



Schmierung von Wälzlagern

Grundlagen
Schmierverfahren
Schmierstoffauswahl und -prüfung
Aufbewahrung und Handhabung

Vorwort

Schaeffler Gruppe

Die Schaeffler Gruppe mit ihren Marken INA und FAG ist ein weltweit führender Anbieter von Wälzlagern, Gelenklagern, Gleitlagern, Linearprodukten, lagerspezifischem Zubehör sowie umfangreichen Service-Produkten und -Leistungen. Sie verfügt mit annähernd 40 000 serienmäßig gefertigten Katalog-Produkten über ein extrem breites Portfolio, das Anwendungsfälle aus allen 60 Industriebranchen sicher abdeckt.

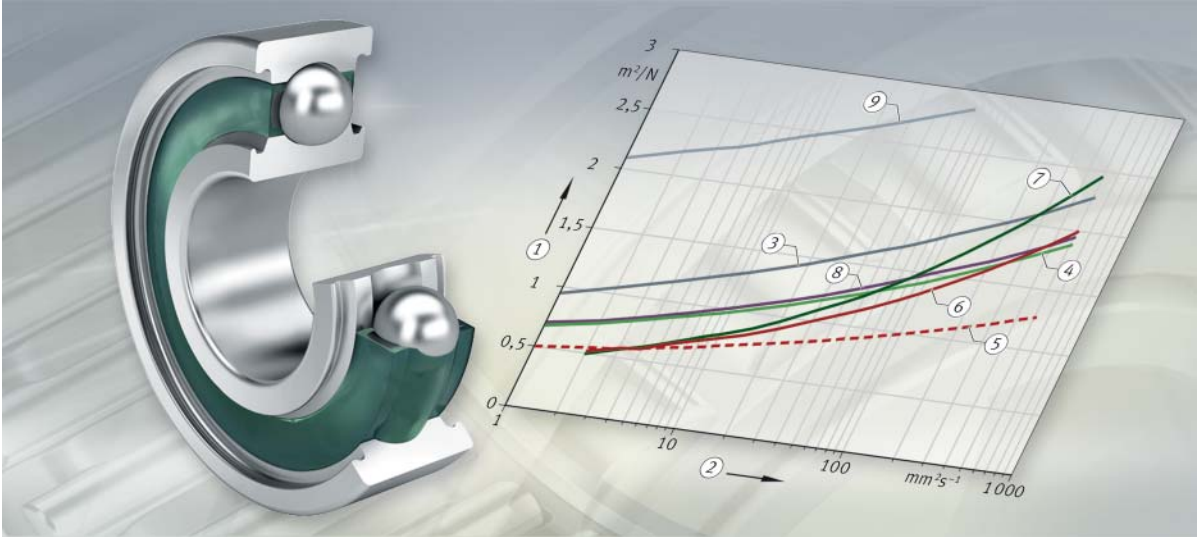
Forschung und Entwicklung

Als zukunftsorientiertes Unternehmen arbeiten wir besonders intensiv in der Forschung und Entwicklung. Kernbereiche sind hier neben der Grundlagenforschung, der Werkstofftechnik, der Tribologie und der Berechnung auch umfangreiche Prüf- und Testverfahren sowie fertigungstechnologische Optimierungen. Das stellt die kontinuierliche Weiterentwicklung, Verbesserung und Anwendung unserer Produkte auch langfristig sicher. Forschung und Entwicklung betreiben wir global. Unsere Entwicklungszentren sind weltweit vernetzt und können so in kürzester Zeit aktuelle Informationen austauschen, auf neueste Daten zugreifen und diese weitergeben. Dadurch ist weltweit ein gleicher Wissens- und Informationsstand gegeben.

Diese Druckschrift gibt einen umfassenden Überblick über das Thema Schmierung von Wälzlagern.

Schmierung von Wälzlagern

	Seite
Der Schmierstoff im Wälzlager.....	4
Grundlagen	6
Tragfähigkeit und Lebensdauer.....	18
Reibung und Erwärmung.....	37
Schmierverfahren	52
Schmierstoffauswahl	62
Sonderanwendungen	88
Versorgung der Lager mit Schmierstoff	90
Fettgebrauchsdauer	95
Mischbarkeit von Schmierstoffen.....	130
Schmiersysteme und Überwachung	133
Verunreinigungen im Schmierstoff	136
Schmierstoffprüfung	150
Sensorische und analytische Prüfung	152
Mechanisch-dynamische Prüfung	157
Aufbewahrung und Handhabung.....	168
Trockenlauf und Medienschmierung, Beschichtungen	180
Trockenlauf und Medienschmierung	176
Beschichtungen	180
Industrial Aftermarket	188
Schmierungslexikon	196



Der Schmierstoff im Wälzlager

Der Schmierstoff im Wälzlager

		Seite
Grundlagen	Aufgaben der Schmierung	6
	Arten der Schmierung	6
	Schmierungs- und Reibungszustände	7
	Schmierungstheorie	8
	Viskosität	10
	Temperaturabhängigkeit	10
	Druckabhängigkeit	10
	Der Schmierfilm bei Ölschmierung	12
	Minimale Schmierfilmdicke	12
	Erforderliche Viskosität	14
	Dichte	14
	Der Schmierfilm bei Fettschmierung	15
	Viskositätsverhältnis	15
	Schmierfilmdicke	15
	Fettauswahl	16
	Sonderschmierstoffe	17
	Compound-Schmierung	17
Polymer-Schmierung	17	
Tragfähigkeit und Lebensdauer	Ermüdungstheorie als Grundlage	18
	Dynamische Tragfähigkeit und Lebensdauer	19
	Berechnung der Lebensdauer	19
	Nominelle Lebensdauer	20
	Modifizierte Lebensdauer	21
	Erweiterte modifizierte Lebensdauer	24
Äquivalente Betriebswerte	35	
Reibung und Erwärmung	Reibung	37
	Wärmeabfuhr	37
	Bestimmung der Reibungsgrößen	38
	Axial belastete Zylinderrollenlager	43
	Drehzahlen	45
	Thermische Bezugsdrehzahl	45
	Grenzdrehzahl	46
	Thermisch zulässige Drehzahl	46
Betriebstemperatur	50	

Grundlagen

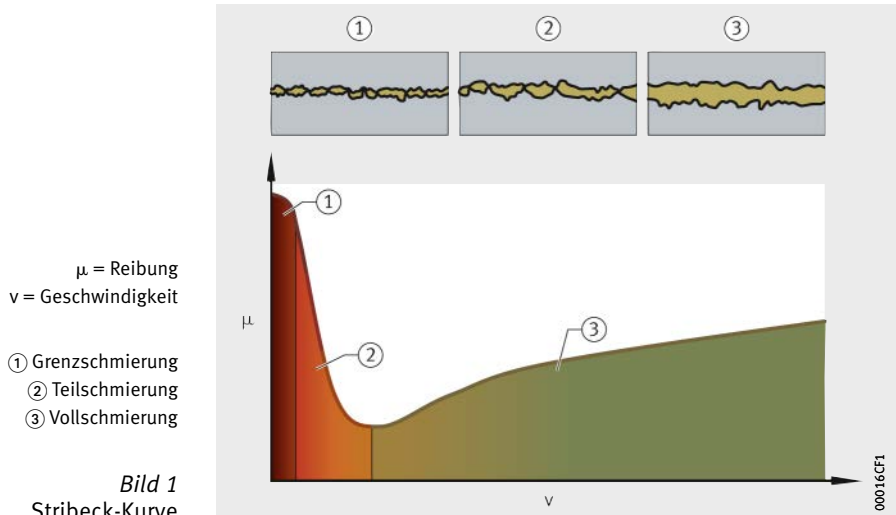
Aufgaben der Schmierung	Die Hauptaufgabe der Schmierung von Wälzlagern liegt darin, eine Berührung der Roll- und Gleitflächen zu verhindern oder zu mindern. Dadurch werden Reibung und Verschleiß gering gehalten.
Arten der Schmierung	Man unterscheidet zwischen der physikalischen und der chemischen Schmierung.
Physikalische Schmierung	Schmierstoff, der an den Oberflächen der aufeinander abrollenden Teile haftet, wird in die Kontaktbereiche der Wälzlager gefördert. Der Schmierstoff trennt somit die Berührungsflächen und verhindert metallischen Kontakt.
Chemische Schmierung	Bildet sich kein voll tragender Schmierfilm aus, werden in Teilbereichen die Oberflächen nicht durch den Schmierfilm getrennt. Auch in solchen Fällen ist verschleißarmer Betrieb möglich, wenn zwischen den Additiven im Schmierstoff und dem Wälzkörper oder Lagerring tribochemische Reaktionsschichten entstehen. Nicht nur Additivreaktionen, auch der Verdicker im Fett und Festschmierstoffe, die dem Öl oder Fett beigegeben sind, können die Schmierung unterstützen. In Sonderfällen ist es möglich, Wälzlager nur mit Feststoffen zu schmieren.
Roll- und Gleitbewegungen	In den Kontaktflächen der Wälzlager treten außer Rollbewegungen auch Gleitbewegungen auf, die von der Lagerbauart abhängen. Diese Gleitbewegungen haben ihre Ursache in elastischen Verformungen der aufeinander abwälzenden Teile, in der gekrümmten Form der Rollflächen sowie der Kinematik bestimmter Lagerbauformen, zum Beispiel Axial-Zylinderrollenlager. Bei reinen Gleitbewegungen sind die Kräfte und Pressungen in der Regel wesentlich niedriger als im Wälzbereich. Dieser Fall tritt im Wälzlager zwischen Käfig und Wälzkörpern oder Rollenstirn- und Bordflächen auf.
Weitere Aufgaben	Weitere Aufgaben des Schmierstoffes sind: <ul style="list-style-type: none">■ Korrosionsschutz■ Wärmeabfuhr aus dem Lager (Ölschmierung)■ Verschleißteilchen und Verunreinigungen ausspülen (Ölumlaufschmierung mit Ölfilterung)■ Dichtwirkung von Lagerdichtungen unterstützen (Fettkragen, Öl-Luft-Schmierung).

Schmierungs- und Reibungszustände

Das Reibungs- und Verschleißverhalten und die erreichbare Lebensdauer des Wälzlagers hängen vom Schmierungs- und dem sich daraus ergebenden Reibungszustand ab.

Die möglichen Schmierungszustände werden in der Stribeck-Kurve abgegrenzt, *Bild 1*.

Alle drei Zustände treten bei Öl- und Fettschmierung auf. Der Schmierungszustand bei Fettschmierung wird primär durch die Viskosität des Grundöls bestimmt. Zusätzlich wirkt der Verdicker des Fettes schmierfilmbildend.



Grenzschmierung

Es liegt nur partiell Flüssigkeitsreibung vor. Hierbei ist die Schmierfilmdicke verschwindend klein. Unzureichende Schmierstoffmenge, nicht ausreichende Betriebsviskosität oder Relativbewegung führen zu diesem Zustand. Dabei kommt es überwiegend zu Festkörperkontakten.

Enthält der Schmierstoff geeignete Additive, so kommt es bei den hohen Drücken und Temperaturen in den Festkörperkontakten zu Reaktionen zwischen den Additiven und den metallischen Oberflächen. Hierbei bilden sich schmierfähige Reaktionsprodukte, die eine dünne Grenzschicht entstehen lassen.

Teilschmierung

Ist die Schmierfilmdicke zu gering, kommt es partiell zu Festkörperkontakten. Damit liegt sogenannte Mischreibung vor.

Vollschmierung

Die Oberflächen der relativ zueinander bewegten Flächen sind ganz oder nahezu vollständig durch einen Schmierfilm getrennt. Es herrscht fast reine Flüssigkeitsreibung. Dieser Schmierungs-zustand sollte für den Dauerbetrieb angestrebt werden.

Grundlagen

Schmierungstheorie

Die Lebensdauer der Wälzlager wird durch den Schmierfilm beeinflusst. Es gibt zwei physikalische Theorien, die den Schmierfilm von Öl beschreiben.

Hydrodynamische Schmierung

Der Schmierstoff wird durch Relativbewegung der Kontaktflächen zueinander in den sich verengenden Schmierpalt gefördert. Durch den extrem hohen Druck in der unmittelbaren Kontaktzone hat auch der Schmierstoff hier, kurzzeitig, eine extrem hohe Viskosität, die die Trennung der Kontaktflächen ermöglicht, *Bild 4*, Seite 11.

Elastohydrodynamische Schmierung (EHD-Theorie)

Sie baut auf der hydrodynamischen Schmierung auf und berücksichtigt die elastische Verformung der in Kontakt stehenden Körper. Die Theorie wird speziell für den Schmierungszustand im Wälzkontakt verwendet.

Schmierfilmdicke

Praxiserfahrungen und Versuche zeigen, dass bereits wenige Zehntel Mikrometer Schmierfilmdicke ausreichen, um die Berührungsflächen voneinander zu trennen.

Die Schmierfilmdicke wird bestimmt durch:

- Schmierstoffeigenschaften
- Makro- und Mikrogeometrie der Berührungsflächen
- Relativgeschwindigkeit der Kontaktoberflächen zueinander.



Die physikalische Theorie berücksichtigt nur den Schmierungszustand im Wälzkontakt! Sie erfasst nicht die Schmierverhältnisse in den anderen Kontaktflächen mit höheren Gleitreibungskomponenten, zum Beispiel zwischen Wälzkörper und Käfigtasche! Deshalb sollten nicht nur die EHD-Theorie, sondern auch praktische Erfahrungen und der gesamte Schmierungszustand im Lager sowie mögliche Additivreaktionen bei der Schmierstoffauswahl berücksichtigt werden!

Sie berücksichtigt außerdem nicht, dass die Profilform der Oberflächen einen Einfluss auf den Schmierungszustand hat!

Es reicht deshalb nicht aus, die theoretische Schmierfilmdicke nur mit der Rautiefe der Oberflächen zu vergleichen!

Mindestbelastung

Um den Abrollvorgang der Wälzkörper sicherzustellen, ist eine Mindestbelastung erforderlich. Als Richtwert in Abhängigkeit der Lagerbauart gilt das Verhältnis $C_0/P = 60$.

Vergleichbarer Schmierungszustand bei Fettschmierung

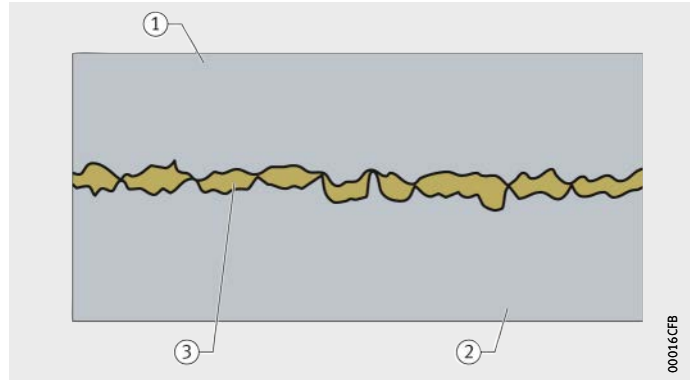
Der in den Schmierfetten enthaltene Verdicker hat einen Einfluss auf die Schmierfilmbildung und den Verschleißschutz. Dieser Effekt wurde in der Praxis nachgewiesen, kann aber noch nicht theoretisch erfasst werden. Um einen vergleichbaren Schmierungszustand abschätzen zu können, wird deshalb nach dem Stand der Technik nur mit den Grundöl-daten gerechnet.

Additivreaktionen

Additive können chemische Reaktionen auslösen, die durch die Schmierungstheorie nicht erfasst werden. Die Schmierung aufgrund von Additivreaktionen fällt in den Bereich der Grenzschmierung, *Bild 2*.

- ① Wälzkörper
- ② Laufbahn
- ③ Wirksamer Schmierfilm

Bild 2
Grenzschmierung

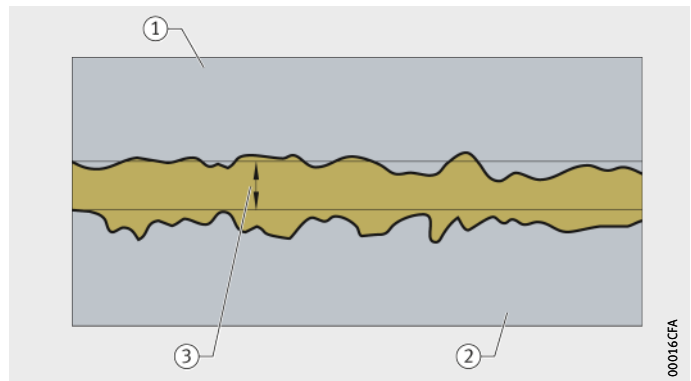


Reaktionsschichtschmierung

Sehr hohe Drücke und Temperaturen in den Festkörperkontakten können zu Reaktionen zwischen Additiven und metallischen Oberflächen führen. Es bilden sich schmierfähige Reaktionsprodukte, die eine dünne Grenzschicht im Nanometerbereich entstehen lassen (Reaktionsschichtschmierung). Diese kann zur vollständigen Trennung der Oberflächen führen und ist in ihrer Wirkung vergleichbar mit einer EHD-Vollschmierung, *Bild 3*.

- ① Wälzkörper
- ② Laufbahn
- ③ Wirksamer Schmierfilm

Bild 3
Vollschmierung



Additive können auch unerwünschte Nebenwirkungen auslösen. Diese entstehen häufig durch die Reaktionen mit den Lagerwerkstoffen oder durch die Reaktion mehrerer Additive untereinander.

Grundlagen

Viskosität Damit sich ein tragfähiger Schmierfilm in den Berührungsflächen zwischen Wälzkörper und Laufbahnen ausbilden kann, muss das Schmieröl eine bestimmte Viskosität aufweisen.

Für die Ölviskosität gibt es funktionstechnische Grenzen. Diese Grenzen ergeben sich bei höheren Drehzahlen aus:

- Zunehmenden mechanischen Leistungsverlusten, insbesondere bei höherer Leerlaufreibung
- Höheren Lagertemperaturen
- Schlechter Förderbarkeit hochviskoser Öle.

Temperaturabhängigkeit Die Viskosität eines Schmieröls sinkt mit steigender Temperatur. Es ist daher wichtig, dass die erforderliche Viskosität bei Betriebstemperatur vorliegt. Bei bekannter Betriebstemperatur kann die entsprechende ISO-VG-Klasse aus Diagrammen entnommen werden, *Bild 2*, Seite 24. Ist die Betriebstemperatur nicht aus Erfahrungen bekannt, kann sie ermittelt werden, siehe Abschnitt Betriebstemperatur, Seite 50.

Druckabhängigkeit Die Viskosität ändert sich mit steigendem Druck. Nach Hertz berechnete Drücke im Wälzkontakt betragen bei hoher Belastung bis zu 40 000 bar, in der Einlaufzone bis zu 7 000 bar.

Wird der Temperatureinfluss im Hochdruckbereich vernachlässigt, kann die Viskosität im Schmierpalt abgeschätzt werden:

$$\eta = \eta_0 \cdot e^{\alpha p}$$

η	mPa · s
Dynamische Viskosität bei Druck	
η_0	mPa · s
Dynamische Viskosität bei Normaldruck	
$e = 2,7182$	–
Euler'sche Zahl	
α	m ² /N
Druck-Viskositätskoeffizient des Fluids	
p	N/m ²
Druck.	

Druck-Viskositätsverhalten

Das Druck-Viskositätsverhalten beschreibt die Änderung der Viskosität eines Öles bei unterschiedlichen Drücken. Das Maß dieser Änderung ist der Druck-Viskositätskoeffizient α .

In den Standardberechnungen werden üblicherweise die α -Werte der paraffinbasierten Mineralöle eingesetzt. Sie sind die Basis für das a_{150} -Diagramm, Bild 4.

Das Druck-Viskositätsverhalten eines Schmierstoffes wird von der Art seines Grundöles, seiner Molekülstruktur und seiner Additivierung maßgeblich beeinflusst. Häufig sind genaue Werte zu einzelnen Schmierstoffen nicht verfügbar. In der Praxis sollte aber zumindest der signifikante Unterschied zwischen mineralischen und synthetischen Schmierölen durch repräsentative Werte berücksichtigt werden, zum Beispiel bei Berechnungen der Schmierfilmdicke.

Quelle: FVA-Forschungsvorhaben Nr. 400

α = Druck-Viskositätskoeffizient
 ν = Kinematische Viskosität

- ① Mineralöle
- ② PAO/E
- ③ Polyglykolöle (wasserlöslich)
- ④ Polyglykolöle (nicht wasserlöslich)
- ⑤ Diestermischung
- ⑥ Hydrocracköle
- ⑦ Fluorkohlenwasserstoffe

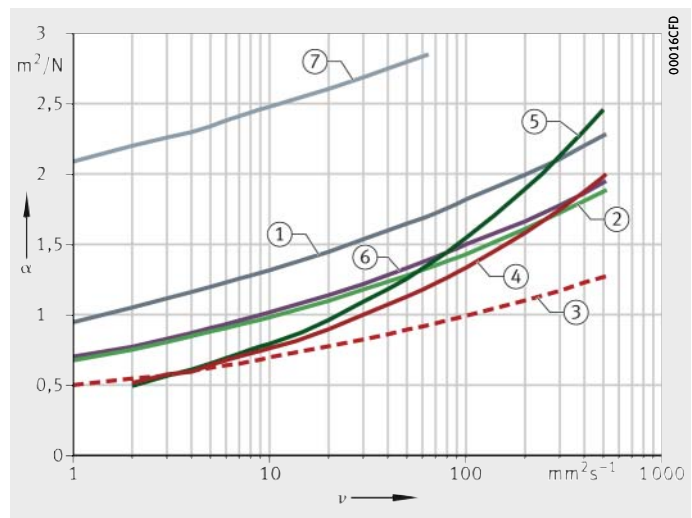


Bild 4

Druck-Viskositätsverhalten α_{p2000}

α -Werte

Die α -Werte wurden unter quasi-statischen Bedingungen ermittelt, Bild 4. Im Wälzkontakt verändern sich die Druckverhältnisse rasch, die Wirkzeit des hohen Drucks ist meistens sehr kurz. Auswirkungen dieser Zeiteinflüsse sind nicht berücksichtigt.

Zur Überprüfung wurden Schmierfilmdicken mit den α -Werten berechnet und die Werte mit gemessenen Schmierfilmdicken verglichen. Dabei ergab sich eine recht gute Übereinstimmung bei Wälzdrücken bis $p_{\max} = 14\,000$ bar, mit entsprechend niedrigeren Drücken in der Einlaufzone. Dies wurde durch neuere Messungen der Schmierfilmdicke im Wälzlager und im Zwei-Scheiben-Prüfstand auch für Syntheseöle bestätigt. Somit können diese α -Werte für Wälzlager allgemein angewendet werden.

Grundlagen

Der Schmierfilm bei Ölschmierung

Um den Schmierzustand zu beurteilen, wird von einer Schmierfilmbildung zwischen den lastübertragenden Roll- und Gleitflächen ausgegangen. Der Schmierfilm zwischen den Rollflächen lässt sich mit der elastohydrodynamischen Schmierung theoretisch beschreiben. Die Schmierverhältnisse im Gleitkontakt, beispielsweise zwischen Rollenstirn und Bord von Kegelrollenlagern, lassen sich durch die Theorie der hydrodynamischen Schmierung ausreichend wiedergeben, da in den Gleitkontakten kleinere Drücke als in den Rollkontakten auftreten.

Minimale Schmierfilmdicke

Die minimale Schmierfilmdicke h_{\min} für EHD-Schmierung errechnet sich nach den Gleichungen für Punkt- und Linienberührung nach Hamrock und Dowson, *Bild 5*, Gleichungen.

p_0 = Hertz'sche Pressung
 $2b$ = Druckflächenachse nach Hertz

- ① Einlaufseite
- ② Auslaufseite
- ③ Verformung der Rolle
- ④ Schmierfilm
- ⑤ Verformung der Laufbahn
- ⑥ Hertz'sche Druckverteilung
- ⑦ EHD-Druckverteilung

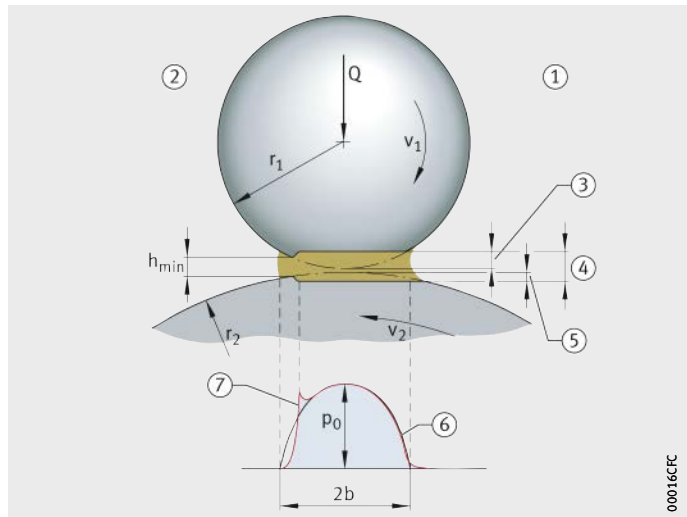


Bild 5
Der Schmierfilm im Wälzkontakt

Die Druckabhängigkeit wird bei der Berechnung des Schmierzustands nach der EHD-Theorie mit dem Druck-Viskositätskoeffizienten α berücksichtigt, *Bild 4*, Seite 11.

Die Gleichungen zeigen den großen Einfluss der Rollgeschwindigkeit v , der dynamischen Viskosität η und des Druck-Viskositätskoeffizienten α auf die minimale Schmierfilmdicke h_{\min} . Von geringem Einfluss ist die Belastung Q , da mit zunehmender Belastung die Viskosität steigt und sich die Berührungsflächen aufgrund elastischer Verformungen vergrößern.

Anhand der errechneten Schmierfilmdicke kann geprüft werden, ob sich unter den gegebenen Bedingungen ein ausreichend starker Schmierfilm ausbildet.

Schmierfilmdicke bei Linienkontakt

Berechnung nach Dowson:

$$h_{\min} = \frac{2,65 \cdot \alpha^{0,54} \cdot (\eta \cdot v)^{0,7}}{\left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right)^{0,43} \cdot \left(\frac{Q}{L}\right)^{0,13}} \cdot \left(\frac{E}{1 - \left(\frac{1}{m}\right)^2}\right)^{-0,03}$$

Schmierfilmdicke bei Punktkontakt

Berechnung nach Hamrock Dowson:

$$h_{\min} = \frac{3,63 \cdot \alpha^{0,49} \cdot (\eta \cdot v)^{0,68}}{\left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right)^{0,466} \cdot Q^{0,073}} \cdot \left(\frac{E}{1 - \left(\frac{1}{m}\right)^2}\right)^{-0,117} \cdot \left(1 - e^{-0,68k}\right)$$

h_{\min}	mm
Minimale Schmierfilmdicke	
α	mm ² /s
Druck-Viskositätskoeffizient	
η	mPa · s
Dynamische Viskosität	
v	m/s
$v = (v_1 + v_2)/2$, Mittlere Rollsummen-Geschwindigkeit	
v_1 = Wälzkörper-Geschwindigkeit	
v_2 = Geschwindigkeit am Innen- beziehungsweise Außenkontakt	
E	N/mm ²
Elastizitätsmodul ($E = 2,08 \cdot 10^5$ N/mm ² für Stahl)	
r_1	mm
Radius des Wälzkörpers	
r_2	mm
Radius der Innen- beziehungsweise Außenring-Laufbahn	
Q	N
Wälzkörperbelastung	
L	mm
Spaltlänge, effektive Rollenlänge	
$1/m$	-
Poisson'sche Konstante ($1/m = 0,3$ für Stahl)	
$e = 2,7182$	-
Eulersche Zahl	
k	-
$k = a/b$, Verhältnis der Druckflächenhalbachsen.	



Im Allgemeinen sollte die minimale Dicke des Schmierfilms ein bis einige Zehntel Mikrometer betragen! Unter günstigen Umständen werden mehrere Mikrometer erreicht!

Grundlagen

Erforderliche Viskosität

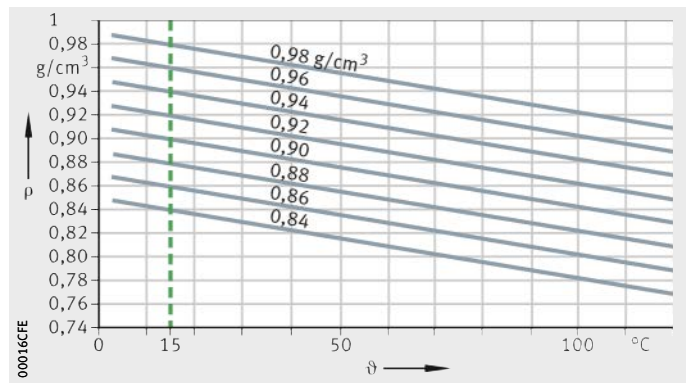
Für die tägliche Praxis ist die Auslegung der erforderlichen Ölviskosität über die Berechnung der Schmierfilmdicke zu umständlich. Stattdessen ermittelt man die erforderliche Viskosität über das Viskositätsverhältnis $\kappa = \nu/\nu_1$, siehe Abschnitt Viskositätsverhältnis, Seite 22. Die Betriebsviskosität ν ist die kinematische Viskosität des Schmierstoffes bei Betriebstemperatur. Die Bezugsviskosität ν_1 ist eine Funktion der Lagergröße und Drehzahl. Bezugs- und Betriebsviskosität können aus Diagrammen entnommen werden, *Bild 2*, Seite 24.

Dichte

Die Dichte ρ von Mineralölen ist temperaturabhängig, *Bild 6*. Der Verlauf für ein Öl anderer Dichte kann abgeschätzt werden, wenn die Dichte ρ bei +15 °C bekannt ist.

ρ = Dichte
 ϑ = Temperatur

Bild 6
Temperaturabhängigkeit
der Dichte von Mineralöl



Der Schmierfilm bei Fettschmierung

Bei Schmierfetten erfolgt die Lagerschmierung hauptsächlich durch das Grundöl, das der Verdicker mit der Zeit in kleinen Mengen absondert. Die Gesetzmäßigkeiten der EHD-Theorie gelten grundsätzlich auch für Fettschmierung.

Viskositätsverhältnis

Bei der Ermittlung des Viskositätsverhältnisses $\kappa = \nu/\nu_1$ (ν = kinematische Viskosität des Schmierstoffes bei Betriebstemperatur, ν_1 = Bezugsviskosität des Schmierstoffes) setzt man die Betriebsviskosität ν des Grundöls ein, siehe Abschnitt Viskositätsverhältnis, Seite 22. Vor allem bei niedrigen κ -Werten tragen der Verdicker und die Zusätze zur wirksamen Schmierung bei.

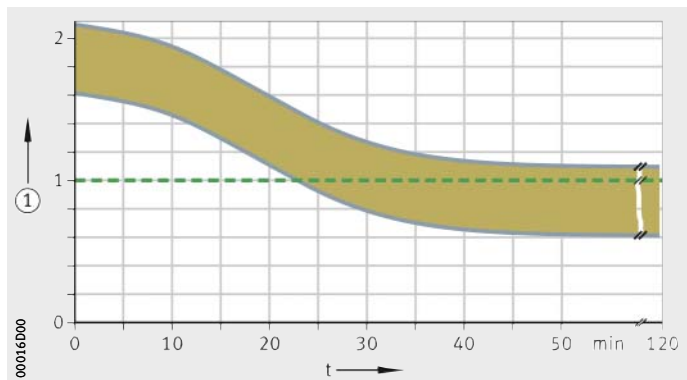
Schmierfilmdicke

Die Wirkung des Fettverdickers wird deutlich, wenn man die Filmdicke in Abhängigkeit von der Laufzeit misst. Beim Start des Lagers stellt sich, abhängig vom Verdickertyp, eine Filmdicke im Kontaktbereich ein, die deutlich über der theoretisch möglichen des Basisöls liegt. So können Wälzlager mit Fett dauerhaft ausreichend mit Schmierstoff versorgt sein. Fettveränderung und Fettverdrängung bewirken rasch eine Abnahme der Filmdicke, *Bild 7*.

$$\textcircled{1} = (\text{Fettfilmdicke})/(\text{Grundölfilmdicke})$$

t = Laufzeit

Bild 7
Verhältnis Fettfilmdicke
zu Grundölfilmdicke



Die sogenannte „starved lubrication“ ist ein Sonderfall der Unterversorgung. Hohe Überrollfrequenzen verteilen das Fett im Lager, wodurch weniger Fett im Wälzkontakt ist. Daraus resultiert eine geringere Schmierfilmdicke als die theoretisch mögliche. Dennoch kann mit fettgeschmierten Lagern auch unter solchen Bedingungen eine ausreichende Lebensdauer erreicht werden.

Grundlagen

Fettauswahl Die richtige Fettauswahl ist besonders bei Lagern mit höheren Gleitanteilen und bei großen sowie hoch beanspruchten Lagern wichtig. Bei hoher Belastung sind die Schmierfähigkeit des Verdickers und die Additivierung von besonderer Bedeutung.

Bei der Fettschmierung nimmt nur sehr wenig Schmierstoff aktiv am Schmiervorgang teil. Fett üblicher Konsistenz wird zum größten Teil aus dem Wälzkontakt verdrängt und lagert sich seitlich ab oder verlässt die Lagerung über die Dichtung. Das Fett, das auf den Laufflächen und seitlich im oder am Lager bleibt, gibt kontinuierlich die erforderliche geringe Menge Öl und teilweise auch Verdicker zur Schmierung der Funktionsflächen ab. Die so zwischen den Rollkontaktflächen wirksame Schmierstoffmenge reicht bei mäßiger Beanspruchung über längere Zeit für die Schmierung aus.

Festschmierstoffe Festschmierstoffe, zum Beispiel Graphit und Molybdändisulfid, die als dünne Schicht auf den Funktionsflächen aufgebracht sind, können den metallischen Kontakt verhindern. Eine solche Schicht haftet allerdings nur bei geringen Umfangsgeschwindigkeiten und kleinen Drücken über längere Zeit. Auch Festschmierstoffe in Ölen oder Fetten verbessern die Schmierung bei Festkörperkontakten.

Verdicker Verdicker und Wirkstoffe im Fett unterstützen die Schmierung durch Grenzschiebtbildung, sodass keine Lebensdauererminderung zu erwarten ist. Um lange Schmierfristen zu erreichen, ist es günstig, wenn das Fett gerade so viel Öl abgibt, wie zur Schmierung des Lagers erforderlich ist. So bleibt die Ölabgabe über eine lange Zeit bestehen. Fette mit hochviskosem Grundöl haben eine reduzierte Ölabgaberate. Mit ihnen lässt sich deshalb nur bei hohem Füllungsgrad von Lager und Gehäuse oder bei kurzfristiger Nachschmierung ein guter Schmierzustand erreichen. Bestimmte Verdickerarten haben zusätzlich grenzschiebtbildende Wirkung beim Betrieb im Mischreibungsbereich.

Die Ölabgabe hängt ab von:

- Verdicker (Art, Gehalt und Konsistenz)
- Additiven
- Art des Grundöles
- Viskosität des Grundöles
- Größe der ölabgebenden Fläche
- Temperatur
- Mechanischen Beanspruchungen des Fettes.

Sonderschmierstoffe

Ergänzend zu reiner Öl- oder Fettschmierung kann bei speziellen Anwendungen eine Schmierung mit Sonderschmierstoffen sinnvoll sein.

Compound-Schmierung

Festschmierstoff-Compounds, die als dünne Schicht auf den Funktionsflächen aufgebracht sind, können den metallischen Kontakt verhindern. Sie bestehen aus einer Festschmierstoff-Kombination, zum Beispiel Molybdändisulfid, Graphit oder PTFE und einem hochtemperaturstabilen Binder. Die Lager werden mit dem pastösen Compound befüllt und dieser unter Temperatureinwirkung ausgehärtet. Bei Betrieb rotiert das Compound mit dem Käfig. Eine solche Schicht haftet allerdings nur bei geringen Umfangsgeschwindigkeiten und kleinen Drücken über längere Zeit.

Die Compound-Schmierung ist eine Transferschmierung, das heißt, es findet ein fortwährendes Abtragen des gehärteten Compounds und eine Aufplattierung auf Kugeln und Laufflächen statt.

Versuche haben gezeigt, dass die Lebensdauer solcher Lager mit steigender Drehzahl stark abnimmt. Der Belastungs- oder Temperatureinfluss ist im Gegensatz zu Öl- oder Fettschmierung weniger stark ausgeprägt.

Die Compound-Schmierung wird unter anderem im Hochtemperaturbereich $> +250\text{ °C}$, zum Beispiel bei Ofenwagenlagerungen, oder in Bereichen mit starken chemischen oder physikalischen Einwirkungen, zum Beispiel im Vakuum, eingesetzt.

Polymer-Schmierung

Andere Sonderschmierstoffe sind sogenannte Polymerschmierstoffe, *Bild 8*. Diese bestehen aus einem porösen Trägermaterial, häufig Polymere wie zum Beispiel Polyethylen, und einem Fließfett oder Öl. Das Trägermaterial kann modellhaft als Schwamm angesehen werden, der das Fließfett beziehungsweise Öl hält und unter Belastung wieder abgibt.

Ein mögliches Anwendungsgebiet sind Lagerungen mit Schwenkbetrieb, geringen Drehzahlen oder mehrreihige, senkrecht eingebaute Lager.



Bild 8
Polymerschmierstoff im Kugellager

Tragfähigkeit und Lebensdauer

Die Schaeffler Gruppe führte 1997 die „Erweiterte Berechnung der modifizierten Lebensdauer“ ein. Dieses Verfahren wurde erstmals in DIN ISO 281 Beiblatt 1 genormt und ist seit 2007 Bestandteil der internationalen Norm ISO 281.

Im Rahmen der internationalen Normung wurde der Lebensdauerbeiwert a_{DIN} umbenannt in a_{ISO} , die Berechnung ändert sich dadurch nicht.

Ermüdungstheorie als Grundlage

Grundlage der in ISO 281 genormten Lebensdauer-Berechnung ist die Ermüdungstheorie von Lundberg und Palmgren, die immer zu einer endlichen Lebensdauer führt.

Zeitgemäße Lager hoher Qualität können jedoch bei günstigen Betriebsbedingungen die errechneten Werte der nominellen Lebensdauer erheblich übertreffen. Ioannides und Harris haben dazu ein Modell über die Ermüdung im Wälzkontakt entwickelt, das die Theorie von Lundberg und Palmgren erweitert und die Leistungsfähigkeit moderner Lager besser beschreibt.

Das Verfahren der „Erweiterten Berechnung der modifizierten Lebensdauer“ berücksichtigt die folgenden Einflüsse:

- Höhe der Lagerbelastung
- Ermüdungsgrenze des Werkstoffs
- Grad der Oberflächentrennung durch den Schmierstoff
- Sauberkeit im Schmierpalt
- Additivierung des Schmierstoffes
- Innere Lastverteilung und die Reibungsverhältnisse im Lager.



Die Einflüsse, besonders die der Verunreinigungen, sind sehr komplex! Für eine genaue Beurteilung ist sehr viel Erfahrung notwendig! Zur weiterführenden Beratung sollte deshalb der Ingenieurdienst der Schaeffler Gruppe hinzugezogen werden!

Die Tabellen und Diagramme stellen nur Anhaltswerte dar!

Weitere Informationen finden Sie auch im Katalog HR1, Wälzlager!

Dimensionierung von Wälzlagern

Die erforderliche Größe eines Wälzlagers ist von folgenden Anforderungen abhängig:

- Lebensdauer
- Tragfähigkeit (Belastbarkeit)
- Betriebssicherheit.

Dynamische Tragfähigkeit und Lebensdauer

Das Maß für die dynamische Tragfähigkeit sind die dynamischen Tragzahlen. Die dynamischen Tragzahlen basieren auf DIN ISO 281.

Das Ermüdungsverhalten des Werkstoffs bestimmt die dynamische Tragfähigkeit des Wälzlagers.

Die dynamische Tragfähigkeit wird durch die dynamische Tragzahl und die nominelle Lebensdauer beschrieben.

Die Ermüdungslebensdauer hängt ab von:

- Belastung
- Betriebsdrehzahl
- Statistischer Zufälligkeit des ersten Schadeneintritts.

Für umlaufende Wälzlager gilt die dynamische Tragzahl C .

Sie ist bei:

- Radiallagern eine konstante Radiallast C_r
- Axiallagern eine zentrisch wirkende, konstante Axiallast C_a .

Die dynamische Tragzahl C ist die Belastung unveränderlicher Größe und Richtung, bei der eine genügend große Menge gleicher Lager eine nominelle Lebensdauer von einer Million Umdrehungen erreicht.

Berechnung der Lebensdauer

Verfahren zur Berechnung der Lebensdauer sind die:

- Nominelle Lebensdauer L_{10} und L_{10h} nach ISO 281
- Modifizierte Lebensdauer L_{na} nach DIN ISO 281:1990 (nicht mehr Bestandteil der ISO 281)
- Erweiterte modifizierte Lebensdauer L_{nm} nach ISO 281.

Tragfähigkeit und Lebensdauer

Nominelle Lebensdauer

Die nominelle Lebensdauer L_{10} und L_{10h} ergibt sich aus:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

$$L_{10h} = \frac{16\,666}{n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

L_{10} 10^6 Umdrehungen

Nominelle Lebensdauer in Millionen Umdrehungen, die von 90% einer genügend großen Menge gleicher Lager erreicht oder überschritten wird, bevor die ersten Anzeichen einer Werkstoffermüdung auftreten

C N
Dynamische Tragzahl

P N
Dynamisch äquivalente Lagerbelastung für Radial- und Axiallager,

siehe Abschnitt Äquivalente Betriebswerte, Seite 35

p –
Lebensdauerexponent;

für Rollenlager: $p = 10/3$, für Kugellager: $p = 3$

L_{10h} h
Nominelle Lebensdauer in Betriebsstunden entsprechend der Definition für L_{10}

n min^{-1}
Betriebsdrehzahl.

Dynamisch äquivalente Belastung

Die dynamisch äquivalente Belastung P ist ein rechnerischer Wert. Dieser Wert ist eine in Größe und Richtung konstante Radiallast bei Radiallagern oder Axiallast bei Axiallagern.

Eine Belastung mit P ergibt die gleiche Lebensdauer wie die tatsächlich wirkende, kombinierte Belastung.

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

P N
Dynamisch äquivalente Lagerbelastung

X –
Radialfaktor aus den Maßtabellen oder der Beschreibung des Produktes

F_r N
Radiale dynamische Lagerbelastung

Y –
Axialfaktor aus den Maßtabellen oder der Beschreibung des Produktes

F_a N
Axiale dynamische Lagerbelastung.



Diese Berechnung ist nicht anwendbar für Radial-Nadellager sowie Axial-Nadellager und Axial-Zylinderrollenlager!

Bei diesen Lagern sind kombinierte Belastungen nicht zulässig!

Äquivalente Werte für nicht konstante Belastungen oder Drehzahlen siehe Abschnitt Äquivalente Betriebswerte, Seite 35!

Modifizierte Lebensdauer

Die modifizierte Lebensdauer L_{na} kann berechnet werden, wenn neben der Belastung und Drehzahl weitere Einflüsse bekannt sind, wie:

- Besondere Werkstoffeigenschaften
- Schmierung
oder
- Wenn eine von 90% abweichende Erlebenswahrscheinlichkeit gefordert wird.

Dieses Berechnungsverfahren wurde in ISO 281:2007 ersetzt durch die Berechnung der erweiterten modifizierten Lebensdauer L_{nm} .

