

Gleitlager
**Hydrodynamische Radial-Gleitlager
im stationären Betrieb**

Teil 1: Berechnung von Mehrflächen- und Kippsegmentlagern

DIN
31657-1

ICS 21.100.10

Deskriptoren: Gleitlager, Hydrodynamik, Radial-Gleitlager, stationärer Betrieb

Plain bearings — Hydrodynamic plain journal bearings under steadystate conditions — Part 1: Calculation of multi-lobed and tilting pad journal bearings

Paliers lisses — Paliers hydrodynamiques radiaux sous conditions de service stationnaires — Partie 1: Methode de calcul des paliers lisses à plusieurs surfaces et à bascule

Inhalt

	Seite
Vorwort	1
1 Anwendungsbereich	2
2 Normative Verweisungen	2
3 Allgemeine Grundlagen, Annahmen und Voraussetzungen	2
4 Berechnungsverfahren	4
4.1 Formelzeichen und Einheiten	5
4.2 Tragfähigkeit	9
4.3 Reibleistung	10
4.4 Schmierstoffdurchsatz	10
4.5 Wärmebilanz	10
4.6 Maximale Schmierfiltemperatur	12
4.7 Maximaler Schmierfilmdruck	12
4.8 Betriebszustände	12
4.9 Weitere Einflußgrößen	12
4.10 Steifigkeits- und Dämpfungskoeffizienten	13
5 Bilder	14
Anhang A (informativ) Berechnungsbeispiele	19
Anhang B (informativ) Literaturhinweise	27

Vorwort

Diese Norm wurde vom UA 4.1 des Normenausschusses Gleitlager (NGL) ausgearbeitet. DIN 31657 "Gleitlager — Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb" besteht aus:

- Teil 1: Berechnung von Mehrflächen- und Kippsegmentlagern
- Teil 2: Funktionen für die Berechnung von Mehrflächenlagern
- Teil 3: Funktionen für die Berechnung von Kippsegmentlagern
- Teil 4: Betriebsrichtwerte für die Berechnung von Mehrflächen- und Kippsegmentlagern

Fortsetzung Seite 2 bis 27

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

1 Anwendungsbereich

Diese Norm enthält allgemeine Grundlagen, Annahmen und Voraussetzungen für die Berechnung von Mehrflächen- und Kippsegmentlagern.

Ziel dieser Norm ist die betriebssichere Auslegung von Radial-Gleitlagern für **hohe Umfangsgeschwindigkeiten** durch die Anwendung eines Berechnungsverfahrens für ölgeschmierte hydrodynamische Gleitlager mit vollständiger Trennung der Wellen- und Lager-Gleitfläche durch einen Schmierfilm.

Diese Norm behandelt Mehrflächen-Radialgleitlager mit zwei, drei und vier jeweils gleichen, symmetrischen Gleitflächen, die durch seitlich geschlossene Schmiertaschen getrennt sind, und symmetrisch belastete Kippsegmentlager mit vier und fünf Segmenten. Dabei werden die Krümmungsradien R_B der Gleitflächen meistens größer als die Hälfte des Lagerbohrungsdurchmessers D gewählt, so daß sich an den Segmentenden ein erhöhtes Lagerspiel ergibt.

Der hier beschriebene Rechnungsgang kann auch für andere Spaltformen, wie z. B. für unsymmetrische Mehrflächenlager, Stufenlager oder andere Kippsegmentlager-Bauformen, benutzt werden, wenn für diese Bauarten die numerischen Lösungen der Grundgleichungen vorliegen.

Das Berechnungsverfahren dient der Auslegung und Optimierung von Gleitlagern, z. B. in Turbinen, Verdichtern, Generatoren, Elektromotoren, Getrieben und Pumpen. Es beschränkt sich auf den stationären Betrieb, d. h., in anhaltend gefahrenen Betriebszuständen sind die Belastung nach Größe und Richtung und die Winkelgeschwindigkeit des Rotors konstant.

Nicht erfaßt werden instationäre Betriebszustände. Die für lineare Schwingungs- und Stabilitätsuntersuchungen erforderlichen Steifigkeits- und Dämpfungskoeffizienten der Radial-Gleitlager sind in DIN 31657-2 und DIN 31657-3 angegeben.

2 Normative Verweisungen

Diese Europäische Norm enthält durch datierte oder undatierte Verweisungen Festlegungen aus anderen Publikationen. Diese normativen Verweisungen sind an den jeweiligen Stellen im Text zitiert, und die Publikationen sind nachstehend aufgeführt. Bei datierten Verweisungen gehören spätere Änderungen oder Überarbeitungen dieser Publikationen nur zu dieser Europäischen Norm, falls sie durch Änderung oder Überarbeitung eingearbeitet sind. Bei undatierten Verweisungen gilt die letzte Ausgabe der in Bezug genommenen Publikation.

