der Betriebssicherheit Exzentrizitäten $\varepsilon > 0,5$ meist nicht erwünscht sind. Weiterhin wird für die Berechnungen das für das Steifigkeitsverhalten angenähert optimale Drosselverhältnis [1] $\xi = 1$ vorausgesetzt.

Bezüglich der äußeren Lagermaße beschränkt sich die Norm auf den in praktischen Anwendungsfällen üblichen Bereich Lagerbreite zu Lagerdurchmesser $B/D = 0,3$ bis 1. Die Taschentiefe ist um den Faktor 10 bis 100 größer als die Spalthöhe. Bei der Berechnung der Reibungsverluste kann im allgemeinen aufgrund der letztgenannten Voraussetzung der Reibungsverlust über der Tasche im Verhältnis zur Reibung über den Lagerstegen vernachlässigt werden. Dies gilt jedoch nicht, wenn das Lager bezüglich der gesamten Verlustleistungen optimiert werden soll.

Zur Berücksichtigung der Belastungsrichtung eines Lagers wird zwischen den beiden Extremfällen Last in Richtung Taschenmitte und Last in Richtung Stegmitte unterschieden.

Neben den genannten Randbedingungen sind einige weitere Anforderungen an die konstruktive Auslegung hydrostatischer Lager zu nennen, um die Funktionsfähigkeit in allen Betriebszuständen sicherzustellen. Im allgemeinen sollte ein Lager so ausgelegt werden, daß bei Belastung mit der maximal auftretenden Last mindestens noch ein Restspalt von 50 bis 60 % der Anfangsspalthöhe als Sicherheit

verbleibt. In diesem Zusammenhang sind insbesondere auch Schiefstellungen der Welle im Lager infolge Wellenbiegung zu beachten, die an den Lagerkanten zum Anliegen der Welle und zur Beschädigung des Lagers führen können. Weiterhin liegt für einen solchen Fall nicht mehr der für die Berechnung geforderte Parallelspace vor.

Da bei abgeschalteter Hydrostatik die Welle auf den Lagerstegen aufliegt, ist gegebenenfalls eine Überprüfung dieser Kontaktzonen bezüglich der auftretenden Flächenpressungen erforderlich.

Es ist sicherzustellen, daß die in der Lagerung entstehende Wärmemenge zu keiner unzulässigen Erhöhung der Öltemperatur führt.

Gegebenenfalls muß eine Kühlung des Öls vorgesehen werden. Weiterhin muß das Öl gefiltert werden, um Verstopfungen der Kapillaren und Beschädigungen der Gleitflächen auszuschließen.

Es muß auch vermieden werden, daß ein Unterdruck in der entlasteten Tasche entsteht, weil sonst Luft aus der Umgebung angesaugt wird, was zu einer Verminderung der Steifigkeit führen würde (siehe Abschnitt 3.7).

3 Berechnungsverfahren

Die vorliegende Norm ermöglicht sowohl eine Nachrechnung als auch eine Auslegung hydrostatischer Radial-Gleitlager. Unter Nachrechnung ist hierbei die Überprüfung der Betriebskennwerte eines hydrostatischen Lagers zu verstehen, dessen geometrische Daten und dessen Schmierstoffversorgungsdaten bereits vorliegen. Bei einer Auslegungsrechnung können mit Hilfe der angegebenen Berechnungsverfahren ausgehend von einigen Ausgangsdaten (z. B. geforderte Tragfähigkeit, Steifigkeit, Umdrehungsfrequenz) die fehlenden Daten für die erforderliche Lagergeometrie, die Schmierstoffversorgungsdaten sowie die Betriebskennwerte ermittelt werden.