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_{10}$$

L_{na} 10^6 Umdrehungen

Modifizierte Lebensdauer für besondere Werkstoffeigenschaften und Betriebsbedingungen bei einer Erlebenswahrscheinlichkeit von $(100 - n) \%$

a_1 –
Lebensdauerbeiwert für eine Erlebenswahrscheinlichkeit, die von 90% abweicht
In ISO 281:2007 wurden die Werte des Lebensdauerbeiwerts a_1 neu festgelegt, siehe Tabelle

a_2 –
Lebensdauerbeiwert für besondere Werkstoffeigenschaften
Für Standard-Wälzlagerstähle: $a_2 = 1$

a_3 –
Lebensdauerbeiwert für besondere Betriebsbedingungen;
besonders für den Schmierungszustand, *Bild 1*, Seite 22

L_{10} 10^6 Umdrehungen
Nominelle Lebensdauer.

Lebensdauerbeiwert a_1

Erlebenswahrscheinlichkeit %	Erweiterte modifizierte Lebensdauer L_{nm}	Lebensdauerbeiwert a_1
90	L_{10m}	1
95	L_{5m}	0,64
96	L_{4m}	0,55
97	L_{3m}	0,47
98	L_{2m}	0,37
99	L_{1m}	0,25
99,2	$L_{0,8m}$	0,22
99,4	$L_{0,6m}$	0,19
99,6	$L_{0,4m}$	0,16
99,8	$L_{0,2m}$	0,12
99,9	$L_{0,1m}$	0,093
99,92	$L_{0,08m}$	0,087
99,94	$L_{0,06m}$	0,08
99,95	$L_{0,05m}$	0,077

Die Werte für den Lebensdauerbeiwert a_1 wurden in ISO 281:2007 neu festgelegt und unterscheiden sich von den bisherigen Angaben.

Tragfähigkeit und Lebensdauer

Lebensdauerbeiwert a_3

Um den Lebensdauerbeiwert a_3 zu ermitteln, ist vorher das Viskositätsverhältnis κ zu bestimmen, siehe Abschnitt Viskositätsverhältnis.

a_3 = Lebensdauerbeiwert
 κ = Viskositätsverhältnis

- ① Gute Sauberkeit und geeignete Additive
- ② Höchste Sauberkeit und geringe Belastung
- ③ Verunreinigungen im Schmierstoff

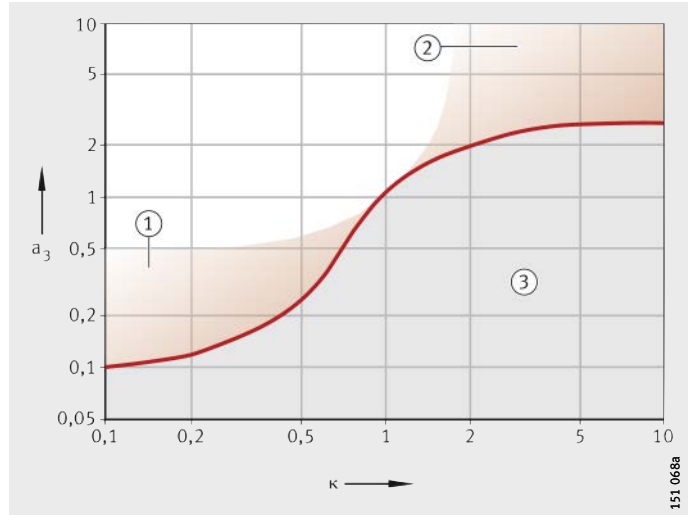


Bild 1
 Lebensdauerbeiwert a_3

Viskositätsverhältnis

Das Viskositätsverhältnis κ ist ein Maß für die Güte der Schmierfilmbildung:

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1}$$

κ – Viskositätsverhältnis
 ν mm^2s^{-1} – Kinematische Viskosität des Schmierstoffes bei Betriebstemperatur
 ν_1 mm^2s^{-1} – Bezugsviskosität des Schmierstoffes bei Betriebstemperatur.

Ab $\kappa = 4$ liegt Vollschmierung vor, d.h. die Kontaktpartner berühren sich nicht.

Bei $\kappa \geq 4$ und höchster Sauberkeit sowie mäßiger Belastung können Walzlager dauerfest sein. Die Erfahrung zeigt, dass bereits ab $\kappa = 2$ mit voll tragendem Schmierfilm gerechnet werden kann.

Ab $\kappa = 1$ und bei guter Sauberkeit wird in etwa die nominelle Lebensdauer erreicht.

Liegt κ im Bereich von 0,4 bis 1, so ist mit einer Reduzierung der nominellen Lebensdauer zu rechnen, man spricht von moderater Mischreibung.

Bei $\kappa < 0,4$ liegt Mischreibung vor. Hier ist bei unlegierten Schmierstoffen zusätzlich mit Verschleiß zu rechnen. Enthält der Schmierstoff jedoch geeignete Verschleißschutzadditive, kann die Trennung im Kontaktbereich auch durch die sich ausbildenden Reaktionsschichten der Additive übernommen werden. Über diese chemische Schmierung ist auch dann ein verschleißarmer Betrieb möglich, siehe dazu auch Abschnitt Berücksichtigung von EP-Additiven im Schmierstoff, Seite 25.

Die Bezugsviskosität ν_1 wird aus dem Diagramm mithilfe des mittleren Lagerdurchmessers d_M und der Betriebsdrehzahl n bestimmt, *Bild 2*, Seite 24.

Alternativ kann die Bezugsviskosität ν_1 auch über folgende Gleichungen berechnet werden:

$\nu_1 = 45000 \cdot n^{-0,83} \cdot d_M^{-0,5}$	für $n < 1000 \text{ min}^{-1}$
$\nu_1 = 4500 \cdot n^{-0,5} \cdot d_M^{-0,5}$	für $n \geq 1000 \text{ min}^{-1}$

n Betriebsdrehzahl min^{-1}
 d_M Mittlerer Lagerdurchmesser $(d + D)/2$, mm

Die Nennviskosität des Öls bei +40 °C ergibt sich aus der geforderten Betriebsviskosität ν und der Betriebstemperatur ϑ , *Bild 2*, Seite 24. Das Diagramm und die Gleichung $\kappa = \nu/\nu_1$ können näherungsweise auch für synthetische Öle zum Beispiel PAO verwendet werden. Für diese wird der, verglichen mit Mineralölen, größere Viskositätsindex ausgeglichen durch einen höheren Druck-Viskositätskoeffizienten. Bei Schmierfetten ist die Betriebsviskosität des Grundöls maßgebend.

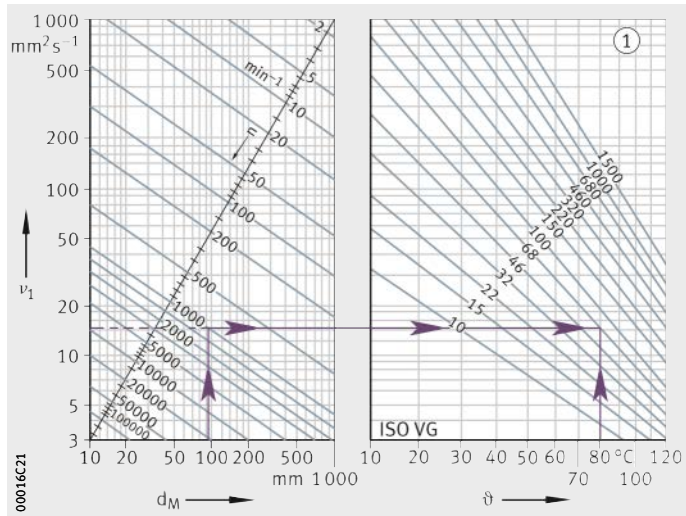
Bei hoch belasteten Lagern mit größeren Gleitanteilen kann die Temperatur im Kontaktbereich der Rollkörper bis 20 K höher sein als die am stillstehenden Ring messbare Temperatur (ohne Einfluss von Fremderwärmung).

Tragfähigkeit und Lebensdauer

ν_1 = Bezugviskosität
 d_M = Mittlerer Lagerdurchmesser
 ϑ = Betriebstemperatur
 n = Betriebsdrehzahl

① Viskosität $\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ bei $+40^\circ\text{C}$

Bild 2
V/T-Diagramm für Mineralöle



Die angegebenen Kurven gelten für eine Dichte des Schmierstoffes von $\rho = 0,89 \text{ g/cm}^3$ bei einer Temperatur von $+20^\circ\text{C}$.

Für Schmierstoffe anderer Dichte kann das Viskositätsverhältnis mit folgender Gleichung ermittelt werden:

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1} \cdot \left(\frac{\rho}{0,89 \text{ g/cm}^3} \right)^{0,83}$$

κ – Viskositätsverhältnis
 ν – $\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ Kinematische Viskosität des Schmierstoffes bei Betriebstemperatur
 ρ – g/cm^3 Dichte
 ν_1 – $\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ Bezugviskosität des Schmierstoffes bei Betriebstemperatur.

Erweiterte modifizierte Lebensdauer

Die Berechnung der erweiterten modifizierten Lebensdauer L_{nm} war in DIN ISO 281 Beiblatt 1 genormt. Seit 2007 ist sie in der weltweiten Norm ISO 281 genormt. Die computergestützte Berechnung nach DIN ISO 281 Beiblatt 4 ist seit 2008 in ISO/TS 16 281 spezifiziert.

L_{nm} wird berechnet nach:

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10}$$

L_{nm} – 10^6 Umdrehungen
 Erweiterte modifizierte Lebensdauer nach ISO 281
 a_1 – Lebensdauerbeiwert für eine Erlebenswahrscheinlichkeit, die von 90% abweicht, siehe Tabelle, Seite 21
 Die Werte für den Lebensdauerbeiwert a_1 wurden in ISO 281:2007 neu festgelegt und unterscheiden sich von den bisherigen Angaben
 a_{ISO} – Lebensdauerbeiwert für die Betriebsbedingungen
 L_{10} – 10^6 Umdrehungen
 Nominelle Lebensdauer, siehe Seite 20.

Lebensdauerbeiwert a_{ISO}

Das genormte Rechenverfahren für den Lebensdauerbeiwert a_{ISO} berücksichtigt im Wesentlichen:

- Belastung des Lagers
- Schmierzustand (Viskosität und Art des Schmierstoffs, Drehzahl, Lagergröße, Additive)
- Ermüdungsgrenze des Werkstoffes
- Bauart des Lagers
- Eigenspannung des Werkstoffes
- Umgebungsbedingungen
- Verunreinigungen des Schmierstoffes, siehe Kapitel Verunreinigungen im Schmierstoff.

$$a_{ISO} = f \left[\frac{e_C \cdot C_u}{P}, \kappa \right]$$

a_{ISO} – Lebensdauerbeiwert für Betriebsbedingungen, *Bild 3*, Seite 26 bis *Bild 6*, Seite 27. Alternativ kann a_{ISO} auch über die Formeln nach DIN ISO 281:2009 berechnet werden

e_C – Lebensdauerbeiwert für Verunreinigung, siehe Tabelle, Seite 28

C_u – N Ermüdungsgrenzbelastung, nach Maßtabellen

κ – Viskositätsverhältnis, siehe Seite 22

Für $\kappa > 4$ ist mit $\kappa = 4$ zu rechnen.

Für $\kappa < 0,1$ ist dieses Rechenverfahren nicht anwendbar.

P – N Dynamisch äquivalente Lagerbelastung.

Berücksichtigung von EP-Additiven im Schmierstoff

Nach ISO 281 können EP-Additive im Schmierstoff auf folgende Art berücksichtigt werden:

- Bei einem Viskositätsverhältnis $\kappa < 1$ und einem Verunreinigungsbeiwert $e_C \geq 0,2$ kann bei Verwendung von Schmierstoffen mit nachgewiesenen wirksamen EP-Additiven mit dem Wert $\kappa = 1$ gerechnet werden. Bei starker Verschmutzung (Verunreinigungsbeiwert $e_C < 0,2$) ist die Wirksamkeit der Additivierung unter diesen Verschmutzungsbedingungen nachzuweisen. Der Nachweis der Wirksamkeit der EP-Additive kann in der realen Anwendung oder in einem Wälzlager-Prüfgerät FE 8 nach DIN 51819-1 erfolgen.

Wird bei nachgewiesenen wirksamen EP-Additiven mit dem Wert $\kappa = 1$ gerechnet, ist der Lebensdauerbeiwert auf $a_{ISO} \leq 3$ zu begrenzen. Falls der für das tatsächliche κ berechnete Wert a_{ISO} größer als 3 ist, kann mit diesem Wert gerechnet werden.

Tragfähigkeit und Lebensdauer

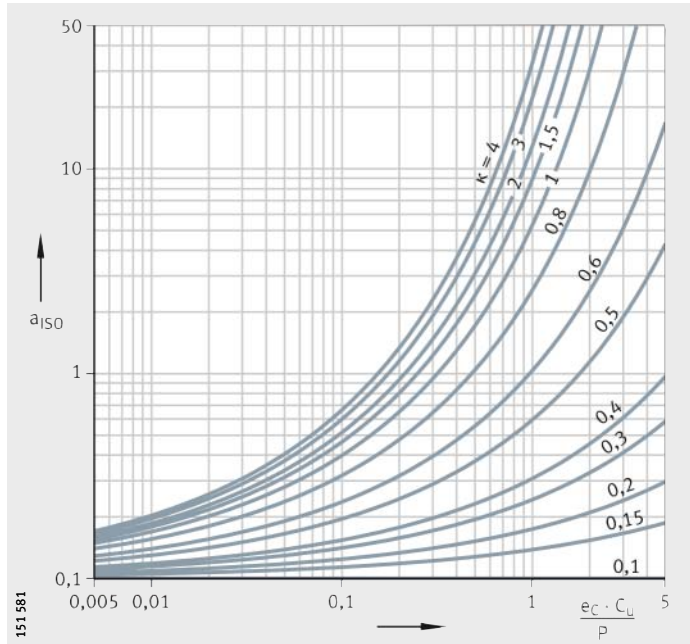


Bild 3
Lebensdauerbeiwert a_{150}
für Radial-Rollenlager

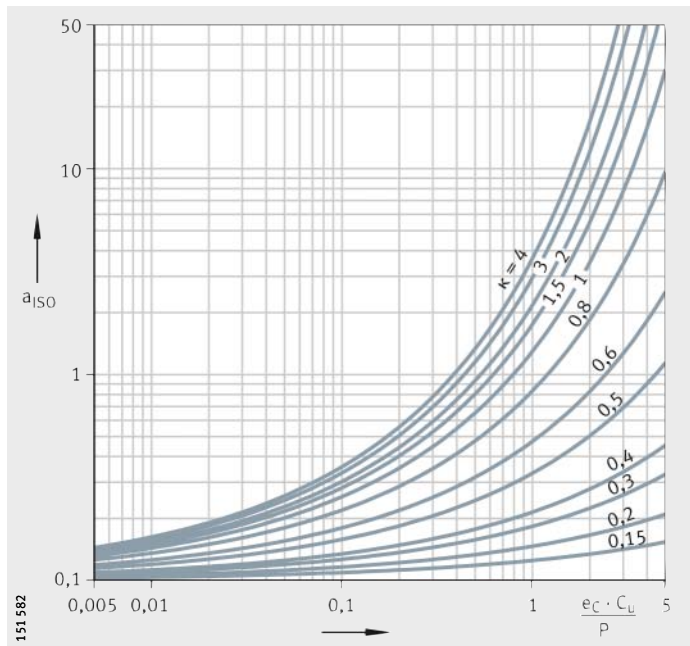


Bild 4
Lebensdauerbeiwert a_{150}
für Axial-Rollenlager

Bild 5
Lebensdauerbeiwert a_{ISO}
für Radial-Kugellager

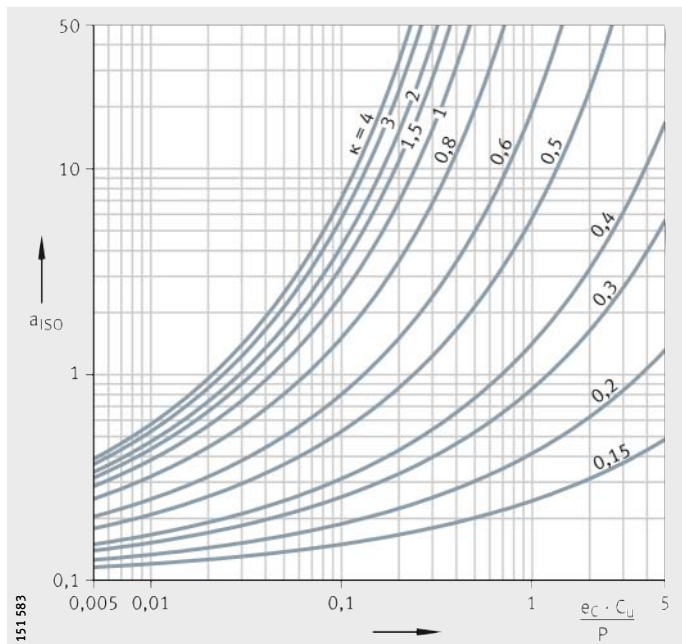
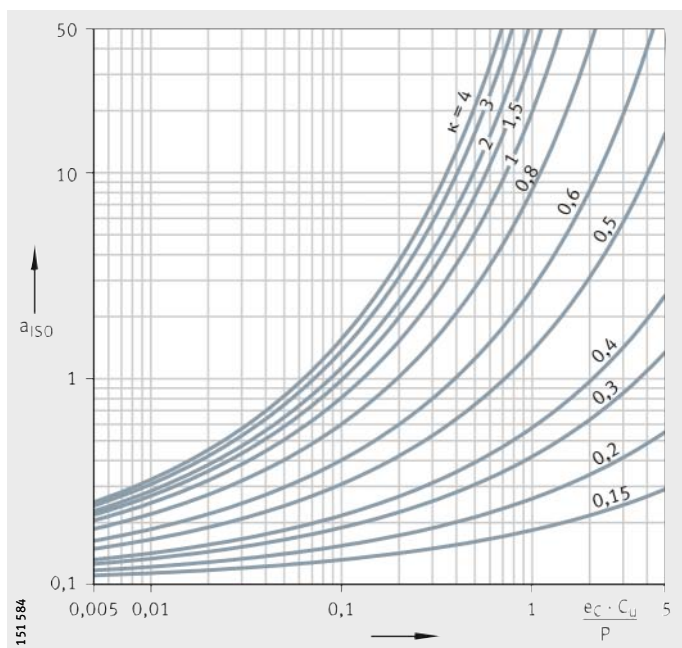


Bild 6
Lebensdauerbeiwert a_{ISO}
für Axial-Kugellager



Tragfähigkeit und Lebensdauer

Ermüdungsgrenzbelastung Die Ermüdungsgrenzbelastung C_u ist nach ISO 281 definiert als die Belastung, bei der die Ermüdungsgrenze am höchstbelasteten Wälzkörper gerade erreicht wird.

Lebensdauerbeiwert für Verunreinigung Werden im Schmierstoff enthaltene Partikel überrollt, so kann dies zu plastischen Verformungen in der Laufbahn führen. Hier kommt es zu lokal hohen Spannungen, was zu einer verminderten Ermüdungslaufzeit führt. Diesen Einfluss von Verunreinigungen im Schmierpalt auf die Lebensdauer berücksichtigt der Lebensdauerbeiwert für Verunreinigung e_c , siehe Tabelle.

Die verminderte Lebensdauer durch feste Partikel im Schmierpalt hängt ab von:

- Art, Größe, Härte und Menge der Partikel
- Relativer Schmierfilmhöhe
- Lagergröße.

Komplexe Wechselwirkungen zwischen diesen Einflussgrößen lassen nur grobe Anhaltswerte zu. Die Tabellenwerte gelten für Verunreinigungen durch feste Partikel (Beiwert e_c). Nicht berücksichtigt sind andere Verschmutzungen wie Verunreinigungen durch Wasser oder andere Flüssigkeiten.



Bei starker Verschmutzung ($e_c \rightarrow 0$) können die Lager durch Verschleiß ausfallen! Die Gebrauchsdauer liegt dann weit unter der berechneten Lebensdauer!

Beiwert e_c

Verschmutzung	Beiwert e_c	
	$d_M < 100 \text{ mm}^1$	$d_M \geq 100 \text{ mm}^1$
Größte Sauberkeit ■ Partikelgröße in Größenordnung der Schmierfilmhöhe ■ Laborbedingungen	1	1
Große Sauberkeit ■ Schmieröl feinstgefiltert ■ Abgedichtete, befettete Lager	0,8 bis 0,6	0,9 bis 0,8
Normale Sauberkeit ■ Schmieröl feingefiltert	0,6 bis 0,5	0,8 bis 0,6
Leichte Verunreinigungen ■ Leichte Verunreinigungen im Schmieröl	0,5 bis 0,3	0,6 bis 0,4
Typische Verunreinigungen ■ Lager mit Abrieb von anderen Maschinenelementen kontaminiert	0,3 bis 0,1	0,4 bis 0,2
Starke Verunreinigungen ■ Umgebung der Lager stark verschmutzt ■ Lagerung unzureichend abgedichtet	0,1 bis 0	0,1 bis 0
Sehr starke Verunreinigungen	0	0

¹⁾ d_M = Mittlerer Lagerdurchmesser $(d + D)/2$.

Detaillierte Bestimmung des Verunreinigungsbeiwertes

Für die folgenden Schmierungsarten kann der Verunreinigungsbeiwert e_c durch Diagramme oder Formeln (siehe DIN ISO 281:2009) bestimmt werden:

- Ölumlaufschmierung mit ständiger Ölfilterung vor Eintritt in das Lager (Online-Filterung)
- Ölbadschmierung oder Ölumlaufschmierung mit intermittierender oder einmaliger Ölfilterung (Offline-Filterung)
- Fettschmierung.



Die Anwendung der detaillierten Bestimmung des Verunreinigungsbeiwertes e_c wird empfohlen bei Berechnung der modifizierten Referenzlebensdauer nach DIN ISO 281 Beiblatt 4! Für die Berechnung der modifizierten Lebensdauer L_{nm} nach ISO 281 sind die Tabellenwerte vorzuziehen!

Um die errechnete Lagerlebensdauer erreichen zu können, müssen die Lager von Beginn an und nach Ölwechseln unter den angenommenen Bedingungen betrieben werden! Daher ist es wichtig, die Lager und die Anwendung vor der Montage gründlich zu reinigen! Wichtig ist weiterhin, das Öl vor Einfüllung in das System zu filtern! Dabei sollte der dazu verwendete Filter mindestens so wirkungsvoll sein wie der Filter im System!

Ölumlaufschmierung mit Online-Filterung

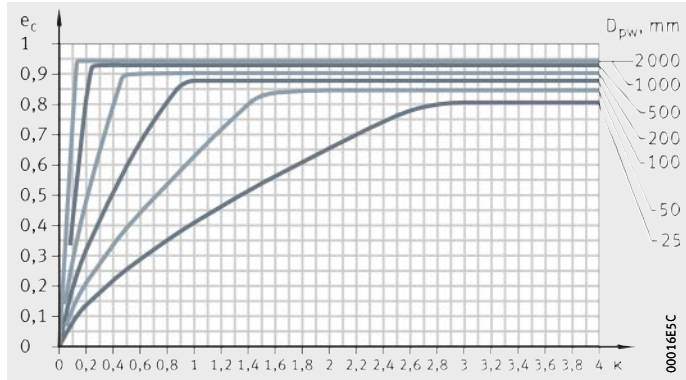
Für Ölumlaufschmierung mit ständiger Filterung kann der Verunreinigungsbeiwert e_c durch Diagramme bestimmt werden, *Bild 7*, Seite 30 bis *Bild 10*, Seite 30. Bestimmend für die Auswahl des zu verwendenden Diagramms sind die Filterrückhalterate $\beta_{x(c)}$ nach ISO 16889 und die Ölreinheitsklasse nach ISO 4406. Der Index (c) ist die Partikelgröße in μm nach ISO 1171, siehe Abschnitt Filterkenngrößen, Seite 141.

Tragfähigkeit und Lebensdauer

e_c = Verunreinigungsbeiwert
 κ = Viskositätskoeffizient

D_{pw} = Teilkreisdurchmesser

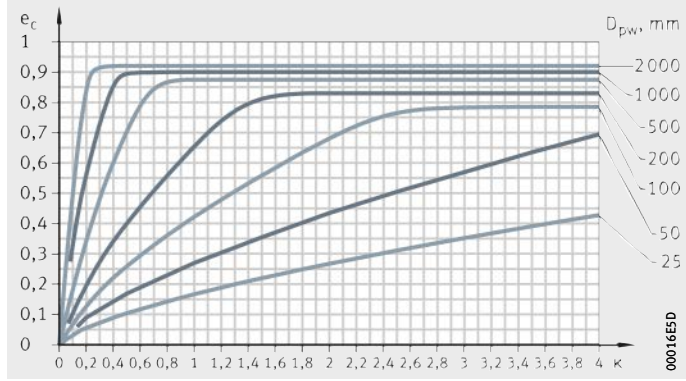
Bild 7
 Filtrerrückhalterate $\beta_{6(c)} = 200$



e_c = Verunreinigungsbeiwert
 κ = Viskositätskoeffizient

D_{pw} = Teilkreisdurchmesser

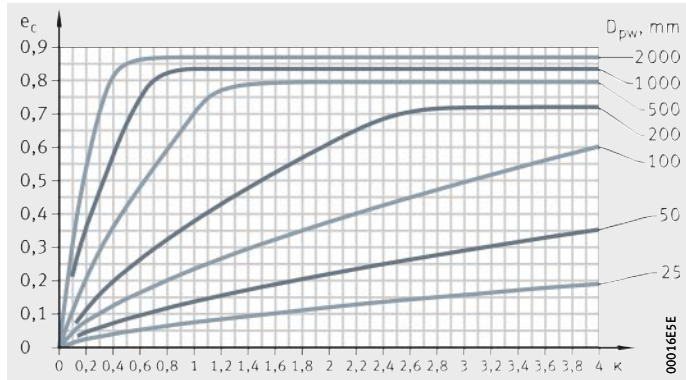
Bild 8
 Filtrerrückhalterate $\beta_{12(c)} = 200$



e_c = Verunreinigungsbeiwert
 κ = Viskositätskoeffizient

D_{pw} = Teilkreisdurchmesser

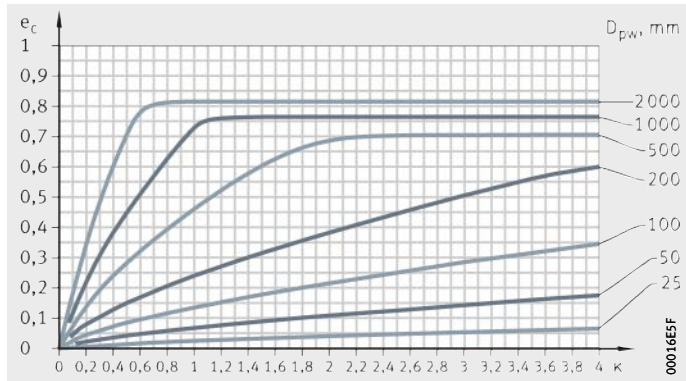
Bild 9
 Filtrerrückhalterate $\beta_{25(c)} \geq 75$



e_c = Verunreinigungsbeiwert
 κ = Viskositätskoeffizient

D_{pw} = Teilkreisdurchmesser

Bild 10
 Filtrerrückhalterate $\beta_{40(c)} \geq 75$



**Ölbadschmierung oder
Ölumlaufschmierung
mit Offline-Filterung**

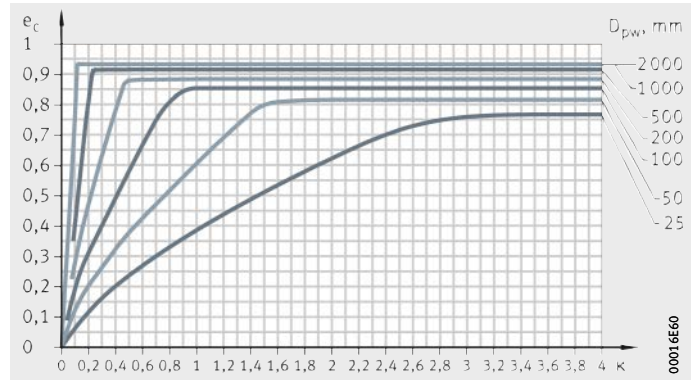
Für Ölbadschmierung oder Ölumlaufschmierung mit Offline-Filterung kann der Verunreinigungsbeiwert e_c durch Diagramme bestimmt werden, *Bild 11* bis *Bild 15*, Seite 32.

Bestimmend für die Auswahl des zu verwendenden Diagramms ist die Öleinheitsklasse nach ISO 4406.

e_c = Verunreinigungsbeiwert
 κ = Viskositätskoeffizient

 D_{pw} = Teilkreisdurchmesser

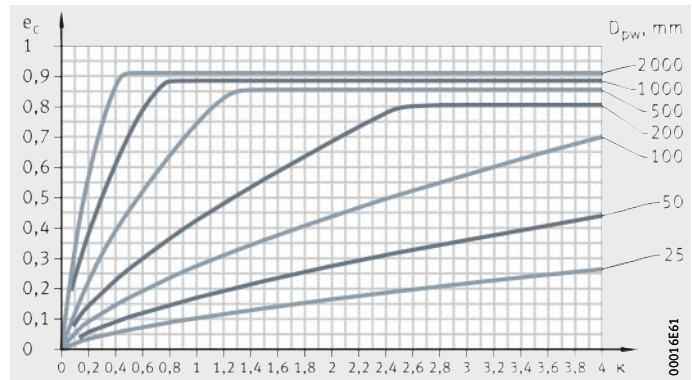
Bild 11
Öl-Reinheitsklasse -/13/10
nach ISO 4406



e_c = Verunreinigungsbeiwert
 κ = Viskositätskoeffizient

 D_{pw} = Teilkreisdurchmesser

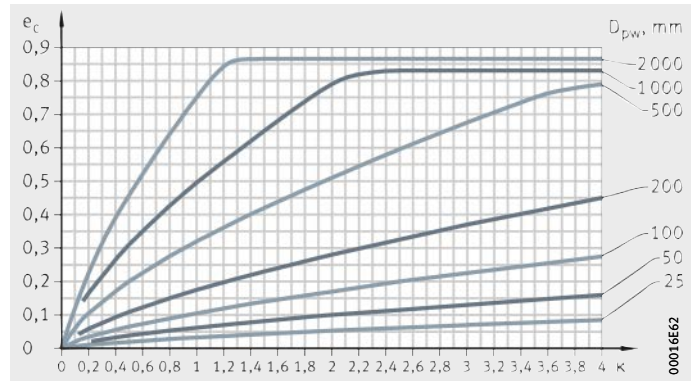
Bild 12
Öl-Reinheitsklasse -/15/12
nach ISO 4406



e_c = Verunreinigungsbeiwert
 κ = Viskositätskoeffizient

 D_{pw} = Teilkreisdurchmesser

Bild 13
Öl-Reinheitsklasse -/17/14
nach ISO 4406

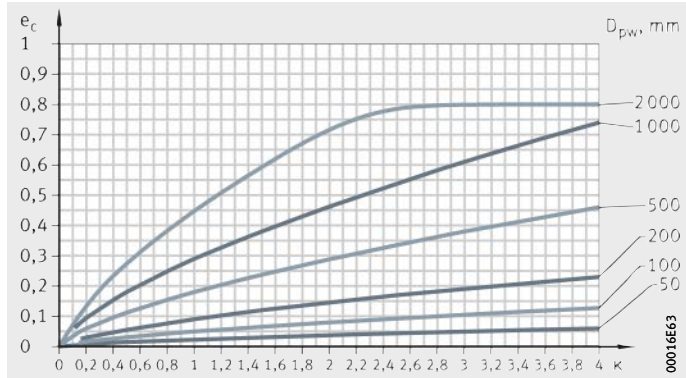


Tragfähigkeit und Lebensdauer

e_c = Verunreinigungsbeiwert
 κ = Viskositätskoeffizient

D_{pw} = Teilkreisdurchmesser

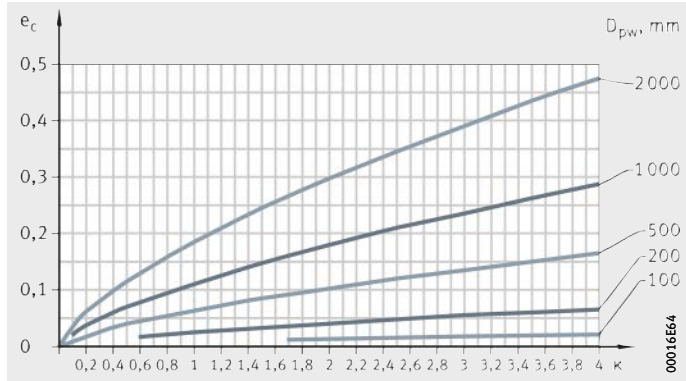
Bild 14
 Öl-Reinheitsklasse -/19/16
 nach ISO 4406



e_c = Verunreinigungsbeiwert
 κ = Viskositätskoeffizient

D_{pw} = Teilkreisdurchmesser

Bild 15
 Öl-Reinheitsklasse -/21/18
 nach ISO 4406



Fettschmierung

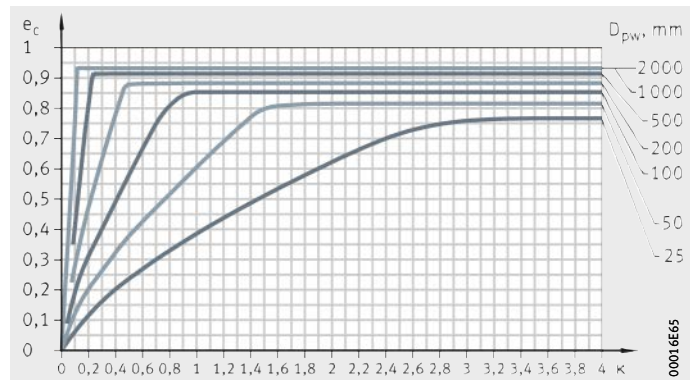
Für Fettschmierung kann der Verunreinigungsbeiwert e_c durch Diagramme bestimmt werden, *Bild 16* bis *Bild 20*, Seite 34. Das zu verwendende Diagramm richtet sich nach den vorliegenden Betriebsbedingungen, siehe Tabelle.

Betriebsbedingungen	Diagramm
Hohe Sauberkeit <ul style="list-style-type: none"> ■ sehr saubere Montage mit sorgfältiger Spülung ■ sehr gute Abdichtung ■ kontinuierliche Nachschmierung oder kurze Nachschmierintervalle 	<i>Bild 16</i>
<ul style="list-style-type: none"> ■ wirkungsvoll abgedichtete Lager ■ lebensdauergefettet 	
Normale Sauberkeit <ul style="list-style-type: none"> ■ saubere Montage mit Spülung ■ gute Abdichtung ■ Nachschmierung gemäß Herstellervorgaben 	<i>Bild 17</i>
<ul style="list-style-type: none"> ■ abgedichtete Lager (zum Beispiel Dichtscheiben) ■ lebensdauergefettet 	
Leichte bis typische Verunreinigung <ul style="list-style-type: none"> ■ saubere Montage ■ mäßige Abdichtung ■ Nachschmierung gemäß Herstellervorgaben 	<i>Bild 18</i>
Starke Verunreinigung <ul style="list-style-type: none"> ■ Montage unter Werkstattbedingungen ■ Lager und Anwendung nicht angemessen gewaschen ■ schlechte Abdichtung ■ Nachschmierintervall länger als Herstellervorgaben 	<i>Bild 19</i>
Sehr starke Verunreinigung <ul style="list-style-type: none"> ■ Maschine in verschmutzter Umgebung ■ unzureichende Abdichtung ■ lange Nachschmierintervalle 	<i>Bild 20</i>

e_c = Verunreinigungsbeiwert
 κ = Viskositätskoeffizient

D_{pw} = Teilkreisdurchmesser

Bild 16
 Hohe Sauberkeit

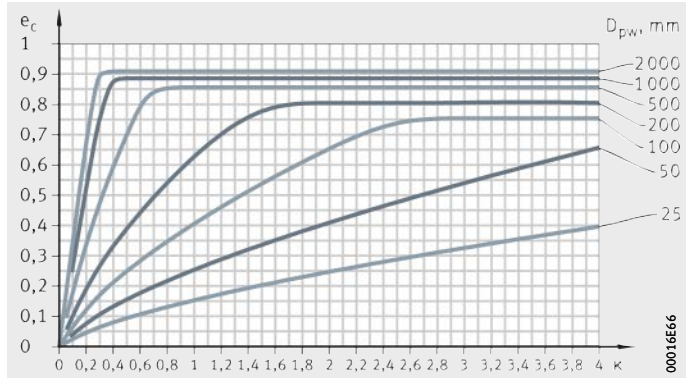


Tragfähigkeit und Lebensdauer

e_c = Verunreinigungsbeiwert
 κ = Viskositätskoeffizient

D_{pw} = Teilkreisdurchmesser

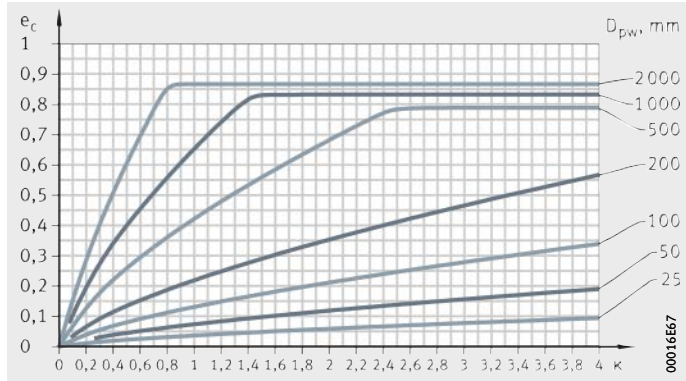
Bild 17
 Normale Sauberkeit



e_c = Verunreinigungsbeiwert
 κ = Viskositätskoeffizient

D_{pw} = Teilkreisdurchmesser

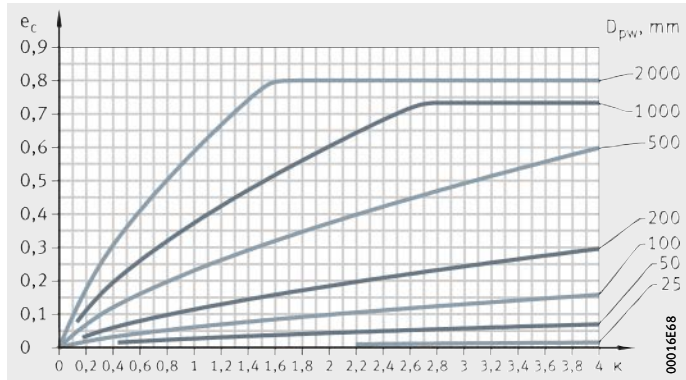
Bild 18
 Leichte bis typische Verunreinigung



e_c = Verunreinigungsbeiwert
 κ = Viskositätskoeffizient

D_{pw} = Teilkreisdurchmesser

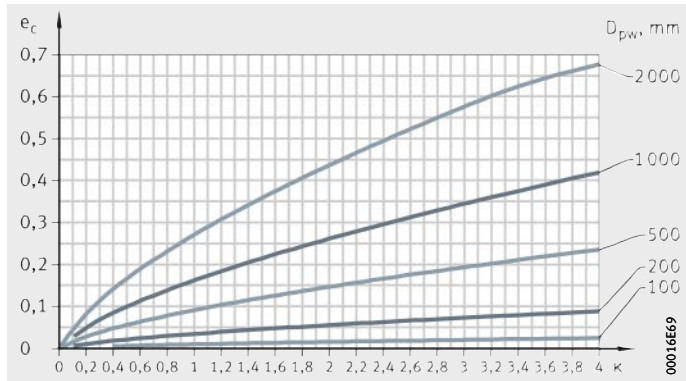
Bild 19
 Starke Verunreinigung



e_c = Verunreinigungsbeiwert
 κ = Viskositätskoeffizient

D_{pw} = Teilkreisdurchmesser

Bild 20
 Sehr starke Verunreinigung



Äquivalente Betriebswerte

Die Lebensdauer-Gleichungen setzen voraus, dass die Lagerbelastung P und die Lagerdrehzahl n konstant sind. Sind Belastung und Drehzahl nicht konstant, können äquivalente Betriebswerte bestimmt werden, die die gleiche Ermüdung verursachen wie die tatsächlich wirkenden Beanspruchungen.



Die hier berechneten Betriebswerte berücksichtigen schon die Lebensdauerbeiwerte a_3 oder a_{ISO} ! Sie dürfen bei der Berechnung der modifizierten Lebensdauer nicht mehr berücksichtigt werden!

Veränderliche Belastung und Drehzahl

Verändern sich Belastung und Drehzahl im Zeitraum T , so gelten für die Drehzahl n und die äquivalente Lagerbelastung P :

$$n = \frac{1}{T} \int_0^T n(t) \cdot dt$$

$$P = \sqrt[p]{\frac{\int_0^T \frac{1}{a(t)} \cdot n(t) \cdot F^p(t) \cdot dt}{\int_0^T n(t) \cdot dt}}$$

Stufenweise Veränderung

Verändern sich Belastung und Drehzahl im Zeitraum T stufenweise, so gelten für die Drehzahl n und die äquivalente Lagerbelastung P :

$$n = \frac{q_1 \cdot n_1 + q_2 \cdot n_2 + \dots + q_z \cdot n_z}{100}$$

$$P = \sqrt[p]{\frac{\frac{1}{a_i} \cdot q_i \cdot n_i \cdot F_i^p + \dots + \frac{1}{a_z} \cdot q_z \cdot n_z \cdot F_z^p}{q_i \cdot n_i + \dots + q_z \cdot n_z}}$$

Veränderliche Belastung bei konstanter Drehzahl

Beschreibt die Funktion F die Veränderung der Belastung im Zeitraum T und ist die Drehzahl konstant, gilt für die äquivalente Lagerbelastung P :

$$P = \sqrt[p]{\frac{1}{T} \int_0^T \frac{1}{a(t)} \cdot F^p(t) \cdot dt}$$

Stufenweise veränderliche Belastung bei konstanter Drehzahl

Verändert sich die Belastung im Zeitraum T stufenweise und ist die Drehzahl konstant, gilt für die äquivalente Lagerbelastung P :

$$P = \sqrt[p]{\frac{\frac{1}{a_i} \cdot q_i \cdot F_i^p + \dots + \frac{1}{a_z} \cdot q_z \cdot F_z^p}{100}}$$

Tragfähigkeit und Lebensdauer

Konstante Belastung bei veränderlicher Drehzahl

Verändert sich die Drehzahl bei konstanter Belastung, gilt:

$$n = \frac{1}{T} \int_0^T \frac{1}{a(t)} \cdot n(t) \cdot dt$$

Konstante Belastung bei stufenweise veränderlicher Drehzahl

Verändert sich die Drehzahl stufenweise bei konstanter Belastung, so gilt:

$$n = \frac{\frac{1}{a_1} \cdot q_1 \cdot n_1 + \dots + \frac{1}{a_z} \cdot q_z \cdot n_z}{100}$$

Bei oszillierender Lagerbewegung

Die äquivalente Drehzahl errechnet sich nach:

$$n = n_{osc} \cdot \frac{\varphi}{180^\circ}$$



Die Gleichung gilt nur, wenn der Schwenkwinkel größer als der doppelte Teilungswinkel der Wälzkörper ist! Ist der Schwenkwinkel kleiner, besteht die Gefahr der Riffelbildung!