DIN 31657-2

Gleitlager — Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb — Teil 2: Funktionen für die Berechnung von Mehrflächenlagern

DIN 31657-3

Gleitlager — Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb — Teil 3: Funktionen für die Berechnung von Kippsegmentlagern

DIN 31657-4

Gleitlager — Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb — Teil 4: Betriebsrichtwerte für die Berechnung von Mehrflächen- und Kippsegmentlagern

DIN 51519

Schmierstoffe — ISO-Viskositätsklassifikation für flüssige Industrie-Schmierstoffe

3 Allgemeine Grundlagen, Annahmen und Voraussetzungen

Die Lagerbohrungsform von Mehrflächenlagern (siehe Bild 1a) und Kippsegmentlagern (mit nicht gekippten Segmenten nach Bild 1b) wird durch die Profelfunktion $h_0^*(\varphi)$ bei zentrischer Zapfenlage $\varepsilon = 0$ beschrieben. Der Winkel φ wird, ausgehend von der Lastrichtung, in Zapfendrehrichtung gezählt.

Für die Teilschale i mit der Winkellänge $\Omega_i = \varphi_{3,i} - \varphi_{1,i}$ gilt:

$$h_{0,i}^*(\varphi) = \frac{\Delta R_B}{C_R} + \left(\frac{\Delta R_B}{C_R} - 1 \right) \cdot \cos(\varphi - \varphi_{0,i}), i = 1, \dots, Z \quad (1)$$

mit der Profilierung

$$\frac{\Delta R_B}{C_R} = \frac{R_B - R_J}{C_R} = 1 + \frac{e_B}{C_R}, C_R = R - R_J \text{ Kleinstspiel}$$

und dem Spalthöhenverhältnis

$$h_0^*(\varphi_{P,i}) = h_{0,\max}^* = \frac{h_{0,\max}}{C_R} \quad (2)$$

Dabei wird die Lage der Gleitflächen-(Segment-)Achse (Krümmungsmittel"punkt") der Teilschale i durch die Gleitflächen-Exzentrizität e_B und die zugehörige Winkelkoordinate $\varphi_{0,i}$ eindeutig beschrieben.

Beim Kreiszylinderlager sind $\Delta R_B/C_R = 1$ und $h_0^*(\varphi) = 1$.

ANMERKUNG: Anstelle der Profilierung $\Delta R_B/C_R$ wird international vielfach der "preload factor" m verwendet; zwischen beiden Größen besteht folgender Zusammenhang:

$$\frac{\Delta R_B}{C_R} = \frac{1}{1 - m}$$

Bei exzentrischer Lage der Welle (ε, β) gilt für die Spalthöhe $h(\varphi)$ der Mehrflächenlager (siehe Bild 1c):

$$h(\varphi) = C_R \cdot h^*(\varphi) = C_R \cdot [h_0^*(\varphi) - \varepsilon \cdot \cos(\varphi - \beta)] \quad (3)$$

Bei Kippsegmentlagern (siehe Bild 1d) stellen sich die einzelnen Segmente selbsttätig so (optimal) ein, daß die Schmierfilm-Tragkraft F_i jeweils durch die Aufstützkannte geht [2]. Bei einer genaueren Berechnung von Kippsegmentlagern sind die Elastizitäten in der Segmentabstützung und die elastischen und thermischen Verformungen der Segmente zu berücksichtigen.

Die Berechnung der Druckentwicklung in den Schmierspalt erfolgt grundsätzlich mit den numerischen Lösungen der Reynoldsschen Differentialgleichung für endliche Lagerbreite:

$$\frac{1}{R_f^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(h^3 \cdot \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \cdot \eta \cdot \omega_f \cdot \frac{\partial h}{\partial \varphi} \quad (4)$$

Zur Herleitung der Reynoldsschen Differentialgleichung wird verwiesen z. B. auf [1], zur numerischen Lösung auf [2].