Die Berechnungen erfolgen in beiden Fällen nach einem Näherungsverfahren, das auf der in Abschnitt 2 genannten Hagen-Poiseuilleschen- bzw. der Couette-Gleichung basiert. Die nach diesem Verfahren berechneten Lagerkennwerte werden als bezogene Größen in Form von Tabellen bzw. Diagrammen in Abhängigkeit von verschiedenen Parametern wiedergegeben. In den folgenden Abschnitten wird die Vorgehensweise bei der Lagernachrechnung bzw. -auslegung beschrieben. Hierzu gehört die Ermittlung der verschiedenen Lagerkennwerte mit Hilfe der angegebenen Berechnungsformeln bzw. der Tabellen und Diagramme. Im einzelnen werden folgende Berechnungspunkte erläutert:

- a) Ermittlung der Tragfähigkeit mit und ohne Berücksichtigung der Wellendrehung,
- b) Berechnung des Schmierstoffdurchsatzes und der Pumpenleistung,
- c) Ermittlung der Reibleistung mit und ohne Berücksichtigung der Verluste in den Lagertaschen,
- d) Vorgehensweise bei der Lageroptimierung bezüglich minimaler Gesamtverlustleistung.

Bei allen Berechnungen ist zusätzlich zu überprüfen, ob die wichtige Voraussetzung einer laminaren Strömung im Lagerspalt, in der Lagertasche und in der Kapillare erfüllt ist. Diese Überprüfung erfolgt durch Ermittlung der Reynoldszahlen.

Außerdem muß bei der Kapillare der Anteil des Trägheitsgliedes an der Druckdifferenz klein gehalten werden (siehe Anhang A.3.1.1).

Bei Beachtung der in Abschnitt 2 aufgeführten Randbedingungen liefert das Berechnungsverfahren gegenüber einer exakten Berechnung durch Lösung der Reynoldsschen Differentialgleichung Ergebnisse, deren Abweichungen für die praktischen Anforderungen nicht ins Gewicht fallen.

3.1 Formelzeichen, Benennungen und Einheiten

Formelzeichen	Benennung	Einheit
A_{lan}	Stegfläche	m^2
A_{lan}^*	Bezogene Stegfläche $\left(A_{\text{lan}}^* = \frac{A_{\text{lan}}}{\pi \cdot B \cdot D} \right)$	—
A_p	Schmieraschenfläche	m^2
a	Trägheitsanteil	—
B	Lagerbreite	m
b	Breite senkrecht zur Richtung der Strömung	m
b_{ax}	Abströmbreite in axialer Richtung $\left[b_{\text{ax}} = \frac{\pi \cdot D}{Z} - (l_c + b_G) \right]$	m
b_c	Abströmbreite in Umfangsrichtung ($b_c = B - l_{\text{ax}}$)	m
b_G	Breite der Zwischennut	m
C_R	Radiales Spiel [$C_R = (D_B - D_I)/2$]	m
c	Steifigkeitskoeffizient	N/m
c_p	Spezifische Wärmekapazität des Schmierstoffs ($p = \text{const.}$)	J/kg K
D	Lagerdurchmesser (D_I : Welle; D_B : Lagerschale; $D \approx D_I \approx D_B$)	m
d_{cp}	Durchmesser der Kapillare	m
e	Exzentrizität (Wellenverlagerung)	m
F	Tragkraft (Belastung)	N
F^*	Tragkraftkennzahl [$F^* = F/(B \cdot D \cdot p_{\text{en}})$]	—
F_{eff}^*	Effektive Tragkraftkennzahl	—
$F_{\text{eff},0}^*$	Effektive Tragkraftkennzahl für $N = 0$	—
h	Örtliche Schmierfilmdicke (Spalthöhe)	m
h_{min}	Minimale Schmierfilmdicke (kleinste Spalthöhe)	m
h_p	Taschentiefe	m
K_{rot}	Dreheinflußkennzahl	—
l	Länge in Richtung der Strömung	m
l_{ax}	Axiale Steglänge	m
l_c	Umfangssteglänge	m
l_{cp}	Länge der Kapillare	m