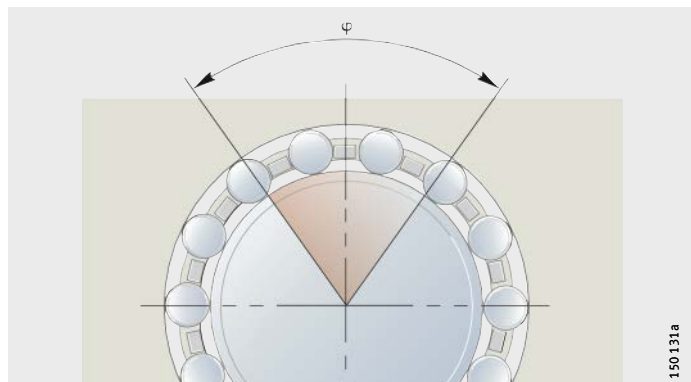


Bild 21
Schwenkwinkel φ

Bezeichnungen, Einheiten und Bedeutung

n	min^{-1}
Mittlere Drehzahl	
T	min
Betrachteter Zeitraum	
P	N
Äquivalente Lagerbelastung	
p	-
Lebensdauerexponent;	
für Rollenlager: $p = 10/3$, für Kugellager: $p = 3$	
$a_i, a(t)$	-
Lebensdauerbeiwert a_{ISO} für den momentanen Betriebszustand, siehe Abschnitt Lebensdauerbeiwert a_{ISO} , Seite 25	
$n_i, n(t)$	min^{-1}
Lagerdrehzahl im momentanen Betriebszustand	
q_i	%
Zeitanteil eines Betriebszustandes an der Gesamtbetriebsdauer;	
$q_i = (\Delta t_i / T) \cdot 100$	
$F_i, F(t)$	N
Lagerbelastung im momentanen Betriebszustand	
n_{osc}	min^{-1}
Frequenz der Hin- und Herbewegung	
φ	$^\circ$
Schwenkwinkel, Bild 21.	

Reibung und Erwärmung

Reibung

Die Reibung eines Wälzlagers setzt sich aus mehreren Anteilen zusammen, siehe Tabelle. Durch die Vielzahl der Einflussgrößen, wie Dynamik in Drehzahl und Last, Verkippung und Verschränkung infolge Einbau, können reale Reibungsmomente und Reibungsleistungen deutlich von den berechneten Größen abweichen. Ist das Reibungsmoment ein wichtiges Auslegungskriterium, bitte beim Schaeffler Ingenieurdienst rückfragen.

Reibungsanteil und Einflussgröße

Reibungsanteil	Einflussgröße
Rollreibung	Größe der Belastung
Gleitreibung der Wälzkörper Gleitreibung des Käfigs	Größe und Richtung der Belastung Drehzahl und Schmierzustand, Einlaufzustand
Flüssigkeitsreibung (Strömungswiderstände)	Bauart und Drehzahl Art, Menge und Betriebsviskosität des Schmierstoffes
Dichtungsreibung	Bauart und Vorspannung der Dichtung

Die Leerlaufreibung hängt ab von der Schmierstoffmenge, der Drehzahl, der Betriebsviskosität des Schmierstoffes, den Dichtungen und dem Einlaufzustand des Lagers.

Wärmeabfuhr

Reibung wird in Wärme umgesetzt. Diese muss aus dem Lager abgeführt werden. Aus dem Gleichgewicht von Reibungsleistung und Wärmeabfuhr wird die thermisch zulässige Drehzahl n_{th} berechnet.

Wärmeabfuhr durch den Schmierstoff



Bei Ölschmierung wird ein Teil der Wärme durch das Öl abgeführt. Besonders wirksam ist die Umlaufschmierung mit Rückkühlung. Fett führt keine Wärme ab!

Wärmeabfuhr über Welle und Gehäuse



Die Wärmeabfuhr über die Welle und das Gehäuse hängt ab von der Temperaturdifferenz zwischen Lager und Umgebung, *Bild 1*. Benachbarte, zusätzliche Wärmequellen oder Wärmestrahlung beachten!

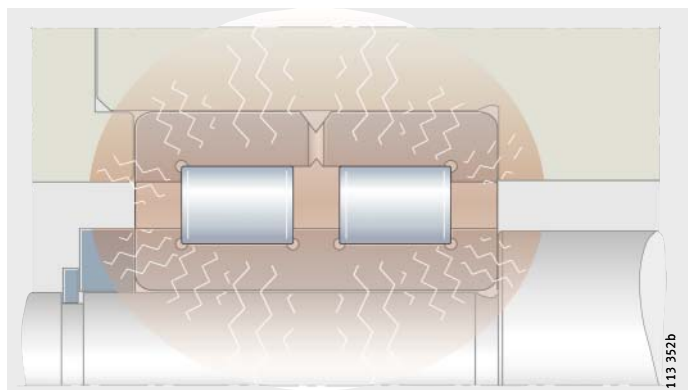


Bild 1
Temperaturverteilung zwischen Lager, Welle und Gehäuse

Reibung und Erwärmung

Bestimmung der Reibungsgrößen

Dazu müssen Drehzahl und Belastung bekannt sein. Schmierungsart, Schmierverfahren und die Viskosität des Schmierstoffes bei Betriebstemperatur sind weitere notwendige Rechengrößen.

Gesamtreibungsmoment M_R
(Berechnung axial belasteter Zylinderrollenlager, siehe Seite 43):

$$M_R = M_0 + M_1$$

Reibungsleistung N_R :

$$N_R = M_R \cdot \frac{n}{9550}$$

Drehzahlabhängiges Reibungsmoment für $v \cdot n \geq 2000$:

$$M_0 = f_0 \cdot (v \cdot n)^{2/3} \cdot d_M^3 \cdot 10^{-7}$$

Drehzahlabhängiges Reibungsmoment für $v \cdot n < 2000$:

$$M_0 = f_0 \cdot 160 \cdot d_M^3 \cdot 10^{-7}$$

Lastabhängiges Reibungsmoment für Zylinderrollenlager:

$$M_1 = f_1 \cdot F \cdot d_M$$

Lastabhängiges Reibungsmoment für Kugellager, Kegelrollenlager und Pendelrollenlager:

$$M_1 = f_1 \cdot P_1 \cdot d_M$$

M_R	Nmm
Gesamtreibungsmoment	
M_0	Nmm
Drehzahlabhängiges Reibungsmoment	
M_1	Nmm
Lastabhängiges Reibungsmoment	
N_R	W
Reibungsleistung	
n	min^{-1}
Betriebsdrehzahl	
f_0	–
Lagerbeiwert für drehzahlabhängiges Reibungsmoment, Bild 2, Seite 39 und Tabellen von Seite 40 bis Seite 42	
ν	mm^2s^{-1}
Kinematische Viskosität des Schmierstoffes bei Betriebstemperatur Bei Fett entscheidet die Viskosität des Grundöls bei Betriebstemperatur	
d_M	mm
Mittlerer Lagerdurchmesser $(d + D)/2$	
f_1	–
Lagerbeiwert für lastabhängiges Reibungsmoment, siehe Tabellen von Seite 40 bis Seite 42	
F_r, F_a	N
Radiallast bei Radiallagern, Axiallast bei Axiallagern	
P_1	N
Maßgebende Belastung für das Reibungsmoment. Für Kugellager, Kegelrollenlager und Pendelrollenlager, siehe Seite 42.	

Lagerbeiwerte

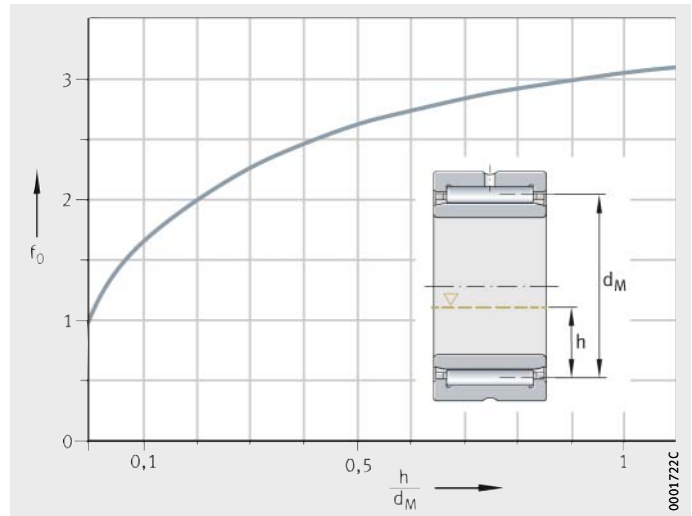
Die Lagerbeiwerte f_0 und f_1 sind Mittelwerte aus Versuchsreihen und entsprechen den Angaben nach ISO 15 312.

Sie gelten bei Fettschmierung für eingelaufene Lager. Im frisch befetteten Zustand kann der Lagerbeiwert f_0 zwei- bis fünffach höher sein.

Bei Ölbad Schmierung muss der Ölstand bis zur Mitte des untersten Wälzkörpers reichen. Bei höherem Ölstand kann f_0 bis zum Dreifachen des Tabellenwerts steigen, *Bild 2*.

f_0 = Lagerbeiwert
 h = Ölstand
 d_M = Mittlerer Lagerdurchmesser $(d + D)/2$

Bild 2
Anstieg des Lagerbeiwertes,
abhängig vom Ölstand



Reibung und Erwärmung

Lagerbeiwerte für Nadellager, Nadelhülsen, Nadelbüchsen, Nadelkränze

Baureihe	Lagerbeiwert f_0		Lagerbeiwert f_1
	Fett, Öl-Luft	Ölbad, Ölumlauf	
NA48	3	5	0,0005
NA49	4	5,5	
RNA48	3	5	
RNA49	4	5,5	
NA69	7	10	
RNA69			
NKI, NK, NKIS, NKS, NAO, RNO, K	$(12 \cdot B)/(33 + d)$	$(18 \cdot B)/(33 + d)$	
HK, BK	$(24 \cdot B)/(33 + d)$	$(36 \cdot B)/(33 + d)$	
HN	$(30 \cdot B)/(33 + d)$	$(45 \cdot B)/(33 + d)$	

Lagerbeiwerte für Zylinderrollenlager, vollröllig

Baureihe	Lagerbeiwert f_0		Lagerbeiwert f_1
	Fett, Öl-Luft	Ölbad, Ölumlauf	
SL1818	3	5	0,00055
SL1829	4	6	
SL1830	5	7	
SL1822	5	8	
SL0148, SL0248	6	9	
SL0149, SL0249	7	11	
SL1923	8	12	
SL1850	9	13	

Lagerbeiwerte für Zylinderrollenlager mit Käfig

Baureihe	Lagerbeiwert f_0		Lagerbeiwert f_1
	Fett, Öl-Luft	Ölbad, Ölumlauf	
LSL1923	1	3,7	0,00020
ZSL1923	1	3,8	0,00025
2..-E	1,3	2	0,00030
3..-E			0,00035
4			0,00040
10, 19			0,00020
22..-E	2	3	0,00040
23..-E	2,7	4	0,00040
30	1,7	2,5	0,00040

Lagerbeiwerte für Axial-Rollenlager

Baureihe	Lagerbeiwert f_0		Lagerbeiwert f_1
	Fett, Öl-Luft	Ölbad, Ölumlauf	
AXK, AXW	3	4	0,0015
811, K811	2	3	
812, K812			
893, K893			
894, K894			

**Lagerbeiwerte
für kombinierte Lager**

Baureihe	Lagerbeiwert f_0		Lagerbeiwert f_1
	Fett, Öl-Luft	Ölbad, Ölumlaufl	
ZARN, ZARF	3	4	0,0015
NKXR	2	3	
NX, NKX	2	3	0,001 · $(F_a/C_0)^{0,33}$
ZKLN, ZKLF	4	6	
NKIA, NKIB	3	5	0,0005

**Lagerbeiwerte
für Kegelrollenlager**

Baureihe	Lagerbeiwert f_0		Lagerbeiwert f_1
	Fett, Öl-Luft	Ölbad, Ölumlaufl	
302, 303, 320, 329, 330, T4CB, T7FC	2	3	0,0004
313, 322, 323, 331, 332, T2EE, T2ED, T5ED	3	4,5	

**Lagerbeiwerte
für Axial- und
Radial-Pendelrollenlager**

Baureihe	Lagerbeiwert f_0		Lagerbeiwert f_1
	Fett, Öl-Luft	Ölbad, Ölumlaufl	
213	2,3	3,5	0,0005 · $(P_0/C_0)^{0,33}$
222	2,7	4	
223	3	4,5	0,0008 · $(P_0/C_0)^{0,33}$
230, 239			0,00075 · $(P_0/C_0)^{0,5}$
231	3,7	5,5	0,0012 · $(P_0/C_0)^{0,5}$
232	4	6	0,0016 · $(P_0/C_0)^{0,5}$
240	4,3	6,5	0,0012 · $(P_0/C_0)^{0,5}$
241	4,7	7	0,0022 · $(P_0/C_0)^{0,5}$
292..-E	1,7	2,5	0,00023
293..-E	2	3	0,00030
294..-E	2,2	3,3	0,00033

**Lagerbeiwerte
für Rillenkugellager**

Baureihe	Lagerbeiwert f_0		Lagerbeiwert f_1
	Fett, Öl-Luft	Ölbad, Ölumlaufl	
618, 618..-2Z, (2RSR)	1,1	1,7	0,0005 · $(P_0/C_0)^{0,5}$
160	1,1	1,7	0,0007 · $(P_0/C_0)^{0,5}$
60, 60..-2RSR, 60..-2Z, 619, 619..-2Z, (2RSR)	1,1	1,7	
622..-2RSR	1,1	–	0,0009 · $(P_0/C_0)^{0,5}$
623..-2RSR	1,1	–	
62, 62..-2RSR, 62..-2Z	1,3	2	
63, 63..-2RSR, 63..-2Z	1,5	2,3	
64	1,5	2,3	
42..-B	2,3	3,5	0,0010 · $(P_0/C_0)^{0,5}$
43..-B	4	6	

Reibung und Erwärmung

Lagerbeiwerte für Schrägkugellager

Baureihe	Lagerbeiwert f_0		Lagerbeiwert f_1
	Fett, Öl-Luft	Ölbad, Ölumlaufl	
70...-B, 70...-B-2RS	1,3	2	$0,001 \cdot (P_0/C_0)^{0,33}$
718...-B, 72...-B, 72...-B-2RS			
73...-B, 73...-B-2RS	2	3	
30...-B, 30...-B-2RSR, 30...-B-2Z	2,3	3,5	
32...-B, 32...-B-2RSR, 32...-B-2Z, 32			
38...-B, 38...-B-2RSR, 38...-B-2Z	4	6	
33...-B, 33...-B-2RSR, 33, 33...-DA			

Lagerbeiwerte für Pendelkugellager

Baureihe	Lagerbeiwert f_0		Lagerbeiwert f_1
	Fett, Öl-Luft	Ölbad, Ölumlaufl	
12	1	2,5	$0,0003 \cdot (P_0/C_0)^{0,4}$
13	1,3	3,5	
22	1,7	3	
23	2	4	

Lagerbeiwerte für Vierpunktlager

Baureihe	Lagerbeiwert f_0		Lagerbeiwert f_1
	Fett, Öl-Luft	Ölbad, Ölumlaufl	
QJ2, QJ3	2,7	4	$0,001 \cdot (P_0/C_0)^{0,33}$

Lagerbeiwerte für Axial-Rillenkugellager

Baureihe	Lagerbeiwert f_0		Lagerbeiwert f_1
	Fett, Öl-Luft	Ölbad, Ölumlaufl	
511, 512, 513, 514, 532, 533	1	1,5	$0,0012 \cdot (F_a/C_0)^{0,33}$
522, 523, 524, 542, 543	1,3	2	

Maßgebende Belastung für Kugellager, Kegelrollenlager und Pendelrollenlager

Lagerbauart	Einzellager P_1	Lagerpaar P_1
Rillenkugellager	$3,3 \cdot F_a - 0,1 \cdot F_r$	–
Schrägkugellager einreihig	$F_a - 0,1 \cdot F_r$	$1,4 \cdot F_a - 0,1 \cdot F_r$
Schrägkugellager zweireihig	$1,4 \cdot F_a - 0,1 \cdot F_r$	–
Vierpunktlager	$1,5 \cdot F_a + 3,6 \cdot F_r$	–
Kegelrollenlager	$2 \cdot Y \cdot F_a$ oder F_r , den größeren Wert einsetzen	$1,21 \cdot Y \cdot F_a$ oder F_r , den größeren Wert einsetzen
Pendelrollenlager	$1,6 \cdot F_a/e$ wenn $F_a/F_r > e$ $F_r \cdot \{1 + 0,6 \cdot [F_a/(e \cdot F_r)]^3\}$ wenn $F_a/F_r \leq e$.	



Für $P_1 \leq F_r$ gilt $P_1 = F_r!$

Axial belastete Zylinderrollenlager

Bei axial belasteten Radial-Zylinderrollenlagern verursacht Gleitreibung zwischen den Stirnseiten der Wälzkörper und den Borden der Ringe das zusätzliche Reibungsmoment M_2 .

Das gesamte Reibungsmoment berechnet sich somit:

$$M_R = M_0 + M_1 + M_2$$

$$M_2 = f_2 \cdot F_a \cdot d_M$$

$$A = k_B \cdot 10^{-3} \cdot d_M^{2,1}$$

M_R Nmm

Gesamttriebungsmoment

M_0 Nmm

Drehzahlabhängiges Reibungsmoment

M_1 Nmm

Radiallastabhängiges Reibungsmoment

M_2 Nmm

Axiallastabhängiges Reibungsmoment

f_2 –

Von der Baureihe des Lagers abhängiger Beiwert, *Bild 3* und *Bild 4*, Seite 44

F_a N

Axiale dynamische Lagerbelastung

d_M mm

Mittlerer Lagerdurchmesser $(d + D)/2$

A –

Lagerkennwert nach Formel

k_B –

Von der Baureihe des Lagers abhängiger Beiwert, siehe Tabelle, Seite 44.



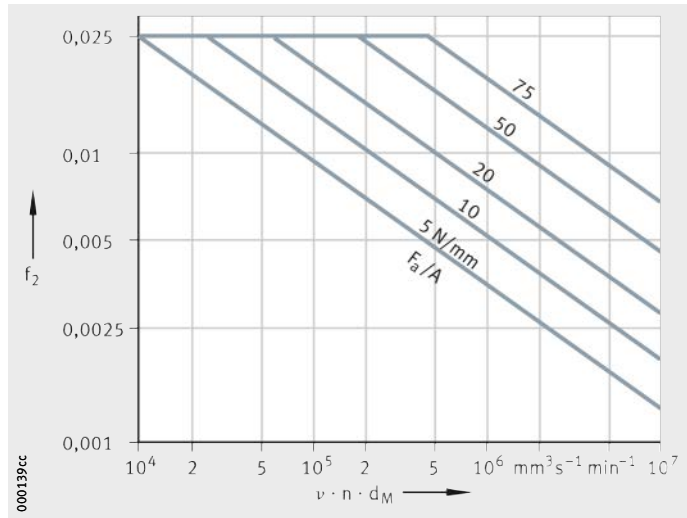
Die Lagerbeiwerte f_2 unterliegen großen Streuungen! Sie gelten für Ölumlaufschmierung bei ausreichender Ölmenge! Die Kennlinien dürfen nicht extrapoliert werden, *Bild 3* und *Bild 4*, Seite 44!

Reibung und Erwärmung

Zylinderrollenlager in Standardausführung

f_2 = Lagerbeiwert
 ν = Betriebsviskosität
 n = Betriebsdrehzahl
 d_M = Mittlerer Lagerdurchmesser
 $\nu \cdot n \cdot d_M$ = Betriebskennwert
 F_a = Axiale dynamische Lagerbelastung
 A = Lagerkennwert

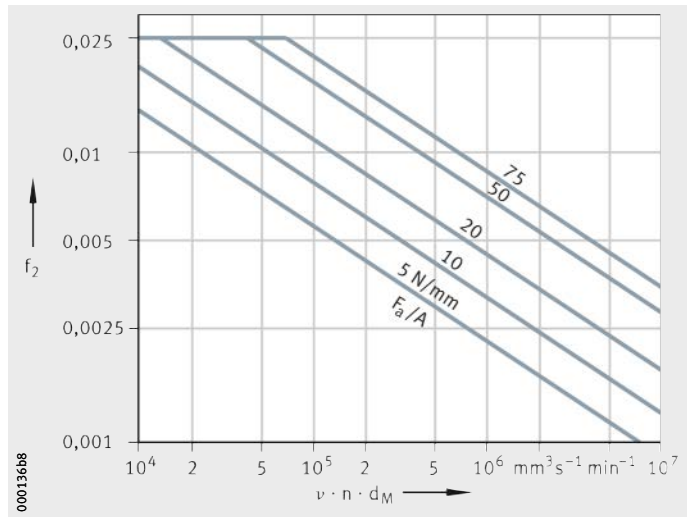
Bild 3
 Lagerbeiwert f_2 ,
 abhängig vom Betriebskennwert



Zylinderrollenlager in TB-Ausführung

f_2 = Lagerbeiwert
 ν = Betriebsviskosität
 n = Betriebsdrehzahl
 d_M = Mittlerer Lagerdurchmesser
 $\nu \cdot n \cdot d_M$ = Betriebskennwert
 F_a = Axiale dynamische Lagerbelastung
 A = Lagerkennwert

Bild 4
 Lagerbeiwert f_2 ,
 abhängig vom Betriebskennwert



Lagerbeiwert k_B

Lagerbaureihe	Beiwert k_B
SL1818, SL0148	4,5
SL1829, SL0149	11
SL1830, SL1850	17
SL1822	20
LSL1923	28
SL1923	30
NJ2..-E, NJ22..-E, NUP2..-E, NUP22..-E	15
NJ3..-E, NJ23..-E, NUP3..-E, NUP23..-E	20
NJ4	22

Drehzahlen

Aufbauend auf DIN 732-1 wurde die Berechnung der thermischen Bezugsdrehzahl n_B in ISO 15 312 genormt. Die Berechnung der Bezugsdrehzahlen wurde dieser Norm angepasst.

Thermische Bezugsdrehzahl

Die thermische Bezugsdrehzahl n_B wird als Hilfsgröße zur Berechnung der thermisch zulässigen Drehzahl n_{θ} verwendet. Sie ist die Drehzahl, bei der sich unter definierten Bezugsbedingungen eine Lagertemperatur von +70 °C einstellt.

Bezugsbedingungen

Die Bezugsbedingungen orientieren sich an den üblichen Betriebsbedingungen der wichtigsten Lagerbauarten und Lagergrößen.

Sie sind in ISO 15 312 folgendermaßen festgelegt:

- Mittlere Umgebungstemperatur $\vartheta_{Ar} = +20$ °C
- Mittlere Lagertemperatur am Außenring $\vartheta_r = +70$ °C
- Belastung bei Radiallagern $P_{1r} = 0,05 \cdot C_{0r}$
- Belastung bei Axiallagern $P_{1a} = 0,02 \cdot C_{0a}$

Betriebsviskositäten (Axiallager nach DIN 732-1)

Bei Radiallagern ergeben sich für Öl- und Fettschmierung etwa gleiche Bezugsdrehzahlen:

- Radiallager: $12 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$ (ISO VG 32)
- Axiallager: $24 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$ (ISO VG 68)

- Wärmeabfuhr über die Lagersitzflächen, siehe Abschnitt Lagersitzfläche $A_r \leq 50\,000 \text{ mm}^2$ und Abschnitt Lagersitzfläche $A_r > 50\,000 \text{ mm}^2$.

Lagersitzfläche $A_r \leq 50\,000 \text{ mm}^2$

Für Radiallager beträgt die Wärmeabfuhr $q_r = 0,016 \text{ W/mm}^2$.
Für Axiallager beträgt die Wärmeabfuhr $q_r = 0,02 \text{ W/mm}^2$.

Lagersitzfläche $A_r > 50\,000 \text{ mm}^2$

Für Radiallager beträgt die Wärmeabfuhr in W/mm^2 :

$$q_r = 0,016 \cdot \left(\frac{A_r}{50\,000} \right)^{-0,34}$$

Für Axiallager beträgt die Wärmeabfuhr in W/mm^2 :

$$q_r = 0,020 \cdot \left(\frac{A_r}{50\,000} \right)^{-0,16}$$

A_r Lagersitzfläche. mm^2
 q_r Wärmeabfuhr W/mm^2

Reibung und Erwärmung

Grenzdrehzahl

Die Grenzdrehzahl n_G beruht auf Erfahrungen aus der Praxis und berücksichtigt zusätzliche Kriterien wie Laufruhe, Dichtfunktion und Fliehkräfte.



Die Grenzdrehzahl darf auch bei günstigen Betriebsbedingungen und Kühlverhältnissen nicht überschritten werden!

Thermisch zulässige Drehzahl

Die thermisch zulässige Drehzahl n_{θ} wird nach E DIN 732:2008 berechnet. Grundlage dafür sind die Wärmebilanz am Lager, das Gleichgewicht zwischen der drehzahlabhängigen Reibungsleistung und der temperaturabhängigen Wärmeabfuhr. Im Gleichgewichtszustand ist die Lagertemperatur konstant.

Die zulässige Betriebstemperatur bestimmt die thermisch zulässige Drehzahl n_{θ} des Lagers. Voraussetzungen für die Berechnung sind ein ordnungsgemäßer Einbau, ein normales Betriebsspiel und konstante Betriebsbedingungen.

Das Berechnungsverfahren gilt nicht für:

- Abgedichtete Lager mit berührender Dichtung, denn die maximale Drehzahl wird von der zulässigen Gleitgeschwindigkeit an der Dichtlippe begrenzt
- Stützrollen und Kurvenrollen
- Einstell-Nadellager
- Axial-Rillenkugellager und Axial-Schräggugellager.

Lager mit Sonderkäfigen (zum Beispiel TBH, T9H) ermöglichen aufgrund ihrer Käfige höhere Drehzahlen als nach diesem Verfahren berechnet.



Es ist immer die Grenzdrehzahl n_G zu beachten!

Berechnen der thermisch zulässigen Drehzahl

Die thermisch zulässige Drehzahl n_{ϑ} ergibt sich aus der Bezugsdrehzahl n_B und dem Drehzahlverhältnis f_n :

$$n_{\vartheta} = n_B \cdot f_n$$

Das Drehzahlverhältnis ergibt sich aus *Bild 1*, Seite 48:

$$k_L \cdot f_n^{5/3} + k_P \cdot f_n = 1$$

Im praxisüblichen Bereich von $0,01 < k_L < 10$ und $0,01 < k_P < 10$ kann f_n mit einer Näherungsgleichung berechnet werden:

$$f_n = \frac{490,77}{1 + 498,78 \cdot k_L^{0,599} + 852,88 \cdot k_P^{0,963} - 504,5 \cdot k_L^{0,055} \cdot k_P^{0,832}}$$

Wärmeabfuhr über die Lagersitzflächen \dot{Q}_S , *Bild 2*, Seite 48:

$$\dot{Q}_S = k_q \cdot A_r \cdot \Delta\vartheta_A$$

Wärmeabfuhr mit dem Schmierstoff \dot{Q}_L :

$$\dot{Q}_L = 0,0286 \frac{\text{kW}}{\text{l/min} \cdot \text{K}} \cdot \dot{V}_L \cdot \Delta\vartheta_L$$

Gesamter abgeführter Wärmestrom \dot{Q} :

$$\dot{Q} = \dot{Q}_S + \dot{Q}_L - \dot{Q}_E$$

Schmierfilmparameter k_L :

$$k_L = 10^{-6} \cdot \frac{\pi}{30} \cdot n_B \cdot \frac{10^{-7} \cdot f_0 \cdot (v \cdot n_B)^2 \cdot d_M^3}{\dot{Q}}$$

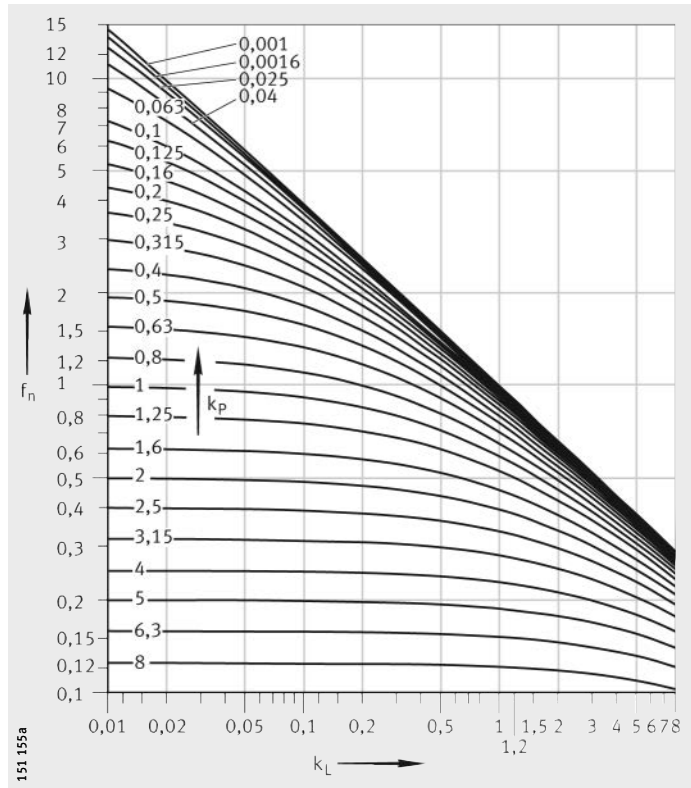
Lastparameter k_P :

$$k_P = 10^{-6} \cdot \frac{\pi}{30} \cdot n_B \cdot \frac{f_1 \cdot P_1 \cdot d_M}{\dot{Q}}$$

Reibung und Erwärmung

f_n = Drehzahlverhältnis
 k_L = Schmierfilmparameter
 k_p = Lastparameter

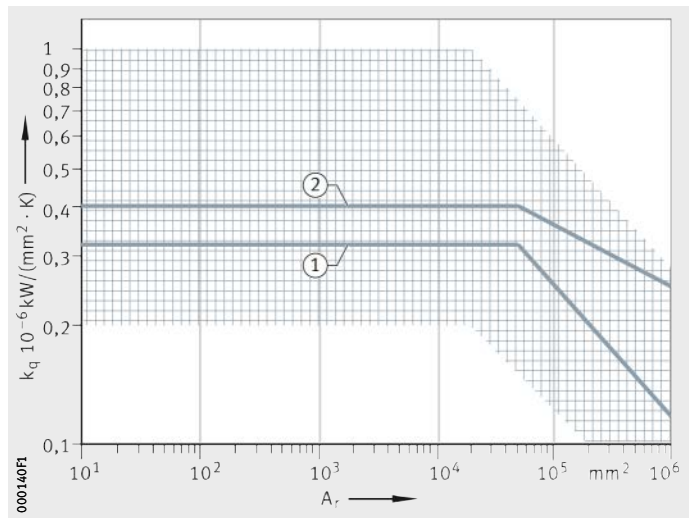
Bild 1
 Drehzahlverhältnis



k_q = Wärmedurchgangskoeffizient
 A_r = Lagersitzfläche

- ① Bezugsbedingung für Radiallager
- ② Bezugsbedingung für Axiallager

Bild 2
 Wärmedurchgangskoeffizient, abhängig von der Lagersitzfläche



Bezeichnungen, Einheiten und Bedeutungen

A_r	mm^2
Lagersitzfläche für Radiallager:	$A_r = \pi \times B \times (D + d)$
Axiallager:	$A_r = \pi/2 \times (D^2 - d^2)$
Kegelrollenlager:	$A_r = \pi \times T \times (D + d)$
Axial-Pendelrollenlager:	$A_r = \pi/4 \times (D^2 + d_1^2 - D_1^2 - d^2)$

**Bezeichnungen,
Einheiten und Bedeutungen**
Fortsetzung

B	mm
Breite des Lagers	
d	mm
Bohrungsdurchmesser des Lagers	
d ₁	mm
Außendurchmesser der Wellenscheibe	
D	mm
Außendurchmesser des Lagers	
D ₁	mm
Innendurchmesser der Gehäusescheibe	
d _M	mm
Mittlerer Lagerdurchmesser (D + d)/2	
f ₀	-
Lagerbeiwert für drehzahlabhängiges Reibungsmoment, siehe Abschnitt Lagerbeiwerte, Seite 39	
f ₁	-
Lagerbeiwert für lastabhängiges Reibungsmoment, siehe Abschnitt Lagerbeiwerte, Seite 39	
f _n	-
Drehzahlverhältnis, <i>Bild 1</i> , Seite 48	
k _L	-
Schmierfilmparameter	
k _P	-
Lastparameter	
k _q	10 ⁻⁶ kW/(mm ² · K)
Wärmedurchgangskoeffizient der Lagersitzfläche, <i>Bild 2</i> , Seite 48 Er hängt ab von der Gehäuseform und -größe, dem Gehäusewerkstoff und der Einbausituation Für normale Einbaufälle liegt der Wärmedurchgangskoeffizient bei Lagersitzflächen bis 25 000 mm ² zwischen 0,2 · 10 ⁻⁶ kW/(mm ² · K) und 1,0 · 10 ⁻⁶ kW/(mm ² · K)	
n _{th}	min ⁻¹
Thermisch zulässige Drehzahl	
n _B	min ⁻¹
Bezugsdrehzahl aus Maßtabellen	
P ₁	N
Radiallast bei Radiallagern, Axiallast bei Axiallagern	
q _r	W/mm ²
Wärmestromdichte	
Q̇	kW
Gesamter abgeführter Wärmestrom	
Q̇ _E	kW
Wärmestrom bei eventueller Fremderwärmung	
Q̇ _L	kW
Mit dem Schmierstoff abgeführter Wärmestrom	
Q̇ _S	kW
Über die Lagersitzflächen abgeführter Wärmestrom	
T	mm
Gesamtbreite eines Kegelrollenlagers	
Ṽ _L	l/min
Öldurchfluss	
Δθ _A	K
Differenz zwischen mittlerer Lagertemperatur und Umgebungstemperatur	
Δθ _L	K
Differenz der Öltemperaturen zwischen Ab- und Zulauf	
ν	mm ² s ⁻¹
Kinematische Viskosität des Schmierstoffes bei Betriebstemperatur.	

Reibung und Erwärmung

Betriebstemperatur Die Betriebstemperatur einer Lagerung steigt nach dem Anlauf an. Wenn sich zwischen Wärmeerzeugung und Wärmeabgabe ein Gleichgewicht eingestellt hat, bleibt die Temperatur konstant. Diese Beharrungstemperatur ϑ_B kann aus den Gleichungen des vom Lager erzeugten Wärmestromes \dot{Q}_{Lager} und des an die Umgebung abgeführten Wärmestromes \dot{Q}_S berechnet werden. Sie hängt stark von den Wärmeübergangsverhältnissen zwischen Lager, Umbauteilen und Umgebung ab. Sind die dazu erforderlichen Daten K_t und q_{LB} (eventuell durch Versuche) bekannt, kann damit aus der Wärmebilanz auf die Beharrungstemperatur ϑ_B geschlossen werden.

Erzeugter Wärmestrom Durch Lagerreibung erzeugter Wärmestrom:

$$\dot{Q}_{\text{Lager}} = N_R = M_R \cdot \frac{n}{9550} = 1,047 \cdot 10^{-4} \cdot n \cdot M_R$$

Abgeführter Wärmestrom An die Umgebung abgeführter Wärmestrom:

$$\dot{Q}_S = k_q \cdot A_r \cdot \Delta\vartheta_A$$

Zusätzlich abgeführter Wärmestrom Bei Ölumlaufschmierung führt das Öl zusätzlich Wärme ab. Der abgeführte Wärmestrom \dot{Q}_L kann bei üblichen Mineralölen mit $\rho = 0,89 \text{ g/cm}^3$ bestimmt werden:

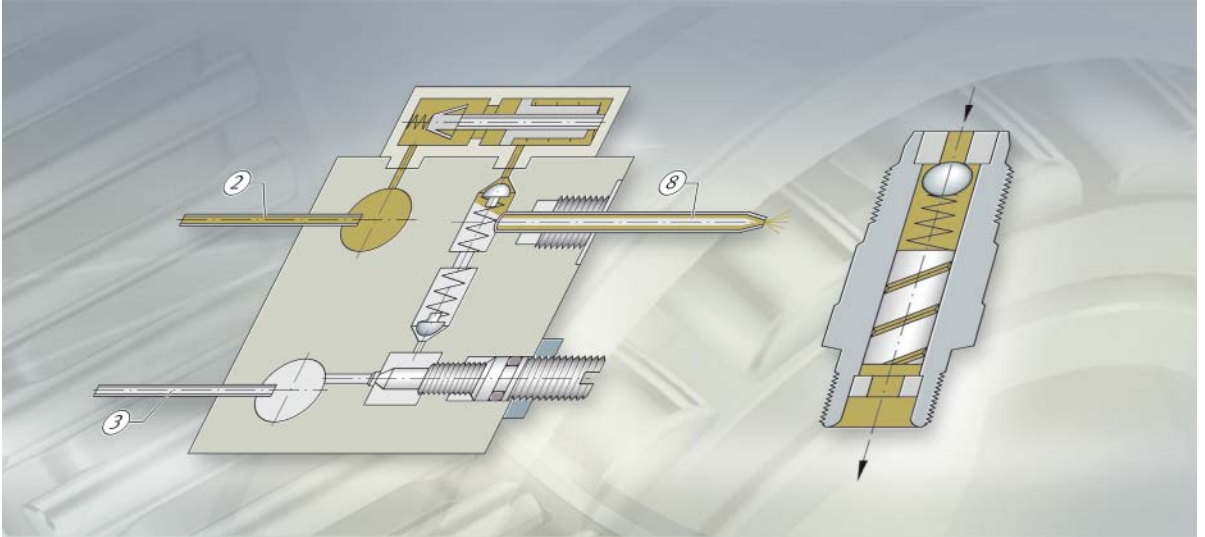
$$\dot{Q}_L = 0,0286 \cdot \frac{\text{W}}{\text{l/min} \cdot \text{K}} \cdot \dot{V}_L \cdot \Delta\vartheta_L$$

Beharrungstemperatur Die Beharrungstemperatur des Lagers wird berechnet, indem man zu- und abgeführte Wärme gleichsetzt ($\dot{Q}_{\text{Lager}} = \dot{Q}_S + \dot{Q}_L$) und nach ϑ_B auflöst:

$$\vartheta_B = \frac{1,047 \cdot 10^{-4} \cdot n \cdot M_R - 0,0286 \cdot \frac{\text{W}}{\text{l/min} \cdot \text{K}} \cdot \dot{V}_L \cdot \Delta\vartheta_L}{k_q \cdot A_r} + \vartheta_U$$

\dot{Q}_{Lager}	W
Wärmestrom aufgrund der Lagerreibung	
N_R	W
Reibungsleistung	
M_R	Nmm
Gesamttriebmoment	
n	min^{-1}
Betriebsdrehzahl	
ϑ_B	$^{\circ}\text{C}$
Betriebstemperatur	
ϑ_U	$^{\circ}\text{C}$
Umgebungstemperatur.	

Die Temperaturvorhersage aus einer solchen Berechnung ist relativ ungenau, weil die eingehenden Größen in der Regel nicht genau bekannt sind. Eine sichere Grundlage erhält man erst, wenn man die Beharrungstemperatur in einem Laufversuch ermittelt.



Schmierverfahren

Schmierverfahren

	Seite
Schmierverfahren	
Fettschmierung.....	54
Ölschmierung	54
Wahl des Schmierverfahrens.....	55
Praxisbeispiele	55
Einzelversorgung.....	55
Zentralversorgung	56

Schmierverfahren

Bei der Konstruktion einer Maschine sollte möglichst frühzeitig das Verfahren zur Schmierung der eingebauten Wälzlager festgelegt werden. Dabei kann man Fett- oder Ölschmierung, in Sonderfällen auch Feststoffschmierung vorsehen.

Fettschmierung Fettschmierung wird bei ca. 90 % aller Wälzlagerungen angewandt. Vorteile der Fettschmierung sind:

- Sehr geringer konstruktiver Aufwand
- Unterstützende Dichtwirkung durch das Fett
- Hohe Gebrauchsdauer bei wartungsfreier Schmierung ohne Aufwand für Schmiergeräte
- Eignung für Drehzahlkennwerte $n \cdot d_M \leq 2,6 \cdot 10^6 \text{ min}^{-1} \cdot \text{mm}$
- Längere Notlaufphase bei Ausfall der Schmierstoffversorgung
- Niedriges Reibungsmoment.

Bei normalen Betriebs- und Umgebungsverhältnissen ist oft eine Lebensdauerschmierung (for-life-Schmierung) möglich.

Bei hohen Beanspruchungen, zum Beispiel Drehzahl, Temperatur und Belastung, ist eine Nachschmierung in angemessenen Zeitintervallen einzuplanen.

Hierzu müssen Zu- und Abführungskanäle des Fettes sowie ein Auffangraum für das Altfett vorgesehen werden.

Bei kurzen Nachschmierintervallen sind eventuell auch eine Fettpumpe und ein Fettmengenregler vorzusehen.

Ölschmierung Die Ölschmierung bietet sich an, wenn benachbarte Maschinenelemente bereits mit Öl versorgt werden oder durch den Schmierstoff Wärme abgeführt werden soll. Eine Wärmeabfuhr kann bei hohen Drehzahlen oder Belastungen erforderlich sein oder wenn die Lagerung einer Fremderwärmung ausgesetzt ist.

Durch eine Minimalmengenschmierung lassen sich kleine Ölmengen genau dosieren. Dies kann durch Tropföl-, Ölimpuls- oder Öl-Luft-Schmierung realisiert werden. Das bietet den Vorteil, dass Planschverluste vermieden werden und die Lagerreibung niedrig gehalten wird. Luft als Trägermedium ermöglicht eine gerichtete Zuführung und Strömung, die die Abdichtung unterstützt.

Mit Öleinspritzschmierung können alle Kontaktstellen schnell drehender Lager gezielt versorgt und gut gekühlt werden.

Wahl des Schmierverfahrens

Bei der Wahl des Schmierverfahrens der Lager sind zu beachten:

- Betriebsbedingungen
- Laufverhalten
- Laufgeräusch
- Reibung
- Temperatur
- Betriebssicherheit (Sicherheit gegen vorzeitigen Ausfall durch Verschleiß, Ermüdung, Korrosion sowie Schäden durch eingedrungene Medien aus der Umgebung, wie Wasser oder Sand)
- Kosten für die Installation des Schmiersystems und dessen Wartung.



Für eine hohe Betriebssicherheit muss die Schmierstoffversorgung der Lager ungestört und der Schmierstoff ständig an allen Funktionsflächen sein! Eine ausreichende Schmierstoffmenge zu jeder Zeit wird nicht mit allen Schmierverfahren erreicht! Die überwachte, kontinuierliche Ölzufuhr ermöglicht eine sichere Versorgung!

Bei Ölsumpfschmierung mit hohen Anforderungen an die Betriebssicherheit muss der Ölstand regelmäßig kontrolliert werden!

Fettgeschmierte Lager sind ausreichend betriebssicher, wenn die Nachschmierintervalle oder die Fettgebrauchsdauer (bei lebensdauergeschmierten Lagerungen) nicht überschritten werden!

Bei Schmierverfahren mit Nachschmierung in kurzen Intervallen hängt die Betriebssicherheit von der Zuverlässigkeit der Versorgungsgeräte ab!

Gebräuchliche Schmierverfahren zeigt Tabelle Schmierverfahren, Seite 60.

Praxisbeispiele

Die Schmierverfahren sind in Einzel- und Zentralversorgung unterteilt. Welche Variante zum Einsatz kommt, richtet sich nach der Anzahl der zu versorgenden Schmierstellen.

Einzelversorgung

Gibt es nur wenige Schmierstellen oder liegen sie räumlich weit auseinander, dann ist Einzelversorgung vorzuziehen. Hierbei empfiehlt sich das Schmieren mit Fett. Dies erfolgt entweder manuell mit einer Fettpresse oder über automatische MOTION GUARD-Schmierstoffgeber. Diese geben ihre Füllmenge über einen einstellbaren Zeitraum an die Schmierstelle ab.

Weitere Informationen siehe Druckschrift Wälzlagerfette Arcanol.