Bei der Lösung von Gleichung (4) werden folgende idealisierende Annahmen und Voraussetzungen gemacht, deren Zulässigkeit gegebenenfalls nach Abschnitt 4 abgeschätzt werden muß [3]:

- Der Schmierstoff entspricht einer Newtonschen Flüssigkeit.
- Alle Strömungsvorgänge des Schmierstoffs sind laminar.
- Der Schmierstoff haftet voll an den Gleitflächen.
- Der Schmierstoff ist inkompressibel.
- Am Segmentanfang ist der Schmierspalt vollständig mit Schmierstoff gefüllt.
- Trägheitswirkungen, Gravitations- und Magnetkräfte des Schmierstoffes sind vernachlässigbar.
- Die Bauteile, die den Schmierspalt bilden, sind starr bzw. ihre Verformung vernachlässigbar; die Oberflächen von Welle und Lagerbohrung sind ideale Kreiszylinder bzw. Kreissegmente.
- Die Krümmungsradien der relativ zueinander bewegten Oberflächen sind groß im Vergleich zu den Schmierfilmdicken.
- Die Schmierfilmdicke in axialer Richtung (z -Koordinate) ist konstant.
- Druckänderungen im Schmierfilm senkrecht zu den Gleitflächen (in Spalthöhenrichtung) sind vernachlässigbar.
- Eine Bewegung normal zu den Gleitflächen (in Spalthöhenrichtung) wird hier, im Gegensatz zu Abschnitt 4.10, nicht berücksichtigt.
- Der Schmierstoff ist im ganzen Schmierspalt isoviskos.
- Der Schmierstoff wird jeweils am Beginn der Segmente zugeführt; die Höhe des Zuführdrucks ist vernachlässigbar gegenüber den Schmierfilmdrücken selbst.

Die Randbedingungen für die Schmierfilmdruckentwicklung genügen der Kontinuitätsbedingung.

Für die einzelnen Segmente gilt jeweils (siehe Bilder 2 und 4):

am Lagerrand	$p \left(\varphi, z = \pm \frac{B}{2} \right) = 0$
in der Schmiertasche und auf den Dichtstegen	$p(\varphi, z) = 0$
am Druckbergende	$p[\varphi_2(z), z] = \frac{\partial p}{\partial \varphi}[\varphi_2(z), z] = 0$
am Kavitationsbeginn	$p[\varphi(z), z] = \frac{\partial p}{\partial \varphi}[\varphi(z), z] = \frac{\partial p}{\partial z}[\varphi(z), z] = 0$
am Kavitationsschließrand	$p[\varphi(z), z] = 0$

Im Kavitationsgebiet und auf dessen Rand wird zur Erfüllung der Kontinuitätsbedingung die Kavitationstheorie nach Jakobsson, Floberg und Olsson [8], [9] verwendet.

Die numerische Integration der Reynoldsschen Differentialgleichung erfolgt unter Verwendung der in [2] vorgeschlagenen Transformation des Druckes durch Umwandlung in eine Differenzengleichung, die für ein Raster von Stützstellen angesetzt wird und zu einem System linearer Gleichungen führt.

Nach Vorgabe der Randbedingungen liefert die Integration den Druckverlauf in Umfangs- und Breitenrichtung.

Die Berechnung der maximalen Schmierfilmtemperatur erfolgt grundsätzlich mit Hilfe der numerischen Lösung der durch Integration über die Spalthöhe h gemittelten Energiegleichung:

$$\frac{\bar{u}}{R_j} \cdot \frac{\partial T}{\partial \varphi} + \bar{w} \cdot \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\eta}{\rho \cdot c_p} \cdot \frac{1}{h} \cdot \int_0^h \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y_h} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y_h} \right)^2 \right] \cdot dy_h \quad (5)$$

für die zweidimensionale Temperaturverteilung $T(\varphi, z)$ [2], [6], [7].

Darin sind:

$$\bar{u} = \frac{1}{h} \cdot \int_0^h u \cdot dy_h, \quad \bar{w} = \frac{1}{h} \cdot \int_0^h w \cdot dy_h$$

die über die Spalthöhe h gemittelten Strömungsgeschwindigkeiten in Umfangs- und Breitenrichtung.

Bei der Herleitung der Energiegleichung (5) wird neben den oben aufgeführten Voraussetzungen zusätzlich angenommen, daß keine Wärme durch Wärmeleitung aus dem Schmierpalt abgeführt wird (**adiabate Rechnung**).

Bei der Lösung der Energiegleichung (5) gelten folgende Randbedingungen (siehe Bild 4):

am Eintrittspalt $T(\varphi_1, z) = T_1$

in Lagermitte $\frac{\partial T}{\partial z}(\varphi, z = 0) = 0$

Die numerische Integration der Gleichung (5) erfolgt analog zur Lösung der Reynoldsschen Differentialgleichung (4) unter Verwendung eines geeigneten Differenzenverfahrens und liefert für die vorgegebenen Randbedingungen die Temperaturverteilung in Umfangs- und Breitenrichtung.