Formelzeichen	Benennung	Einheit
N	Umdrehungsfrequenz (Drehzahl)	s^{-1}
P^*	Leistungsverhältnis ($P^* = P_f/P_p$)	—
P_f	Reibleistung	W
P_p	Pumpenleistung	W
P_{tot}	Gesamtleistung ($P_{\text{tot}} = P_p + P_f$)	W
P_{tot}^*	Gesamtleistungskennzahl	—
p	Taschendruck, allgemein	Pa
$\bar{p}$	Spezifische Lagerbelastung [$\bar{p} = F/(B \cdot D)$]	Pa
p_{en}	Zuführdruck (Pumpendruck)	Pa
p_i	Druck in Tasche i	Pa
$p_{i,0}$	Druck in Tasche i , wenn $\varepsilon = 0$	Pa
Q	Schmierstoffdurchsatz (für das gesamte Lager)	m^3/s
Q^*	Schmierstoffdurchsatz-Kennzahl	—
R_{cp}	Strömungswiderstand der Kapillare	Pa s/m^3
$R_{\text{lan,ax}}$	Strömungswiderstand eines axialen Steges $\left(R_{\text{lan,ax}} = \frac{12 \cdot \eta \cdot l_{\text{ax}}}{b_{\text{ax}} \cdot C_R^3} \right)$	Pa s/m^3
$R_{\text{lan,c}}$	Strömungswiderstand eines Umfangssteges $\left(R_{\text{lan,c}} = \frac{12 \cdot \eta \cdot l_c}{b_c \cdot C_R^3} \right)$	Pa s/m^3
$R_{p,0}$	Strömungswiderstand einer Tasche, wenn $\varepsilon = 0$ $\left(R_{p,0} = \frac{R_{\text{lan,ax}}}{2 \cdot (1 + \kappa)} \right)$	Pa s/m^3
Re	Reynoldszahl	—
So	Sommerfeldzahl	—
T	Temperatur	$^{\circ}\text{C}$
ΔT	Temperaturdifferenz	K
U	Umfangsgeschwindigkeit	m/s
u	Strömungsgeschwindigkeit	m/s
$\bar{w}$	Mittlere Geschwindigkeit im Vorwiderstand	m/s
Z	Taschenanzahl	—

Formelzeichen	Benennung	Einheit
α	Stellwinkel der 1. Tasche bezogen auf Taschenmitte	rad
β	Exponent in der Zähigkeitsformel	—
β	Verlagerungswinkel der Welle	°
ε	Relative Exzentrizität ($\varepsilon = e/C_R$)	—
η	Dynamische Viskosität	Pa s
κ	Widerstandsverhältnis $\left(\kappa = \frac{R_{lan,ax}}{R_{lan,c}} = \frac{l_{ax} \cdot b_c}{l_c \cdot b_{ax}} \right)$	—
ξ	Drosselverhältnis $\left(\xi = \frac{R_{cp}}{R_{p,0}} \right)$	—
π_f	Bezogener Reibungsdruck $\left(\pi_f = \frac{\eta_B \cdot \omega}{p_{en} \cdot \psi^2} \right)$	—
ϱ	Dichte	kg/m ³
τ	Schubspannung	N/m ²
φ	Winkelkoordinate	rad
ψ	Relatives Lagerspiel $\left(\psi = \frac{2 \cdot C_R}{D} \right)$	—
ω	Winkelgeschwindigkeit ($\omega = 2 \cdot \pi \cdot N$)	s ⁻¹

3.2 Tragfähigkeit

Soweit nichts anderes angegeben ist, wird im folgenden vorausgesetzt, daß als Drosseln Kapillaren mit linearer Kennlinie verwendet werden und das Drosselverhältnis $\xi = 1$ beträgt. Außerdem wird nur zwischen den beiden Fällen „Kraft auf Taschenmitte gerichtet“ und „Kraft auf Stegmitte gerichtet“ unterschieden. Die Abhängigkeit der Kenngrößen von den drei Parametern „Drosselart“, „Drosselverhältnis“ und „Lastrichtung relativ zum Lager“ wird deshalb nicht mehr in jedem Einzelfall erwähnt.