Schmierverfahren

Zentralversorgung

Sind viele Schmierstellen mit eventuell unterschiedlichem Schmierstoffbedarf zu versorgen, bietet sich eine Zentralversorgung über eine Zentralschmieranlage an. Dabei kann es sich um eine Verbrauchs- oder Umlaufschmieranlage handeln.

Verbrauchsschmieranlagen

Bei Verbrauchsschmieranlagen wird der Schmierstoff der Schmierstelle nur einmalig zugeführt, die dabei zugeführten Mengen sind meist gering. Verbrauchsschmieranlagen eignen sich für Öl sowie Fließfette der NLGI-Klassen 0, 00 oder 000 (NLGI: National Lubricating Grease Institute), siehe Abschnitt NLGI-Klasse, Seite 66.

Sie bestehen in der Regel aus einer eingebauten Pumpe im Vorratsbehälter, der Steuerung (zeitabhängig oder taktabhängig), den Dosierventilen, den Leitungen zu den Dosierventilen und den Leitungen von den Dosierstellen zu den Schmierstellen.

Der Schmierstoffbedarf je Lagerstelle lässt sich durch die Dosiermenge pro Dosierventil (5 mm^3 bis $1\,000 \text{ mm}^3$, in diversen Stufen) und den Pumpenimpuls gezielt einstellen. Soll mit konsistenteren Schmierfetten der NLGI-Klasse 1, 2 oder 3 beaufschlagt werden, sind spezielle Zentralschmieranlagen zu verwenden. Dabei handelt es sich um sogenannte Zweileitungs-, Progressiv- oder Mehrleitungsanlagen. Auch bei diesen Anlagen ist der Schmierstoffbedarf je Lagerstelle durch entsprechende Dosierelemente gezielt einstellbar. Eine Sonderform der Verbrauchsschmieranlage ist die Öl-Luft-Schmierung, *Bild 1* und *Bild 2*, Seite 57.

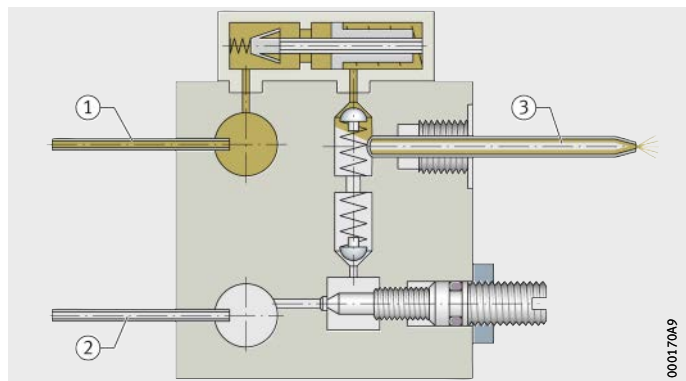


Die Förderbarkeit des Schmierfettes ist mit dem Anlagenhersteller zu klären!

Prinzip nach Woerner GmbH & Co. KG,
Wertheim

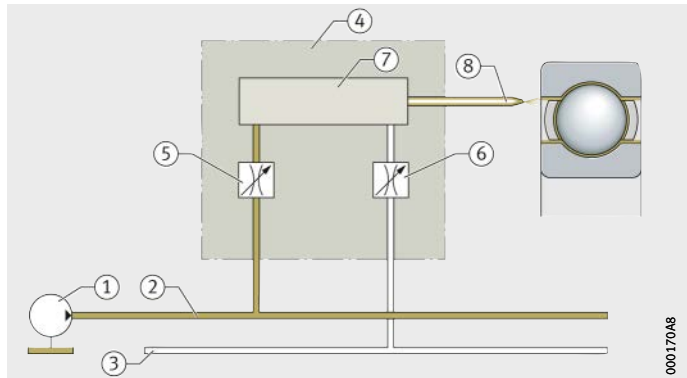
- ① Ölleitung
- ② Luftleitung
- ③ Öl-Luft-Leitung zur Schmierstelle

Bild 1
Öl-Luft-Schmierung



- ① Zeitgesteuerte Ölpumpe
- ② Ölleitung
- ③ Luftleitung
- ④ Öl-Luft-Mischeinheit
- ⑤ Öldosierung
- ⑥ Luftdosierung
- ⑦ Mischkammer
- ⑧ Öl-Luft-Leitung zur Schmierstelle

Bild 2
Schaltbild
der Öl-Luft-Schmierung



Dabei wird von einem Dosierventil periodisch eine bestimmte Ölmenge in ein Mischventil geleitet und dort einem kontinuierlichen Luftstrom ausgesetzt. Dadurch wird die dosierte Ölmenge an der Wandung der Schmierstellenleitung feinstverteilt und es erfolgt eine kontinuierliche Versorgung der Schmierstelle mit geringsten Schmierstoffmengen. Das Reibungsmoment steigt beim Nachschmieren nicht an und Planschverluste werden minimiert. Erforderliche Länge und Durchmesser der Schmierstellenleitung sowie der zu wählende Luftdruck müssen mit dem Anlagenhersteller abgestimmt werden. Die Öl-Luft-Schmierung hat die früher eingesetzte Ölnebschmierung abgelöst, da sie eine saubere Zuführung besitzt und sich genau einstellen lässt.

Schmierverfahren

Umlaufschmieranlagen

Im Gegensatz zu Verbrauchsschmieranlagen wird bei Umlaufschmieranlagen der Schmierstoff der Schmierstelle mehrmals zugeführt. Sie wird jedoch nur bei Ölschmierung eingesetzt. Den prinzipiellen Aufbau einer Umlaufschmieranlage zeigt *Bild 3*.

Zusätzlich werden Ölstandskontrolle am Vorratsbehälter, Aggregate zum Filtern und Kühlen des Öles sowie ein Manometer empfohlen. Je nach Ölviskosität und Umgebungstemperatur kann auch eine Vorratsbehälterheizung erforderlich sein.

- ① Vorratsbehälter
- ② Ölpumpe
- ③ Druckbegrenzungsventil
- ④ Elektrische Ölstandskontrolle
- ⑤ Kühler
- ⑥ Thermometer
- ⑦ Manometer
- ⑧ Filter
- ⑨ Dosierelement (Stromregelventil oder Drosselventil)
- ⑩ Schmierstelle
- ⑪ Ölrücklaufleitungen

Bild 3
Prinzip einer
Öl-Umlaufschmieranlage

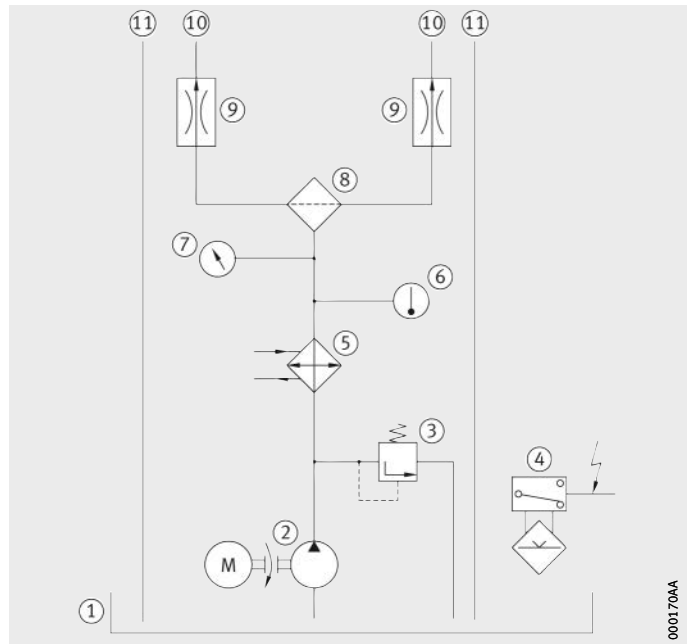
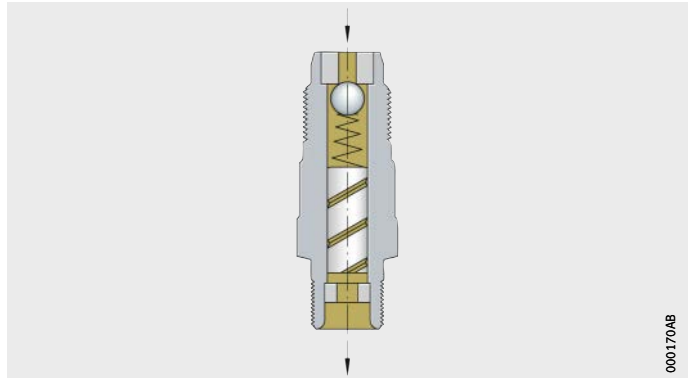


Bild 4
Drosselventil



Dosierelemente können den Schmierstellen auch größere Ölmengen im Bereich mehrerer Liter pro Minute zuführen, *Bild 4*. Dadurch kann Wärme aus dem Lager abgeführt werden. Die maximale Ölmenge, die durch das Lager strömen kann, hängt von der Viskosität und Temperatur des Öles sowie den Zu- und Ablaufquerschnitten ab. Grundsätzlich muss berücksichtigt werden, dass größere Ölmengen in Lagern und Getrieben zu Planschverlusten führen. Diese können, sofern die Drehzahlen nicht sehr gering sind, erheblich sein und zum Beispiel zu erhöhten Öltemperaturen führen.

Schmierverfahren

Schmierverfahren

Schmierstoff	Schmierverfahren	Geräte für das Schmierverfahren
Festschmierstoff	Lebensdauerschmierung	–
Fett	Lebensdauerschmierung	–
	Nachschmierung	<ul style="list-style-type: none"> ■ Handpresse ■ Fettpumpe ■ automatische Nachschmiersysteme
	Sprühschmierung	<ul style="list-style-type: none"> ■ Verbrauchsschmieranlage³⁾
Öl größere Mengen	Ölumpfschmierung	<ul style="list-style-type: none"> ■ Peilstab ■ Standrohr ■ Niveauekontrolle
	Ölumlaufschmierung	<ul style="list-style-type: none"> ■ Umlaufschmieranlage³⁾
	Öleinspritzschmierung	<ul style="list-style-type: none"> ■ Umlaufschmieranlage³⁾ mit Spritzdüsen⁵⁾
	Minimalmengen	Ölimpulsschmierung, Öltropfschmierung
Öl-Luft-Schmierung		<ul style="list-style-type: none"> ■ Öl-Luft-Schmieranlage⁷⁾

¹⁾ Abhängig von der Lagerbauart und den Einbauverhältnissen.

²⁾ Abhängig von der Drehgeschwindigkeit und Fettart.

³⁾ Umlaufschmieranlagen besitzen eine Ölrückführung. Verbrauchsschmieranlagen haben zeitgleich gesteuerte Dosierventile mit geringer Fördermenge ($5 \text{ mm}^3/\text{Hub} - 10 \text{ mm}^3/\text{Hub}$). Weitere Informationen siehe Abschnitt Verbrauchsschmieranlagen, Seite 56.

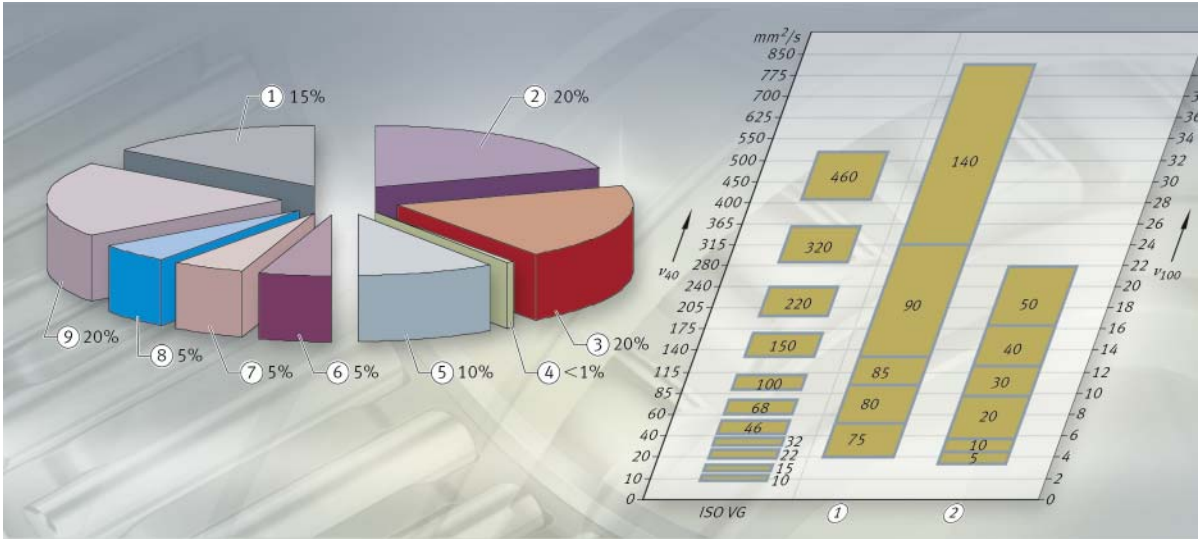
⁴⁾ Abhängig von der Ölviskosität.

⁵⁾ Auslegung der Düsen, *Bild 20*, Seite 116.

⁶⁾ Abhängig von der Ölviskosität und der Ölmenge.

⁷⁾ Eine Öl-Luft-Schmieranlage besteht aus Pumpe, Behälter, Leitungen, volumetrischem Öl-Luft-Dosierverteiler, Düsen, Steuerung und Druckluftversorgung.

Konstruktive Maßnahmen	Erreichbarer Drehzahlkennwert ¹⁾ $n \cdot d_M$ $\text{min}^{-1} \cdot \text{mm}$	Geeignete Lagerbauarten	Betriebsverhalten
–	≈ 1500	vorwiegend Rillenkugellager	–
–	$\approx 0,5 \cdot 10^6$ Für geeignete Sonderfette und Lager: $\approx 2,6 \cdot 10^6$	alle Lagerbauarten ²⁾	Mit Sonderfetten herrscht: <ul style="list-style-type: none"> ■ niedrige Reibung ■ günstiges Geräuschverhalten
<ul style="list-style-type: none"> ■ Zuführbohrungen ■ eventuell Fettmengenregler ■ Auffangraum für Altfett 			
<ul style="list-style-type: none"> ■ Zuführung durch Rohre oder Bohrungen ■ Auffangraum für Altfett 			
<ul style="list-style-type: none"> ■ Gehäuse mit ausreichendem Ölvolumen ■ Überlaufbohrungen ■ Anschluss für Kontrollgeräte 	$\approx 0,5 \cdot 10^6$	alle Lagerbauarten	Allgemein herrscht: <ul style="list-style-type: none"> ■ hohe Lagerreibung durch Planschverluste ■ gute Kühlwirkung ■ Geräuschdämpfung⁴⁾ Bei Ölumlaufl- und Öleinspritzschmierung: <ul style="list-style-type: none"> ■ zusätzliche Abführung von Verschleißteilchen
<ul style="list-style-type: none"> ■ ausreichend große Bohrungen für Ölzulauf und Öl Ablauf 	$\approx 1,5 \cdot 10^6$		
<ul style="list-style-type: none"> ■ Ölzulauf durch gerichtete Düsen ■ Öl Ablauf durch ausreichend große Bohrungen 	Erprobt bis: $\approx 0,5 \cdot 10^6$		
<ul style="list-style-type: none"> ■ Ablaufbohrungen 	Je nach Umgebungsbedingung ^{1) 6)} : $\approx 2,6 \cdot 10^6$	alle Lagerbauarten	Allgemein herrscht: <ul style="list-style-type: none"> ■ Geräuschdämpfung⁴⁾ ■ Reibung⁶⁾
<ul style="list-style-type: none"> ■ eventuell Ablaufbohrungen 			



Schmierstoffauswahl

Schmierstoffauswahl

	Seite
Schmierstoffauswahl	
Schmierfette.....	65
Einfluss des Lagertyps.....	66
Einfluss der Drehzahl.....	67
Einfluss der Temperatur.....	69
Einfluss der Belastung.....	73
Einfluss durch Wasser, Feuchtigkeit.....	73
Einfluss durch Schwingungen, Stöße und Vibrationen.....	73
Einfluss durch radioaktive Strahlung.....	74
Einfluss durch Vakuum.....	75
Einfluss durch Dichtungen.....	75
Einfluss durch Einbaulage und Umgebungsbauteile.....	76
Einfluss gesetzlicher und umweltbedingter Vorgaben.....	76
Schmieröl.....	77
Empfohlene Ölviskosität.....	78
Ölauswahl nach Betriebsbedingungen.....	81
Ölauswahl nach Öleigenschaften.....	82
Sonderanwendungen	
Biologisch abbaubare Schmierstoffe.....	88
Keramik- und Hybridlager.....	88

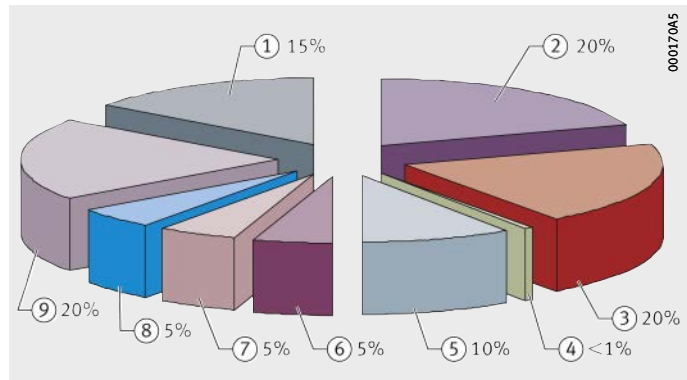
Schmierstoffauswahl

Die Wahl des richtigen Schmierstoffes ist entscheidend für die zuverlässige Funktion des Lagers. Die Schadensstatistik zeigt, dass ein wesentlicher Anteil vorzeitiger Ausfälle einen direkten oder indirekten Bezug zum verwendeten Schmierstoff hat. In diesem Zusammenhang werden vor allem ungeeignete Schmierstoffe (20%), gealterte Schmierstoffe (20%) und der Mangel an Schmierstoff (15%) genannt, *Bild 1*. Erläuterungen zum Thema Verunreinigungen siehe Kapitel Verunreinigungen im Schmierstoff.

- ① Mangel an Schmierstoff
- ② Ungeeigneter Schmierstoff
- ③ Gealterter Schmierstoff
- ④ Material- und Herstellungsfehler
- ⑤ Ungeeignete Lagerwahl
- ⑥ Folgeschäden
- ⑦ Montagefehler
- ⑧ Flüssige Verunreinigungen
- ⑨ Feste Verunreinigungen

Bild 1

Ausfallursachen für Wälzlager
Quelle: Antriebstechnik, 93



Anforderungen an Schmierstoffe

Die Wälzlagerhersteller empfehlen Schmierstoffe, die die Spezifikationen für Wälzlagerschmierstoffe erfüllen. In Normen sind hierfür Mindestanforderungen festgelegt. Sie ermöglichen bei richtiger Auswahl eine zuverlässige Schmierung für einen großen Drehzahl- und Belastungsbereich. Die Schaeffler Gruppe stellt an die verwendeten Schmierstoffe Anforderungen, die über die Mindestanforderungen hinausgehen.

Schmierstoffprüfung

Schmierstoffe für den Mischreibungsbereich bei hoher Belastung oder geringer Betriebsviskosität bei hoher Temperatur werden nach ihrem Reibungs- und Verschleißverhalten beurteilt. Hier kann Verschleiß nur vermieden werden, wenn trennende Grenzschichten in den Kontaktzonen entstehen. Zur Prüfung dieser Schmierstoffe werden FE8-Prüfstände nach DIN 51819 eingesetzt.



Bei besonders hoch additivierten Mineralölen (Hypoidöle, Syntheseöle) ist die Verträglichkeit mit Dichtungs- und Lagerwerkstoffen zu beachten, insbesondere mit dem Käfigwerkstoff!

Schmierfette

Die optimale Lager-Gebrauchsdauer kann durch die Auswahl geeigneter Schmierfette erreicht werden. Zu berücksichtigen sind die anwendungstechnischen Einflussgrößen Lagertyp, Drehzahl, Temperatur und Belastung. Außerdem sind Einflussgrößen wie die Umgebungsbedingungen, Kunststoffbeständigkeit, gesetzliche und umweltbedingte Vorgaben sowie die Kosten zu beachten.

Spezifikation durch DIN oder Lastenheft

Die nach DIN 51825 genormten Schmierfette K sind bevorzugt zu verwenden. Diese Norm formuliert jedoch nur Mindestanforderungen an Schmierfette. Das bedeutet, dass Schmierfette einer DIN-Klasse Qualitätsunterschiede aufweisen können und für die entsprechende Anwendung auch unterschiedlich gut geeignet sein können. Die Wälzlagerhersteller spezifizieren die Fette daher häufig auch über Lastenhefte, die das Anforderungsprofil an das Fett ausführlicher beschreiben.

Eigenschaften

Die Eigenschaften eines Fettes hängen grundsätzlich ab von:

- Grundölarart
- Grundölviskosität (verantwortlich für Schmierfilmaufbau)
- Verdicker (Scherfestigkeit)
- Additivierung.

Als Verdicker werden meist Metall- oder Metallkomplexseifenfette verwendet. Organische oder Polymer-Verdicker wie Polyharnstoff gewinnen immer mehr an Bedeutung.

PTFE als Festschmierstoff wird im Bereich der Hochtemperaturschmierung (Dauertemperatur $> +150\text{ °C}$) oder Medienbeständigkeit verwendet. Anorganische Verdicker wie Bentonit spielen bei modernen Schmierfetten nur eine untergeordnete Rolle.

Als Grundöl werden Mineralöle oder Syntheseöle verwendet. Es ist wichtig, Syntheseöle nach ihrer Art zu unterscheiden (Polyalphaolefin, Polyglykol, Ester, Fluoröl), da diese sehr verschiedene Eigenschaften besitzen.

Zusätzlich enthalten Schmierfette noch Additive. Man unterscheidet zwischen Additiven, die auf das Öl selbst wirken (Oxidationsinhibitoren, Viskositätsindex-Verbesserer, Detergens, Dispersens), und Additiven, die auf das Lager oder die Metalloberfläche wirken (Verschleißschutzadditive, Korrosionsinhibitoren, Reibwertveränderer).

Schmierstoffauswahl

Untergliedert werden Schmierfette vorwiegend nach ihren Hauptbestandteilen Verdicker und Grundöl. Einen Überblick über die wichtigsten Fettarten gibt die Tabelle Schmierfette, Seite 84.

Schmierfette werden in unterschiedlichen Konsistenzen hergestellt. Definiert wird dies über die NLGI-Klassen, die mit Hilfe der Walkpenetration nach ISO 2137 bestimmt werden. Je höher die NLGI-Klasse ist, desto härter ist das Fett. Für Wälzlager werden bevorzugt Schmierfette der NLGI-Klassen 1, 2 und 3 eingesetzt.

NLGI-Klasse

Konsistenz NLGI-Klasse	Penetration 0,1 mm	Konsistenz
000	445 bis 475	fließend
00	400 bis 430	
0	355 bis 385	halbfließend
1	310 bis 340	
2	265 bis 295	weich
3	220 bis 250	
4	175 bis 205	fest
5	130 bis 160	
6	85 bis 115	hart

Einfluss des Lagertyps

Es wird zwischen Punktkontakt (Kugellager) und Linienkontakt (Nadellager und Zylinderrollenlager) unterschieden.

Lager mit Punktkontakt

Bei Kugellagern wird bei jeder Überrollung im Wälzkontakt nur ein verhältnismäßig geringes Fettvolumen beansprucht. Die Abrollkinematik von Kugellagern weist zudem nur relativ geringe Gleitanteile auf. Die spezifische mechanische Beanspruchung von Fetten in Lagern mit Punktkontakt ist daher deutlich geringer als in Lagern mit Linienkontakt. Typischerweise werden Schmierfette mit einer Grundölviskosität ISO-VG 68 bis ISO-VG 100 verwendet.

Alterungsschutzadditive, sogenannte Antioxidants (AO), sollten immer enthalten sein. Dies ist jedoch bei modernen Schmierfetten ohnehin üblich.

Lager mit Linienkontakt

Rollerlager mit Linienkontakt stellen höhere Anforderungen an das Schmierfett. Zum einen wird eine größere Fettmenge im Kontakt beansprucht, andererseits ist immer mit Gleit- und Bordreibung zu rechnen. Dies behindert den Schmierfilmaufbau und hätte Verschleiß zur Folge. Um dem entgegenzuwirken, weisen Fette für Lager mit Linienkontakt eine höhere Grundölviskosität auf (ISO-VG 150 bis 460, in Sonderfällen auch höher). Außerdem werden Verschleißschutzadditive (EP) empfohlen. Die Konsistenz liegt meist bei NLGI 2.

Einfluss der Drehzahl

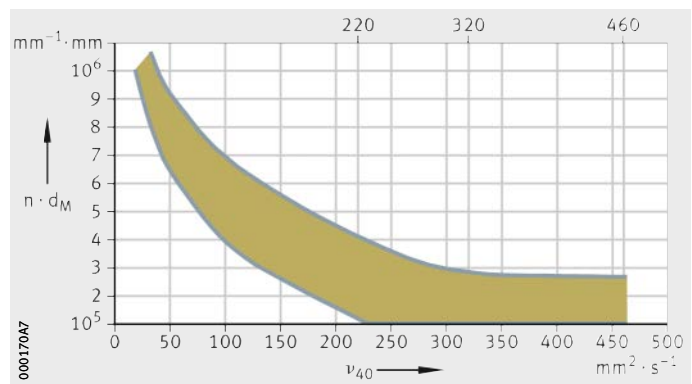
Schmierfette besitzen wie die Wälzlager einen maximal zulässigen Drehzahlkennwert $n \cdot d_M$. Der Drehzahlkennwert des Lagers sollte immer mit dem Drehzahlkennwert des Schmierfettes zusammenpassen, *Bild 2*.

Beim Schmierfett ist dieser abhängig von der Art und dem Anteil des Verdickers, der Grundölart sowie dem Grundölanteil. Angaben hierzu sind auf den technischen Datenblättern der Schmierfette zu finden. Typischerweise haben Fette für hohe Drehzahlen eine niedrige Grundölviskosität und basieren auf Esteröl. Sie sind gleichzeitig auch für tiefe Temperaturen geeignet.

Fette für niedrige Drehzahlen haben eine höhere Grundölviskosität und werden häufig auch als Schwerlastfette eingesetzt. Der Drehzahlkennwert eines Fettes ist kein Materialkennwert, sondern abhängig von der Lagerbauform und gewünschten Mindestlaufzeit.

$n \cdot d_M$ = Drehzahlkennwert
 ν_{40} = Grundölviskosität bei 40 °C

Bild 2
Drehzahlkennwert für Schmierfette



Zur Auswahl des geeigneten Fettes kann als erster Anhaltspunkt gelten:

- Für schnell drehende Wälzlager oder bei gefordertem kleinem Anlaufmoment sollte ein Fett mit hohem Drehzahlkennwert gewählt werden.
- Für langsam drehende Lager empfehlen sich Fette mit niedrigem Drehzahlkennwert.

Schmierstoffauswahl

Grundölviskosität

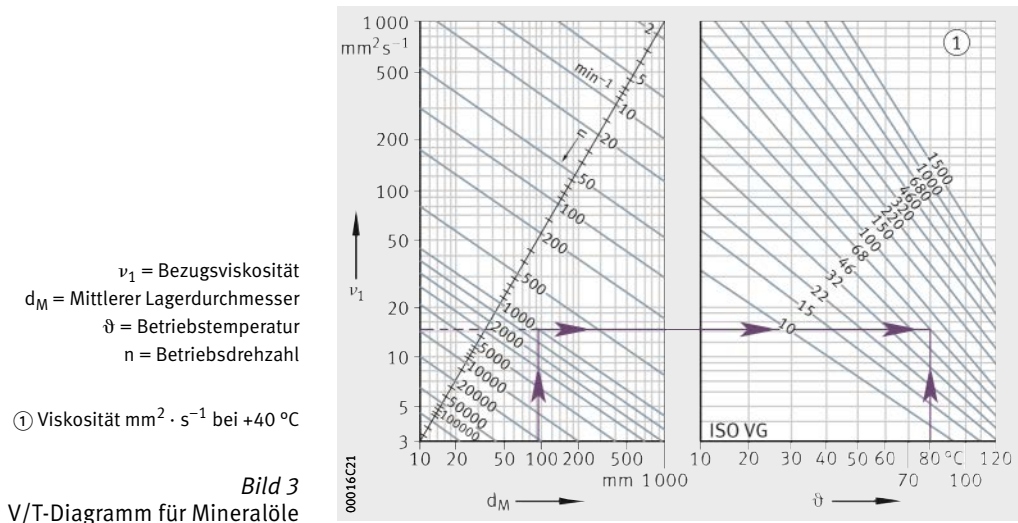
Neben der Drehzahl hat auch die Grundölviskosität einen direkten Einfluss auf die Schmierfilmbildung. Im Normalfall sollte die Grundölviskosität daher so gewählt werden, dass im Betriebszustand gute Schmierbedingungen vorliegen ($\kappa > 1$). Überschlägig kann die erforderliche Bezugsviskosität beziehungsweise zugehörige ISO-VG-Klasse aus dem Diagramm ermittelt werden. Eingangsgröße ist neben der Drehzahl und dem mittleren Lagerdurchmesser auch die Temperatur, da diese die Viskosität deutlich beeinflusst, *Bild 3*.

Im Beispiel wird hier die Grundölviskosität für ein Lager mit folgenden Werten ermittelt:

- Mittlerer Lagerdurchmesser $d_M = 100 \text{ mm}$
- Drehzahl $n = 1000 \text{ min}^{-1}$
- Betriebstemperatur $\vartheta = 80 \text{ }^\circ\text{C}$.

Dies führt zu einem Viskositätsverhältnis von $\kappa = 1$.

Es ergibt sich eine mindesterforderliche Viskosität von ISO-VG 68.



Einfluss der Temperatur

Der Temperaturbereich eines Schmierfettes muss dem Bereich der möglichen Betriebstemperaturen im Wälzlager entsprechen. Die Fetthersteller geben ihn für Wälzlagerfette K nach DIN 51825 an.

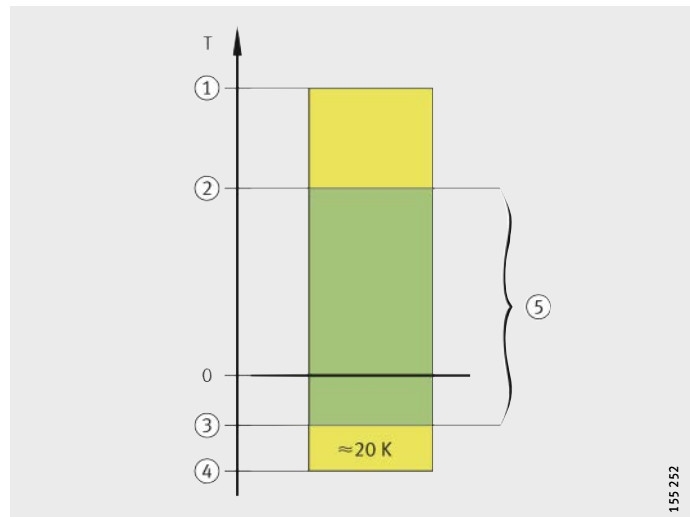
Der Gebrauchstemperaturbereich hängt ab von der Verdickerart, dem Verdickeranteil, der Grundölart, dem Grundölanteil, der Fertigungsqualität und dem Fertigungsprozess.

Die Stabilität bei hoher Temperatur hängt vor allem von der Fertigungsqualität und vom Fertigungsprozess ab.

Es wird allgemein empfohlen, Schmierfette im Hinblick auf die sich einstellende Lagertemperatur im Standardeinsatzbereich zu verwenden, um eine zuverlässige Schmierwirkung beziehungsweise annehmbare Fettgebrauchsdauer zu erreichen, *Bild 4*.

- T = Gebrauchstemperatur
- ① Obere Gebrauchstemperatur nach Fetthersteller
 - ② $T_{\text{Grenz,oben}}$
 - ③ $T_{\text{Grenz,unten}}$
 - ④ Untere Gebrauchstemperatur nach Fetthersteller
 - ⑤ Standard-Einsatzbereich

Bild 4
Gebrauchstemperaturbereich



Obere Gebrauchstemperatur

Die obere Gebrauchstemperatur eines Schmierfettes K wird mit einem Wälzlagerfett-Prüfgerät FE9 nach DIN 51821 festgelegt. In dieser Prüfung muss bei der oberen Gebrauchstemperatur eine 50-prozentige Ausfallwahrscheinlichkeit (B_{50} oder F_{50}) von mindestens 100 Stunden erreicht werden.

Das macht deutlich, dass ein Schmierfett nicht über längere Zeit bei seiner oberen Gebrauchstemperatur betrieben werden sollte, da die Fettgebrauchsdauer dann relativ kurz ist.

Schmierstoffauswahl

Tropfpunkt Eine weitere Angabe auf Datenblättern von Fetten ist der Tropfpunkt, der nach ISO 2176 bestimmt wird. Als Tropfpunkt wird die Temperatur bezeichnet, bei der das langsam erwärmte Fett vom halbfesten in den flüssigen Zustand übergeht und ein erster Tropfen der Probe aus dem genormten Tropfpunktnippel fällt. Der Tropfpunkt ist wesentlich von der Art des Verdickers, weniger vom Grundöl, abhängig. Beim Erreichen dieser Temperatur ändert sich die Verdickerstruktur irreversibel. Fett, das über den Tropfpunkt hinaus erweicht ist, wird nach späterer Abkühlung seine ursprüngliche Leistungsfähigkeit nicht wieder erreichen. Grundsätzlich sollten Schmierfette in Wälzlagern daher deutlich unterhalb ihres Tropfpunktes betrieben werden. So liegt selbst die obere Gebrauchstemperatur eines Lithiumseifenfettes mit mineralischem Grundöl etwa 50 K unter seinem Tropfpunkt.

PTFE-, Bentonit- oder Gel-Fette weisen aufgrund ihrer Verdickerstruktur keinen Tropfpunkt auf. Die obere Dauergrenztemperatur $T_{\text{Grenz,oben}}$ darf nicht überschritten werden, wenn eine temperaturbedingte Minderung der Fettgebrauchsdauer vermieden werden soll.

Untere Gebrauchstemperatur Die untere Gebrauchstemperatur eines Schmierfettes K wird über den Fließdruck nach DIN 51805 definiert. Er ist der Druck, der erforderlich ist, um einen Strang des Schmierfettes durch eine definierte Düse zu drücken.

Er ermöglicht eine Aussage, ob das Fett bei der tiefen Temperatur noch förderbar ist. Dies ist zum Beispiel bei Zentralschmieranlagen wichtig. Für Schmierfette K muss der Fließdruck bei der unteren Gebrauchstemperatur kleiner als 1400 mbar sein.

Anhand des Fließdruckes kann jedoch keine Aussage über die Eignung bei tiefen Temperaturen in Wälzlagern abgeleitet werden. Daher wird zusätzlich für die untere Gebrauchstemperatur eines Schmierfettes auch die Bestimmung des Tieftemperatur-Reibungsmomentes nach ASTM D 1478 oder IP 186/93 herangezogen. Geprüft wird hier das Reibungsverhalten eines gefetteten Kugellagers bei tiefer Temperatur. Bei der unteren Gebrauchstemperatur darf das Startdrehmoment nicht größer als 1 000 Nmm und das Laufdrehmoment nicht größer als 100 Nmm sein. Geschädigt wird das Fett durch tiefe Temperaturen nicht, es wird jedoch steif. Dies äußert sich in einem erhöhten Anlaufmoment, führt aber auch zu Schlupf und damit verbunden zu höherem Geräusch und Verschleiß. Das Fett erwärmt sich jedoch durch Walkarbeit relativ schnell und wird dadurch wieder schmierfähig, soweit die tiefe Temperatur nicht isotherm anliegt, wie zum Beispiel bei Kühlhausanwendungen. Fette geben bei niedrigen Temperaturen nur wenig Grundöl ab. Als Folge kann hier eine Unterversorgung des Wälzkontaktes und daraus resultierend Misch- oder Grenzreibung auftreten. Es wird daher empfohlen, Fette nicht unterhalb der unteren Dauergrenztemperatur $T_{\text{Grenz,unten}}$ zu verwenden. Die obere Dauergrenztemperatur $T_{\text{Grenz,oben}}$ darf nicht überschritten werden, wenn eine temperaturbedingte Minderung der Fettgebrauchsdauer vermieden werden soll. Daten hierzu finden sich in der Tabelle Fette, Seite 126 und der Tabelle Wälzlagerfette Arcanol, Seite 128.

Fette für den Tieftemperaturbereich

Fette für den Tieftemperaturbereich (unter -20 °C) sollten eine ausreichend niedrige, untere Gebrauchstemperatur aufweisen. Als Richtwert gilt: Mindestens 20 K niedriger als die zu erwartende Umgebungstemperatur, *Bild 4*, Seite 69.

Vielfach kommen Fette mit niedriger Grundölviskosität (ISO VG 10 bis ISO VG 32) zum Einsatz. Als Grundöl kommt Polyalphaolefin oder Diesteröl infrage, häufig gepaart mit einem Lithiumseifenverdicker. Vor dem Einsatz muss die Beständigkeit von Kunststoffmaterialien geprüft werden.

Schmierstoffauswahl

Fette für den Hochtemperaturbereich

Soll die Fettgebrauchsdauer durch hohe Temperaturen ($> +140\text{ °C}$) nicht gemindert werden, muss die Lagertemperatur während des Betriebes dauerhaft kleiner als die obere Dauergrenztemperatur $T_{\text{Grenz,oben}}$ sein, *Bild 4*, Seite 69.

Ist diese nicht bekannt, empfiehlt sich ein Fett, dessen obere Gebrauchstemperatur mindestens 20 K höher liegt als die Lagertemperatur. Im Hochtemperaturbereich sind syntheseölbasierte Schmierfette zu verwenden, da diese im Vergleich zu mineralölbasierten Fetten eine höhere thermische Beständigkeit aufweisen. Vorwiegend werden hier Esteröle eingesetzt. Bei Dauertemperaturen über $+150\text{ °C}$ bieten Alkoxyfluoröle die längsten Standzeiten. Werden diese Öle beziehungsweise Fette verwendet, müssen alle Bauteile absolut frei von Kohlenwasserstoffen sein, um Unverträglichkeitsreaktionen auszuschließen. Dies hat auch Auswirkung auf die zu verwendende Konservierung der Lager.

Alkoxyfluoröl-basierte Schmierstoffe sind in ihrer Schmierwirkung und im Verschleißschutz im Normaltemperaturbereich anderen Standardschmierstoffen unterlegen.

Auch die Drehzahlstabilität solcher Fette ist niedriger (im Normalfall $n \cdot d_M < 350\,000\text{ min}^{-1} \cdot \text{mm}$). Die Grundölviskosität von Hochtemperaturfetten liegt meist über ISO VG 100, auch um die Verdampfungsverluste gering zu halten. Typische Verdickerarten im Hochtemperaturbereich sind Polyharnstoff (meist gepaart mit Esterölen) und PTFE (als Höchsttemperaturschmierfett gepaart mit Alkoxyfluoröl).



Vor dem Einsatz dieser speziellen Schmierfette muss die Beständigkeit von Bunt- und Leichtmetallen sowie von Kunststoffmaterialien, soweit sie mit dem Schmierstoff in Kontakt kommen, geprüft werden! Wird das Lager kontinuierlich nachgeschmiert, zum Beispiel über eine Zentralschmieranlage oder über Einzeldosiereinheiten, können im Hochtemperaturbereich auch normale Schmierfette verwendet werden! Die bei diesen hohen Temperaturen dann allerdings entsprechend kürzere Fettgebrauchsdauer muss durch kurze Nachschmierintervalle kompensiert werden! Zu wählen sind Schmierfette, die sich während der Verweilzeit im Lager nicht verfestigen oder anbacken! Dies würde den Fettaustausch behindern und im Extremfall zum Blockieren des Lagers führen! Auch ein ausreichend großer Raum zum Aufnehmen des herausgedrückten Altfettes ist vorzusehen!

Einfluss der Belastung

Für ein Belastungsverhältnis $C/P < 10$ beziehungsweise $P/C > 0,1$ werden Schmierfette empfohlen, die über eine höhere Grundölviskosität verfügen und vor allem Verschleißschutzadditive (EP) enthalten. Diese Additive bilden eine Reaktionsschicht auf der Metalloberfläche, die vor Verschleiß schützt. Solche Fette sind nach DIN 51825 mit KP gekennzeichnet. Der Einsatz empfiehlt sich auch bei Lagern mit erhöhtem Gleitanteil (auch bei Langsamlauf) beziehungsweise Linienkontakt sowie bei kombinierten Belastungen (radial, axial). Schmierfette mit Festschmierstoffen, wie PTFE oder Molybdändisulfid, sollten bevorzugt für Anwendungen im Grenz- oder Mischreibungsbereich verwendet werden (chemische Schmierung). Dabei darf die Festschmierstoff-Partikelgröße einen Wert von $5\ \mu\text{m}$ nicht überschreiten. Silikonschmierstoffe dürfen aufgrund ihres niedrigen Lasttragevermögens, das auch durch eine entsprechende Additivierung nicht kompensiert werden kann, nur bei sehr geringen Belastungen $P \leq 3\% C$ eingesetzt werden.

Einfluss durch Wasser, Feuchtigkeit

Feuchtigkeit kann von außen in das Lager gelangen, wenn die Anwendung in feuchter Umgebung, zum Beispiel im Freien, betrieben wird. Gerade bei häufigen Temperaturwechseln zwischen warm und kalt kann Wasser im Lager kondensieren. Dies tritt besonders auf, wenn große Freiräume im Lager oder Gehäuse vorliegen. Wasser kann schwere Schäden am Fett beziehungsweise Lager hervorrufen. Gründe sind Alterung beziehungsweise Hydrolyse, Schmierfilmdurchbruch und nicht zuletzt Korrosion. Als günstig haben sich Barium- oder Calciumkomplexseifenfette erwiesen, die über eine gute Wasserbeständigkeit verfügen beziehungsweise wasserabweisend wirken. Die Korrosionsschutzwirkung eines Schmierfettes wird auch durch Additive beeinflusst. Getestet wird dies nach dem SKF-Emcor-Verfahren gemäß ISO 11007 oder DIN 51805. Schmierfette K nach DIN 51825 müssen einen Korrosionsgrad < 1 aufweisen. Weitere Informationen siehe Abschnitt Flüssige Verunreinigungen, Seite 143.

Einfluss durch Schwingungen, Stöße und Vibrationen

Schwingungsbelastungen können sich erheblich auf die Verdickungsstruktur von Schmierfetten auswirken. Bei nicht ausreichender mechanischer Stabilität kann es dabei zu Veränderungen in der Konsistenz kommen. Erweichung, Entölung, vereinzelt aber auch Verfestigung des Fettes mit entsprechend reduzierter Schmierfähigkeit sind die Folge. Es wird daher empfohlen, ein Schmierfett zu wählen, dessen mechanische Stabilität entsprechend getestet wurde. Hierzu bietet sich die erweiterte Walkpenetration, der Shell-Roller-Test nach ASTM D 1831 sowie ein Prüflauf auf dem FAG AN42-Prüfstand an.

Schmierstoffauswahl

Bei stoßartiger Beanspruchung oder sehr hoher Belastung sind Fette der Konsistenzklasse NLGI 1 bis NLGI 2 mit hoher Grundölviskosität (ISO VG 460 bis ISO VG 1 500) von Vorteil. Diese Fette bilden durch ihre hohe Grundölviskosität einen vergleichsweise dicken, elasto-hydrodynamischen Schmierfilm, der Stöße dämpft. Nachteil von Fetten mit hoher Grundölviskosität ist jedoch, dass aufgrund der geringeren Öl-Abgabe die wirksame Anwesenheit des Schmierstoffes im Kontakt durch einen hohen Füllungsgrad oder kurzfristigeres Nachschmieren gesichert werden muss. Liegen sehr kleine Schwenkwinkel und Vibrationen vor, so besteht die Gefahr des sogenannten False Brinelling. Um dieser bis heute noch nicht vollständig erforschten Verschleißform entgegenzuwirken, hat sich der Einsatz von Spezialschmierfetten und in Sonderfällen auch von Beschichtungen als vorteilhaft erwiesen. Entscheidend hierbei ist die richtige Komposition aus Grundöl- und Verdickerart, Grundölviskosität, Konsistenz, Additivierung und gegebenenfalls Festschmierstoffen. Eine Prüfung auf Wirksamkeit kann nur über entsprechende Versuche erfolgen. Daneben bietet sich ein häufigeres Nachschmieren an.