Die Anwendung des Ähnlichkeitsprinzips in der hydrodynamischen Gleitlagertheorie führt zu dimensionslosen Ähnlichkeitsgrößen für die interessierenden Kennwerte, wie Tragfähigkeit, Reibungsverhalten, Schmierstoffdurchsatz, relative Lagerbreite usw. Die Verwendung der Ähnlichkeitsgrößen reduziert die Anzahl der notwendigen numerischen Lösungen der Reynoldsschen Differentialgleichung (4) und der Energiegleichung (5), die in DIN 31657-2 (für Mehrflächenlager) und DIN 31657-3 (für Kippsegmentlager) zusammengestellt sind.

Grundsätzlich können auch andere Lösungen verwendet werden, sofern sie den in dieser Norm angegebenen Bedingungen und einer entsprechenden numerischen Genauigkeit genügen.

DIN 31657-4 enthält Betriebsrichtwerte, an denen das Berechnungsergebnis zu orientieren ist, um die Funktionsfähigkeit der Gleitlager sicherzustellen.

In speziellen Fällen können von DIN 31657-4 anwendungsspezifisch abweichende Betriebsrichtwerte vereinbart werden.

4 Berechnungsverfahren

Unter Berechnung ist die rechnerische Ermittlung der Funktionsfähigkeit anhand von Betriebskennwerten (siehe Bild 5) zu verstehen, die mit Betriebsrichtwerten zu vergleichen sind. Hierbei müssen die bei unterschiedlichen Betriebszuständen ermittelten Betriebskennwerte gegenüber den Betriebsrichtwerten zulässig sein. Dazu sind alle anhaltend gefahrenen Betriebszustände zu untersuchen.

Die Sicherheit gegen Verschleiß ist dann gegeben, wenn eine vollständige Trennung der Gleitpartner durch den Schmierstoff erreicht wird. Anhaltender Betrieb im Mischreibungsgebiet führt zur vorzeitigen Funktionsunfähigkeit. Kurzzeitiger Betrieb im Mischreibungsgebiet, beispielsweise beim Anfahren und Auslaufen gleitgelagerter Maschinen, ist unvermeidbar und führt in der Regel nicht zum Lagerschaden. Unter hoher Last kann beim langsamen Anfahren oder Auslaufen eine hydrostatische Anhebung erforderlich werden. Einlauf- und Anpassungsverschleiß zum Ausgleich der Oberflächen-Formabweichungen von der Idealform sind zulässig, solange diese örtlich und zeitlich begrenzt und ohne Überlasterscheinungen auftreten.

Die Grenzen der mechanischen Beanspruchung sind gegeben durch die Festigkeit des Lagerwerkstoffs. Geringe bleibende Verformungen sind zulässig, solange sie die Funktionsfähigkeit des Gleitlagers nicht beeinträchtigen.

Die Grenzen der thermischen Beanspruchung ergeben sich durch die Warmfestigkeit des Lagerwerkstoffs, aber auch durch die Viskositäts-Temperatur-Abhängigkeit und die Alterungsneigung des Schmierstoffs.

Die Berechnung der Funktionsfähigkeit von Gleitlagern setzt voraus, daß die Betriebsbedingungen für alle anhaltend gefahrenen Betriebszustände bekannt sind. In der Praxis treten jedoch häufig zusätzliche Störeinflüsse auf, die bei der Auslegung noch unbekannt sind und einer rechnerischen Erfassung auch nicht immer zugänglich sind. Daher ist zu empfehlen, mit einem entsprechenden Sicherheitsabstand zwischen den Betriebskennwerten und den zulässigen Betriebsrichtwerten zu arbeiten. Störeinflüsse sind z. B.:

- Störkräfte (Unwuchten, Schwingungen usw.),
- Formabweichungen von der Idealgeometrie (Betriebsverformungen, Fertigungstoleranzen, Montageabweichungen usw.),
- Schmierstoffverunreinigungen durch feste, flüssige und gasförmige Fremdstoffe,
- Korrosion, Elektroerosion usw.

Im Abschnitt 4.9 werden Hinweise zu einigen weiteren Einflußgrößen gegeben.

Die Anwendbarkeit dieser Norm, bei der eine laminare Strömung im Schmierpalt vorausgesetzt wird, ist durch die Reynoldszahl zu überprüfen [4], [5]:

$$Re = \frac{\rho \cdot \omega_J \cdot R_J \cdot C_{R,eff}}{\eta_{eff}} \leq Re_{cr} \approx \frac{41,3}{\sqrt{\frac{\Delta R_B}{C_R} \cdot \psi_{eff}}} \quad (6)$$

Bei Gleitlagern mit $Re > Re_{cr}$ (z. B. infolge hoher Umfangsgeschwindigkeiten) muß mit höheren Verlustleistungen gerechnet werden. Die Tragfähigkeit kann ansteigen [3], [4], [5].