Die Tragkraftkennzahl

$$F^* = \frac{F}{B \cdot D \cdot p_{en}} = \frac{\bar{p}}{p_{en}} \quad (1)$$

hängt auch unter den oben genannten Voraussetzungen noch von folgenden Parametern ab:

Der Taschenanzahl Z , dem Breiten-/Durchmesserverhältnis B/D , der bezogenen axialen Stegbreite l_{ax}/B , der bezogenen Stegbreite in Umfangsrichtung l_c/D , der bezogenen Nutbreite b_G/D , der relativen Zapfenexzentrizität ε und dem bezogenen Reibungsdruck, wenn man nur die beiden Fälle „Kraft auf Taschenmitte“ und „Kraft auf Stegmitte“ unterscheidet.

$$\pi_f = \frac{\eta_B \cdot \omega}{p_{en} \cdot \psi^2} \quad (2)$$

Anmerkung: Die bei hydrodynamischen Radial-Gleitlagern gebräuchliche Sommerfeldzahl So läßt sich wie folgt bilden:

$$So = \frac{\bar{p} \cdot \psi^2}{\eta_B \cdot \omega} = \frac{F^*}{\pi_f}$$

In DIN 31656 Teil 2, Bild 1 und 2, ist die Funktion F^* (ε, π_f) und β (ε, π_f) für $Z = 4$, $\xi = 1$, $B/D = 1$, $l_{ax}/B = 0,1$, $l_c/D = 0,1$, $b_G/D = 0,05$, Drosselung durch Kapillare, Lastrichtung mittig auf Lagertasche dargestellt. In diesen Bildern ist der Einfluß der Rotation auf die Tragkraftkennzahl und den Verlagerungswinkel zu erkennen.

Zur Nachrechnung eines geometrisch ähnlichen Lagers läßt sich z. B. bei gegebenen Werten für $F, B, D, p_{en}, \omega, \psi$ und η_B die kleinste Schmierstalthöhe berechnen (Bestimmung von η_B gegebenenfalls nach Abschnitt 3.6):

Alle Größen zur Bestimmung von F^* nach Gleichung (1) und π_f nach Gleichung (2) sind gegeben. In DIN 31656 Teil 2, Bild 1 und 2, läßt sich für diese Geometrie der zugehörige Wert für ε und β ablesen und man erhält $h_{min} = C_R \cdot (1 - \varepsilon)$.

Nach dem im Anhang A beschriebenen Näherungsverfahren ergibt sich, daß die effektive Tragkraftkennzahl

$$F_{eff}^* = \frac{F}{b_c \cdot Z \cdot b_{ax} \cdot p_{en}} = \frac{F^*}{\frac{b_c}{D} \cdot \frac{Z \cdot b_{ax}}{\pi \cdot B}} \quad (3)$$

nicht mehr vom Verhältnis B/D abhängt.

Führt man das Widerstandsverhältnis

$$\kappa = \frac{R_{lan,ax}}{R_{lan,c}} = \frac{l_{ax} \cdot b_c}{l_c \cdot b_{ax}} \quad (4)$$

und die Dreheinflußkennzahl

$$K_{rot} = \xi \cdot \kappa \cdot \pi_f \cdot l_c/D \quad (5)$$

$$K_{rot,nom} = \frac{K_{rot}}{1 + \kappa}$$

ein, so bleibt eine Abhängigkeit von folgenden Parametern:

$$F_{eff}^* (Z, \varphi_G, \kappa, K_{rot}, \varepsilon)$$

Macht man sich noch zunutze, daß die Funktion F_{eff}^* (ε) für $\varepsilon \leq 0,5$ nahezu linear ist, so genügt praktisch die Kenntnis der Funktion

$$F_{eff}^* (\varepsilon = 0,4) = f (Z, \varphi_G, \kappa, K_{rot})$$

Für $K_{rot} = 0$, d. h. für die ruhende Welle, hängt die effektive Tragkraftkennzahl für $\varepsilon = 0,4$ nur noch von drei Parametern ab

$$F_{eff,0}^* (\varepsilon = 0,4) = f (Z, \varphi_G, \kappa)$$

Daher kann $F_{eff,0}^* (\varepsilon = 0,4)$ in Bild 3 von DIN 31656 Teil 2 für $Z = 4$ und 6 über κ für verschiedene φ_G -Werte dargestellt werden.