Einfluss durch radioaktive Strahlung

Wird ein Schmierfett radioaktiver Strahlung ausgesetzt (zum Beispiel in Kernkraftwerken, bei bestimmten zerstörungsfreien Werkstoffprüfungen oder im Medizinbereich), so muss das Fett eine entsprechende Strahlungsbeständigkeit aufweisen. Entscheidend hierfür ist die Energiedosis, der das Fett ausgesetzt ist, also die Strahlungseinwirkung. Angegeben wird diese in J/kg oder Gray. Dabei spielt es keine Rolle, ob eine geringe Strahlungsintensität über einen langen Zeitraum anliegt oder eine hohe Intensität über kurze Zeit. Ein Schmierfett gilt dann als strahlungsresistent, wenn es eine höhere Energiedosis ertragen kann als über seine Lebensdauer einwirken wird. Folgen von Strahlungseinwirkung können neben beschleunigter Alterung auch Ausgasung sowie eine Änderung der Grundölviskosität, der Konsistenz und des Tropfpunktes sein.

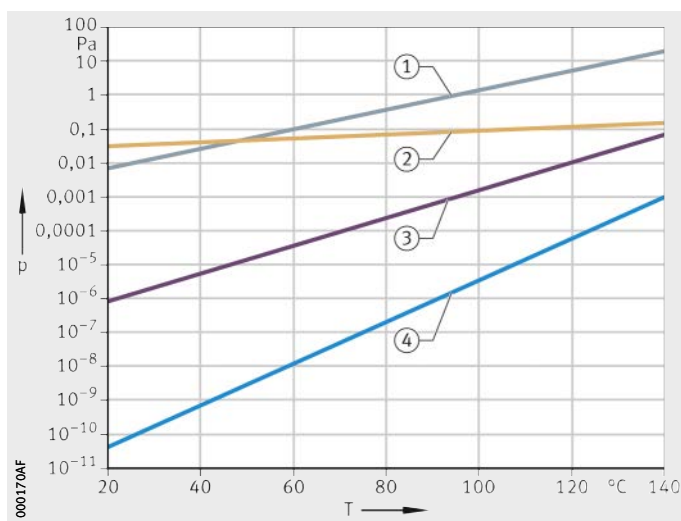
Standard-Metallseifenfette weisen eine Strahlungsbeständigkeit von etwa 500 000 J/kg bis 3 000 000 J/kg auf. Fette mit höchster Strahlungsresistenz sind nach heutigen Erkenntnissen aromatische Polyharnstofffette auf Basis von Polyphenyletheröl mit bis zu 5 000 000 J/kg. Bei der Entsorgung solcher Schmierstoffe ist darauf zu achten, dass die Fette radioaktiv geworden sein können. Der Einfluss der Strahlung auf die Fettgebrauchsdauer ist nach dem Stand der Technik nicht quantifizierbar.

Einfluss durch Vakuum

Bei Anwendungen im Vakuum besteht die Gefahr des Abdampfens von Schmierstoffkomponenten. Dies ist vom Unterdruck und von der Temperatur abhängig. Hierdurch wird einerseits die Leistungsfähigkeit des Schmierstoffes gemindert, zum anderen wird das Vakuum beeinträchtigt. Neben dem Grundöltyp hat auch die Viskosität Einfluss auf den Dampfdruckverlauf. Ob ein Schmieröl oder Fett eingesetzt werden kann, lässt sich, in Abhängigkeit von Vakuum und Temperatur, über die Dampfdruckkurve des Grundöles ermitteln, *Bild 5*.

- p = Dampfdruck
 T = Temperatur
- ① Mineralöl (ISO VG 68)
 - ② PAO (ISO VG 46)
 - ③ Esteröl (ISO VG 100)
 - ④ PFPE (ISO VG 460)

Bild 5
 Dampfdruckkurven
 verschiedener Öle



Können Schmieröle und Schmierfette aufgrund der Kombination aus Unterdruck und Temperatur nicht mehr eingesetzt werden, können Festschmierstoffe wie PTFE oder MoS₂ eingesetzt werden. Graphit ist für Vakuumanwendungen nicht geeignet. Neben den Schmierstoffen muss bei Vakuumanwendungen auch die Eignung von Kunststoffen und Elastomeren geprüft werden.

Einfluss durch Dichtungen

Dringen harte Verunreinigungspartikel in das Lager ein, führt dies neben erhöhtem Geräusch auch zu Verschleiß. Eine entsprechende Abdichtung des Lagers soll dies verhindern. Das Schmierfett kann diesen Dichtungseffekt unterstützen, indem es einen stabilen Kragen an der Dichtung bildet. Hier eignen sich festere Schmierfette am besten. Zu weiche Fette begünstigen eher den Fettaustritt. Außerdem kann ein sogenanntes Sperrfett, das eine hohe Grundölviskosität und Konsistenz besitzt, zur Abdichtung eingesetzt werden. Es gibt spezielle Dichtungen, die über ein Depot verfügen, das mit einem solchen Fett gefüllt ist. Weitere Informationen siehe Abschnitt Feste Fremdstoffe, Seite 138.

Schmierstoffauswahl

Einfluss durch Einbaulage und Umgebungsbauteile

Auch bei vertikaler oder geneigter Drehachse muss das Schmierfett an der Schmierstelle bleiben. Neben einer entsprechenden Dichtung kann hier auf ein zäheres Schmierfett zurückgegriffen werden, um das Wegfließen zu verhindern. Liegen mehrere Schmierstellen nahe beieinander, kann es zu unbeabsichtigtem Kontakt kommen. Es muss deshalb auf die Verträglichkeit der Schmierstoffe untereinander geachtet werden. Im optimalen Fall wird, sofern möglich, nur ein Schmierfett verwendet. Es ist darauf zu achten, dass das Schmierfett mit dem Käfig- und Dichtungsmaterial verträglich ist. Besonderes Augenmerk muss darauf bei der Verwendung von syntheseöl-basierten Schmierfetten gelegt werden. Bei Unverträglichkeit kann es zu Versprödung oder Quellung bis zur Zerstörung des Kunststoffes kommen. Mit entsprechenden Einlagerungsversuchen können aussagefähige Ergebnisse erzielt werden.

Einfluss gesetzlicher und umweltbedingter Vorgaben

Im Lebensmittelbereich sind Schmierfette mit entsprechender Zulassung vorgeschrieben. Ein weltweiter Standard ist die Freigabe nach NSF (National Sanitary Foundation) H1 oder H2, gelistet im sogenannten White Book™.

Ein Schmierstoff mit der Kennzeichnung H1 (Food Grade Lubricant) darf dort eingesetzt werden, wo ein gelegentlicher, technisch unvermeidbarer Kontakt mit Lebensmitteln nicht ausgeschlossen werden kann. Dies bedeutet, dass das Fett ungiftig sein muss, vom Organismus schnell abgebaut werden kann und außerdem geruchs- und geschmacksneutral ist. Häufig bestehen solche Schmierfette aus Aluminiumkomplexeifenverdickern und Poly-alphaolefinen oder medizinischen Weißölen als Grundöl. Seit Kurzem können jedoch auch Schmierfette mit anderen Verdickertypen wie PTFE oder Calciumsulfonatkomplexeifen eine Zulassung nach H1 erlangen. H2-Schmierstoffe sind zur allgemeinen Verwendung in der Lebensmittelindustrie vorgesehen, bei denen kein Lebensmittelkontakt vorliegt. Darüber hinaus gibt es Schmierstoffe, die einzelnen religiösen Vorschriften genügen, wie beispielsweise jüdischen (Koscher) oder islamischen (Halal).

Biologisch abbaubare Schmierfette sind vorzusehen, wenn der Schmierstoff direkt in die Umwelt gelangen kann, siehe Abschnitt Biologisch abbaubare Schmierstoffe, Seite 88. Schmierfette müssen den entsprechenden gesetzlichen Vorgaben hinsichtlich Stoffverbotten entsprechen.

Schmieröl

Zur Schmierung von Wälzlagern sind grundsätzlich Mineralöle und Syntheseöle geeignet, siehe Tabelle. Schmieröle auf Mineralölbasis werden heute am häufigsten verwendet. Diese Mineralöle müssen mindestens die Anforderungen nach DIN 51517 (Schmieröle) erfüllen.

Sonderöle, oft synthetische Öle, werden eingesetzt, wenn extreme Betriebsbedingungen vorliegen. Besondere Anforderungen an die Beständigkeit des Öles bei erschwerten Bedingungen sind zum Beispiel Temperatur oder Strahlung. Namhafte Ölhersteller weisen die Wirksamkeit der Additive im Wälzlager nach, siehe Tabelle, Seite 78. Besondere Bedeutung haben zum Beispiel wirksame Verschleißschutzadditive für den Betrieb von Wälzlagern im Mischreibungsbereich.

Grundöle und ihre typischen Eigenschaften

Grundöl Abkürzung	Einsatztemperatur		Viskositäts-Temperatur-Index	Elastomer-verträglichkeit	Besonderheit	Preisrelation
	Obere °C	Untere °C				
Mineralöl Min	+120	-20	100	gut	Am häufigsten eingesetzter Grundöltyp, „natürlich verunreinigt“, da Naturprodukt	1
Polyalphaolefin PAO, SHC	+150	-40	160	gut	Weit verbreiteter Syntheseöltyp, auch für Schmierstoffe mit Lebensmittellzulassung	6
Polyglykol PG	+150	-40	220	mäßig	Kritisch bei Aluminiumkontakten, meist nicht mischbar mit Mineralöl, PAO, Ester	4 bis 10
Ester E	+180	-60	180	mäßig bis schlecht	Auch als Mischung mit PAO und Mineralöl, zum Teil gut biologisch abbaubar	4 bis 10
Silikonöl Si	+200	-60	500	sehr gut	Stahl-Stahl-Kontakte neigen zum Fressen, extrem niedrige Oberflächenspannung, „spreiten“; LABS ¹⁾	40 bis 100
Alkoxyfluoröl PFAE, PFPE	+250	-30	160	gut	Wälzlager müssen frei von Kohlenwasserstoffen sein, nicht mischbar mit anderen Ölen	200 bis 800

¹⁾ LABS: Lackbenetzungsstörende Substanz.

Schmierstoffauswahl

Schmierstoffadditive und ihre Wirkung

Additivtyp		Aufgabe
Hochdruckzusätze	EP	<ul style="list-style-type: none"> Verbesserung des Druckaufnahmeverhaltens Verschleißminderung durch Reaktionsschichtbildung
Reibungsänderer	FM	<ul style="list-style-type: none"> Veränderte Reibung bei Misch- und Grenzreibung
Verschleißschutz	AW	<ul style="list-style-type: none"> Senkung von mildem Adhäsions-Abrasionsverschleiß bei Mischreibung
Korrosionsinhibitoren	KI	<ul style="list-style-type: none"> Schutz von Metalloberflächen gegen Korrosion
Alterungsinhibitoren	OI	<ul style="list-style-type: none"> Verzögern der oxidativen Zersetzung des Schmierstoffes
Haftzusätze		<ul style="list-style-type: none"> Verbesserung der Haftung des Schmierstoffes auf der Oberfläche
Detergens und Dispersens		<ul style="list-style-type: none"> Verbesserung des Schmutzlöse- und Schmutztrageverhaltens des Schmierstoffes
VI-Verbesserer		<ul style="list-style-type: none"> Verbesserung (Verringerung) der Viskositäts-Temperatur-Abhängigkeit
Schauminhibitoren		<ul style="list-style-type: none"> Vermeidung stabiler Schaumbildung
Pourpointerniedriger		<ul style="list-style-type: none"> Herabsetzung des Stockpunktes

Empfohlene Ölviskosität

Die erreichbare Lebensdauer und die Sicherheit gegen Verschleiß sind umso höher, je besser die Kontaktflächen durch den Schmierfilm getrennt sind. Da die Schmierfilmdicke mit der Viskosität des Öles zunimmt, sollte nach Möglichkeit ein Öl mit hoher Betriebsviskosität ν gewählt werden. Eine sehr hohe Lebensdauer lässt sich erreichen, wenn das Viskositätsverhältnis $\kappa = \nu/\nu_1 = 2$ bis 4 beträgt. Mit steigender Viskosität nimmt allerdings auch die Schmierstoffreibung zu. Bei tiefer, aber auch bei normaler Temperatur können Probleme mit der Zu- und Abführung des Öles auftreten.



Das Öl ist gerade so zäh zu wählen, dass sich einerseits eine möglichst hohe Ermüdungslebensdauer ergibt, andererseits die Verlustleistung durch erhöhte Reibung möglichst gering gehalten wird! Eine ständig ausreichende Ölversorgung der Lager ist sicherzustellen!

Betriebsviskosität

In Einzelfällen kann die Betriebsviskosität nicht in der gewünschten Höhe realisiert werden, weil:

- Die Ölauswahl noch von anderen Komponenten der Maschine bestimmt wird und diese ein dünnflüssiges Öl erfordern
- Für Umlaufschmierung ein ausreichend fließfähiges Öl eingesetzt werden soll, um Verunreinigungen und Wärme aus dem Lager abzuführen
- Zeitweise höhere Temperatur oder sehr niedrige Umfangsgeschwindigkeit vorliegt und dann die Betriebsviskosität, die mit dem zähsten anwendbaren Öl erreicht werden kann, noch unterhalb der angestrebten Viskosität liegt.

In solchen Fällen kann auch ein Öl mit geringerer Viskosität als empfohlen verwendet werden. Das Öl muss dann allerdings wirksame Zusätze enthalten und seine Schmierungseignung durch eine Wälzlagerprüfung nachgewiesen sein. Anderenfalls ist je nach Abweichung vom Sollwert mit verminderter Ermüdungslaufzeit und stärkerem Verschleiß an den Funktionsflächen zu rechnen, wie die Berechnung der erreichbaren Lebensdauer ausweist.

Gebräuchliche Viskositätsklassen nach ISO und SAE, *Bild 6*.

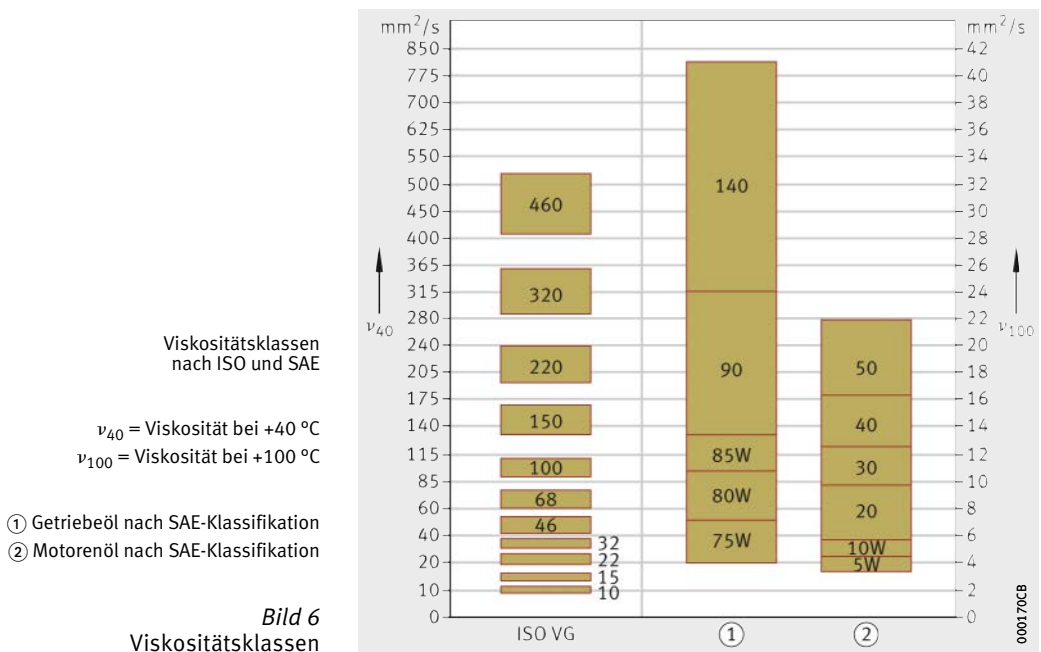


Bild 6
Viskositätsklassen

Schmierstoffauswahl

Viskositätsklassen ISO VG

Viskositätsklasse ISO VG	Mittelpunkts- viskosität mm ² /s	Grenzen der kinematischen Viskosität bei 40 °C mm ² /s	
		min.	max.
2	2,2	1,98	2,42
3	3,2	2,88	3,52
5	4,6	4,14	5,06
7	6,8	6,12	7,48
10	10	9,00	11
15	15	13,5	16,5
22	22	19,8	24,2
32	32	28,8	35,2
46	46	41,4	50,6
68	68	61,2	74,8
100	100	90	110
150	150	135	165
220	220	198	242
320	320	288	352
460	460	414	506
680	680	612	748
1 000	1 000	900	1 100
1 500	1 500	1 350	1 650
2 200	2 200	1 980	2 420
3 200	3 200	2 880	3 520

Ölauswahl nach Betriebsbedingungen

Normale Betriebsbedingungen

Um das richtige Öl für die jeweilige Anwendung auszuwählen, müssen die Betriebsbedingungen vorher genau analysiert werden.

Bei normalen Betriebsbedingungen (Atmosphärendruck, Temperatur maximal +100 °C bei Ölsumpf und +150 °C bei Ölumlauflauf, Belastungsverhältnis $C/P > 10$, Drehzahl bis zur zulässigen Drehzahl) können unlegierte Öle, bevorzugt aber inhibierte Öle (Korrosions- und Alterungsschutz, Kennbuchstabe L nach DIN 51502) verwendet werden. Wenn die gegebenen Viskositätsempfehlungen nicht eingehalten werden können, sind Öle mit wirksamen Verschleißschutzzusätzen vorzusehen.

Hohe Drehzahlkennwerte

Ein oxidationsstabiles Öl mit geringer Verschäumungsneigung und günstigem Viskositäts-Temperatur-Verhalten (V-T-Verhalten) ist vorteilhaft wenn hohe Umfangsgeschwindigkeiten vorliegen ($k_f \cdot n \cdot d_M > 500\,000 \text{ min}^{-1} \cdot \text{mm}$). Geeignete synthetische Öle mit gutem V-T-Verhalten sind Ester und Polyalphaolefine (PAO), da bei diesen Ölen die Viskosität mit steigender Temperatur weniger stark abnimmt. In der Anlaufphase, wenn die Temperatur meistens niedrig ist, wird hohe Planschreibung und damit Erwärmung vermieden; bei der höheren Beharrungstemperatur bleibt eine ausreichende Viskosität zur Sicherstellung der Schmierung erhalten.

Hohe Belastungen

Sind die Lager hoch belastet ($C/P < 10$) oder ist die Betriebsviskosität ν kleiner als die Bezugsviskosität ν_1 , sollten Öle mit Verschleißschutzzusätzen verwendet werden (Kennbuchstabe P nach DIN 51502).

Verschleißschutzzusätze mindern die schädlichen Auswirkungen der stellenweise auftretenden metallischen Berührung. Die Eignung von Verschleißschutzzusätzen ist unterschiedlich und meist stark temperaturabhängig. Die Wirksamkeit kann nur durch eine Prüfung im Wälzlager (zum Beispiel Prüfstand FE 8) beurteilt werden.

Hohe Temperatur

Bei Ölen für hohe Betriebstemperaturen hat neben der Einsatztemperaturgrenze das Viskositäts-Temperatur-Verhalten besondere Bedeutung. Dieses Verhalten kann anhand sogenannter V-T-Diagramme beurteilt werden, die im Einzelfall von den Schmierstoffherstellern zur Verfügung gestellt werden. Die Auswahl ist anhand der Öleigenschaften zu treffen.

Schmierstoffauswahl

Ölauswahl nach Öleigenschaften

Die verschiedenen Ölartern besitzen charakteristische Eigenschaften. Anhand dieser Eigenschaften lässt sich eine Auswahl treffen, welche Ölarart sich am besten eignet.

Mineralöle

Mineralöle sind nur bis +120 °C einsetzbar. Je nach Temperatur und Verweilzeit im Heißbereich entstehen Alterungsprodukte, die die Schmierwirkung beeinträchtigen und sich als feste Rückstände (Ölkohle) im Lager oder in Lagernähe absetzen.

Ester (Diester und sterisch gehinderte Ester)

Ester sind thermisch stabil (–60 °C bis +180 °C), haben ein günstiges V-T-Verhalten, zeigen eine geringe Flüchtigkeit und eignen sich daher gut für den Einsatz bei hohen Drehzahlkennwerten und hoher Temperatur. Sie sind meist mit Mineralölen mischbar. Bei Zutritt von Wasser reagieren Ester je nach Typ unterschiedlich. Manche Arten verseifen und spalten sich dabei in ihre Komponenten auf, hauptsächlich dann, wenn sie basische Zusätze enthalten.

Poly(alkylen)glykole

Poly(alkylen)glykole haben ein günstiges V-T-Verhalten und eignen sich für den Einsatz bei hoher und tiefer Temperatur (–40 °C bis +150 °C). Sie sind zum größten Teil nicht wasserlöslich, sind grundsätzlich nicht mit Mineralölen mischbar, haben einen niedrigeren Druck-Viskositätskoeffizienten als andere Öle und können Dichtungen und Lack im Gehäuse sowie Käfige, zum Beispiel aus Aluminium, angreifen. Ihre hohe Oxidationsbeständigkeit ermöglicht es, im Hochtemperaturbetrieb die Ölwechselintervalle auf den 2- bis 5-fachen Wert der bei Mineralöl üblichen Intervalle anzuheben.

Polyalphaolefine (PAO)

Polyalphaolefine sind synthetisch hergestellte Kohlenwasserstoff-Verbindungen (im Englischen auch bezeichnet als SHC für Synthetic Hydro Carbon). Sie haben ein günstiges V-T-Verhalten, sind in einem breiten Temperaturbereich (–50 °C bis +150 °C) einsetzbar und haben eine gute Oxidationsbeständigkeit, die dazu führt, dass im Vergleich zu ähnlich viskosen Mineralölen bei gleichen Bedingungen eine mehrfache Standzeit erreicht wird. Sie sind außerdem in jedem Verhältnis mit Mineralölen mischbar.

Silikonöle (Phenyl-Methyl-Siloxane)

Silikonöle können bei extremer Temperatur (–60° bis +200 °C) eingesetzt werden, haben ein günstiges V-T-Verhalten, geringe Flüchtigkeit und sind thermisch sehr stabil. Sie haben ein geringes Lasttragevermögen ($C/P \geq 30$) und ein geringes Verschleißschutzvermögen.

Alkoxyfluoröle	<p>Alkoxyfluoröle sind oxidations- und wasserbeständig, sind im Vergleich zu Mineralölprodukten sehr teuer, haben einen höheren Druck-Viskositätskoeffizienten und eine höhere Dichte als Mineralöle bei der gleichen Viskosität. Ihr Temperatur-Einsatzbereich geht von -30 °C bis $+250\text{ °C}$.</p>
	<p> Bei der Umstellung auf einen anderen Öltyp ist die Verträglichkeit zu beachten, siehe Abschnitt Mischbarkeit von Schmierstoffen, Seite 130! Allgemein sollte nicht auf ein Schmieröl mit geringerer Leistungsfähigkeit umgestellt werden!</p>
Schwer entflammare Hydraulikflüssigkeiten	<p>Schwer entflammare Hydraulikflüssigkeiten nehmen eine Sonderstellung ein. Sie werden aus sicherheitstechnischen Gründen seit vielen Jahren im Untertagebetrieb im Bergbau, auf Schiffen, in Flugzeugen und feuergefährdeten Industrieanlagen eingesetzt. Gründe für ihre zunehmende Verwendung sind der Brandschutz, die Verfügbarkeit und der Preis.</p> <p>Die schwer entflammaren Hydraulikflüssigkeiten müssen definierte Anforderungen hinsichtlich der Schwerentflammbarkeit, Arbeitshygiene und ökologischen Unbedenklichkeit erfüllen. Die unterschiedlichen Flüssigkeitsgruppen sind im 7. Luxemburger Bericht definiert, siehe Tabelle Schwer entflammare Hydraulikflüssigkeiten, Seite 86.</p>
Elastomerverträglichkeit	<p>Wirken schwer entflammaren Druckflüssigkeiten auf Schlauch- oder Dichtungswerkstoffe, kann es zu physikalischen oder chemischen Wechselwirkungen kommen. Änderungen des Volumens, der Festigkeits- oder Elastizitätseigenschaften von Kunststoffen (Käfige, Deckscheiben) und Elastomeren können die Folge sein. Liegen keine Herstellerangaben vor, sollten vor einem Einsatz Beständigkeitsuntersuchungen durchgeführt werden. Maßgebend sind hierbei die Prüfverfahren und Kriterien, wie sie im 6. und 7. Luxemburger Bericht oder im CETOP RP 81 H beschrieben werden. Hierbei werden definierte Prüfkörper 168 Stunden bei Temperaturen von $+60\text{ °C}$ bis $+100\text{ °C}$ in der zu prüfenden Flüssigkeit gelagert.</p>
Anwendungsbeispiele	<p>Die Flüssigkeitstypen HFA-E und HFA-S mit bis zu 99 Vol.-% Wasser werden vorwiegend in Chemieanlagen, hydraulischen Pressen und im hydraulischen Strebaubau eingesetzt.</p> <p>Die Flüssigkeiten des Typs HFC mit bis zu 45 Vol.-% Wasser wendet man meist in Arbeitsmaschinen an, zum Beispiel in Hydroladern, Bohrhämmern und Druckmaschinen.</p> <p>Die synthetischen HFD-Flüssigkeiten werden in Walzenladern, Seilbahnmaschinen, Gurtförderern, hydrostatischen Kupplungen, Pumpen sowie in Druckmaschinen verwendet.</p>

Schmierstoffauswahl

Schmierfette

Fettart			Eigenschaften ¹⁾		
Verdicker		Grundöl	Temperaturbereich	Tropfpunkt	
Art	Seife		°C	°C	
normal	Lithium	Mineralöl	-35 bis +130	+170 bis +200	
		PAO	-60 bis +150	+170 bis +200	
		Ester	-60 bis +130	+190	
komplex	Aluminium	Mineralöl	-30 bis +160	+260	
	Barium		-30 bis +140	+220	
	Kalzium		-30 bis +140	+240	
	Lithium		-30 bis +150	+240	
	Aluminium	PAO	-60 bis +160	+260	
	Barium		-40 bis +140	+220	
	Kalzium		-60 bis +160	+240	
	Lithium		-40 bis +180	+240	
	Barium		Ester	-40 bis +130	+200
	Kalzium	-40 bis +130		+200	
	Lithium	-40 bis +180		+240	
			Silikonöl	-40 bis +180	+240
	Bentonite	-	Mineralöl	-20 bis +150	-
PAO			-50 bis +180	-	
Polyharnstoff	-	Mineralöl	-25 bis +160	+250	
		PAO	-30 bis +170	+250	
		Ester	-40 bis +180	+250	
PTFE	-	Alkoxyfluoröl	-50 bis +250	-	

Bedeutung der Symbole:

+++ sehr gut

++ gut

+ mäßig

- schlecht.

¹⁾ Die Angaben stellen Durchschnittswerte dar.

Wasser- beständigkeit	Druck- beständigkeit	Preisrelation	Eignung für Wälzlager	Besondere Hinweise
+++	+	1	+++	■ Mehrzweckfett
+++	++	4 bis 10	+++	■ Für tiefere und höhere Temperaturen ■ Für hohe Drehzahlen
++	+	5 bis 6	+++	■ Für tiefe Temperaturen ■ Für hohe Drehzahlen
+++	+	2,5 bis 4	+	■ Mehrzweckfett
++	++	4 bis 5	+++	■ Mehrzweckfett ■ Dampfbeständig
++	++	0,9 bis 1,2	+++	■ Mehrzweckfett ■ Neigt zum Verhärten
++	++	2	+++	■ Mehrzweckfett
+++	++	10 bis 15	+	■ Weiter Temperaturbereich ■ Gut förderbar
+++	+++	15 bis 20	+++	■ Hohe Drehzahl
+++	+++	15 bis 20	+++	■ Für tiefere und höhere Temperatur ■ Für hohe Drehzahlen geeignet
++	+++	15	+++	■ Weiter Temperaturbereich
++	++	7	+++	■ Für höhere Drehzahlen
+++	++	7	+++	■ Für mäßige Belastung
++	+	10	+++	■ Besonders weiter Temperaturbereich
++	–	20	++	■ Nur für geringe Lasten
+++	+	2 bis 6	+	■ Für höhere Temperaturen bei niedrigen Drehzahlen
+++	+	12 bis 15	+	■ Weiter Temperaturbereich
+++	++	3	+++	■ Für höhere Temperaturen bei mittleren Drehzahlen
+++	+++	10	+++	■ Hochtemperaturfett ■ Gute Langzeitwirkung
+++	++	10	+++	■ Für hohe und niedrige Temperaturen
+++	++	100 bis 150	+++	■ Für sehr hohe und tiefe Temperatur

Schmierstoffauswahl

Schwer entflammare Hydraulikflüssigkeiten

Flüssigkeitsgruppe	Zusammensetzung der Flüssigkeit
HFA-E	Öl-in-Wasser-Emulsion mit einem Emulgierölgehalt von höchstens 20 Vol.-%, übliche Gehalte 1 Vol.-% bis 5 Vol.-%
HFA-S	in Wasser gelöste Flüssigkeitskonzentrate, üblicher Gehalt nicht höher als 10 Vol.-%. Mikroemulsionen sind HFA-Fluide, die aus einem Konzentrat durch Anmischen mit Wasser hergestellt werden. Die fein verteilten Konzentratröpfchen haben einen Durchmesser zwischen 2 µm und 25 µm. Die sogenannten Wasserverdicker , auch als verdickte HFA-Fluide bezeichnet, sind hochviskose Polymerlösungen, deren lange Molekülketten eine mechanische Matrix bilden, die die freie Beweglichkeit der Wassermoleküle behindert. Dadurch haben solche Flüssigkeiten bei Betriebstemperatur eine Viskosität im Bereich von Mineralöl. Die Schwierigkeit besteht bei diesen Produkten zurzeit noch darin, ausreichenden Verschleißschutz zusammen mit hoher Scherstabilität zu erreichen, da sich Additive, die diese Eigenschaften bewirken, gegenseitig negativ beeinflussen.
HFB	Wasser-in-Öl-Emulsion mit in der Regel 40 Vol.-% Wasser; in Deutschland nicht eingesetzt, fast ausschließlich im britischen Bergbau
HFC	wässrige Polymerlösung (Polyglykole) mit rund 40 Vol.-% Wasser
HFD	HFD-Flüssigkeiten sind synthetische, wasserfreie Druckflüssigkeiten, die dem tribologischen Verhalten von Mineralöl am nächsten kommen. Aufgrund erheblicher ökologischer Nachteile finden sie nur Einsatz in einigen Leistungsantrieben, bei denen ein erhöhter Schutz des Wartungs- und Bedienungspersonals und Maßnahmen gegen Flüssigkeitsverluste vorzusehen sind.
HFD-R	Grundlage Phosphorsäureester
HFD-S	Grundlage chlorierte Kohlenwasserstoffe
HFD-T	Grundlage Gemisch aus Phosphorsäureester und chlorierten Kohlenwasserstoffen
HFD-U	Grundlage andere Verbindungen

ISO-VG-Klasse	üblicher Betriebs- temperaturbereich °C	Schwerentflammbarkeit	Dichte T = 15 °C g/cm ³	Normen und Vorschriften
keine Festlegung	+5 bis +55	sehr gut	circa 1	DIN 24320
32 46 68 100	+5 bis +60	gut	0,92 bis 1,05	VDMA 24317
15 22 32 46 68 100	-20 bis +60	sehr gut	1,04 bis 1,09	
15 22 32 46 68 100	-20 bis +150	gut	1,1 bis 1,45	

Sonderanwendungen

Biologisch abbaubare Schmierstoffe

Biologisch abbaubare Schmierstoffe sind dann zu bevorzugen oder vorgeschrieben, wenn der Schmierstoff direkt in die Umwelt gelangen kann. Dies ist zum Beispiel bei Landmaschinenanwendungen, Eisenbahnweichen, in Kläranlagen oder Schleusen mit einer Verlustschmierung gegeben. Durchgängig anerkannte Regelungen existieren jedoch nicht, Bestimmungen und Gesetze sind häufig nur lokal gültig.

Die biologische Abbaubarkeit der Schmieröle wird zunehmend nach OECD 301 A-F bestimmt. Für Schmierfette K nach DIN 51821 wird die CEC-L-33-T-82 oder der sogenannte Zahn-Wellen-Test herangezogen. Für den Schmierstoff muss dabei ein biologischer Abbau von mindestens 60% (OECD) oder 80% (CEC) nach 21 Tagen gewährleistet sein. Daneben müssen für einen umweltfreundlichen Schmierstoff die Toxizität der Komponenten nach dem Chemikaliengesetz sowie die Wassergefährdungsklasse (WGK) beachtet werden. Diese Angaben finden sich im Sicherheits-Datenblatt des Schmierstoffes.

Eingeschränkter Temperaturbereich

Schmierstoffe auf der Basis von pflanzlichen Ölen und Mischungen solcher Öle mit umgeesterten Produkten sind nur für einen eingeschränkten Temperaturbereich und niedrige bis normale Belastungen für einfache Aggregate mit Nachschmierung geeignet. Beim Einsatz von Zentralschmieranlagen ist die Eignung zu überprüfen.

Schmierfette auf Syntheseölbasis, vorwiegend Esteröle, bewegen sich in ihrem Leistungsvermögen dagegen auf dem Niveau üblicher Schmierfette. Die Beständigkeit verwendeter Kunststoffe ist dabei zu beachten.

Keramik- und Hybridlager

Keramiken haben im Vergleich zu Stahl ein geringeres spezifisches Gewicht, eine höhere Warmfestigkeit, eine geringere Wärmeausdehnung, chemische Resistenz, eine höhere Steifigkeit, eine hohe spezifische Wärmekapazität, eine geringere Wärmeleitfähigkeit und sind antimagnetisch und isolierend.

Der in Wälzlagern eingesetzte Keramikwerkstoff ist heißgepresstes Siliziumnitrid (Si_3N_4). Er wird vorwiegend für die Wälzkörper verwendet. Die dazugehörigen Ringe sind je nach Einsatz aus unterschiedlichen Stählen gefertigt. In Verbindung mit Sonderstählen erhalten solche Wälzlager eine besondere Resistenz gegen Korrosion, erreichen erhöhte Ermüdungslaufzeiten bei ungünstigen Schmierungsbedingungen und sind deutlich weniger verschleißempfindlich bei unzureichender Trennung der Kontaktflächen.

**Geringere
Schmierstoffbeanspruchung**

So ergeben sich bei Wälzlagern mit Keramikwälzkörpern bei gleichen Lasten zwar höhere Kontaktpressungen, jedoch deutlich kleinere Kontaktflächen als bei konventionellen Wälzlagern. Diese sind wesentlich leichter mit Schmierstoff zu versorgen und beinhalten, aufgrund der geringeren Verformungen, deutlich kleinere Gleitanteile. Damit wird die Schmierstoffbeanspruchung trotz der höheren Pressung geringer und insbesondere bei Fettschmierung eine wesentliche Steigerung der Gebrauchsdauer erreicht. Die kleineren Kontaktflächen und die günstigeren Gleiteigenschaften führen zu niedrigerer Reibung und daraus resultierend zu niedrigeren Temperaturen. Die bevorzugten Einsatzbereiche sind Wälzlager bei sehr hohen Drehzahlen in einem breiten Temperaturbereich sowie Wälzlager, die mit Fettschmierung sehr lange Laufzeiten erreichen müssen, und Lager bei sonstigen extremen Betriebsbedingungen.

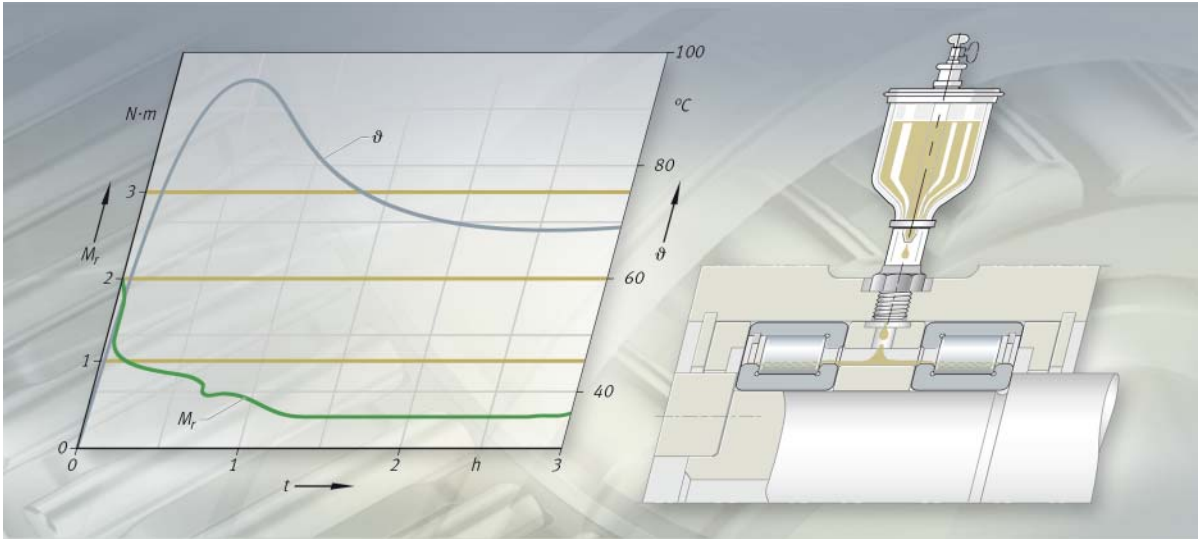
Zur Schmierung solcher Hybridlager (Stahlringe und Keramikwälzkörper) sind ebenfalls je nach Einsatz unterschiedliche Schmierstoffe notwendig. Hybridlager, die in Triebwerken von Flugzeugen eingesetzt sind, werden mit zugelassenen Esterölen geschmiert.

Hybridspindellager

Hybridspindellager sind ebenfalls schon weit verbreitet und werden teilweise gedichtet und gefettet zur Verfügung gestellt. Für fettgeschmierte Spindellager werden Fette mit Estergrundöl und speziellen Additiven verwendet. Allgemein sind stark polare Öle mit auf die Paarung Stahl-Keramik abgestimmten Additiven notwendig. In Versuchen mit Spindellagern konnte durch die Verwendung von Hybridspindellagern eine um Faktor 2 bis 3 längere Schmierfrist beziehungsweise Fettgebrauchsdauer erreicht werden.

Voll-Keramiklager

Selten im Einsatz sind Voll-Keramiklager. Hier sind die Ansprüche an den Schmierstoff zwar gering, diese Lager sind aber montage-technisch sehr anspruchsvoll. Wegen der unterschiedlichen Wärme-dehnung und der hohen Empfindlichkeit gegen Zugspannungen ist die Befestigung der Lager auf Wellen und in Gehäusen schwierig. Außerdem reduziert der hohe Preis die Anwendung auf absolut notwendige Einsätze.



Versorgung der Lager mit Schmierstoff

Versorgung der Lager mit Schmierstoff

	Seite
Versorgung der Lager mit Schmierstoff	
Versorgung mit Fett.....	92
Erst- und Neubefettung.....	92
Fettgebrauchsdauer	95
Nachschmierfrist.....	102
Nachschmierung und Nachschmierintervalle	103
Besondere Arten der Nachschmierung	103
Arcanol Wälzlagerfette	105
Beispiele für Fettschmierung	106
Versorgung mit Öl	112
Ölbadschmierung.....	112
Umlaufschmierung	114
Minimalmengen-Schmierung.....	119
Beispiele für Ölschmierung.....	123
Mischbarkeit von Schmierstoffen	
Mischbarkeit von Fetten und Ölen	130
Überprüfung der Mischbarkeit.....	132
Schmiersysteme und Überwachung	
Fetthebelpresse.....	133
Motion Guard.....	133
Zustandsüberwachung.....	134

Versorgung der Lager mit Schmierstoff

Die Schmierstoffmenge, die ein Wälzlager tatsächlich benötigt, ist außerordentlich gering. In der Praxis bemisst man sie wegen der Betriebssicherheit der Lagerung jedoch meist höher. Zu viel Schmierstoff im Lager kann jedoch schaden. Wenn überschüssiger Schmierstoff nicht entweichen kann, entstehen durch Plansch- oder Walkarbeit Temperaturen, bei denen der Schmierstoff geschädigt oder sogar zerstört werden kann.

Im Allgemeinen wird eine ausreichende Versorgung sichergestellt, durch:

- Wahl der richtigen Schmierstoffmenge und -verteilung im Lager
- Beachtung der Gebrauchsdauer des Schmierstoffes
- Abgestimmte Schmierstoffergänzung oder einen Schmierstoffwechsel
- Gezielte konstruktive Gestaltung der Lagerstelle
- Dafür erforderliche Geräte und das Schmierverfahren, siehe Tabelle, Seite 60.

Versorgung mit Fett

Bei Fettschmierung ist meist kein oder nur geringer Geräteaufwand erforderlich, um die Lager ausreichend zu schmieren. Werden keine vom Hersteller erstbefettete Lager eingebaut, dann werden die Lager bei der Montage häufig von Hand gefettet. Zur Unterstützung verwendet man vielfach Injektionsspritzen oder Fettpressen.

Eine Auswahl spezifischer Wälzlagerfette zeigt Tabelle Fette, Seite 126.

Erst- und Neubefettung

Beim Befetten der Lager sind folgende Hinweise zu beachten:

- Lager so befüllen, dass alle Funktionsflächen sicher Fett erhalten.
- Vorhandenen Gehäuseraum neben dem Lager nur so weit mit Fett füllen, dass das aus dem Lager verdrängte Fett noch genügend Platz hat. Eine Umlaufteilnahme des Fettes soll damit vermieden werden. Schließt an das Lager ein größerer und ungefüllter Gehäuseraum an, sollten Deck- oder Dichtscheiben sowie Stauscheiben dafür sorgen, dass eine angemessene Fettmenge (ähnlich der Menge, die für den normalen Füllungsgrad gewählt wird) in Lagernähe verbleibt. Empfohlen wird eine Fettfüllung von ca. 90% des ungestörten freien Lagervolumens. Damit ist das Volumen im Inneren des Wälzlagers gemeint, das nicht von umlaufenden Teilen (Wälzkörper, Käfig) berührt wird.