Lager mit turbulenter Strömung können nach dieser Norm nur näherungsweise berechnet werden.

Die Gleitlagerberechnung erfaßt, ausgehend von den bekannten Lagerabmessungen und Betriebsdaten,

- die Beziehung zwischen Tragfähigkeit und Schmierfilmdicke,
- die Reibleistung,
- den Schmierstoffdurchsatz,
- die Wärmebilanz,
- die maximale Schmierfilmtemperatur und den maximalen Schmierfilmdruck,

die alle miteinander in einer Wechselbeziehung stehen. Die Lösung erfolgt in einem iterativen Verfahren, dessen Ablauf in dem Berechnungsschema nach Bild 5 zusammengefaßt ist.

Zur Optimierung einzelner Parameter kann eine Parameter-Variation durchgeführt werden. Eine Modifikation des Berechnungsablaufes ist möglich.

4.1 Formelzeichen und Einheiten

Formelzeichen	Benennung	Einheit
B	Lager-Nennbreite, tragende Lagerbreite quer zur Bewegungsrichtung	m
B/D	Lagerbreitenverhältnis	—
b_P	Schmiertaschenbreite	m
b_P/B	Relative Schmiertaschenbreite	—
C_R	Radiales Lagerspiel (Unterschied von Lagerinnenradius und Wellenradius) $C_R = R - R_J$	m
$C_{R,eff}$	Effektives radiales Lagerspiel	m
c	Steifigkeitskoeffizient des Schmierfilms	N/m
c^*	Dimensionsloser Steifigkeitskoeffizient des Schmierfilms $c^* = \frac{\psi_{eff}^3}{2 \cdot B \cdot \eta_{eff} \cdot \omega_J} \cdot c$	—
c_p	Spezifische Wärmekapazität ($p = \text{const.}$)	J/(kg K)
D	Lager-Nenndurchmesser (Innendurchmesser)	m
D_{max}	Maximalwert von D	m
D_{min}	Minimalwert von D	m
D_J	Wellenzapfen-Durchmesser	m
$D_{J,max}$	Maximalwert von D_J	m
$D_{J,min}$	Minimalwert von D_J	m
d	Dämpfungskoeffizient des Schmierfilms	N s/m
d^*	Dimensionsloser Dämpfungskoeffizient des Schmierfilms $d^* = \frac{\psi_{eff}^3}{2 \cdot B \cdot \eta_{eff} \cdot \omega_J} \cdot \omega_J \cdot d$	—
e	Exzentrizität (Verlagerung der Wellenachse gegenüber der Lagerachse)	m
e_B	Exzentrizität der Lagergleitflächen (Segmente)	m
F	Lagerkraft (Nennbelastung)	N

(fortgesetzt)

Formelzeichen und Einheiten (fortgesetzt)

Formelzeichen	Benennung	Einheit
ΔF	Dynamische Zusatzkraft	N
ΔF^*	Dimensionslose dynamische Zusatzkraft $\Delta F^* = \frac{\Delta F \cdot \psi_{\text{eff}}^2}{B \cdot D \cdot \eta_{\text{eff}} \cdot \omega_j}$	—
F_f	Reibungskraft $F_f = f \cdot F$	N
F_f^*	Reibungskraft-Kennzahl $F_f^* = \frac{f}{\psi_{\text{eff}}} \cdot S_o$	—
F_{tr}	Lagerkraft am Übergang in die Mischreibung	N
f	Reibungszahl	—
$h(\varphi)$	Örtliche Schmierfilmdicke (Spalthöhe)	m
$h^*(\varphi)$	Relative örtliche Schmierfilmdicke (relative örtliche Spalthöhe) $h^*(\varphi) = h(\varphi)/C_R$	—
h_{def}	Durchbiegung des Wellenzapfens	m
$h_{\text{lim,tr}}$	Mindestzulässige Schmierfilmdicke am Übergang in die Mischreibung	m
$h_{\text{lim,tr}}^*$	Mindestzulässige relative Schmierfilmdicke am Übergang in die Mischreibung $h_{\text{lim,tr}}^* = h_{\text{lim,tr}}/C_{R,\text{eff}}$	—
h_{min}	Minimale Schmierfilmdicke (kleinste Spalthöhe)	m
h_{min}^*	Relative minimale Schmierfilmdicke (relative kleinste Spalthöhe) $h_{\text{min}}^* = h_{\text{min}}/C_{R,\text{eff}}$	—
$h_{\text{min,tr}}$	Minimale Schmierfilmdicke am Übergang in die Mischreibung	m
$h_{\text{min,tr}}^*$	Relative minimale Schmierfilmdicke am Übergang in die Mischreibung	—
$h_0(\varphi)$	Spaltfunktion (örtliche Spalthöhe bei $\varepsilon = 0$)	m
$h_0^*(\varphi)$	Profilfunktion (relative örtliche Spalthöhe bei $\varepsilon = 0$) $h_0^*(\varphi) = h_0(\varphi)/C_R$	—
$h_{0,\text{max}}$	Maximale Spalthöhe bei $\varepsilon = 0$	m
$h_{0,\text{max}}^*$	Spalthöhenverhältnis (relative maximale Spalthöhe bei $\varepsilon = 0$) $h_{0,\text{max}}^* = h_{0,\text{max}}/C_R$	—
M	Mischungsfaktor	—
m	Preload factor	—
N	Umdrehungsfrequenz ("Drehzahl")	s ⁻¹
N_{cr}	Kritische Umdrehungsfrequenz (kritische "Drehzahl") der starr gelagerten Welle	s ⁻¹
N_j	Umdrehungsfrequenz ("Drehzahl") der Welle	s ⁻¹
N_{lim}	Stabilitäts-Umdrehungsfrequenz ("Stabilitätsgrenzdrehzahl") der gleitgelagerten Welle	s ⁻¹
N_{rsn}	Resonanz-Umdrehungsfrequenz ("Resonanzdrehzahl") der gleitgelagerten Welle	s ⁻¹
N_{tr}	Umdrehungsfrequenz ("Drehzahl") der Welle am Übergang in die Mischreibung	s ⁻¹
O_B	Mittelachse des Gleitlagers	—
O_i	Mittelachse der i -ten Lagergleitfläche ($i = 1 \dots Z$)	—
O_j	Mittelachse der Welle	—
P_f	Reibleistung $P_f = F_f \cdot U_j$	W
$P_{\text{th,L}}$	Wärmestrom, transportiert vom Schmierstoff	W
p	Örtlicher Schmierfilmdruck	Pa