Der Einfluß der Drehbewegung auf die Tragkraftkennzahl wird durch das Verhältnis

$$\frac{F_{eff}^*}{F_{eff,0}^*} = f (Z, \varphi_G, \kappa, K_{rot})$$

berücksichtigt. Für $Z = 4$ wird das Verhältnis $F_{eff}^*/F_{eff,0}^*$ im Bild 4 von DIN 31656 Teil 2 dargestellt. Bei dieser Form der Darstellung läßt sich gut die hydrodynamisch bedingte Tragkrafthöhen erkennen.

Sind z. B. Z und alle Größen zur Bestimmung von F_{eff}^* nach Gleichung (3), κ nach Gleichung (4) und K_{rot} nach Gleichung (5) gegeben, so kann man die sich im Betrieb einstellende kleinste Schmierstalthöhe bestimmen:

Nach der Berechnung von φ_G, κ und $K_{rot,nom}$ entnimmt man aus Bild 3 von DIN 31656 Teil 2 den Wert von $F_{eff,0}^* (\varepsilon = 0,4)$ und aus Bild 4 von DIN 31656 Teil 2 den Wert von $F_{eff}^*/F_{eff,0}^* (\varepsilon = 0,4)$, berechnet F_{eff}^* nach Gleichung (3) und erhält die Exzentrizität wie folgt:

$$\varepsilon = \frac{0,4 \cdot F_{\text{eff}}^*}{\frac{F_{\text{eff}}^*}{F_{\text{eff},0}^*} (\varepsilon = 0,4) \cdot F_{\text{eff},0}^* (\varepsilon = 0,4)}$$

und erhält die kleinste Schmierstalthöhe

$$h_{\min} = C_R \cdot (1 - \varepsilon)$$

3.3 Schmierstoffdurchsatz und Pumpenleistung

Die Kennzahl für den Schmierstoffdurchsatz lautet

$$Q^* = \frac{Q \cdot \eta_B}{C_R^3 \cdot p_{\text{en}}} \quad (6)$$

Sie hängt nur schwach von der relativen Zapfenexzentrizität ε , der Lastrichtung relativ zum Lager und dem bezogenen Reibungsdruck π_f bzw. der Dreheinflußkennzahl K_{rot} ab. Näherungsweise kann der Schmierstoffdurchsatz wie folgt berechnet werden (siehe auch Abschnitt A.3.3):

$$Q^* (\varepsilon \leq 0,5) \approx Q^* (\varepsilon = 0) = \frac{Z}{6 \cdot (1 + \xi)} \cdot \frac{B}{D} \cdot \frac{1 - \frac{l_{\text{ax}}}{B}}{\frac{l_c}{D}} \cdot \frac{\kappa + 1}{\kappa} \quad (7)$$

$$\frac{1}{1 + \xi} = \frac{P_p}{p_{\text{en}}} (\varepsilon = 0) \text{ mit } \xi = \frac{R_{\text{cp}}}{R_{\text{p},0}} \text{ und}$$

$$R_{\text{p},0} = \frac{6 \cdot \eta_B \cdot l_{\text{ax}}}{b_{\text{ax}} \cdot C_R^3 \cdot (1 + \kappa)}$$

Der Strömungswiderstand der Kapillare ist nach Anhang A.3.1.1

$$R_{\text{cp}} = \frac{128 \cdot \eta_{\text{cp}} \cdot l_{\text{cp}}}{\pi \cdot d_{\text{cp}}^4} \cdot (1 + a)$$

mit dem nicht linearen Anteil (Trägheitsanteil)

$$a = \frac{1,08}{32} \cdot \frac{4 \cdot Q \cdot \varrho}{\eta_{\text{cp}} \cdot l_{\text{cp}} \cdot Z}$$

Durch Umstellen von Gleichung (6) läßt sich hiermit bei gegebenen Größen η_B , C_R , p_{en} , ξ , B/D und l_{ax}/B der Schmierstoffdurchsatz berechnen.