- Bei sehr schnell umlaufenden Lagern, beispielsweise Spindel lagern, wird im Allgemeinen eine geringere Fettmenge gewählt (ca. 60% des ungestörten freien Lagervolumens beziehungsweise ca. 30% des gesamten freien Lagervolumens), um die Fettverteilung beim Anlauf der Lager zu erleichtern.
- Die Dichtwirkung einer Spaltdichtung wird durch die Bildung eines stabilen Fettkragens verbessert. Eine kontinuierliche Nachschmierung unterstützt diesen Effekt.
- Über einen richtigen Füllungsgrad werden ein günstiges Reibungsverhalten und ein geringer Fettverlust erreicht.
- Bei einer Druckdifferenz zwischen beiden Seiten des Lagers kann eine Luftströmung das Fett und das abgegebene Grundöl aus dem Lager herausfordern, andererseits aber auch Schmutz in das Lager transportieren. In solchen Fällen ist ein Druckausgleich über Durchbrüche und Bohrungen an den Anbauteilen erforderlich.
- Langsam umlaufende Lager ($n \cdot d_M < 50\,000 \text{ min}^{-1} \cdot \text{mm}$) und deren Gehäuse sind komplett mit Fett zu füllen. Die auftretende Walkreibung ist hier vernachlässigbar. Wichtig ist, dass das eingebrachte Fett durch Dichtungen und Stauscheiben im Lager oder in Lagernähe gehalten wird. Das Fett in Lagernähe bewirkt durch einen Depoteffekt grundsätzlich eine Verlängerung der Schmierfrist. Ein direkter Kontakt zum Fett im Lager ist jedoch Voraussetzung (Fettbrücke). Durch gelegentliche Erschütterung wird außerdem wieder Frischfett aus der Umgebung in das Lager gelangen (interne Nachschmierung).
- Wenn eine hohe Temperatur am Lager zu erwarten ist, sollte neben einem angepassten Fett zusätzlich ein Fettdepot mit einer zum Lager hin freien, möglichst großen, Öl abgebenden Fläche vorgesehen werden. Für das Depot ist eine Menge günstig, die dem Zwei- bis Dreifachen des normalen Füllungsgrades entspricht. Das Depot ist entweder auf einer Seite des Lagers oder besser zu gleichen Teilen beidseitig vorzusehen.

Versorgung der Lager mit Schmierstoff

- Beidseitig mit Dichtscheiben oder Deckscheiben abgedichtete Lager werden erstbefettet geliefert. Die üblich eingebrachte Fettmenge füllt ca. 90% des ungestörten freien Lagervolumens aus. Diese Füllmenge wird auch bei hohen Drehzahlkennwerten ($n \cdot d_M > 400\,000 \text{ min}^{-1} \cdot \text{mm}$) gut im Lager gehalten. Bei höheren Drehzahlkennwerten bitte bei Schaeffler rückfragen. Ein höherer Füllungsgrad bei abgedichteten Lagern führt zu einer höheren Reibung und zu einem kontinuierlichen Fettverlust, bis sich der normale Füllungsgrad eingestellt hat. Bei Behinderung des Fettaustritts ist mit einem erheblichen Drehmoment- und Temperaturanstieg zu rechnen. Lager mit drehendem Außenring erhalten ebenfalls weniger Fett (50% der Normalfüllung).
- Bei höheren Drehzahlkennwerten kann sich bei nicht abgestimmter Fettmenge während der Anlaufphase, oft auch über mehrere Stunden, eine erhöhte Lagertemperatur einstellen, *Bild 1*.

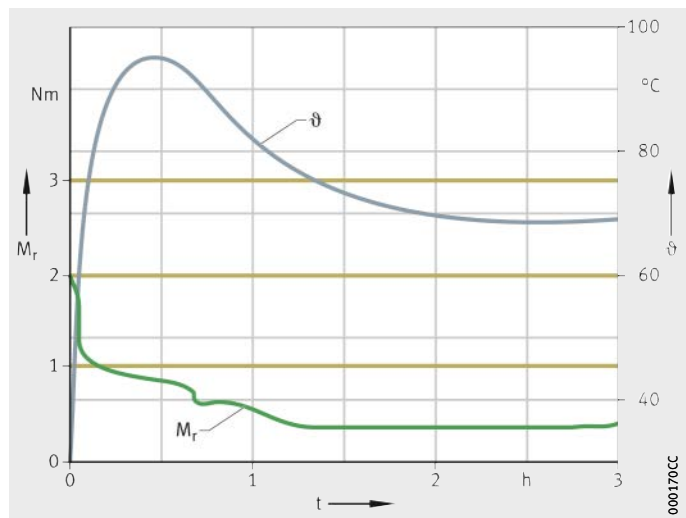
Die Temperatur ist umso höher und die Phase der erhöhten Temperatur umso länger, je stärker die Lager und die Räume neben den Lagern mit Fett gefüllt sind und je mehr der freie Fettaustritt erschwert wird. Abhilfe bringt ein sogenannter Intervalleinlauf mit entsprechend festgelegten Stillstandszeiten zur Abkühlung. Bei geeigneten Fetten und Fettmengen tritt Beharrung schon nach sehr kurzer Zeit ein.

Rillenkugellager, frisch befettet

M_r = Reibungsmoment
 t = Zeit
 ϑ = Temperatur

Bild 1

Reibungsmoment und Temperatur



Fettgebrauchsdauer

Die Fettgebrauchsdauer beschreibt, über welchen Zeitraum das Schmierfett ohne Nachschmierung in der Lage ist, das Lager ausreichend zu schmieren. Nach dem Erreichen der Fettgebrauchsdauer ist die Funktion des Lagers nur noch bedingt gegeben, das Lager wird infolge Schmierstoffversagens relativ schnell ausfallen. Die Fettgebrauchsdauer wird daher zur bestimmenden Größe, wenn sie kürzer ist als die errechnete Lagerlebensdauer. Sie gilt, wenn Wälzlager nicht nachgeschmiert werden können.

Einflussfaktoren auf die Fettgebrauchsdauer sind:

- Fettmenge und -verteilung
- Fettart (Verdicker, Grundöl, Additive)
- Herstellungsprozess des Schmierfettes
- Lagerbauart und -größe
- Höhe und Art der Belastung
- Drehzahlkennwert
- Lagertemperatur
- Einbauverhältnisse.

Versuchstechnische Ermittlung

Die Fettgebrauchsdauer wird durch Versuche in einem Wälzlagerfettprüfgerät (FE9) und auf Bauteilprüfständen im Versuch ermittelt. Solche schmiertechnischen Versuche müssen mehrmals wiederholt und statistisch ausgewertet werden.

Durch eine statistische Auswertung ist erfahrungsgemäß eine einwandfreie Differenzierung zwischen verschiedenen Schmierfetten möglich. Zur Beurteilung eines Fettes ist sowohl der 10%-Wert als auch der 50%-Wert der Weibull-Ausfallwahrscheinlichkeit notwendig.

Berechnung der Fettgebrauchsdauer

Ein Richtwert für die Fettgebrauchsdauer t_{FG} ist näherungsweise nach folgender Gleichung bestimmbar:

$$t_{FG} = t_f \cdot K_T \cdot K_P \cdot K_R \cdot K_U \cdot K_S$$

t_f	h
Grundfettgebrauchsdauer	
K_T	–
Korrekturfaktor für erhöhte Temperatur	
K_P	–
Korrekturfaktor für erhöhte Belastung	
K_R	–
Korrekturfaktor für Oszillationsbetrieb	
K_U	–
Korrekturfaktor für Umgebungseinflüsse	
K_S	–
Korrekturfaktor für senkrechte Welle.	

Versorgung der Lager mit Schmierstoff



Die ermittelten Werte stellen nur Richtwerte dar, da die Ermittlung auf statistischen Grundlagen basiert! Es wird von konstanten Betriebszuständen und geeignetem und ausreichend vorhandenem Schmierstoff ausgegangen! Dies ist in der Praxis selten der Fall! Daher kann das Rechenmodell keine exakten Werte liefern, zumal auch weitere Einflüsse wie Wärmeleitung oder Verunreinigungen nahezu unberücksichtigt bleiben!

Hinweise zur Berechnung der Fettgebrauchsdauer:

- Bei kombinierten Wälzlagern sind Radiallager und Axiallager getrennt zu berechnen. Bestimmend ist die jeweils kürzere Fettgebrauchsdauer.
- Bei drehendem Außenring kann sich die Fettgebrauchsdauer verkürzen.
- Bei Stütz- und Kurvenrollen dürfen keine Winkelfehler auftreten. Hier sind die Auswirkungen des drehenden Außenringes bereits im Lagerbauformfaktor k_f berücksichtigt.



Die Fettgebrauchsdauer kann nicht nach dem beschriebenen Verfahren ermittelt werden, wenn:

- Das Schmierfett aus dem Wälzlager entweichen kann
 - Grundöl dampft übermäßig aus
 - Lager ohne Abdichtung
 - Axiallager mit waagrechter Drehachse
- Im Betrieb Luft durch das Wälzlager gesaugt wird
 - Gefahr der verstärkten Fettoxidation
- Changierbetrieb vorliegt
 - Das Fett verteilt sich über den Gesamthub
- Schmutz, Wasser oder andere Flüssigkeiten in die Lager eindringen
- Für die Lager kein Bauformfaktor vorliegt!

Fettgebrauchsdauern größer als 3 Jahre sind auch mit dem Schmierstoffhersteller abzustimmen!

Grundfettgebrauchsdauer

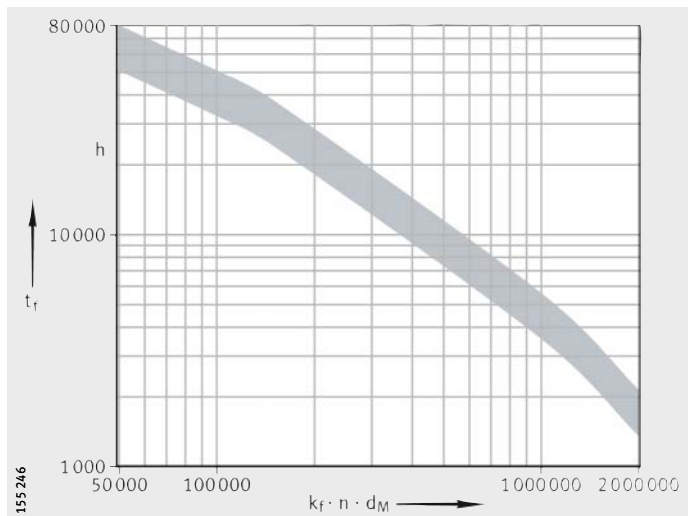
Die Grundfettgebrauchsdauer t_f hängt ab vom lagerbezogenen Drehzahlkennwert $k_f \cdot n \cdot d_M$. Sie wird ermittelt aus *Bild 2* und Tabelle, Seite 98.

Die Grundfettgebrauchsdauer nach *Bild 2* gilt bei:

- Schmierfetten, deren Leistungsfähigkeit für Lager nachgewiesen ist, Tabelle Fette, Seite 126
- Lagerungen, deren Lagertemperatur niedriger als die obere Dauergrenztemperatur des Schmierfettes $T_{\text{Grenz,oben}}$ ist
- Einem Belastungsverhältnis von $C_0/P \geq 20$
- Konstanter Drehzahl und Belastung
- Belastung in Hauptrichtung (Radiallager radial, Axiallager axial)
- Radiallagern mit horizontaler Drehachse
- Drehendem Innenring
- Lagerungen ohne störende Umgebungseinflüsse.

t_f = Grundfettgebrauchsdauer
 $k_f \cdot n \cdot d_M$ = Lagerbezogener Drehzahlkennwert

Bild 2
 Grundfettgebrauchsdauer t_f



k_f – Faktor der Lagerbauart, siehe Tabelle, Seite 98
 n – Betriebsdrehzahl oder äquivalente Drehzahl
 d_M – Mittlerer Lagerdurchmesser $(d + D)/2$, mm

Versorgung der Lager mit Schmierstoff

Faktor k_f ,
abhängig von der Lagerbauart

Lagerbauart	Faktor k_f
Rillenkugellager einreihig	1
Rillenkugellager zweireihig	1,5
Schrägkugellager einreihig	1,6
Schrägkugellager zweireihig	2
Vierpunktlager	1,6
Pendelkugellager	1,45
Axial-Rillenkugellager	5,5
Axial-Schrägkugellager zweireihig	1,4
Zylinderrollenlager einreihig mit konstanter Axiallast	3,25
Zylinderrollenlager einreihig mit wechselnder oder ohne Axiallast	2
Zylinderrollenlager zweireihig (nicht gültig für NN30)	3,5
Zylinderrollenlager vollrollig	5,3
Kegelrollenlager	4
Tonnenlager	10
Pendelrollenlager ohne Mittelbord	8
Pendelrollenlager mit Mittelbord	10,5
Nadelkränze, Nadellager	3,6
Nadelhülsen, Nadelbüchsen	4,2
Stützrollen, Kurvenrollen mit Käfig, vollrollig	20
Stützrollen, Kurvenrollen vollnadelig	40
Laufrollen einreihig	1
Laufrollen zweireihig	2
Stützrollen PWTR, Kurvenrollen PWKR	6
Zylinderrollenlager LSL, ZSL	3,1
Kreuzrollenlager	4,4
Axial-Nadelager, Axial-Zylinderrollenlager	58
Spannlager, Gehäuseeinheiten	1

Temperaturfaktor für erhöhte Temperatur

Durch eine Erhöhung der Temperatur wird die Reaktions- und damit die Oxidations- beziehungsweise Alterungsgeschwindigkeit beschleunigt.

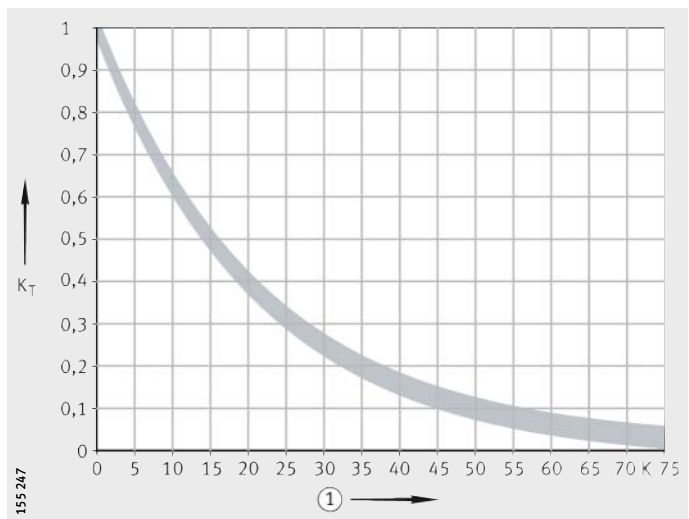
Als Faustregel gilt: Eine Temperaturerhöhung um 15 K halbiert die Fettgebrauchsdauer. Bei hochwertigen Schmierfetten ist dieser Effekt jedoch erst oberhalb der sogenannten oberen Dauergrenztemperatur $T_{\text{Grenz,oben}}$ ausgeprägt. Liegt die Lager- temperatur oberhalb von $T_{\text{Grenz,oben}}$, ist die temperaturbedingte Minderung der Fettgebrauchsdauer zu bestimmen, *Bild 3*.



Dieses Diagramm darf nicht angewendet werden, wenn die Lager- temperatur höher liegt als die obere Gebrauchstemperatur des angewendeten Fettes, siehe Tabelle Fette, Seite 126 und Tabelle Wälzlagerfette Arcanol, Seite 128! Gegebenenfalls ist ein anderes Fett auszuwählen!

K_T = Temperaturfaktor
① K über $T_{\text{Grenz,oben}}$

Bild 3
Temperaturfaktor



Versorgung der Lager mit Schmierstoff

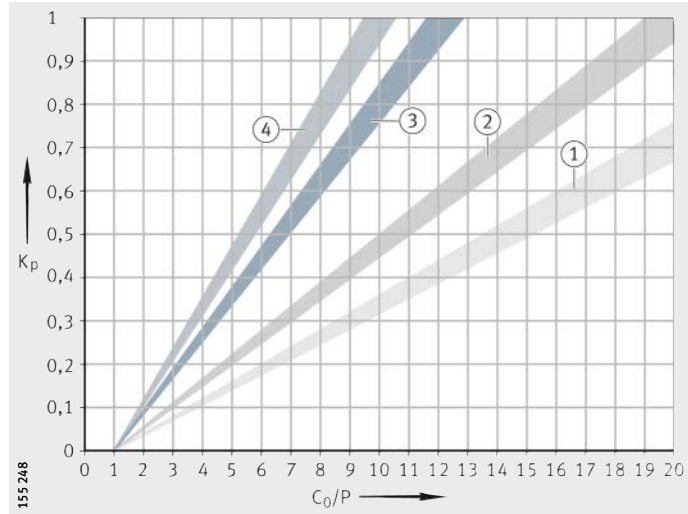
Belastungsfaktor für erhöhte Belastung

Schmierfette werden bei höherer Lagerbelastung stärker beansprucht. In Abhängigkeit vom Belastungsverhältnis C_0/P und dem Lagertyp kann dieser Einfluss durch den Faktor K_p berücksichtigt werden, *Bild 4*.

K_p = Belastungsfaktor
 C_0/P = Verhältnis statische Tragzahl zu dynamisch äquivalenter Lagerbelastung

①, ②, ③, ④ siehe Tabelle

Bild 4
Belastungsfaktor



Belastungsfaktor K_p

Kurve ¹⁾	Lagerbauart
①	Axial-Schrägkugellager zweireihig
	Axial-Rillenkugellager
	Axial-Nadellager, Axial-Zylinderrollenlager
	Kreuzrollenlager
②	Pendelrollenlager mit Mittelbord
	Nadelkränze, Nadellager
	Nadelhülsen, Nadelbüchsen
	Zylinderrollenlager zweireihig (nicht gültig für NN30)
	Stützrollen PWTR, Kurvenrollen PWKR
	Stützrollen, Kurvenrollen mit Käfig, vollrollig
	Stützrollen, Kurvenrollen vollnadelig
③	Zylinderrollenlager LSL, ZSL
	Kegelrollenlager
	Pendelrollenlager ohne Mittelbord (E1)
	Tonnenlager
	Zylinderrollenlager vollrollig
	Zylinderrollenlager einreihig (konstante, wechselnde, ohne Axiallast)
④	Vierpunktlager
	Rillenkugellager (einreihig, zweireihig)
	Schrägkugellager (einreihig, zweireihig)
	Pendelkugellager
	Laufrollen (einreihig, zweireihig)
Spannlager, Gehäuseeinheiten	

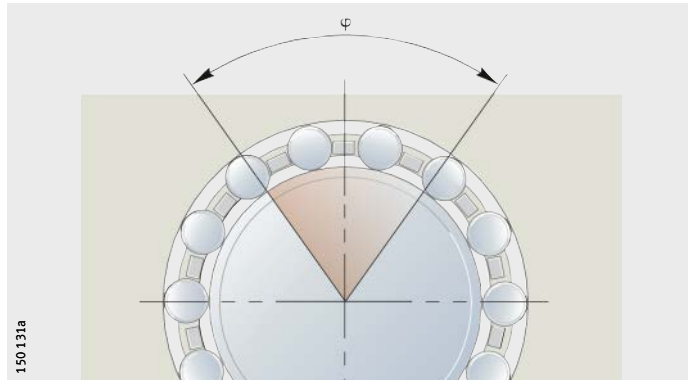
¹⁾ Kurven, *Bild 4*.

Oszillationsfaktor

Oszillierende Bewegungen beanspruchen das Schmierfett höher als stetig drehende Lager. Es wird dauernd das gleiche Fettvolumen beansprucht, da kein neues Fett in den Schmierkontakt eingezogen werden kann. Als Folge verarmt das Fett im Kontakt. Um Tribokorrosion zu vermindern, muss daher die Schmierfrist verkürzt werden. Der mindernde Einfluss kann über den Oszillationsfaktor K_R berücksichtigt werden, *Bild 6*. Er wirkt sich ab einem Schwenkwinkel $\varphi < 180^\circ$ aus, *Bild 5* und *Bild 6*.

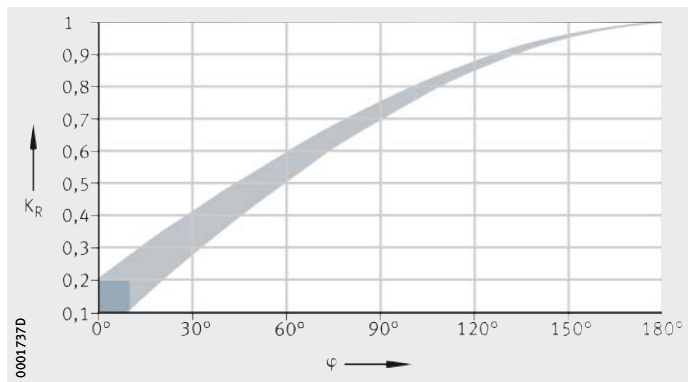
φ = Schwenkwinkel

Bild 5
Schwenkwinkel



K_R = Oszillationsfaktor
 φ = Schwenkwinkel

Bild 6
Oszillationsfaktor



Versorgung der Lager mit Schmierstoff

Umgebungsfaktor

Der Faktor K_U berücksichtigt Einflüsse durch Feuchtigkeit, Rüttelkräfte, geringe Vibrationen und Stöße, siehe Tabelle Umgebungsfaktor.



Er berücksichtigt keine extremen Umgebungseinflüsse wie Wasser, aggressive Medien, Schmutz, radioaktive Strahlung und extreme Vibrationen, beispielsweise bei Rüttlern!

Zur Verschmutzung ist auch der Einfluss der Verschmutzung auf die Lebensdauerberechnung zu beachten, siehe Abschnitt Tragfähigkeit und Lebensdauer, Seite 18!

Umgebungsfaktor

Umgebungseinfluss	Umgebungsfaktor K_U
gering (zum Beispiel Prüfstand)	1
mittel (Standard)	0,8
stark (zum Beispiel Freiluftanwendung)	0,5

Faktor für senkrechte Welle

Ist mit erhöhtem Fettaustritt zu rechnen, zum Beispiel bei Radiallagern mit senkrechter Drehachse, dann muss dieser Einfluss über den Faktor K_S berücksichtigt werden, siehe Tabelle Faktor.

Faktor

Senkrechte Welle	Faktor K_S
senkrechte Welle (je nach Abdichtung)	0,5 bis 0,7
ansonsten	1

Nachschmierfrist

Für nachschmierbare Wälzlager ist eine regelmäßige Nachschmierung zu empfehlen, um die sichere Funktion der Lager zu gewährleisten.

Erfahrungsgemäß lässt sich als Richtwert die Nachschmierfrist t_{FR} für die meisten Anwendungsfälle berechnen:

$$t_{FR} = 0,5 \cdot t_{FG}$$

t_{FR} h
Richtwert für die Nachschmierfrist

t_{FG} h
Richtwert für die Fettgebrauchsdauer, siehe Seite 95.

Nach dieser Zeit ist das Schmierfett im Lager so weit verbraucht, dass eine Ergänzung beziehungsweise Erneuerung notwendig ist. Beim Erreichen der Fettgebrauchsdauer befindet sich das Fett in einem solchen Zustand, dass es nicht mehr ohne Weiteres aus dem Lager gedrückt werden kann. Aus organisatorischen und wirtschaftlichen Gründen sollten die Schmierfristen den betrieblich notwendigen Zeiträumen für die Instandhaltung angepasst werden. Nachschmierfristen größer ein Jahr sind erfahrungsgemäß nicht zu empfehlen, da sie häufig vergessen werden.

Nachgeschmiert werden sollte auch vor und nach langen Betriebsunterbrechungen, um einen Korrosionsschutz im Lager zu erreichen beziehungsweise einen Wiederanlauf mit neuem Fett zu ermöglichen.

Der Nachschmiervorgang sollte bei betriebswarmem und langsam drehendem Lager erfolgen, um eine gute Fettverteilung zu gewährleisten. Altes Fett muss dabei ungehindert aus dem Lager austreten können.

Nachschmierung und Nachschmierintervalle

Eine Nachschmierung oder ein Fettwechsel ist erforderlich, wenn die Fettgebrauchsdauer geringer ist als die zu erwartende Lagerlebensdauer.

Die Nachschmierung kann auf verschiedene Weise erfolgen. Häufig wird noch über Fetthebelpressen und Schmiernippel nachgeschmiert. Stärkere Bedeutung erhalten Befettungssysteme wie der automatische Schmierstoffgeber Motion Guard und auch Zentralschmieranlagen und Fett-Sprüheinrichtungen. Wichtig ist, dass das Altfett vom Neufett verdrängt werden kann, damit es zum Fettaustausch, nicht aber zur Überschmierung kommt.

Besondere Arten der Nachschmierung

Unter bestimmten Umgebungs- und Einsatzbedingungen, oder wenn es die Umgebungskonstruktion erfordert, ergeben sich besondere Arten der Nachschmierung.

Fettergänzung

Nur eine Fettergänzung ist vorzunehmen, wenn bei der Nachschmierung das Altfett nicht abgeführt werden kann (keine Freiräume im Gehäuse, keine Fettaustrittsbohrung, kein Fettventil). Die zugeführte Fettmenge sollte dann begrenzt werden, um eine Überschmierung zu vermeiden.

Versorgung der Lager mit Schmierstoff

Erhöhte Nachschmierung Eine erhöhte Nachschmierung ist erforderlich, wenn im Gehäuse große Freiräume sind, Fettmengenregler, Fettaustrittsbohrungen oder Fettventile vorhanden sind oder bei geringen Drehzahlen entsprechend $n \cdot d_M \leq 100\,000 \text{ min}^{-1} \cdot \text{mm}$. In solchen Fällen ist die Temperaturerhöhung durch Fettwalkreibung gering. Reichliche Nachschmierung verbessert den Austausch von Alt- gegen Neufett und unterstützt die Abdichtung gegen Staub und Feuchtigkeit. Nach Möglichkeit ist eine Nachschmierung bei betriebswarmem und umlaufendem Lager vorzunehmen.

Fettaustausch Ein Fettaustausch ist bei langen Schmierfristen anzustreben. Einen weitgehenden Austausch von Alt- gegen Neufett erreicht man mithilfe einer größeren Nachschmiermenge. Eine große Nachschmiermenge ist vor allem dann erforderlich, wenn aufgrund höherer Temperatur das Altfett vorgeschädigt ist. Um möglichst viel Altfett durch den „Spüleffekt“ abzuführen, wird mit einer Menge nachgeschmiert, die bis zu dreimal so groß ist wie die übliche Nachschmiermenge. Geeignete Fette empfehlen die Schmierstoffhersteller. Eine gleichmäßige Fettführung über den Lagerumfang erleichtert den Fettaustausch. Konstruktive Beispiele hierzu zeigen *Bild 7*, Seite 106 bis *Bild 14*, Seite 111. Voraussetzung für einen weitgehenden Austausch von Alt- gegen Neufett ist, dass das Altfett frei entweichen kann oder ein ausreichend großer Raum zur Aufnahme des Altfettes zur Verfügung steht.

Sehr kurze Nachschmierintervalle Sehr kurze Nachschmierintervalle (täglich oder kürzer) ergeben sich dann, wenn extreme Beanspruchungen vorliegen. In solchen Fällen ist der Einsatz einer Schmierfettpumpe oder von Schmierstoffgebern gerechtfertigt.

Unterstützung der Abdichtung durch austretendes Fett Eine Unterstützung der Abdichtung durch austretendes Fett wird erreicht, wenn ständig in kurzen Abständen kleine Mengen nachgeschmiert werden. Die Nachschmiermenge pro Stunde kann hierbei halb bis mehrfach so groß wie die in den freien Lagerinnenraum passende Fettmenge sein.

Nachschmierung bei hoher Temperatur Bei hoher Temperatur ist Fettschmierung entweder mit preiswertem, nur kurzzeitig stabilem Fett oder teurem, temperaturstabilem Fett möglich. Für die kurzzeitig stabilen Fette haben sich Nachschmiermengen entsprechend 1% bis 2% des freien Lagerraumes pro Stunde für die Schmierung gut bewährt. Bei temperaturstabilen Fetten reichen bereits deutlich geringere Nachschmiermengen aus.



Beim Nachschmieren ist unbedingt sicherzustellen, dass es zu keiner unzulässigen Schmierstoffvermischung kommt, siehe Abschnitt Mischbarkeit von Schmierstoffen, Seite 130!

Arcanol Wälzlagerfette

Eine Auswahl von Schmierfetten wird von Schaeffler unter dem Namen Arcanol in unterschiedlichen Gebindegrößen im Verkaufsprogramm geführt. Jedes dieser Fette durchläuft vor seiner Aufnahme in das Verkaufsprogramm eine umfangreiche Reihe von Tests. Diese finden nicht nur im Schmierstofflabor statt, sondern vor allem auf Prüfständen, in denen das Fett seine Eignung in unterschiedlichen Wälzlagertypen und unter definierten Bedingungen zeigen muss.

Auf dem FE8-Prüfstand (DIN 51819) und FE9-Prüfstand (DIN 51821) werden die Fette in Wälzlagern hinsichtlich Gebrauchsdauer, Reibungsverhalten und Verschleiß getestet. Entsprechen die Ergebnisse den Schaeffler-Spezifikationen, wird das Fett in das Arcanol-Verkaufsprogramm aufgenommen.

Jede angelieferte Charge dieser Fette wird zunächst geprüft, um so die Gleichmäßigkeit der Qualität sicherzustellen. Erst nach bestandener Wareneingangsprüfung wird die Freigabe erteilt, das Fett als Arcanol abzufüllen. Der Vertrieb der Verkaufsfette erfolgt über den Unternehmensbereich Industrial Aftermarket der Schaeffler Gruppe. Technische Datenblätter und Sicherheitsdatenblätter können dort angefordert werden.

Das Arcanol Fettprogramm ist so gestuft, dass mit dieser Auswahl an Fetten viele Anwendungsbereiche abgedeckt werden können. Die einzelnen Wälzlagerfette unterscheiden sich deshalb in ihren möglichen Anwendungen und spezifischen Kenndaten, Tabelle, Seite 128.

Versorgung der Lager mit Schmierstoff

Beispiele für Fettschmierung

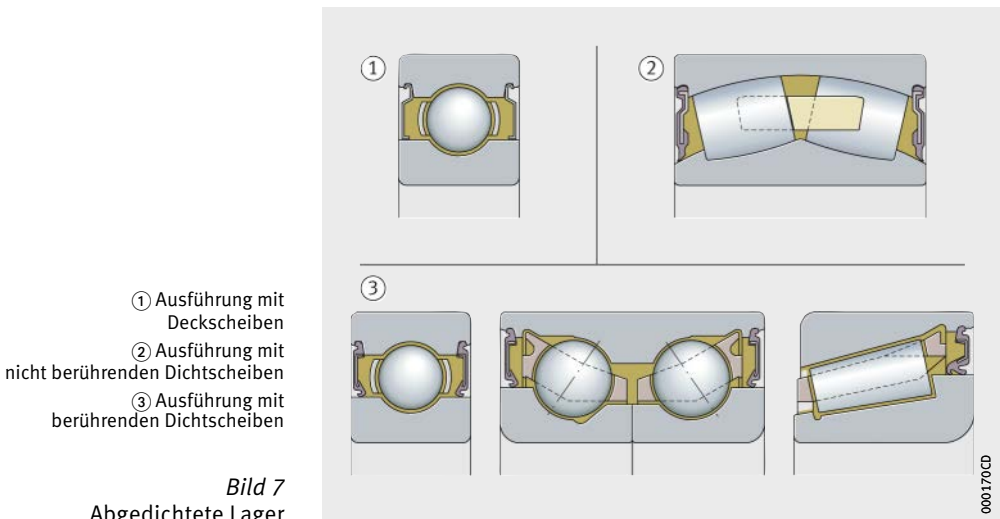
Es gibt verschiedene Möglichkeiten, ein Wälzlager mit Fett zu versorgen. Das verwendete Verfahren richtet sich nach den Anforderungen der jeweiligen Lagerung.

Abgedichtete Lager

Abgedichtete und bei der Herstellung mit Fett gefüllte Wälzlager ermöglichen einfache Umgebungsstrukturen, *Bild 7*. Deck- oder Dichtscheiben werden, je nach Anwendungsfall, als einzige Abdichtung oder zusätzlich zu einer weiteren Vordichtung vorgesehen. Berührende Dichtscheiben erhöhen die Lagertemperatur durch die Dichtungsreibung. Deckscheiben und nicht berührende Dichtscheiben bilden einen Spalt zum Innenring und beeinflussen daher die Reibung nicht.

Beidseitig abgedichtete Rillenkugellager sind mit einem Lithiumseifenfett der Konsistenzklasse 2 oder 3 befüllt, wobei das weichere Fett für kleine Lager verwendet wird.

Die eingebrachte Fettmenge füllt ca. 90% des ungestörten freien Lagervolumens aus, *Bild 7*. Sie ist so festgelegt, dass bei normalen Betriebs- und Umweltbedingungen eine hohe Gebrauchsdauer erreicht wird. Das Fett verteilt sich während einer kurzen Einlaufphase und setzt sich zum großen Teil im ungestörten Teil des freien Lagerraumes ab, also an den Innenseiten der Scheiben. Danach ist keine nennenswerte Umlaufteilnahme mehr festzustellen, und das Lager läuft reibungsarm. Nach Beendigung der Einlaufphase beträgt die Reibung nur noch 30% bis 50% der Startreibung.



Einseitig abgedichtete Lager mit Stauscheibe

Das Rillenkugellager ist einseitig abgedichtet, auf der anderen Seite ist eine Stauscheibe mit Fettdepot angeordnet, *Bild 8*. Das Lager verfügt somit über eine größere Fettmenge in Lagernähe, jedoch nicht im Lager selbst. Bei hoher Temperatur gibt das Fettdepot intensiv und langfristig Öl an das Rillenkugellager ab. Dadurch werden längere Laufzeiten erzielt, ohne dass zusätzliche Schmierstoffreibung auftritt. Geeignete Fette empfiehlt der Schaeffler Ingenieurdienst auf Anfrage.

- ① Stauscheibe
- ② Fettdepot

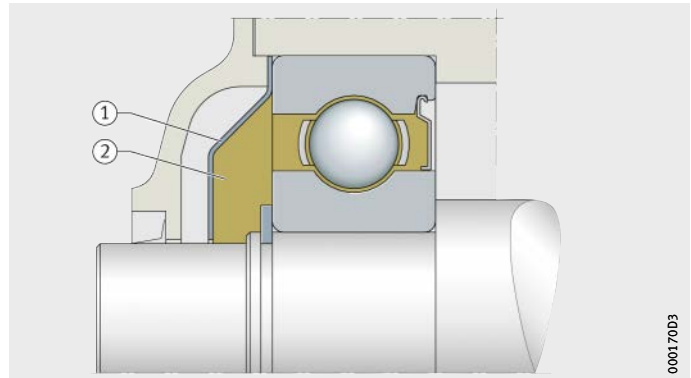


Bild 8
Einseitig abgedichtetes Lager mit Stauscheibe

Senkrecht angeordnete Lager mit Stauscheibe

Bei Lagern mit Förderwirkung oder bei Lagerungen mit senkrechter Welle bewirkt eine Stauscheibe, dass das Fett nicht oder nicht so rasch aus dem Lager austritt, *Bild 9*. Besonders bei Lagerbauarten, die höhere Gleitanteile und eine ausgeprägte Förderwirkung haben (zum Beispiel Kegelrollenlager), ist bei höheren Umfangsgeschwindigkeiten eine vorgeschaltete Stauscheibe vorteilhaft, wenn auch nicht immer ausreichend.

Eine weitere Maßnahme, die Fettversorgung zu sichern, sind kurze Nachschmierintervalle.

- ① Falsch
- ② Richtig
- ③ Stauscheibe

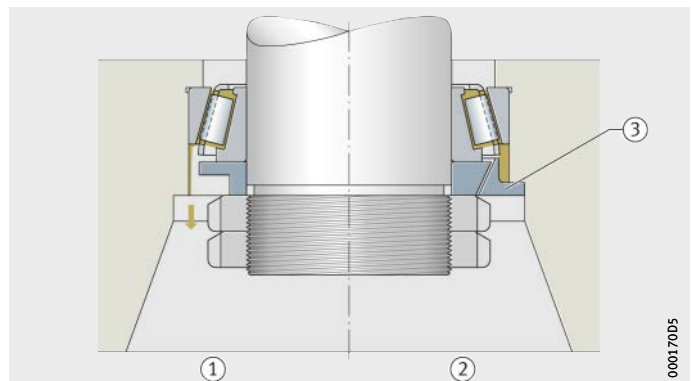


Bild 9
Lager mit senkrechter Anordnung und Stauscheibe

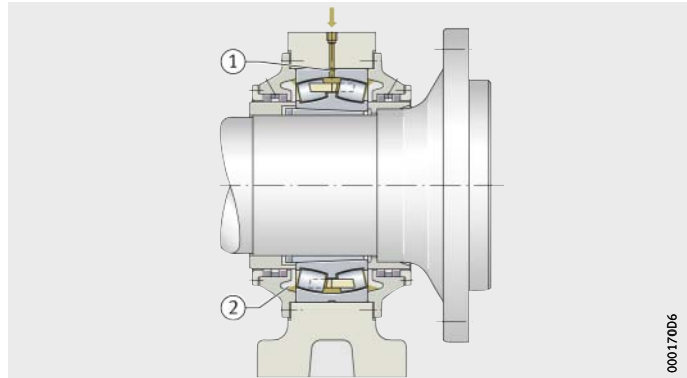
Versorgung der Lager mit Schmierstoff

Schmierbohrung im Außenring

Über eine Schmiernut und mehrere Schmierbohrungen im Lageraußenring wird Fett in das Lagerinnere gepresst, *Bild 10*. Durch die unmittelbare und symmetrische Zuführung des Fettes wird eine gleichmäßige Versorgung der beiden Rollenreihen erreicht. Für die Aufnahme des Altfettes sind auf beiden Seiten ausreichend große Räume oder Öffnungen für den Fettaustritt vorzusehen.

- ① Schmiernut mit Schmierbohrungen
- ② Raum zur Fettaufnahme

Bild 10
Nachschmierung über
Schmierbohrung im Außenring



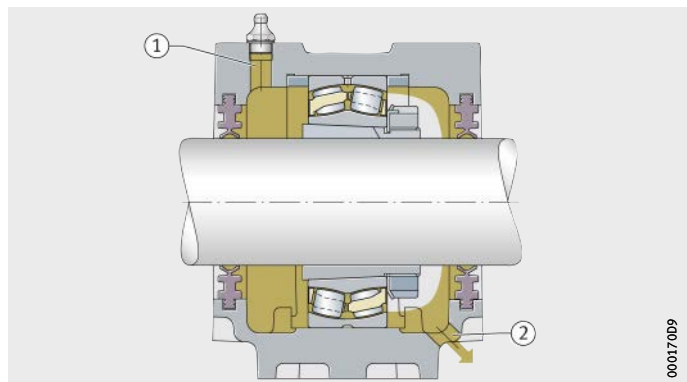
Pendelrollenlager

Das Pendelrollenlager wird von der Seite aus nachgeschmiert, *Bild 11*. Auf der Gegenseite soll beim Nachschmieren Fett austreten. Dabei kann ein Fettstau auftreten, wenn häufig große Mengen nachgeschmiert werden und gegen den Austritt Widerstand geboten wird. Abhilfe bringt eine Fettaustrittsbohrung oder ein Fettventil.

Während der Anlaufphase kommt es infolge der Fettbewegung zu einer Temperatursteigerung (rund 20 K bis 30 K über der Beharrungstemperatur), die eine oder mehrere Stunden andauern kann. Starken Einfluss auf den Temperaturverlauf haben Fettart und -konsistenz.

- ① Schmiernut
- ① Fettaustrittsbohrung

Bild 11
Nachschmierung
eines Pendelrollenlagers



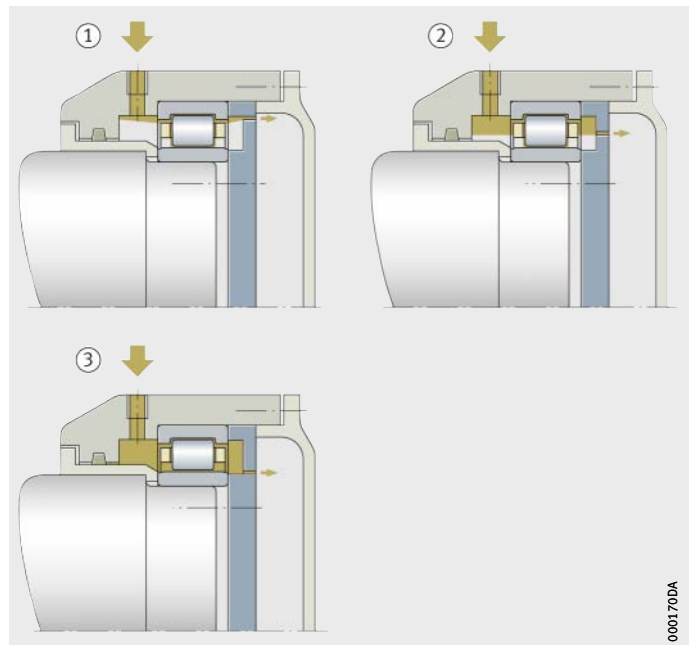
Fettmengenregler

Ein Fettmengenregler fördert überschüssiges Fett über einen schmalen Spalt zwischen Gehäuse und einer mit der Welle umlaufende Reglerscheibe nach außen, *Bild 12*. Bei größeren Nachschmierintervallen, höheren Umfangsgeschwindigkeiten und Verwendung eines gut förderbaren Fettes besteht die Gefahr, dass nur wenig Fett auf der Seite der Reglerscheibe im Lager bleibt. Abhilfe kann dadurch geschaffen werden, dass der Spalt zwischen der umlaufenden Reglerscheibe und dem stillstehenden äußeren Teil zur Welle hin verlagert wird.

Bei einem normalen Fettmengenregler mit außen liegendem Spalt ergibt sich eine starke Förderwirkung. Eine mäßige Förderwirkung wird erzielt, wenn der Spalt etwa auf dem Teilkreisdurchmesser des Lagers angeordnet ist. Bei innen liegendem Spalt wird praktisch keine Förderwirkung mehr erzielt, die Scheibe wirkt als Stauscheibe und hält das Fett am Lager.

- ① Außen liegender Spalt
- ② Auf dem Teilkreisdurchmesser angeordneter Spalt
- ③ Innen liegender Spalt

Bild 12
Förderwirkung durch Reglerscheibe

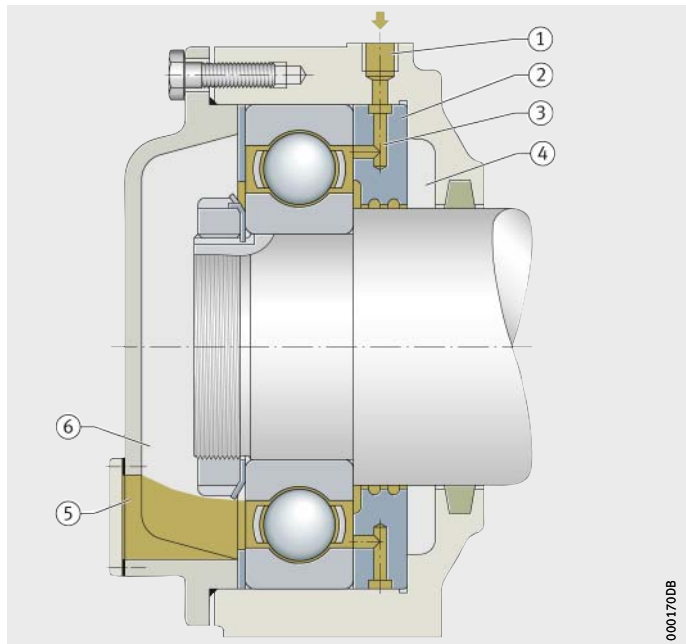


Versorgung der Lager mit Schmierstoff

Gezielte seitliche Nachschmierung

Eine Scheibe mit Bohrungen ermöglicht eine gezielte Schmierung von einer Seite, *Bild 13*. Bei der Nachschmierung gelangt das Fett über die Bohrung in der Scheibe unmittelbar in den Ringspalt zwischen Käfig und Außenring. Das bei der Nachschmierung verdrängte Fett sammelt sich im Freiraum, der von Zeit zu Zeit über eine Öffnung entleert werden muss. Die Kammer auf der rechten Lagerseite wird bei der Montage mit Fett gefüllt. Sie soll die Abdichtung verbessern. Bei der Nachschmierung im Stillstand wird ein guter Austausch von Alt- gegen Neufett erreicht, wenn die Bohrungen so über dem Umfang der Scheibe angeordnet sind, dass das Fett gleichmäßig über den Umfang zum Lager gelangt. Die Bohrungen, die im Bereich der Einfüllbohrung liegen, müssen daher weiter voneinander entfernt sein als die diametral liegenden Bohrungen. So wird ein gleichmäßiger Strömungswiderstand erreicht und das nachgeschmierte Fett schiebt das Altfett gleichmäßig aus dem Lager. Große Nachschmiermengen begünstigen den Austausch von Alt- gegen Neufett.