(fortgesetzt)

Formelzeichen und Einheiten (fortgesetzt)

Formelzeichen	Benennung	Einheit
$\bar{p}$	Spezifische Lagerbelastung $\bar{p} = F/(B \cdot D)$	Pa
p_{en}	Schmierstoffzufuhrdruck	Pa
p_{en}^*	Dimensionsloser Schmierstoffzufuhrdruck $p_{en}^* = \frac{p_{en} \cdot \psi_{eff}^2}{\eta_{eff} \cdot \omega_J}$	—
p_{lim}	Zulässiger Schmierfilmdruck	Pa
$\bar{p}_{lim, tr}$	Zulässige spezifische Lagerbelastung am Übergang in die Mischreibung	Pa
p_{max}	Maximaler Schmierfilmdruck	Pa
p_{max}^*	Dimensionsloser maximaler Schmierfilmdruck $p_{max}^* = p_{max}/\bar{p}$	—
$\bar{p}_{tr}$	Spezifische Lagerbelastung am Übergang in die Mischreibung	Pa
Q	Schmierstoffdurchsatz $Q = Q_3 + Q_p$	m ³ /s
Q_p	Schmierstoffdurchsatz infolge Zufuhrdrucks	m ³ /s
Q_p^*	Schmierstoffdurchsatz-Kennzahl infolge Zufuhrdrucks $Q_p^* = Q_p/(p_{en}^* \cdot Q_0)$	—
Q_0	Bezugsschmierstoffdurchsatz $Q_0 = R^3 \cdot \omega_J \cdot \psi_{eff}$	m ³ /s
Q_1	Schmierstoffdurchsatz am Eintrittsspalt (Umfangsrichtung)	m ³ /s
Q_2	Schmierstoffdurchsatz am Austrittsspalt (Umfangsrichtung)	m ³ /s
Q_2^*	Schmierstoffdurchsatz-Kennzahl am Austrittsspalt $Q_2^* = Q_2/Q_0$	—
Q_3	Schmierstoffdurchsatz infolge hydrodynamischer Druckentwicklung	m ³ /s
Q_3^*	Schmierstoffdurchsatz-Kennzahl infolge hydrodynamischer Druckentwicklung $Q_3^* = Q_3/Q_0$	—
R	Lagerinnenradius $R = D/2$	m
R_B	Krümmungsradius der Lagergleitflächen (Segmente)	m
ΔR_B	Differenz zwischen Lagergleitflächen-(Segment-)Krümmungsradius und Wellenzapfen-Radius $\Delta R_B = R_B - R_J$	m
$\Delta R_B/C_R$	Profilierung [relative Differenz zwischen Lagergleitflächen-(Segment-)Krümmungsradius und Wellenzapfen-Radius] $\Delta R_B/C_R = 1/(1 - m)$	—
$(\Delta R_B/C_R)_{eff}$	Effektive Profilierung	—
$(\Delta R_B/C_R)_{20}$	Profilierung bei 20 °C	—
R_J	Wellenzapfen-Radius $R_J = D_J/2$	m
$R_{z, B}$	Gemittelte Rauhtiefe der Lagergleitfläche	m
$R_{z, J}$	Gemittelte Rauhtiefe der Wellenzapfen-Gleitfläche	m
Re	Reynoldszahl $Re = \frac{Q \cdot \omega_J \cdot R_J \cdot C_{R, eff}}{\eta_{eff}}$	—
Re_{cr}	Kritische Reynoldszahl	—
So	Sommerfeldzahl $So = \frac{F \cdot \psi_{eff}^2}{B \cdot D \cdot \eta_{eff} \cdot \omega_J}$	—
So_{tr}	Sommerfeldzahl am Übergang in die Mischreibung	—
s_A	Wegamplitude der Rotorschwingung	m
T	Temperatur	°C
T_B	Lagertemperatur	°C