Für optimierte Lager ist Q^* aus Tabelle 1 von DIN 31656 Teil 2 zu entnehmen.

Die Pumpenleistung beträgt (ohne Berücksichtigung des Pumpenwirkungsgrades)

$$P_p = Q \cdot p_{\text{en}} = Q^* \cdot \frac{p_{\text{en}}^2 \cdot C_R^3}{\eta_B} \quad (8)$$

Nach dem Näherungsverfahren ergibt sich Q^* wieder nach Gleichung (7), ist also gleichzeitig Durchfluß- und Pumpenleistungskennzahl.

3.4 Reibleistung

Die Reibleistungskennzahl lautet

$$P_f^* = \frac{P_f \cdot C_R}{\eta_B \cdot U^2 \cdot B \cdot D} \quad (9)$$

Reibung entsteht sowohl im Steg- als auch im Taschenbereich. Die auf die gesamte Lagerfläche $\pi \cdot B \cdot D$ bezogene Stegfläche beträgt

$$A_{\text{lan}}^* = \frac{2}{\pi} \cdot \left[\frac{l_{\text{ax}}}{B} \cdot \pi + Z \cdot \frac{l_c}{D} \cdot \left(1 - 2 \cdot \frac{l_{\text{ax}}}{B} \right) - Z \cdot \frac{l_{\text{ax}}}{B} \cdot \frac{b_G}{D} \right]$$

Nach dem Näherungsverfahren ergibt sich für die Reibleistungskennzahl im Stegbereich

$$P_{f,\text{lan}}^* = \frac{\pi}{\sqrt{1 - \varepsilon^2}} \cdot A_{\text{lan}}^*$$

im Taschenbereich

$$P_{f,p}^* = \pi \cdot 4 \cdot \frac{C_R}{h_p} \cdot (1 - A_{\text{lan}}^*)$$

Die Kennzahl für die Gesamtreibung beträgt hiermit

$$P_f^* = \pi \cdot A_{\text{lan}}^* \cdot \left[\frac{1}{\sqrt{1 - \varepsilon^2}} + \frac{4 \cdot C_R}{h_p} \cdot \left(\frac{1}{A_{\text{lan}}^*} - 1 \right) \right] \quad (10)$$

Die tatsächliche Reibleistung erhält man durch Umstellen von Gleichung 9:

$$P_f = P_f^* \cdot \frac{\eta_B \cdot U^2 \cdot B \cdot D}{C_R}$$

3.5 Optimierung

Bei der Optimierung nach dem Leistungsaufwand wird die gesamte Verlustleistung, also die Summe aus Pumpen- und Reibleistung, zu einem Minimum gemacht. Nach den Abschnitten 3.3 und 3.4 beträgt die Gesamtleistung

$$P_{\text{tot}} = P_p + P_f = Q^* \cdot \frac{p_{\text{en}}^2 \cdot C_R^3}{\eta_B} + P_f^* \cdot \frac{\eta_B \cdot U^2 \cdot B \cdot D}{C_R}$$

Mit Gleichung (1) und (2) läßt sich hierfür schreiben

$$P_{\text{tot}} = F \cdot \omega \cdot C_R \cdot \frac{Q^*}{4 \cdot \frac{B}{D} \cdot F^* \cdot \pi_f} \cdot \left(1 + \frac{P_f}{P_p} \right) \quad (11)$$

Nach einem Vorschlag von Vermeulen [2] wird das Verhältnis von Reib- zu Pumpenleistung als frei wählbare Größe eingeführt und mit P^* bezeichnet. Als Kennzahl für die gesamte Verlustleistung ergibt sich hiermit

$$P_{\text{tot}}^* = \frac{P_{\text{tot}}}{F \cdot \omega \cdot C_R} = \frac{Q^* \cdot (1 + P^*)}{4 \cdot \frac{B}{D} \cdot F^* \cdot \pi_f} \quad (12)$$