- ① Einfüllbohrung
- ② Scheibe
- ③ Bohrung
- ④ Kammer
- ⑤ Öffnung
- ⑥ Freiraum



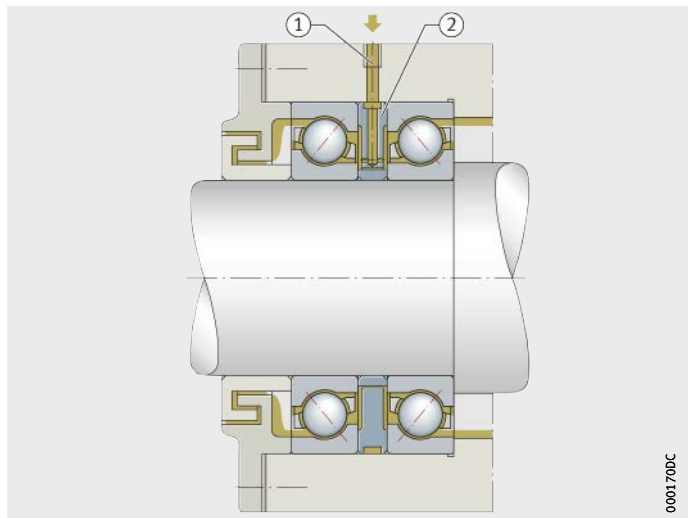
000170DB

Bild 13

Gezielte seitliche Nachschmierung

Lagerpaare

Das Schrägkugellagerpaar wird mit frischem Fett durch Schmierbohrungen versorgt. Diese befinden sich in der Scheibe, die zwischen den Lagern angebracht ist, *Bild 14*. Ein Fettstau wird dadurch vermieden, dass das Fett am kleinen Durchmesser zugeführt wird. Die Zentrifugalkraft fördert es zum größeren Durchmesser nach außen. Diese Wirkung tritt nur bei Lagern mit asymmetrischem Querschnitt auf, also bei Schrägkugellagern und Kegelrollenlagern. Wird ein Lagerpaar mit symmetrischem Querschnitt von der Mitte aus geschmiert, sollte neben jedem einzelnen Lager eine Reglerscheibe oder Austrittsöffnung angeordnet werden. Wichtig ist, dass der Austrittswiderstand an jeder Stelle etwa gleich groß ist. Ist das nicht der Fall, entsteht eine Fettführung vorzugsweise zur Seite des geringeren Austrittswiderstands. Der gegenüberliegenden Seite droht dann eine Unterversorgung mit Schmierstoff.



- ① Schmierbohrung
- ② Scheibe

Bild 14
Schmierung eines Lagerpaares
durch die Mitte

Zusammenfassung

Die Beispiele zeigen, dass eine zweckmäßige Fettführung meist aufwendig ist. Diesen Aufwand geht man vorzugsweise bei teuren Maschinen oder schwierigen Betriebsverhältnissen wie hoher Drehzahl, Belastung oder Temperatur ein. In diesen Fällen muss der Austausch des verbrauchten Fettes gewährleistet und eine Überschmierung ausgeschlossen sein.

Im normalen Anwendungsfall ist ein solcher Aufwand nicht nötig. Dies zeigen betriebssichere Lager mit seitlichem Fettpolster. Diese Fettpolster zu beiden Lagerseiten geben allmählich Öl zur Schmierung der Kontaktflächen ab und bieten einen zusätzlichen Schutz vor Verunreinigung des Lagerinneren. Generell gilt, dass die Nachschmierung von Lagern auch eine Fehlerquelle darstellt. So kann zum Beispiel Schmutz von außen über die Nachschmierung ins Lager gelangen. Eine Lebensdauerschmierung ist immer der Nachschmierung vorzuziehen.

Versorgung der Lager mit Schmierstoff

Versorgung mit Öl

Wenn keine Ölbadtschmierung vorgesehen ist, muss den Lagerstellen das Öl über Geräte zugeführt werden. Der Geräteaufwand hängt vom gewählten Schmierverfahren ab. Öl wird durch Pumpen zugeführt, wenn mit größeren und kleineren Mengen geschmiert wird. Öl-Luft-Anlagen und Öl-Zentralschmieranlagen kommen bei der Schmierung mit kleinen und sehr kleinen Mengen zum Einsatz. Die Öldosierung erfolgt mit Dosierelementen, Drosseln und Düsen. Die gebräuchlichsten Schmieranlagen, siehe Kapitel Schmierverfahren, Seite 52.

Ölbadtschmierung

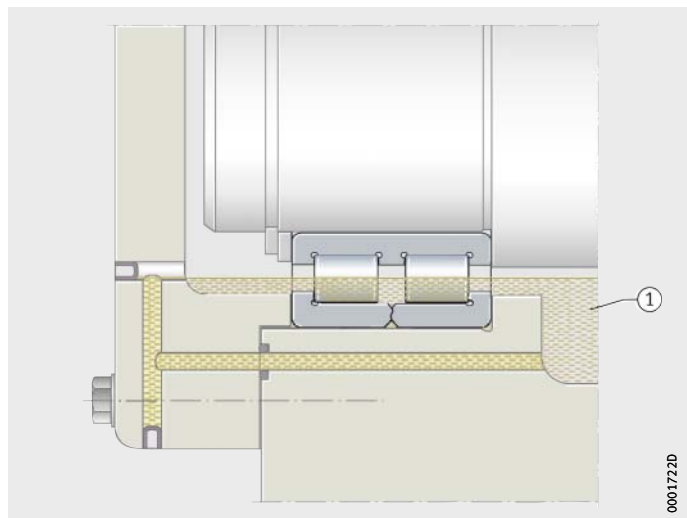
Bei der Ölbadtschmierung (Sumpfschmierung) steht das Lager zum Teil im Ölsumpf. Der Ölstand bei horizontaler Lagerachse ist so zu bemessen, dass der unterste Wälzkörper des Lagers im Stillstand zur Hälfte oder ganz in das Öl eintaucht, *Bild 15*.

Das Öl wird bei umlaufendem Lager teilweise von den Wälzkörpern und vom Käfig mitgenommen und so über den Umfang verteilt. Bei Lagern mit asymmetrischem Querschnitt, die das Öl fördern, müssen für das Öl Rücklaufkanäle vorgesehen werden, sodass sich ein Umlauf einstellt. Ein Ölstand über den untersten Wälzkörper hinaus führt vor allem bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten infolge der Planschreibung zu erhöhter Lagertemperatur und oft auch zu Schaumbildung. Drehzahlkennwerte $n \cdot d_M < 150\,000 \text{ min}^{-1} \cdot \text{mm}$ ermöglichen auch einen höheren Ölstand. Ist es unvermeidbar, dass ein Wälzlager vollständig im Öl steht, beispielsweise bei vertikaler Lagerachse, ist das Reibungsmoment zwei- bis dreimal so hoch wie bei normalem Ölstand.

Der maximale Drehzahlkennwert bei Ölbadtschmierung liegt normalerweise bei $n \cdot d_M = 300\,000 \text{ min}^{-1} \cdot \text{mm}$, bei häufigem Ölwechsel bei $500\,000 \text{ min}^{-1} \cdot \text{mm}$. Ab einem Drehzahlkennwert von $n \cdot d_M = 300\,000 \text{ min}^{-1} \cdot \text{mm}$ liegt die Lagertemperatur oft über $+70\text{ °C}$. Bei der Ölbadtschmierung sollte der Ölstand regelmäßig kontrolliert werden.

① Ölsumpf

Bild 15
Ölbadtschmierung



0001722D

Ölwechselfrist

Die Ölwechselfrist hängt von der Verschmutzung, dem Alterungs-
zustand und dem Additivverbrauch des Öles ab. Unter normalen
Bedingungen sollten Ölwechselfristen eingehalten werden, *Bild 16*.

Voraussetzung ist, dass Verschmutzungen durch Fremdstoffe und
Wasser gering bleiben. Gehäuse mit geringen Ölmenge n erfordern
häufige Ölwechsel, besonders Lager, die gemeinsam mit Zahnrädern
geschmiert werden. Oft wird wegen des steigenden Gehaltes an
festen und flüssigen Verunreinigungen ein vorzeitiger Ölwechsel
vorgenommen. Die zulässigen Mengen an festen Verunreinigungen
richten sich nach der Größe und der Härte der Teilchen.

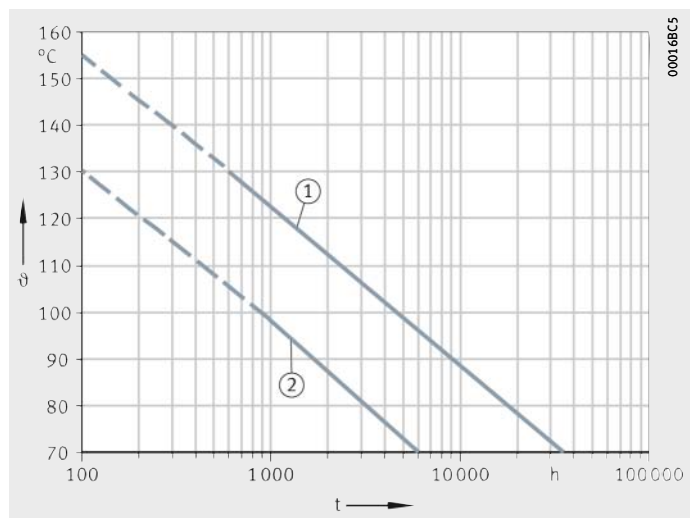
Die Labore der Schaeffler Gruppe untersuchen Öle auf ihren Zustand
und ihre Schmierfähigkeit. Die Alterung wird durch Sauerstoff,
Metallabrieb (Katalysator) und hohe Temperatur gefördert. Aus der
Änderung von Neutralisationszahl NZ und Verseifungszahl VZ kann
man den Alterungszustand beurteilen. In kritischen Fällen sollte
die Ölwechselfrist durch wiederholte Öluntersuchungen festgelegt
werden. Es wird empfohlen, zunächst nach 1 bis 2 Monaten – später
je nach Ergebnis längerfristig – die Neutralisationszahl NZ, die Ver-
seifungszahl VZ, den Gehalt an festen Fremdstoffen, den Wasserge-
halt und die Viskosität des Öles zu ermitteln. Die Lagerlebensdauer
geht bereits bei niedrigem, konstant im Kontakt vorhandenem Was-
sergehalt drastisch zurück. Eine grobe Abschätzung des Alterungs-
und Verschmutzungsgrades ermöglicht je 1 Tropfen Frisch- und
Gebrauchtöl auf Fließpapier. Große Farbunterschiede deuten auf
starke Alterung beziehungsweise Verschmutzung hin, siehe Kapitel
Verunreinigungen im Schmierstoff, Seite 136.

Quelle: ExxonMobil

ϑ = Ölbaddauer Temperatur
 t = Ölwechselintervall

- ① Synthetische Getriebeöle
- ② Mineralische Getriebeöle

Bild 16
Ölwechselfristen



Versorgung der Lager mit Schmierstoff

Umlaufschmierung

Bei der Umlaufschmierung wird das Öl nach dem Durchlauf durch die Lager in einen Sammelbehälter geleitet und erneut den Lagern zugeführt, *Bild 17*. Verschleißteilchen und Verunreinigungen haben negative Auswirkung auf die erreichbare Lebensdauer, siehe Kapitel Tragfähigkeit und Lebensdauer, Seite 18. Es ist deshalb unbedingt ein Filter zum Aussondern von Verschleißteilchen und Verunreinigungen erforderlich.

- ① Filter
- ② Pumpe
- ③ Kühlung

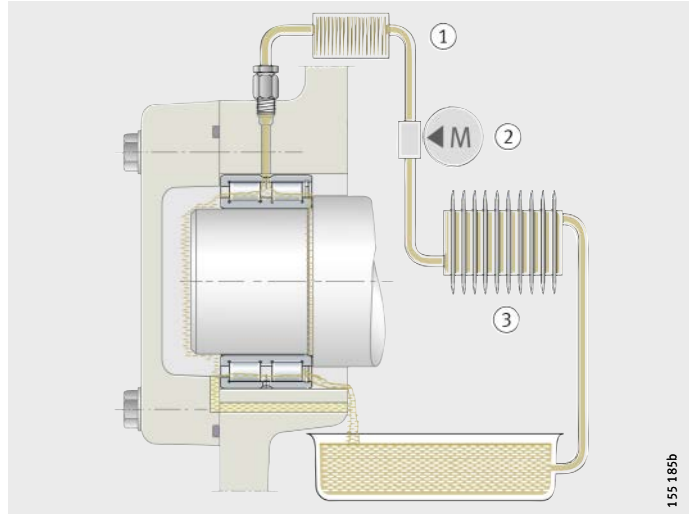


Bild 17
Ölumlufschmierung

Öl-Umlaufmenge

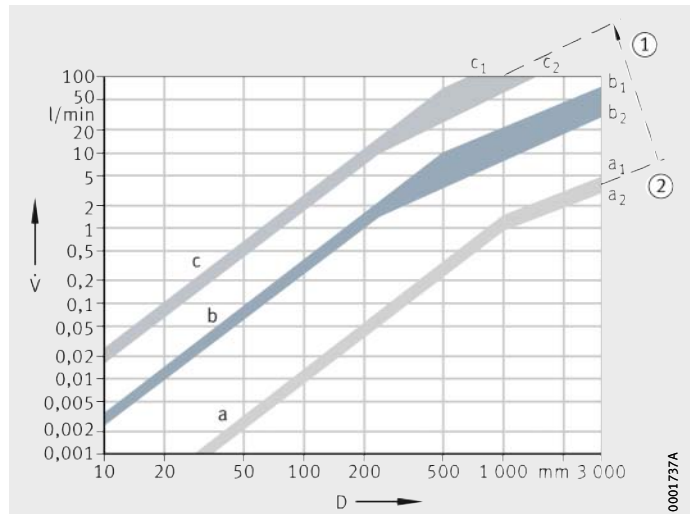
Umlaufmengen, die bei Viskositätsverhältnissen $\kappa = \nu/\nu_1$ von 1 bis 2,5 einen mäßigen Lager-Durchlaufwiderstand erzeugen, können dem Diagramm entnommen werden, *Bild 18*.

\dot{V} = Ölmenge
D = Lagerdurchmesser außen

- ① Zunehmende Ölmenge zur Wärmeabfuhr notwendig
- ② Keine Wärmeabfuhr notwendig

a = Zur Schmierung ausreichende Ölmenge
b = Obere Grenze für Lager symmetrischer Bauart
c = Obere Grenze für Lager asymmetrischer Bauart
a₁; b₁; c₁: D/d > 1,5
a₂; b₂; c₂: D/d ≤ 1,5

Bild 18
Ölmengen



Betriebsverhältnisse

Die Umlaufmengen werden den Betriebsverhältnissen angepasst:

- Zur Schmierung der Lager selbst ist nur eine sehr geringe Ölmenge erforderlich. Im Vergleich hierzu sind die als zur Schmierung ausreichend angegebenen Mengen (*Bild 18*, Linie a) groß. Diese Ölmenge werden empfohlen, um sicherzugehen, dass auch bei ungünstiger Zufuhr des Öles zum Lager, das heißt nicht direkt in das Lager, alle Kontaktflächen noch sicher mit Öl versorgt werden. Mit den angegebenen Mindestmengen schmiert man, wenn eine geringe Reibung erwünscht ist. Das sich hierbei einstellende Temperaturniveau ist vergleichbar mit der Ölbadtschmierung.
- Ist eine Wärmeabfuhr erforderlich, sind größere Ölmenge nötig (*Bild 18*, Linie b). Da jedes Lager dem durchfließenden Öl einen Widerstand entgegensetzt, gibt es für die Ölmenge auch obere Grenzen.
- Für Lager mit asymmetrischem Querschnitt, wie Schrägkugellager, Kegelrollenlager oder Axial-Pendelrollenlager, sind größere Durchlaufmengen zulässig (*Bild 18*, Linie c) als für Lager mit symmetrischem Querschnitt. Dies liegt daran, dass Lager mit asymmetrischem Querschnitt wegen ihrer Förderwirkung dem Öldurchfluss in Förderrichtung weniger Widerstand entgegensetzen.

Bei den angegebenen Grenzen werden druckloser Zulauf und Aufstau des Öles auf der Zuführseite des Lagers bis knapp unter die Welle vorausgesetzt. Welche Ölmenge im Einzelfall zugeführt werden muss, um eine befriedigend niedrige Lagertemperatur zu erhalten, hängt von den Bedingungen der Wärmezu- und -abfuhr ab. Höhere Werte als in Bereich c nach *Bild 18* sind nicht sinnvoll. Die richtige Ölmenge kann man bei der Inbetriebnahme der Maschine durch Messung der Temperatur bestimmen und dann entsprechend regeln.

Einspritzschmierung

Mit steigender Umfangsgeschwindigkeit setzen Lager mit symmetrischem Querschnitt dem durchfließenden Öl einen zunehmenden Widerstand entgegen. Sind größere Umlaufmengen vorgesehen, wird bei schnell drehenden Wälzlagern daher das Öl gezielt in den Spalt zwischen Käfig und Lagerring eingespritzt. Durch die Öleinspritzung treten geringere Planschverluste auf.

Gebräuchliche Ölmenge können in Abhängigkeit vom Drehzahlkennwert und der Lagergröße ermittelt werden, *Bild 19*, Seite 116. Außerdem kann der Düsendurchmesser ermittelt werden, *Bild 20*, Seite 116. Der Ölstaue vor dem Lager wird dadurch verhindert, dass man das Öl an Stellen einspritzt, die einen freien Eintritt in das Lager ermöglichen. Ausreichend bemessene Abflusskanäle vor und hinter der Lagerung sorgen dafür, dass das vom Lager nicht aufgenommene und durch das Lager gelaufene Öl zwangsfrei ablaufen kann.

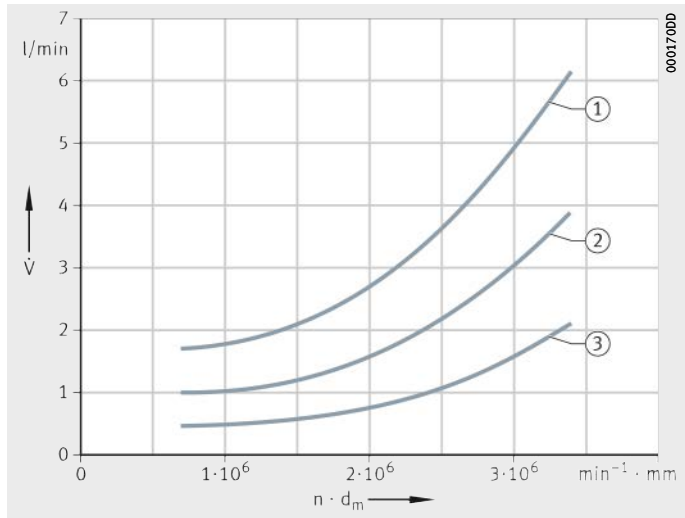
Versorgung der Lager mit Schmierstoff

Einspritzschmierung

\dot{V} = Volumenstrom des Öles (Ölmenge)
 $n \cdot d_M$ = Drehzahlkennwert
 d_M = Mittlerer Lagerdurchmesser

- ① $d_M = 150$ mm
- ② $d_M = 100$ mm
- ③ $d_M = 50$ mm

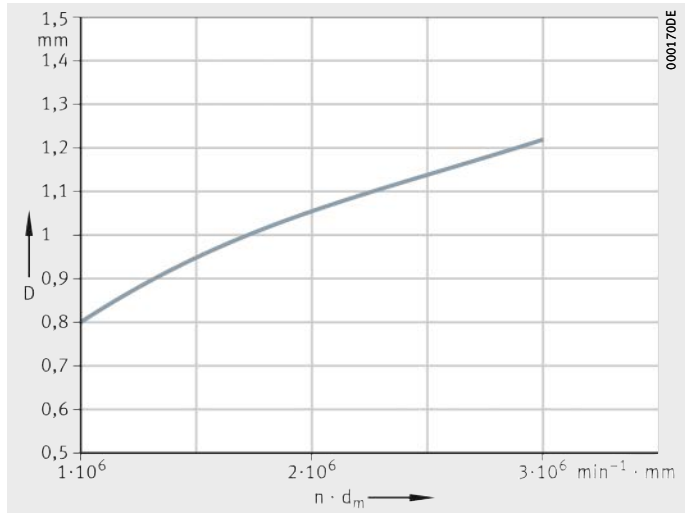
Bild 19
Ölmengen



- $d_M \leq 50$ mm: 1 Düse
- $50 \text{ mm} \leq d_M \leq 100$ mm: 2 Düsen
- $d_M \geq 100$ mm: 3 Düsen

D = Düsendurchmesser
 $n \cdot d_M$ = Drehzahlkennwert
 d_M = Mittlerer Lagerdurchmesser

Bild 20
Düsendurchmesser



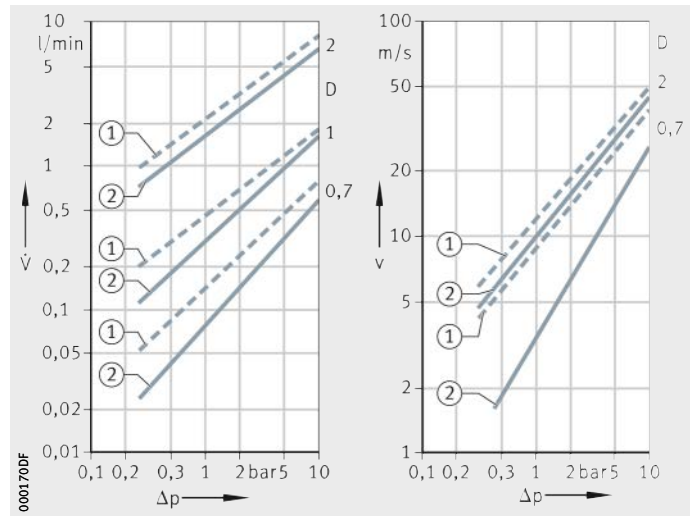
Druckverlust und Einspritzgeschwindigkeit

Für den Bereich hoher Umfangsgeschwindigkeiten, der bei Einspritzschmierung üblich ist, haben sich Öle bewährt, mit denen eine Betriebsviskosität $\nu = 5 \text{ mm}^2/\text{s}$ bis $10 \text{ mm}^2/\text{s}$ erreicht wird ($\kappa = 1$ bis 4). Die Diagramme geben in Abhängigkeit von Druckabfall, Düsendurchmesser und Betriebsviskosität die Ölmenge und die Strahlgeschwindigkeit an, *Bild 21*.

Diese Angaben stammen aus Versuchen. Der Öldurchsatz durch das schnell drehende Lager sinkt mit steigender Drehzahl. Er steigt mit wachsender Einspritzgeschwindigkeit, wobei 30 m/s die sinnvolle Obergrenze ist.

- Düsenlänge $L = 8,3 \text{ mm}$
- \dot{V} = Volumenstrom des Öles (Ölmenge)
 v = Strahlgeschwindigkeit
 Δp = Druckabfall
 D = Düsendurchmesser in mm
- ① Betriebsviskosität $\nu = 7,75 \text{ mm}^2/\text{s}$
 ② Betriebsviskosität $\nu = 15,5 \text{ mm}^2/\text{s}$

Bild 21
 Druckverlust und
 Einspritzgeschwindigkeit



Konstruktive Auslegung

Wälzlager müssen bereits beim Einschalten der Maschine mit Schmierstoff versorgt sein. Bei einer Ölumlaufschmierung sollte daher die Pumpe bereits vor dem Start des Lagers anlaufen. Ein zusätzlich zur Umlaufschmierung vorgesehener Ölsumpf trägt außerdem zur Betriebssicherheit bei, da bei Ausfall der Pumpe die Ölversorgung wenigstens noch eine gewisse Zeit aus dem Sumpf erfolgt. Bei tiefer Temperatur kann die Ölumlaufmenge bis zur Erwärmung des Öles im Behälter zunächst auf die zur Schmierung notwendige Menge reduziert werden. Das erleichtert die Auslegung der Umlaufanlage (Pumpenantrieb, Ölrücklauf).

Wird mit größerer Ölmenge geschmiert, dann muss durch Abflusskanäle dafür gesorgt werden, dass kein Öltau auftritt, der vor allem bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten zu beachtlichen Leistungsverlusten führt. Der erforderliche Durchmesser der Abflussleitung hängt von der Viskosität des Öles und den Gefällewinkeln der Ableitrohre ab.

Versorgung der Lager mit Schmierstoff

Durchmesser der Abflussleitung

Für Öle mit einer Betriebsviskosität bis 500 mm²/s kann der Durchmesser der Abflussleitung in mm überschlägig angegeben werden:

$$d_a = (15 \dots 25) \cdot m^{0,5}$$

d_a mm
Lichter Durchmesser der Abflussleitung
 m l/min
Öldurchsatzmenge.

Für eine genauere Dimensionierung im Gefällebereich der Abflussleitung von 1% bis 5% gilt für den Durchmesser:

$$d_a = 11,7 \cdot \left(\frac{m \cdot \nu}{G} \right)^{0,25}$$

d_a mm
Lichter Durchmesser der Abflussleitung
 m l/min
Öldurchsatzmenge
 ν mm²/s
Betriebsviskosität
 G %
Gefälle.

Füllmenge des Ölbehälters

Die Füllmenge des Ölbehälters richtet sich nach dem Öldurchsatz. In der Regel wird die Füllmenge so gewählt, dass sie in der Stunde etwa $z = 3$ - bis 8-mal umgewälzt wird.

$$M = m \cdot \frac{60 \text{ min}}{z}$$

M l
Füllmenge des Ölbehälters
 m l/min
Öldurchsatzmenge
 z –
Umwälzzahl.

Bei niedriger Umwälzzahl setzen sich Verunreinigungen im Ölbehälter gut ab, das Öl kann abkühlen und altert nicht so schnell. Bei hoher Umwälzzahl besteht die Gefahr übermäßiger Schaumbildung, siehe Abschnitt Schaumverhalten, Seite 147.

Minimalmengenschmierung

Unter Minimalmengenschmierung versteht man die Schmierstoffversorgung aller Kontakte mit derjenigen Menge, die einerseits die Schmierung noch sicherstellt und andererseits die geringste Schmierstoffreibung erzeugt. Minimalmengenschmierung kann sowohl mit Fett als auch mit Öl erfolgen.

Fettminimalmengen

Eine Lebensdauerschmierung mit Fett ist die optimale Minimalmengenschmierung. Hochgerechnet auf die Gesamtlaufzeit werden bei einem kleineren Elektromotorenlager zur sicheren Schmierung nur $0,05 \text{ mm}^3/\text{h}$ Grundöl verbraucht. Eine Nachschmierung mit kleinster Menge ist bei Werkzeugmaschinenlagern heute schon üblich. Hier werden, für Drehzahlennwerte bis $2 \cdot 10^6 \text{ min}^{-1} \cdot \text{mm}$, Mengen von $0,1 \text{ cm}^3$ in kleinen Intervallen von 2 Stunden und länger zugeführt. Wichtig ist, dass ein Fett verwendet wird, das unter den Förderbedingungen konsistent bleibt. Für diese Art der Schmierung stellt die Schaeffler Gruppe eigens konzipierte Lager zur Verfügung. Das verbrauchte Fett kann in einem Depot gesammelt oder nach außen abgeführt werden.

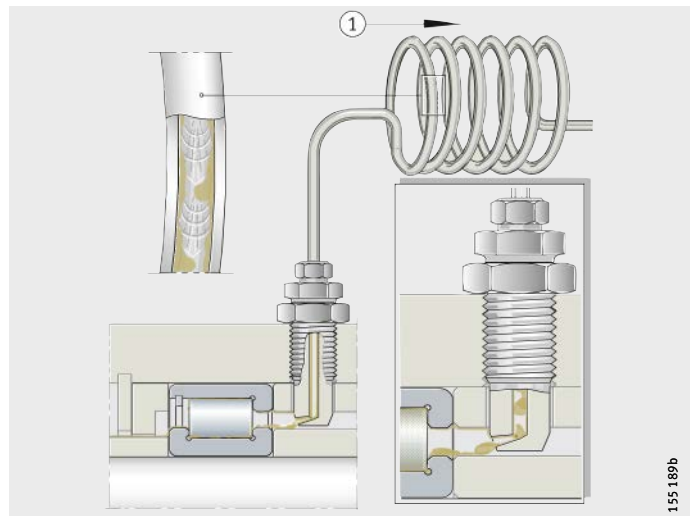
Ölminimalmengen

Bei Öl spricht man von Minimalmengen, wenn die Ölzufuhr im Bereich von wenigen cm^3/h oder mm^3/h ist. Dies ist dann möglich, wenn keine Wärmeabfuhr aus dem Lager notwendig ist. Öl kann in kleinsten Mengen in Intervallen dosiert werden. Für den Transport und zur Vergleichmäßigung der Ölzufuhr wird das Öl in Mengen von $\geq 5 \text{ mm}^3$ einem kontinuierlichen Luftstrom zudosiert, *Bild 22*.

Damit ist eine Überflutung der Kontaktstellen vermieden und ein quasikontinuierlicher Öl-Luft-Strom erzeugt. Für den Luftstrom sind Mengen von etwa $2 \text{ m}^3/\text{h}$ anzusetzen.

① Zum Öl-Luft-Aggregat

Bild 22
Öl-Luft-Schmierung



Versorgung der Lager mit Schmierstoff

Reibungsmoment und Lagertemperatur

Das Beispiel eines zweireihigen Zylinderrollenlagers zeigt, wie sich bei Minimalmengenschmierung das Reibungsmoment und die Lagertemperatur, abhängig von der Öldurchlaufmenge, ändern, *Bild 23* und *Bild 24*.

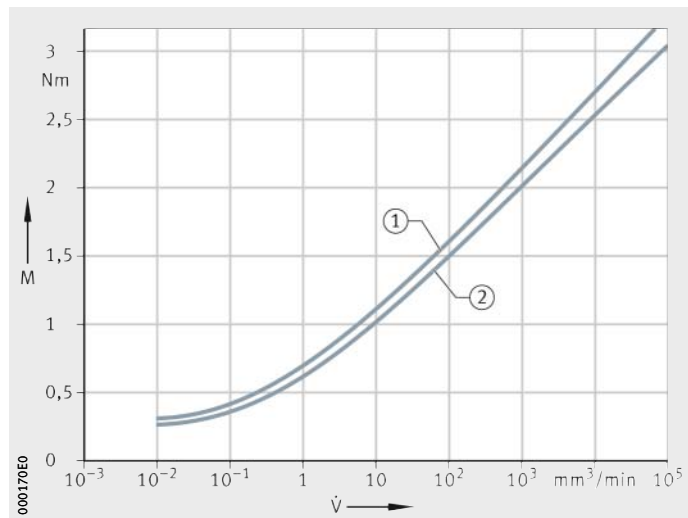
Insbesondere zeigt sich, dass das zweireihige Zylinderrollenlager mit Borden am Außenring empfindlich gegen Überschmierung ist. Besser geeignet sind hier zweireihige Zylinderrollenlager mit Borden am Innenring, zum Beispiel NN30, oder einreihige Zylinderrollenlager der Reihen N10 und N19. Das Reibungs- und Temperaturminimum (Beginn der Vollschmierung) wird bereits bei einer Ölmenge von $0,01 \text{ mm}^3/\text{min}$ bis $0,1 \text{ mm}^3/\text{min}$ erreicht. Bis zu einer Steigerung der Ölmenge auf $10^4 \text{ mm}^3/\text{min}$ steigt die Lagertemperatur. Erst mit noch größerer Ölmenge sinkt die Lagertemperatur durch Wärmeabfuhr.

Zweireihiges Zylinderrollenlager NNU4926
 Drehzahl $n = 2000 \text{ min}^{-1}$
 Radiale Lagerbelastung $F_r = 5 \text{ kN}$
 Ölviskosität $\nu = 32 \text{ mm}^2/\text{s}$ bei $40 \text{ }^\circ\text{C}$

M = Reibungsmoment
 \dot{V} = Volumenstrom des Öles (Ölmenge)

- ① Maximal auftretendes Reibungsmoment
- ② Minimal auftretendes Reibungsmoment

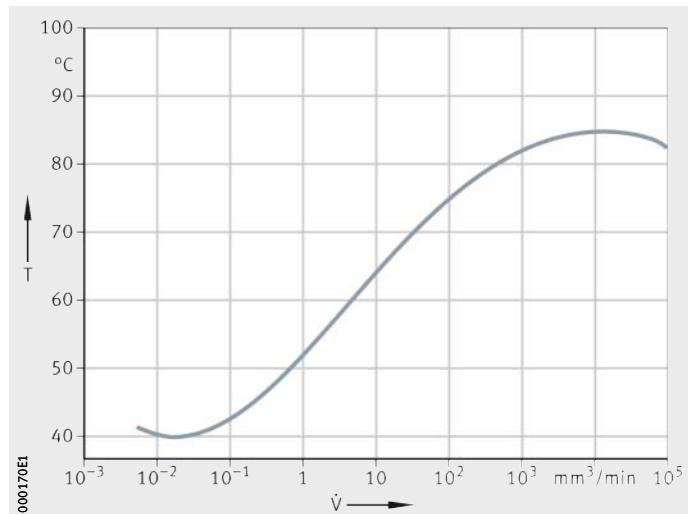
Bild 23
 Reibungsmoment



Zweireihiges Zylinderrollenlager NNU4926
 Drehzahl $n = 2000 \text{ min}^{-1}$
 Radiale Lagerbelastung $F_r = 5 \text{ kN}$
 Ölviskosität $\nu = 32 \text{ mm}^2/\text{s}$ bei $40 \text{ }^\circ\text{C}$

T = Lagertemperatur
 \dot{V} = Volumenstrom des Öles (Ölmenge)

Bild 24
 Lagertemperatur



Lagerbauart Die Ölmenge, die zur ausreichenden Versorgung nötig ist, hängt stark von der Lagerbauart ab. So benötigen Lager mit Förderwirkung in Strömungsrichtung eine relativ große Ölmenge. Der Ölbedarf zweireihiger Lager ohne Förderwirkung ist dagegen extrem gering, wenn das Öl zwischen den Rollenreihen zugeführt wird. Die umlaufenden Wälzkörper hindern das Öl am Abfließen.

Die Schmierung mit sehr kleinen Mengen setzt voraus, dass die kleine Ölmenge alle Kontaktflächen im Lager und besonders die schmiertechnisch anspruchsvollen Gleitkontaktflächen, wie Bord- und Käfigführungsflächen, ausreichend benetzt. Bei Werkzeugmaschinenlagerungen mit Kugellagern und Zylinderrollenlagern hat sich die Ölzufuhr direkt in das Lager, bei Schrägkugellagern in Förderrichtung bewährt.

Die Ölmenge bei Minimalmengenschmierung ist für einige Lagerbauarten in Abhängigkeit von der Lagergröße, dem Druckwinkel (Förderverhalten) und dem Drehzahlkennwert angegeben, *Bild 25*, Seite 122.

Bei Lagern mit Förderwirkung sollte in Abhängigkeit von der Drehzahl die Ölmenge gesteigert werden, da mit der Drehzahl auch der Mindestölbedarf steigt und die Förderwirkung zunimmt.

Bei Lagern mit Bord-Rollenstirnberührung, zum Beispiel Kegelrollenlagern, hat sich eine zusätzliche Ölzufuhr direkt zu den Rollenstirnflächen – entgegengesetzt zur Förderrichtung – als günstig erwiesen. Die extrem niedrigen Ölmenge setzen eine sichere Zufuhr zwischen Käfig und Innenring sowie eine hohe Maßgenauigkeit der Umbauteile voraus. Die Viskosität des Öles soll bei einer extrem kleinen Ölmenge dem Viskositätsverhältnis $\kappa = \nu/\nu_1 = 8$ bis 10 entsprechen und geeignete Wirkstoffe enthalten.

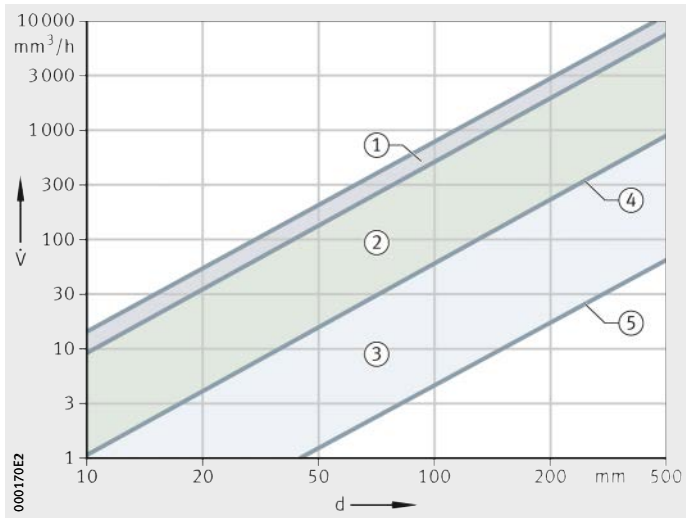
Die gleichmäßige Zufuhr einer großen Ölmenge oder die impulsartige Zufuhr selbst kleiner Mengen führt dagegen bei Radial-Zylinderrollenlagern besonders bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten zu einem spontanen Anstieg der Schmierstoffreibung und zu einem ungleichmäßigen Erwärmen der Lagerringe. Das kann bei Lagern mit kleiner Radialluft, zum Beispiel bei Werkzeugmaschinenlagerungen, durch Radialverspannungen den Ausfall der Lager zur Folge haben.

Versorgung der Lager mit Schmierstoff

\dot{V} = Volumenstrom des Öles (Ölmenge)
 d = Bohrungsdurchmesser

- ① Schrägkugellager, Axial-Schrägkugellager
- ② Spindellager
- ③ Ein- und zweireihige Zylinderrollenlager
- ④ Zylinderrollenlager mit Borden am Innenring
- ⑤ Zylinderrollenlager mit Borden am Außenring

Bild 25
 Ölmengen bei Minimalmengenschmierung



Bereiche im Diagramm

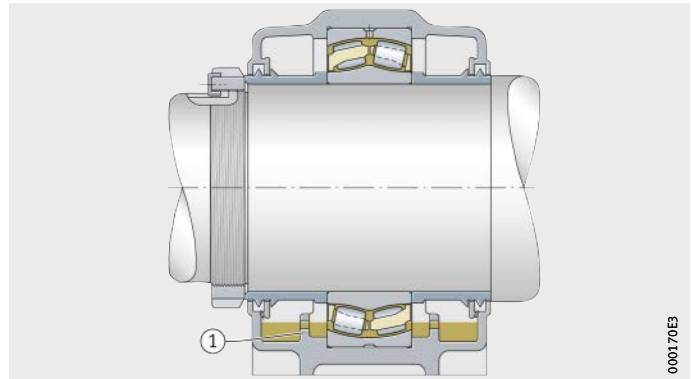
Bereich	Lagertyp	Druckwinkel α °	Drehzahlkennwert $n \cdot d_M$ $\text{min}^{-1} \cdot \text{mm}$
①	Schrägkugellager	40	$\leq 800\,000$
	Axial-Schrägkugellager	60 bis 75	
		90	
②	Spindellager	15 bis 25	$\leq 2 \cdot 10^6$
③	Ein- und zweireihige Zylinderrollenlager	–	–
Linie ④	mit Borden am Innenring	–	$\leq 10^6$
Linie ⑤	mit Borden am Außenring	–	$\leq 600\,000$

Beispiele für Ölschmierung Lagergehäuse mit Ölstauwänden

Bei größeren Gehäusen mit entsprechend großem Ölinhalt sollte der Ölsumpf durch Stauwände mit Durchgangsbohrungen aufgeteilt werden, *Bild 26*. Dadurch gerät vor allem bei höheren Umfangsgeschwindigkeiten nicht die gesamte Ölmenge in Bewegung. Verunreinigungen setzen sich in den Nebenkammern ab und werden nicht fortwährend aufgewirbelt.

① Ölstauwand

Bild 26
Lagergehäuse mit Ölstauwänden

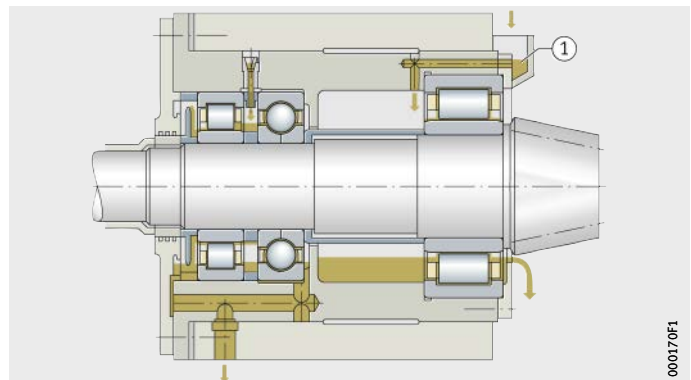


Spritzölzuleitung durch Fangtasche

In Getrieben genügt oft das von Zahnrädern abgespritzte Öl zur Schmierung der Wälzlager, *Bild 27*. Dabei muss sichergestellt sein, dass in allen Betriebszuständen das Spritzöl in die Lager gelangt. Im Beispiel wird Spritzöl in einer Tasche über dem Zylinderrollenlager gesammelt und dem Lager über Bohrungen zugeführt. Im unteren Bereich ist neben dem Zylinderrollenlager ein Staubblech angeordnet. Dadurch wird erreicht, dass immer ein minimaler Ölsumpf im Lager vorhanden ist und das Lager bereits beim Anfahren geschmiert wird.

① Ölzulauf über Fangtasche

Bild 27
Spritzölzuleitung durch Fangtasche



Versorgung der Lager mit Schmierstoff

Lager mit Förderwirkung

Kegelrollenlager haben, wie alle Bauarten mit asymmetrischem Querschnitt, eine Förderwirkung, *Bild 28*. Diese stark von der Umfangsgeschwindigkeit abhängige Förderwirkung kann bei Ömlaufschmierung ausgenutzt werden. Die Abflussbohrungen sind so auszulegen, dass neben dem Lager kein Ölstau entsteht.

- ① Ölzulauf über Fangtasche
- ② Abflussbohrung

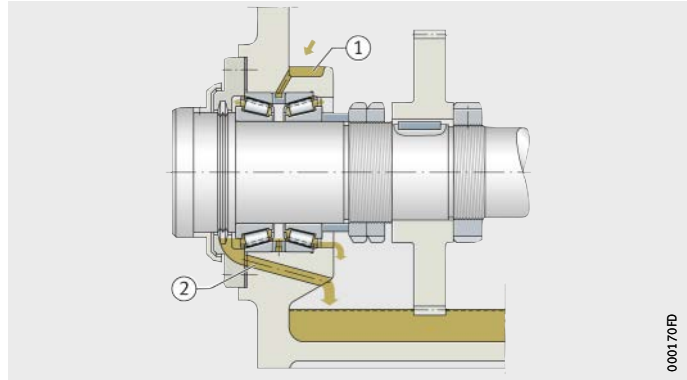


Bild 28
Verstärkung des Ömlaufs

Öleinspritzschmierung

Bei Öleinspritzschmierung wird das Öl zwischen Käfig und Innenring eingespritzt, *Bild 29*. Ein Ölstau vor und hinter den Lagern wird durch Ölkanäle verhindert. Haben die Lager eine Förderwirkung, erfolgt die Einspritzung auf der Seite des kleineren Laufbahndurchmessers. Bei sehr schnell umlaufenden Kegelrollenlagern werden auf der anderen Seite zusätzlich die Rollenstirnflächen angespritzt. Hierdurch wird einer Unterversorgung mit Schmierstoff zwischen Bord und Rollenstirnflächen entgegengewirkt.