(fortgesetzt)

Formelzeichen und Einheiten (fortgesetzt)

Formelzeichen	Benennung	Einheit
T_{eff}	Effektive Schmierfilmtemperatur	°C
T_{en}	Schmierstofftemperatur am Eintritt in das Lager	°C
T_{ex}	Schmierstofftemperatur am Austritt aus dem Lager	°C
T_{J}	Wellenzapfen-Temperatur	°C
T_{lim}	Zulässige Lagertemperatur	°C
T_{max}	Maximale Schmierfilmtemperatur	°C
ΔT_{max}	Differenz zwischen maximaler Schmierfilmtemperatur und Schmierstofftemperatur in den Taschen $\Delta T_{\text{max}} = T_{\text{max}} - T_1$	K
ΔT_{max}^*	Dimensionslose Differenz zwischen maximaler Schmierfilmtemperatur und Schmierstofftemperatur in den Taschen $\Delta T_{\text{max}}^* = \frac{\varrho \cdot c_p \cdot \psi_{\text{eff}}}{\bar{p} \cdot f} \cdot \Delta T_{\text{max}}$	—
T_1	Schmierstofftemperatur in den Taschen	°C
ΔT_1	Differenz zwischen Schmierstofftemperatur in den Taschen und Schmierstofftemperatur am Eintritt in das Lager $\Delta T_1 = T_1 - T_{\text{en}}$	K
T_2	Schmierstofftemperatur am Druckbergende	°C
ΔT_2	Differenz zwischen Schmierstofftemperatur am Druckbergende und Schmierstofftemperatur in den Taschen $\Delta T_2 = T_2 - T_1$	K
t	Zeit	s
U_{J}	Umfangsgeschwindigkeit des Wellenzapfens, Gleitgeschwindigkeit $U_{\text{J}} = \omega_{\text{J}} \cdot R_{\text{J}}$	m/s
U_{tr}	Gleitgeschwindigkeit am Übergang in die Mischreibung	m/s
$U_{\text{lim, tr}}$	Zulässige Gleitgeschwindigkeit am Übergang in die Mischreibung	m/s
u	Geschwindigkeitskomponente in φ -Richtung	m/s
$\bar{u}$	Gemittelte Geschwindigkeitskomponente in φ -Richtung	m/s
w	Geschwindigkeitskomponente in z -Richtung	m/s
$\bar{w}$	Gemittelte Geschwindigkeitskomponente in z -Richtung	m/s
x	Koordinate der Radialbewegung des Wellenzapfens senkrecht zur Lastrichtung	m
x^*	Relative Koordinate der Radialbewegung des Wellenzapfens senkrecht zur Lastrichtung $x^* = x / C_{\text{R}}$	—
y	Koordinate der Radialbewegung des Wellenzapfens in Lastrichtung	m
y^*	Relative Koordinate der Radialbewegung des Wellenzapfens in Lastrichtung $y^* = y / C_{\text{R}}$	—
y_{h}	Koordinate senkrecht zur Gleitfläche	m
Z	Anzahl der Gleitflächen (Segmente) oder Taschen je Lager	—
z	Koordinate parallel zur Gleitfläche, senkrecht zur Umfangsrichtung (in Achsrichtung)	m
$\alpha_{\text{l, B}}$	Linearer Wärmeausdehnungskoeffizient des Lagers	K ⁻¹
$\alpha_{\text{l, J}}$	Linearer Wärmeausdehnungskoeffizient der Welle	K ⁻¹
β	Verlagerungswinkel (Winkellage der Wellenzapfen-Exzentrizität in bezug auf die Lastrichtung)	°
$\beta_{\text{h, min}}$	Winkel zwischen Lastrichtung und Stelle der minimalen Schmierfilmdicke	°