Reihenrechnungen haben ergeben, daß in dem relativ großen Bereich $P^* = 1$ bis 3 das erreichbare Leistungsminimum nur wenig von dem gewählten Leistungsverhältnis P^* abhängt. Es wird vorgeschlagen, eine angenäherte Optimierung mit dem mittleren Wert $P^* = 2$ durchzuführen.

Der bezogene Reibungsdruck in Gleichung (12) ist nicht frei wählbar, sondern mit dem gewählten Leistungsverhältnis P^* verknüpft:

$$P^* = \pi_f^2 \cdot 4 \cdot \frac{B}{D} \cdot \frac{P_f^*}{Q^*} \text{ bzw. } \pi_f = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\frac{P^* \cdot Q^*}{P_f^* \cdot \frac{B}{D}}} \quad (13)$$

Gibt man P^* , B/D , ε , h_p/C_R , und ξ vor, so hängt die zu minimierende Gesamtleistungskennzahl nach Gleichung (12) nur noch von Z , l_{ax}/B , l_c/D , b_G/D ab.

In den Bildern 5 bis 12 nach DIN 31656 Teil 2 wird P_{tot}^* für $P^* = 2$, $b_G/D = 0,05$, $\xi = 1$, $\varepsilon = 0,4$ mit Berücksichtigung der Taschenreibung für verschiedene B/D und Z in Abhängigkeit von l_{ax}/B und l_c/D bzw. l_c/B dargestellt. Aus diesen Bildern ergeben sich die Stegbreiten l_{ax}/B und l_c/B [$l_c/D = (l_c/B) \cdot (B/D)$], bei denen die Gesamtleistung minimal wird.

In Tabelle 1 von DIN 31656 Teil 2 sind die so erhaltenen optimalen Stegbreiten und die zugehörigen Kenngrößen für $B/D = 1$ bis 0,3 und Taschenzahlen von $Z = 4$ bis 10 zusammengestellt.

Mit abnehmender Breite nimmt P_{tot}^* und damit der Gesamtleistungsbedarf zu. Bei hohen Umdrehungsfrequenzen und vorgegebenem Durchmesser kann es dennoch vorteilhaft sein, ein Gleitlager mit kleinerer Breite zu verwenden.

Wenn die Welle steht oder sich sehr langsam dreht, ist das Optimierungsverfahren mit $P^* = 1$ bis 3 nicht mehr anwendbar, siehe Literatur [2]. In diesem Fall muß die Pumpenleistung minimiert werden und man erhält relativ breite Stege. Daher versagt auch das Näherungsverfahren, und man muß die Reynoldssche Differentialgleichung mit einem finiten Verfahren lösen.

Für ein Lager mit $Z = 4$, $B/D = 1$ werden folgende Stegbreiten als optimal empfohlen:

$$l_{\text{ax}}/B = l_c/B = 0,25$$

Für $\varepsilon = 0,4$ kann mit folgenden Werten gerechnet werden:

$$F^* = 0,174 \text{ und } Q^* = 1,48$$

3.6 Temperaturen und Viskositäten

Die Erwärmung in den Kapillaren durch Dissipation beträgt (Wärmeaustausch zwischen Schmierstoff und Umgebung wird hier nicht berücksichtigt):

$$\Delta T_{\text{cp}} = \frac{p_{\text{en}} - p}{c_p \cdot \varrho} = \frac{p_{\text{en}}}{c_p \cdot \varrho} \cdot \frac{\xi}{1 + \xi} \quad (\text{bei } \varepsilon = 0),$$

die im Lager (ebenfalls bei $\varepsilon = 0$)

$$\Delta T_{\text{B}} = \frac{p}{c_p \cdot \varrho} + \frac{P_{\text{f}}}{c_p \cdot \varrho \cdot Q} = \frac{p_{\text{en}}}{c_p \cdot \varrho} \cdot \left(\frac{1}{1 + \xi} + P^* \right)$$