(fortgesetzt)

Formelzeichen und Einheiten (abgeschlossen)

Formelzeichen	Benennung	Einheit
δ_J	Verkantungswinkel des Wellenzapfens (Schiefstellung des Wellenzapfens)	$^\circ$
ε	Relative Exzentrizität $\varepsilon = e/C_{R,eff}$	—
η	Dynamische Viskosität des Schmierstoffs	Pa s
η_{eff}	Effektive dynamische Viskosität des Schmierstoffs	Pa s
ϱ	Dichte des Schmierstoffs	kg/m ³
φ	Winkelkoordinate in Umfangsrichtung	$^\circ$
φ_F	Winkelkoordinate der Unterstützungsstelle beim Kippsegmentlager	$^\circ$
φ_P	Winkelkoordinate der Schmiertaschenmitte beim Mehrflächenlager	$^\circ$
φ_0	Winkelkoordinate der Lagergleitflächen-(Segment-)Achse beim Mehrflächen- und Kippsegmentlager (mit nicht gekippten Segmenten), siehe Bild 1a	$^\circ$
φ_1	Winkelkoordinate am Eintrittsspalt	$^\circ$
φ_2	Winkelkoordinate am Ende der hydrodynamischen Druckentwicklung	$^\circ$
φ_3	Winkelkoordinate am Austrittsspalt	$^\circ$
ψ	Relatives Lagerspiel $\psi = C_R/R$	‰
$\Delta\psi$	Relative Lagerspiel-Toleranz $\Delta\psi = \psi_{max} - \psi_{min}$	‰
ψ_{eff}	Effektives relatives Lagerspiel	‰
ψ_{max}	Maximalwert von ψ	‰
ψ_{min}	Minimalwert von ψ	‰
$\Delta\psi_{th}$	Thermische Änderung des relativen Lagerspiels gegenüber seinem Wert bei 20 °C $\Delta\psi_{th} = \psi_{eff} - \psi_{20}$	‰
ψ_{20}	Relatives Lagerspiel bei 20 °C	‰
Ω	Lagergleitflächen-(Segment-)Umschließungswinkel $\Omega = \varphi_3 - \varphi_1$	$^\circ$
Ω_F	Winkel zwischen Unterstützungsstelle und Eintrittsspalt beim Kippsegmentlager $\Omega_F = \varphi_F - \varphi_1$	$^\circ$
Ω_F/Ω	Relative Winkellage der Unterstützungsstellen beim Kippsegmentlager	—
Ω_P	Schmiertaschen-Umschließungswinkel $\Omega_P = \frac{360^\circ}{Z} - \Omega$	$^\circ$
ω_J	Winkelgeschwindigkeit der Welle $\omega_J = 2 \cdot \pi \cdot N_J$	s ⁻¹
ω_{tr}	Winkelgeschwindigkeit der Welle am Übergang in die Mischreibung	s ⁻¹

4.2 Tragfähigkeit

Kennzeichnend für die Tragfähigkeit ist die (dimensionslose) Sommerfeldzahl

$$So = \frac{F \cdot \psi_{eff}^2}{B \cdot D \cdot \eta_{eff} \cdot \omega_J}, \quad (7)$$

deren Abhängigkeit von der relativen Exzentrizität ε , von der relativen Lagerbreite B/D und von der Profilkurve $h_0^*(\varphi)$ in DIN 31657-2 und DIN 31657-3 angegeben ist. Die Zustandsgrößen η_{eff} , ψ_{eff} berücksichtigen thermische Einflüsse (siehe Abschnitte 4.5 und 4.9).

Daraus lassen sich mit dem Verlagerungswinkel $\beta [So, B/D, h_0^*(\varphi)]$ nach DIN 31657-2 und DIN 31657-3 die Komponenten der statischen Lagernachgiebigkeit $\varepsilon \cdot \cos \beta$, $\varepsilon \cdot \sin \beta$ in Abhängigkeit von der statischen Belastung So bestimmen. Bei den Mehrflächen- und Kippsegmentlagern addieren sich die statische Verlagerung e und die minimale Schmierfilmdicke h_{min} vektoriell zur radialen Zapfenbeweglichkeit (siehe Bild 3). Aus der in DIN 31657-2 und DIN 31657-3 angegebenen Abhängigkeit $h_{min}^* [So, B/D, h_0^*(\varphi)]$ erhält man durch Vergleich mit dem

Betriebsrichtwert $h_{lim,tr}^* = \frac{h_{lim,tr}}{C_{R,eff}}$ die Tragfähigkeit am Übergang in die Mischreibung.