Die mittlere Temperatur in den Kapillaren beträgt damit

$$T_{\text{cp}} = T_{\text{en}} + \frac{1}{2} \cdot \Delta T_{\text{cp}} \quad (14)$$

diejenige im Lager

$$T_{\text{B}} = T_{\text{en}} + \Delta T_{\text{cp}} + \frac{1}{2} \cdot \Delta T_{\text{B}} \quad (15)$$

Für die wirksamen Viskositäten in den Kapillaren bzw. im Lager wird angenommen:

$$\eta_{\text{cp}} = \eta(T_{\text{cp}}); \quad \eta_{\text{B}} = \eta(T_{\text{B}})$$

Falls die Abhängigkeit der Viskosität von der Temperatur nicht vollständig bekannt ist, können die Viskositäten η_{cp} und η_{B} näherungsweise nach dem Ansatz von Reynolds berechnet werden. Voraussetzung hierfür ist die Kenntnis zweier Viskositäten η_1 und η_2 bei zwei Temperaturen T_1 und T_2 , die in der Nähe der zu erwartenden Temperaturen T_{cp} und T_{B} liegen sollten.

$$\begin{aligned} \eta_{\text{cp}} &= \eta_1 \cdot \exp[-\beta \cdot (T_{\text{cp}} - T_1)]; \\ \eta_{\text{B}} &= \eta_1 \cdot \exp[-\beta \cdot (T_{\text{B}} - T_1)] \\ \text{mit} \\ \beta &= \frac{1}{T_2 - T_1} \cdot \ln \frac{\eta_1}{\eta_2} \end{aligned} \quad (16)$$

Ist lediglich die Viskositätsklasse nach DIN 51519 bzw. ISO 3448 : 1975 bekannt, so kann der Viskositätsverlauf für übliche Schmieröle mit einem Viskositätsindex von etwa 100 allein anhand der Nennviskosität η_{40} (dynamische Viskosität bei 40°C) berechnet werden:

$$\eta(T) = \eta_{40} \cdot \exp \left[160 \cdot \ln \left(\frac{\eta_{40}}{0,18 \cdot 10^{-3}} \right) \cdot \left(\frac{1}{T + 95} - \frac{1}{135} \right) \right] \quad (17)$$

Die Temperatur T ist in °C einzusetzen. Die dynamische Viskosität η_{40} erhält man durch Multiplikation der den Viskositätsklassen zugrundeliegenden kinematischen Viskosität ν_{40} mit der Dichte ϱ . Falls diese nicht genau bekannt ist, kann näherungsweise mit $\varrho = 900 \text{ kg/m}^3$ gerechnet werden.

Gleichung (17) basiert auf dem Ansatz von Vogel und empirisch ermittelten Konstanten von Cameron und Rost und wurde von Rodermund [3] auf die Nennviskosität bei 40°C umgestellt.

3.7 Minimaler Taschendruck

Bei hohen Umdrehungsfrequenzen bzw. großen K_{rot} -Werten nach Gleichung (5) sinkt der Taschendruck p_{min} auf der entlasteten Seite des Gleitlagers und kann den Wert Null erreichen, während der Taschendruck p_{max} auf der belasteten Seite größer als p_{en} werden kann. Der minimale Taschendruck hängt ebenso wie F^* von mehreren Veränderungen ab. Für das Verhältnis gilt

$$\frac{p_{\text{min}}}{p_{\text{en}}} (Z, \varphi_{\text{G}}, \kappa, K_{\text{rot}})$$

In DIN 31656 Teil 2, Bild 13, ist der minimale bezogene Taschendruck über $K_{\text{rot,nom}}$ für $Z = 4$, $\varepsilon = 0,4$, $\kappa = 1$ bis 2 und zwei φ_{G} -Werten dargestellt.