- ① Schrägkugellager
- ② Kegelrollenlager
- ③ Abflussbohrungen

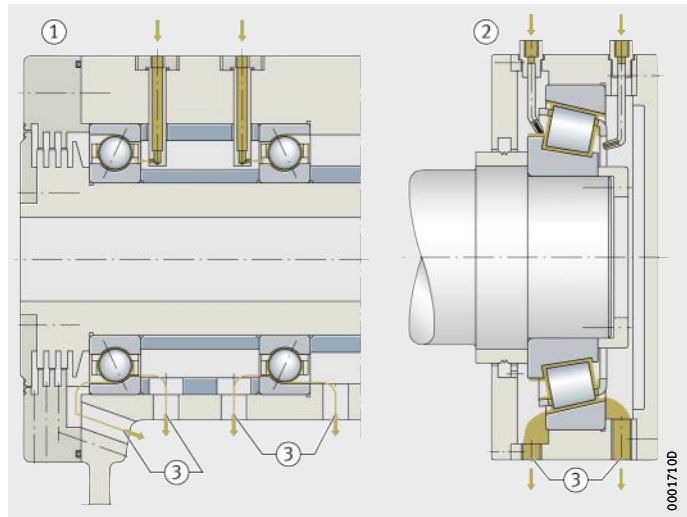


Bild 29
Öleinspritzschmierung

Tropfölschmierung

Tropfölschmierung kann bei schnell laufenden Lagern verwendet werden, *Bild 30*. Die notwendige Ölmenge hängt ab von der Lagergröße, der Lagerbauart, der Drehzahl und der Belastung. Der Richtwert der Ölmenge liegt zwischen 3 Tropfen/min und 50 Tropfen/min für jede Wälzkörperlaufbahn (ein Tropfen wiegt circa 0,025 g).

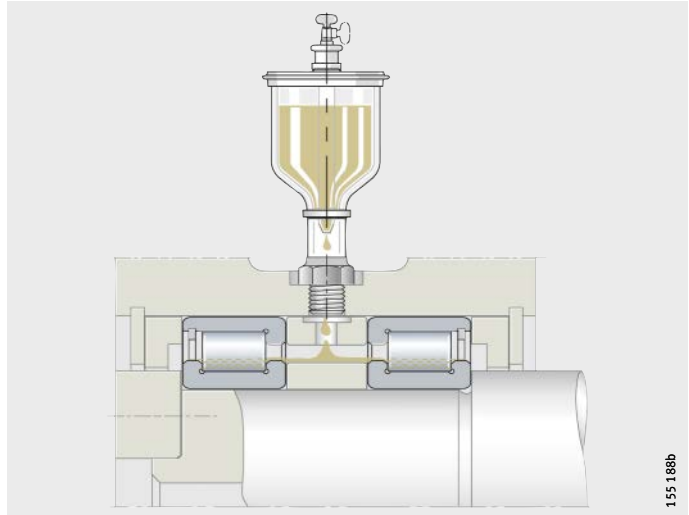


Bild 30
Tropfölschmierung



Schmierstoff führende Leitungen:

- Müssen direkt zur Schmierbohrung des Wälzlagers führen
- Sind möglichst kurz zu halten
- Sind für jedes Lager vorzusehen (eigene Leitung)
- Müssen befüllt sein (Leitungen eventuell entlüften)
- Müssen unter Berücksichtigung der Hinweise des Schmieranlagenherstellers gestaltet werden!

Versorgung der Lager mit Schmierstoff

Fette

Kurzzeichen	Klassifizierung	Art des Schmierfettes
GA01 ¹⁾	Kugellagerfett für T < +180 °C	Polyharnstoff Esteröl
GA02	Kugellagerfett für T < +160 °C	Polyharnstoff SHC
GA13	Kugel- und Spannlagerfett Standard für D > 62 mm	Lithiumseife Mineralöl
GA14	Kugellagerfett geräuscharm für D ≅ 62 mm	Lithiumseife Mineralöl
GA15	Kugellagerfett geräuscharm, hohe Drehzahlen	Lithiumseife Esteröl
GA22	Leichtlauf fett mit niedrigem Reibungsmoment	Lithiumseife Esteröl
L014	Spannlager-Erstbefettung bei tiefen Temperaturen	Gel Esteröl
L086	Spannlager-Erstbefettung für weiten Temperaturbereich und niedrige Belastungen	Natriumkomplexe seife Silikonöl
L069	Spannlagerfett für weiten Temperaturbereich	Polyharnstoff Esteröl
GA08	Fett für Linienberührung	Lithiumkomplexe seife Mineralöl
GA26	Standardfett für Hülsenfreiläufe	Calcium-Lithiumseife Mineralöl
GA28	Vorschubspindellagerfett	Lithiumseife Esteröl
GA11	Medienbeständiges Wälzlagerfett für Temperaturen bis +250 °C	PTFE Alkoxyfluorether
GA47	Medienbeständiges Wälzlagerfett für Temperaturen bis +140 °C	Bariumkomplexe seife Mineralöl

¹⁾ GAxy steht für **G**rease **A**pplication Group 00xy, basierend auf Grease Spec 00xy.

²⁾ Die obere Dauergrenzttemperatur $T_{\text{Grenz,oben}}$ darf nicht überschritten werden, wenn eine temperaturbedingte Minderung der Fettgebrauchsdauer vermieden werden soll.

³⁾ Abhängig vom Lagertyp.

⁴⁾ Gebrauchstemperaturbereich nicht nach DIN 51825 bestimmt, sondern nach MIL-Spezifikation.

Gebrauchstemp- peraturbereich °C	Obere Dauergrenz- temperatur $T_{\text{Grenz,oben}}^{2)}$ °C	NLGI-Klasse	Drehzahl- kennwert $n \cdot d_M$ $\text{min}^{-1} \cdot \text{mm}$	ISO-VG-Klasse (Grundöl) ³⁾	Kurzzeichen	Empfohlenes Arcanol-Fett zur Nach- schmierung
-40 bis +180	+115	2 bis 3	600 000	68 bis 220	GA01	–
-40 bis +160	+85	2 bis 3	500 000	68 bis 220	GA02	–
-30 bis +140	+75	3	500 000	68 bis 150	GA13	MULTI3
-30 bis +140	+75	2	500 000	68 bis 150	GA14	MULTI2
-50 bis +150	+70	2 bis 3	1 000 000	22 bis 32	GA15	–
-50 bis +120	+70	2	1 000 000	10 bis 22	GA22	–
-54 bis +204 ⁴⁾	+80	1 bis 2	900 000	22 bis 46	L014	–
-40 bis +180	+115	3	150 000	68 bis 150	L086	–
-40 bis +180	+120	2	700 000	68 bis 220	L069	–
-30 bis +140	+95	2 bis 3	500 000	150 bis 320	GA08	LOAD150
-20 bis +80	+60	2	500 000	10 bis 22	GA26	–
-30 bis +160	+110	2	600 000	15 bis 100	GA28	MULTITOP
-40 bis +250	+180	2	300 000	460 bis 680	GA11	TEMP200
-20 bis +140	+70	1 bis 2	350 000	150 bis 320	GA47	–

Versorgung der Lager mit Schmierstoff

Wälzlagerfette Arcanol

Arcanol-Fett	Bezeichnung nach DIN 51825	Klassifizierung
MULTI2	K2N-30	Kugellagerfett geräuscharm für $D \leq 62$ mm
MULTI3	K3N-30	Kugellagerfett, Spannlagerfett Standard für $D > 62$ mm
SPEED2,6	KE3K-50	Spindellagerfett Standard
MULTITOP	KP2N-40	Universal-Hochleistungsfett
TEMP90	KP2P-40	Wälzlagerfett geräuscharm, bis 160 °C
TEMP110	KE2P-40	Schmierfett universell für höhere Temperaturen
TEMP120	KPHC2R-30	Schmierfett für hohe Temperaturen und hohe Belastungen
TEMP200	KFK2U-40	Wälzlagerfett für $T > 150$ °C bis 250 °C
LOAD150	KP2N-20	Mehrzweckfett Kfz-Anwendungen, Hochleistungsfett Linienkontakt
LOAD220	KP2N-20	Hochlastfett, großer Drehzahlbereich
LOAD400	KP2N-20	Schmierfett für hohe Belastungen, Stöße
LOAD460	KP1K-30	Schmierfett für hohe Belastungen, Vibrationen, tiefe Temperaturen
LOAD1000	KP2N-20	Schmierfett für hohe Belastungen, Stöße, große Lager
FOOD2	KPF2K-30	Schmierfett mit Lebensmittelzulassung
VIB3	KP3N-30	Schmierfett für oszillierende Bewegungen
BIO2	KPE2K-30	Schmierfett biologisch schnell abbaubar
CLEAN-M	KE2S-40	Reinraumfett, strahlungsbeständiges Fett
MOTION2	–	Hochleistungsfettpaste für oszillierende Anwendungen und Gleitlagerungen

¹⁾ Mit EP-Zusatz.

Art des Schmierfettes Verdicker Grundöl	Gebrauchs- temperaturbereich °C	Obere Dauergrenz- temperatur T _{Grenz,oben} °C	NLGI- Klasse	Drehzahl- kennwert n · d _M min ⁻¹ · mm	kinematische Viskosität	
					bei 40 °C mm ² /s	bei 100 °C mm ² /s
Lithiumseife Mineralöl	-30 bis +140	+75	2	500 000	100	10
Lithiumseife Mineralöl	-30 bis +140	+75	3	500 000	80	8
Polyharnstoff PAO + Esteröl	-50 bis +120	+80	2, 3	2 000 000	22	5
Lithiumseife Mineralöl + Esteröl ¹⁾	-40 bis +150	+80	2	800 000	85	12,5
Calciumseife + Polyharnstoff PAO ¹⁾	-40 bis +160	+90	2	500 000	130	15,5
Lithiumkomplekseife Esteröl	-40 bis +160	+110	2	600 000	150	19,8
Polyharnstoff PAO + Esteröl ¹⁾	-35 bis +180	+120	2	300 000	460	40
PTFE Alkoxyfluorether	-40 bis +260	+200	2	300 000	400	35
Lithiumkomplekseife Mineralöl	-20 bis +140	+90	2	500 000	160	15,5
Lithium-Calciumseife ¹⁾ Mineralöl	-20 bis +140	+80	2	500 000	220	16
Lithium-Calciumseife ¹⁾ Mineralöl	-25 bis +140	+80	2	400 000	400	28
Lithium-Calciumseife ¹⁾ Mineralöl	-30 bis +130	+80	1	400 000	400	25
Lithium-Calciumseife ¹⁾ Mineralöl	-20 bis +140	+80	2	300 000	1000	42
Aluminiumkomplekseife Weißöl	-30 bis +120	+70	2	500 000	192	17,5
Lithiumkomplekseife Mineralöl	-30 bis +150	+90	3	350 000	170	13,5
Lithium-Calciumseife ¹⁾ Esteröl	-30 bis +120	+80	2	300 000	58	10
Polyharnstoff Ether	-40 bis +200	-	2	-	103	-
Festschmierstoffe Synthetisch	-45 bis +110	-	2	-	130	-

Mischbarkeit von Schmierstoffen

Mischbarkeit von Fetten und Ölen

Beim Mischen unterschiedlicher Schmierstoffe ist Vorsicht geboten. Zum einen können Schmieröle, aber auch Grundöle von Fetten sowie deren Verdicker nicht verträglich sein, siehe Tabellen. Zum anderen lassen sich die Wirkung von Additiven und die Leistungsfähigkeit von Schmierstoffgemischen ohne entsprechende Prüfung nicht abschätzen.

Fettvermischungen sind zu vermeiden. Ist dies nicht möglich, empfiehlt sich für die Mischpartner:

- Die gleiche Grundölbasis
- Ein übereinstimmender Verdickertyp
- Ähnliche Grundölviskositäten (maximal eine ISO-VG-Klasse Abstand)
- Die gleiche Konsistenz (NLGI-Klasse).

Mischbarkeit von Grundölen

	Mineralöl	PAO	Esteröl	Polyglykolöl	Silikonöl	Alkoxyfluoröl
Mineralöl	+	+	+	-	o	-
PAO	+	+	+	-	o	-
Esteröl	+	+	+	o	-	-
Polyglykolöl	-	-	o	+	-	-
Silikonöl	o	o	-	-	+	-
Alkoxyfluoröl	-	-	-	-	-	+

Verträglichkeit unterschiedlicher Verdickertypen

	Lithiumseife	Lithiumkomplex	Natriumkomplex	Calciumkomplex	Aluminiumkomplex
Lithiumseife	+	+	-	+	-
Lithiumkomplex	+	+	o	+	o
Natriumkomplex	-	o	+	o	o
Calciumkomplex	+	+	o	+	o
Aluminiumkomplex	-	o	o	o	+
Bariumkomplex	+	o	o	o	o
Bentonit	-	-	-	o	-
Polyharnstoff	-	o	o	o	-
PTFE	+	+	+	+	+

Bedeutung der Symbole:

- + Mischung in der Regel unkritisch
- o in Einzelfällen mischbar, sollte aber überprüft werden
- Mischung nicht zulässig

**Verträglichkeit
unterschiedlicher Verdickertypen
(Fortsetzung)**

	Barium- komplex	Bentonit	Polyharnstoff	PTFE
Lithiumseife	+	–	–	+
Lithium- komplex	o	–	o	+
Natrium- komplex	o	–	o	+
Calcium- komplex	o	o	o	+
Aluminium- komplex	o	–	–	+
Bariumj- komplex	+	+	o	+
Bentonit	+	+	–	+
Polyharnstoff	o	–	+	+
PTFE	+	+	+	+

Bedeutung der Symbole:

- + Mischung in der Regel unkritisch
- o in Einzelfällen mischbar, sollte aber überprüft werden
- Mischung nicht zulässig



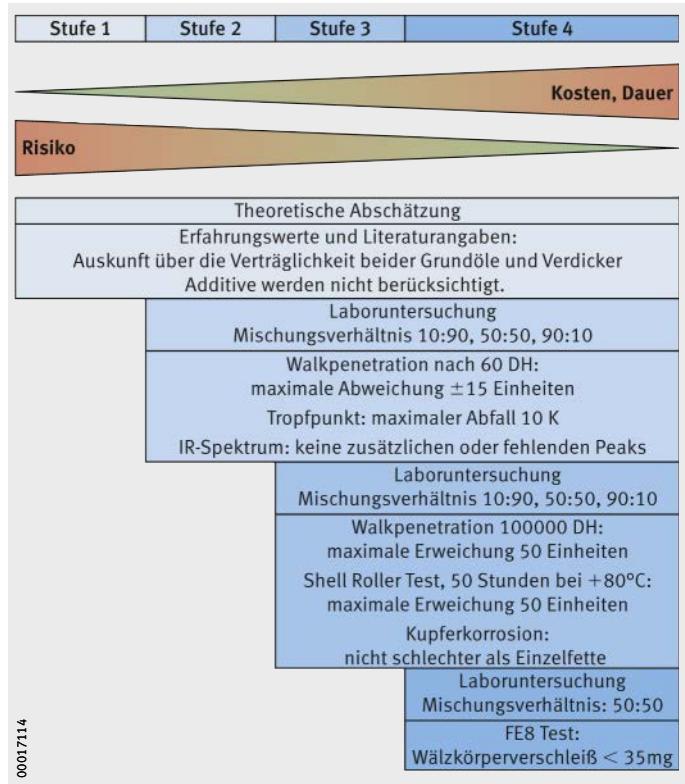
Vor dem Mischen ist unbedingt beim Schmierstoffhersteller rück-
zufragen! Auch wenn die Voraussetzungen erfüllt werden, kann die
Leistungsfähigkeit des Mischfettes beeinträchtigt sein! Nur mit
Fetten vergleichbarer Leistungsfähigkeit nachschmieren! Wird auf
eine andere Fettsorte umgestellt, vorher das alte Fett ausspülen,
sofern es die Konstruktion zulässt!

Eine weitere Nachschmierung ist nach einem verkürzten Zeitraum
vorzunehmen! Bei der Mischung nicht verträglicher Fette kann es zu
starken Strukturänderungen kommen! Auch eine starke Erweichung
des Mischfettes ist möglich!

Mischbarkeit von Schmierstoffen

Überprüfung der Mischbarkeit

Konkrete Aussagen zur Mischbarkeit und Verträglichkeit von Schmierfetten können nur über geeignete Versuche ermittelt werden, *Bild 1*. Dazu ist ein relativ hoher Prüfaufwand erforderlich. Alternativ können anwendungsbezogene Prüfungen herangezogen werden.



DH = Doppelhübe nach DIN ISO 2137

Bild 1
Überprüfung der Mischbarkeit
zweier Schmierfette

00017114

Schmiersysteme und Überwachung

Fetthebelpresse

Bei erschweren Betriebsbedingungen oder rauen Umgebungsbedingungen müssen Wälzlager häufig über Schmiernippel befedet werden. Mit Fetthebelpressen ist dies leicht, sauber und schnell möglich.

Die von Schaeffler angebotenen Geräte entsprechen der DIN 1283, wobei die Presse wahlweise mit losem Fett oder mit einer Kartusche nach DIN 1284 gefüllt werden kann.

Motion Guard

Mit automatischen Schmierstoffgebern wird durch kontrollierte Nachschmierung ständig frisches Fett in ausreichender Menge an die Kontaktstellen des Wälzlagers gefördert. Schmier- und Wartungsintervalle können so verlängert werden, wodurch sich die Stillstandszeiten der Anlage verkürzen.

Es gibt drei Schmierstoffgeber-Serien:

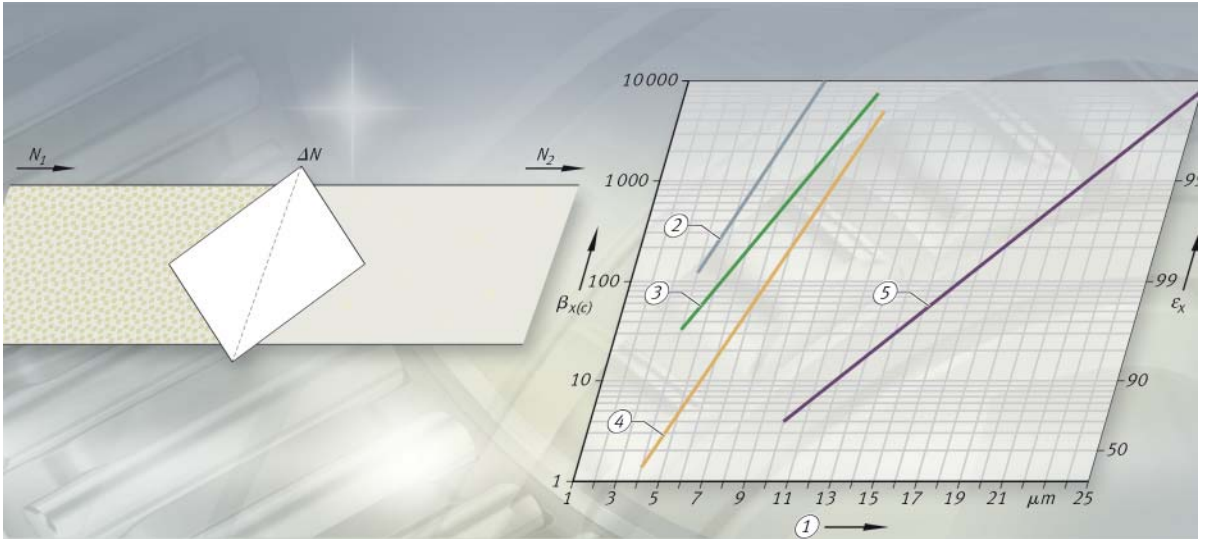
- Motion Guard COMPACT
 - Einzelpunktschmiersystem, bestehend aus Aktivierungsschraube und Gehäuse, gefüllt mit 120 cm³ Schmierfett
- Motion Guard CHAMPION
 - Einzelpunktschmiersystem, bestehend aus LC-Einheit (Lubricant Cartridge) mit 120 cm³ oder 250 cm³ Volumen und Batteriesatz
- Motion Guard CONCEPT 6
 - Einzelpunktschmiersystem mit Verteiler, ausbaubar zum Mehrpunktschmiersystem, Kartusche mit 250 cm³ oder 500 cm³ Volumen.

Schmiersysteme und Überwachung

Zustandsüberwachung

Die schwingungsbasierte Zustandsüberwachung ist die bis jetzt zuverlässigste Methode für die frühzeitige Schadenserkenkung. Hierbei unterscheidet man zwischen der Offline- und Online-Überwachung. Bei der Offline-Überwachung werden Maschinen in regelmäßigen Abständen, zum Beispiel alle vier Wochen, schwingungstechnisch untersucht. Bei der Online-Überwachung hingegen erfolgt eine kontinuierliche Kontrolle des Maschinenzustands. Beide Verfahren arbeiten signalbasiert und ermöglichen es, den Zustand von Anlagen und Bauteilen zu beurteilen. Unwucht- und Ausrichtfehler lassen sich hiermit genauso detektieren wie Wälzlagerschäden und Verzahnungsdefekte. Abhängig von der Priorität und dem Standort der Maschinen muss der Betreiber entscheiden, welches Verfahren der Zustandsüberwachung am besten für seine Anforderungen geeignet ist.

Die Schaeffler Technologies AG & Co. KG bietet im Bereich der Zustandsüberwachung ein umfangreiches Produktportfolio an, vom einfachen Schwingungswächter bis hin zu komplexen Überwachungssystemen für eine Vielzahl von Messstellen. Schwingungsmessgeräte helfen, beginnende Schäden an rotierenden Bauteilen frühzeitig zu erkennen. Dadurch können ungeplante Stillstände vermieden und Instandhaltungskosten eingespart werden. Bei Bedarf berät der Unternehmensbereich Industrial Aftermarket (IAM) von Schaeffler bei der Auswahl geeigneter Überwachungsverfahren. Weitere Produktinformationen enthält der Katalog IS 1.



Verunreinigungen im Schmierstoff

Verunreinigungen im Schmierstoff

	Seite
Verunreinigungen im Schmierstoff	Feste Fremdstoffe 138
	Verminderung der Fremdstoffkonzentration 139
	Filterkenngößen 141
	Flüssige Verunreinigungen 143
	Einfluss von Wasser in Ölen 143
	Einfluss von Wasser in Fetten 145
	Gasförmige Verunreinigungen 146
	Gelöste Luft im Schmieröl 146
	Fein verteilte Luft im Schmieröl 146
	Luftabscheidung 146
	Schaumverhalten 147
	Reinigung verschmutzter Lager 148

Verunreinigungen im Schmierstoff

In der Praxis gibt es kaum Schmiersysteme, die völlig frei von Verunreinigungen sind. Anwendungsübliche Verunreinigungen sind bereits bei der Ermittlung der Ermüdungslebensdauer und der Gebrauchsdauer berücksichtigt, denn die Berechnungsverfahren basieren auf Praxis- und Versuchsergebnissen. Ist eine höhere Verschmutzung des Schmierstoffes als bei normaler Anwendung unvermeidlich, führt dies zu verminderten Laufzeiten oder Frühausfällen. Bei einer besonders guten Sauberkeit können dagegen höhere Laufzeiten erreicht werden.

Alle Schmierstoffe enthalten bereits fertigungsbedingt einen gewissen Anteil an Verunreinigungen. Die in DIN-Normen festgelegten Mindestanforderungen für Schmierstoffe nennen unter anderem Grenzwerte für die zulässige Verschmutzung bei der Herstellung. Im Anlieferungszustand enthalten Schmierstoffe zusätzliche Verunreinigungen aus Gebinden. Oft gelangen auch bei der Erstmontage Verunreinigungen durch unzureichende Reinigung der Maschinenteile und Ölleitungen in das Lager. Während des Betriebs kann eine mangelhafte Abdichtung durch offene Stellen der Schmieranlage (Ölbehälter, Pumpe) das Lager verunreinigen. Auch bei der Wartung können Verunreinigungen in das Lager gelangen, zum Beispiel durch Schmutz am Schmiernippel oder am Mundstück der Fettpresse sowie beim Fetten von Hand.

Bei der Beurteilung des schädlichen Einflusses von Verunreinigungen sind für alle Schmierstoffe besonders wichtig:

- Art und Härte der Fremdstoffe
- Konzentration der Fremdstoffe im Schmierstoff
- Teilchengröße der Fremdstoffe.

Feste Fremdstoffe

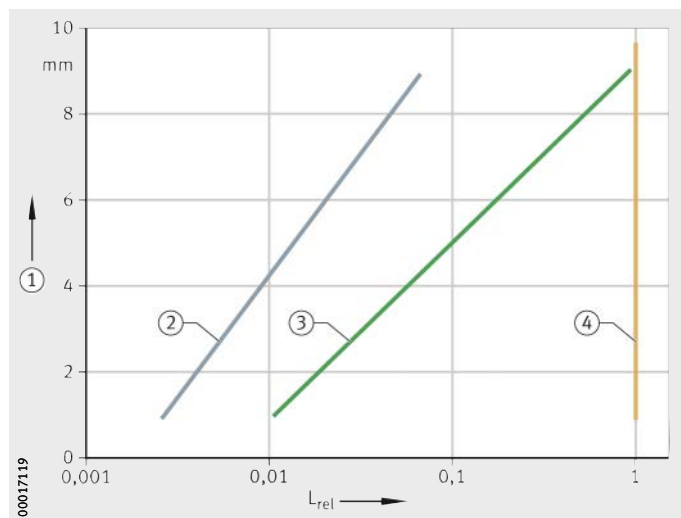
Feste Fremdstoffe führen zu Verschleiß und vorzeitiger Ermüdung. Je größer die Härte der überrollten Teilchen ist (beispielsweise Eisen-späne, Schleifspäne, Formsand, Korund) und je kleiner die Lager sind, umso stärker wird die Lebensdauer gemindert. Anhand von künstlich erzeugten Eindrücken lässt sich ein Zusammenhang zwischen Eindruckdurchmesser und relativer Lebensdauer ableiten, *Bild 1*, Seite 139.

Zur Berücksichtigung des lebensdauerermindernden Einflusses harter Verunreinigungen, siehe Abschnitt Tragfähigkeit und Lebensdauer, Seite 18.

Harte Teilchen verursachen in Wälzlagern besonders an Stellen mit hohen Gleitanteilen abrasiven Verschleiß. Dies fällt zum Beispiel im Kontaktbereich an Rollenstirn und Bord bei Kegelrollenlagern oder an den Laufbahnen von Rollen aus Axial-Zylinderrollenlagern auf. Der Verschleiß nimmt mit der Härte der Teilchen zu. Er steigt auch etwa proportional mit der Konzentration der Teilchen im Schmierstoff und mit der Partikelgröße. Verschleiß entsteht auch bei extrem kleinen Partikeln. Die zulässige Größe hängt vom jeweiligen Einsatzfall ab.

- Künstlich erzeugter Eindruck
- L_{rel} = Relative Lebensdauer
- ① Druckellipsenlänge
 - ② Eindruckdurchmesser = 0,3 mm
 - ③ Eindruckdurchmesser = 0,1 mm
 - ④ Kein Eindruck

Bild 1
Lebensdauereinfluss
des Eindruckdurchmessers



Verminderung der Fremdstoffkonzentration

Die Konzentration von Fremdstoffen wird vermindert durch:

- Saubere Schmierstoffe
- Wirksame Abdichtung
- Gründliche Reinigung der Lagerumgebungsteile
- Sauberkeit bei der Montage
- Reinigung bei Ölschmierung vor der Inbetriebnahme
- Filtrung des Öls durch Filter entsprechender Maschenweite
- Ausreichend kurze Fettwechselfristen.

Mit der Verschmutzungsclassifikation nach ISO 4408:1999 lässt sich der Verschmutzungsgrad beziehungsweise die Öl-Reinheitsklasse festlegen, siehe Tabelle, Seite 140. Die Filterkenngrößen bemessen sich an den Anforderungen an die Öl-Reinheitsklasse.

Verunreinigungen im Schmierstoff

Verschmutzungsklassifikation nach ISO 4406

Anzahl Partikel pro 100 ml						ISO Code		
> 4 µm		> 6 µm		> 14 µm				
von	bis	von	bis	von	bis			
4 000 000	8 000 000	500 000	1 000 000	64 000	130 000	23	20	17
2 000 000	4 000 000	250 000	500 000	32 000	64 000	22	19	16
1 000 000	2 000 000	130 000	250 000	16 000	32 000	21	18	15
500 000	1 000 000	64 000	130 000	8 000	16 000	20	17	14
250 000	500 000	32 000	64 000	4 000	8 000	19	16	13
130 000	250 000	16 000	32 000	2 000	4 000	18	15	12
64 000	130 000	8 000	16 000	1 000	2 000	17	14	11
32 000	64 000	4 000	8 000	500	1 000	16	13	10
16 000	32 000	2 000	4 000	250	500	15	12	9
8 000	16 000	1 000	2 000	130	250	14	11	8
4 000	8 000	500	1 000	64	130	13	10	7
2 000	4 000	250	500	32	64	12	9	6
1 000	2 000	130	250	16	32	11	8	5
500	1 000	64	130	8	16	10	7	4

Verbrauchsschmieranlagen

Verbrauchsschmieranlagen sind mit einem Saugfilter und einem Druckfilter auszurüsten. Der Druckfilter ist direkt hinter der Schmierpumpe anzuordnen. Wird das Lager zusätzlich mit Sprühschmierung geschmiert, ist auch für die Luft eine Filterung und Entwässerung vorzusehen. Die Maschenweite des Luftfilters sollte ca. 5 µm betragen.

Umlaufschmieranlagen

Umlaufschmieranlagen besitzen eine Saug- und Druckfilterung im Haupt- beziehungsweise Nebenstrom oder in beiden Strömen. Außerdem sind sie mit einem Filter für den Rückstrom ausgerüstet. Die Auslegung der Ölbehältergröße hat auch Einfluss auf den Verschmutzungsgrad im zu fördernden Öl. Eine große Mindestölmenge verhindert, dass Öl vom Behälterboden angesaugt oder aufgewirbelt wird, da sich am Boden der Schmutz sammelt. Weiterhin beeinflusst ein großer Behälter die Abkühlgeschwindigkeit des Öls und damit mögliche Kondenswasserbildung, siehe Abschnitt Flüssige Verunreinigungen, Seite 143.

Filterkenngrößen

Zur Auslegung der Filter ist neben der Maschenweite auch das Filtrationsverhältnis $\beta_{x(c)}$ nach ISO 16889 zu berücksichtigen. Es gibt Auskunft über den Anteil der Teilchen, die zurückgehalten werden, *Bild 2*.

N_1 = Partikelanzahl vor dem Filter
 N_2 = Partikelanzahl nach dem Filter
 ΔN = Anzahl der im Filter verbleibenden Partikel

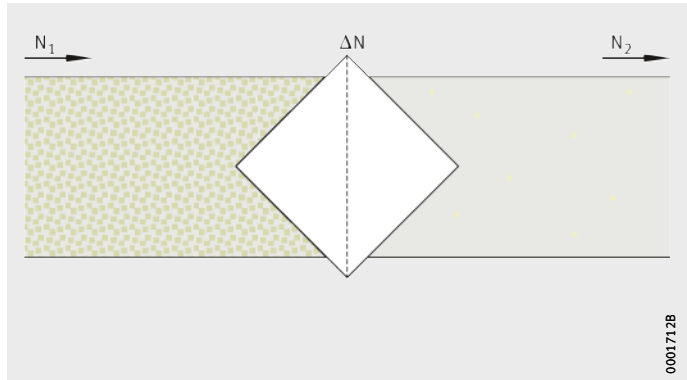


Bild 2
Filtrationsverhältnis

Filtrationsverhältnis

Das Filtrationsverhältnis $\beta_{x(c)}$ kann nach folgender Gleichung ermittelt werden:

$$\beta_{x(c)} = \frac{N_1}{N_2}$$

Abscheidegrad ε_x

Der Abscheidegrad ε_x lässt sich nach folgender Gleichung ermitteln:

$$\varepsilon_x = -\frac{\Delta N}{N_1} = -\frac{\beta_{x(c)} - 1}{\beta_{x(c)}}$$

$\beta_{x(c)}$	-
Filtrationsverhältnis	
Index _(c)	-
Werte nach ISO 16889 ermittelt oder gemessen	
N_1, N_2	-
Partikelanzahl vor und nach dem Filter	
ε_x	%
Abscheidegrad	
ΔN	-
Anzahl der im Filter verbleibenden Partikel $\Delta N = N_1 - N_2$.	

Verunreinigungen im Schmierstoff

Filtrationsverhältnis und Abscheidegrad

Filtrationsverhältnis $\beta_{x(c)}$	Abscheidegrad ϵ_x %
1	0
2	50
10	90
5	98,67
100	99
200	99,5
1000	99,9
10 000	99,99

Hydraulikfilter mit Glasfilterelementen erreichen nach ISO 16889 Filtrationsverhältnisse $\beta_{x(c)}$ von mehr als 1000. Das entspricht einem Abscheidegrad von 99,9%.



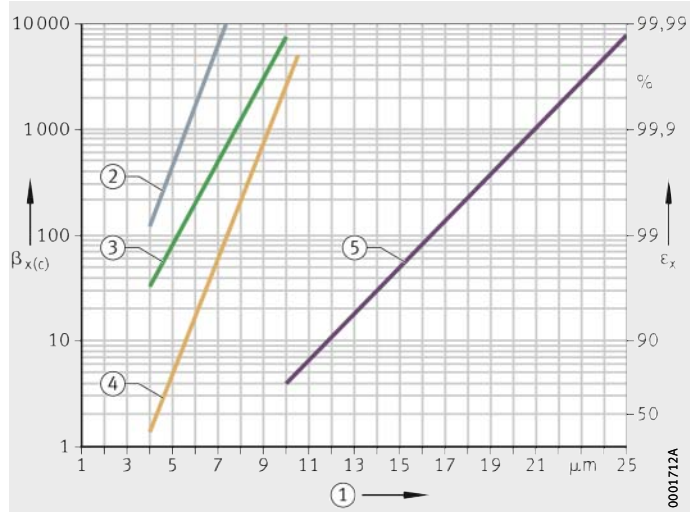
Ein $\beta_{x(c)}$ -Wert von 200 (Abscheidegrad 99,5%) sollte nicht unterschritten werden, da eine sehr gute Filterung die Gebrauchsdauer des Lagers erhöht. Gleichzeitig ist aber auch auf das Preis-Leistungs-Verhältnis zu achten, da bei sehr guter Filterung die Kosten für die Komponenten (Pumpe und Filter) steigen! In keinem Fall darf auf eine Filterüberwachung verzichtet werden! Sie verhindert, dass bei Zerstörung des Filters der gesamte Schmutz in das Leitungssystem und die Lager eindringen kann!

Die Filtergröße bestimmt die Partikelanzahl (Filtrationsverhältnis, Abscheidegrad) in Abhängigkeit der Partikelgröße, *Bild 3*!

$\beta_{x(c)}$ = Filtrationsverhältnis
 ϵ_x = Abscheidegrad

- ① Partikelgröße
- ② Filtergröße H3SL
- ③ Filtergröße H6SL
- ④ Filtergröße H10SL
- ⑤ Filtergröße H20SL

Bild 3
Partikelanzahl und Partikelgröße
nach ISO 4406



Flüssige Verunreinigungen

Die schädigende Wirkung flüssiger Verunreinigungen im Schmierstoff wird häufig stark unterschätzt. Selbst reines Wasser ohne zusätzliche aggressive Medien hat ein sehr hohes Schädigungspotenzial in Wälzlagern.

Man unterteilt das Schädigungspotenzial in die Kategorien:

- Reduzierung der Ermüdungslaufzeit
- Verursachung von Verschleiß
- Beschleunigung der Schmierstoff-Alterung und Rückstandsbildung
- Korrosion.

Die Schadensmechanismen treten einzeln oder kombiniert auf und sind abhängig von der Schmierstoffart, dem Lagerwerkstoff und der in den Schmierstoff eingeschleppten freien Wassermenge. Sie können zur Funktionsunfähigkeit führen oder das Lager komplett zerstören.

Einfluss von Wasser in Ölen

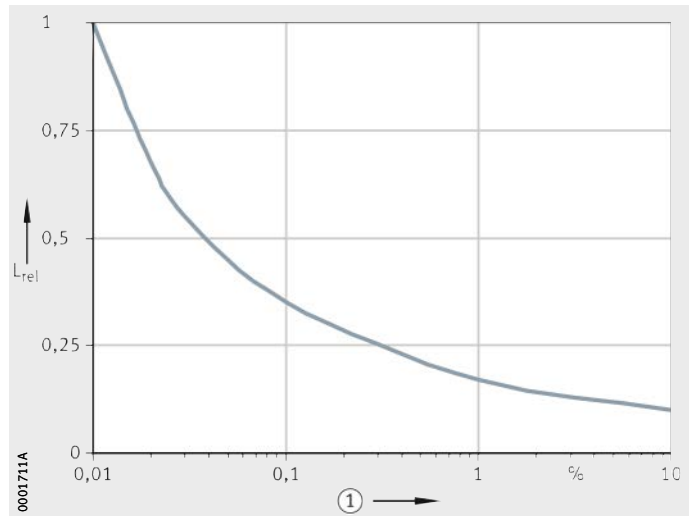
Mit steigendem Wassergehalt sinkt die relative Lebensdauer, *Bild 4*.

Schematische Darstellung

L_{rel} = Relative Lebensdauer

① Wassergehalt

Bild 4
Einfluss von Wasser
auf die relative Lebensdauer



Verunreinigungen im Schmierstoff

Abhängig von der Schmierstoffzusammensetzung und der Lagerbauart ist ab etwa 200 ppm Wassergehalt mit einer spürbaren Beeinträchtigung der Ermüdungslaufzeit zu rechnen. Infolge des Mischeffektes verringert sich die Viskosität des Schmieröles. Die eigentliche Schadensursache ist aber die unter hohem Druck stattfindende, gelegentliche Überrollung der Wasser-Mikrotröpfchen und die dabei auftretenden lokalen Durchbrüche im Schmierfilm. Mit steigendem Wasseranteil nimmt die Anzahl der Mikrotröpfchen und ab einer bestimmten Konzentration die Größe der Mikrotröpfchen zu. Damit steigt die Überrollwahrscheinlichkeit. Parallel dazu setzt eine chemische Reaktion zwischen Wasser, Schmierstoff und Werkstoff ein, welche die Oberfläche zusätzlich beeinträchtigt.

Ab etwa gleicher Konzentration von ca. 300 ppm steigt die Neigung von Ölen rapide, bei höheren Temperaturen Rückstände in Form von Schlamm, Lack oder Verkokungen zu bilden. Zum einen wird die Alterung der Grundöle beschleunigt, zum anderen werden Additive und Wasser ausgefällt oder in ihrer Wirkung blockiert. So wird neben der Störung durch Ablagerungen auf Verteiler-, Zufuhr- und Ablaufsystemen und der Verstopfung von Filterelementen auch die Schmierfähigkeit selbst reduziert.

Bei Wassergehalten über 1000 ppm tritt, abhängig von der Ölzusammensetzung, ein anderer Schadensmechanismus vor der Ermüdung in Kraft. Noch vor dem Ausfall durch Materialausbrüche verschleiben die Lagerfunktionsflächen. Der Verschleiß schreitet je nach Beanspruchung ohne negative Auswirkung fort, bis es schließlich zu Funktionsstörung der Lager kommt. Möglich sind aber auch eine kurzfristige Oberflächenzerrüttung und Zerstörung der Lager. Einen wesentlichen Einfluss hat hierbei die Lagerbauart. Hohe Kontaktpressungen und hohe Gleitanteile sind schadensfördernd. Einen noch gravierenderen Einfluss haben die Öllart und die enthaltenen Additive. Die Streubreite der erträglichen Wassermenge kann je nach Schmierstoff bis zu einer Zehnerpotenz betragen.

Tritt freies Wasser auf, besteht erhöhte Korrosionsgefahr. Bei Lagerstillständen werden die mit Korrosionsschutzadditiven geschützten Lagerflächen von Wasser unterwandert. Dieser Effekt wird durch die Kapillarwirkung in den sich verengenden Spalt zwischen Wälzkörper und Laufbahn unterstützt und tritt dort zuerst auf. Eine gefährliche Rostbildung der üblicherweise nicht korrosionsbeständigen Werkstoffe ist die Folge. Werden diese Korrosionsnarben überrollt, tritt Frühermüdung auf. Die Lageroberflächen werden vollständig zerstört, wenn das freie Wasser nicht entfernt wird. Diese Schädigungsmechanismen treten auf, wenn Wasser in der angegebenen Größenordnung permanent vorliegt.

Zeitweilige Wasseranteile besitzen auch hohes Schädigungspotenzial, das allerdings schwer quantifizierbar ist. Wasser dampft bei niedrigen Temperaturen schon aus Schmierstoffen aus. Ständiges Ein- und Ausbringen von Wasser durch Abkühlen und Aufheizen schädigt das Öl erheblich und hat auch Auswirkungen auf die Wälzlager. Dies liegt zum Beispiel vor bei Kondensatbildung in Ölbehältern während des Betriebsstillstandes und beim Ausdampfen unter Betriebstemperatur.

Einfluss von Wasser in Fetten

Im Fett verursacht Wasser, abhängig von der Verdickerart, Strukturveränderungen. Es besteht die Gefahr, dass die Fette erheblich erweichen. Die Schadensmechanismen sind vergleichbar mit denen der Öle. Fette haben den Vorteil, dass kontaminierter Schmierstoff nicht zwangsläufig in den Kontakt gelangt und beim Ausdampfen des Wassers nicht nachfließt. Bei Wasserzutritt ist die Fettwechselfrist entsprechend der anfallenden Wassermenge zu verkürzen. Eine dichtungsunterstützende Wirkung des Fettes wird bei der Labyrinthschmierung angewandt. Aggressive Stoffe, wie Säuren, Basen oder Lösungsmittel, führen zu starken Veränderungen der chemisch-physikalischen Kennwerte und hauptsächlich zu einer Schmierstoffalterung und Korrosion. Ist mit solchen Verunreinigungen zu rechnen, sind die Verträglichkeitsangaben der Schmierstoffhersteller zu beachten. An Stellen, die nicht vom Schmierstoff geschützt sind, wird je nach Aggressivität der Verunreinigung früher oder später Korrosion auftreten und die Oberfläche zerstören.

Verunreinigungen im Schmierstoff

Gasförmige Verunreinigungen

Schmieröle können, je nach Grundöltyp, erhebliche Mengen an Gasen (in der Regel Luft) lösen.

Gelöste Luft im Schmieröl

Maßgebliche Einflussparameter sind vor allem Druck und Temperatur. Raffinationsgrad, Viskosität und Additive haben nur einen untergeordneten Einfluss.

Grundsätzlich gilt das Gesetz von Henry-Dalton für gelöste Gase: Unter Normalbedingungen (+20 °C, 1013 mbar) lösen sich in Mineralölen 7 Vol.-% bis 9 Vol.-% Luft. Dies entspricht ca. 1% bis 2% Sauerstoff im Öl. Mit steigendem Druck erhöht sich die Löslichkeit von Luft im Öl entsprechend.

Die Methode nach ASTM D 2779 ermöglicht die Berechnung der Löslichkeit unterschiedlicher Gase in Mineralölprodukten. Die Methode nach ASTM D 3827 enthält ein Rechenverfahren, das auch für Syntheseöle gilt.

Fein verteilte Luft im Schmieröl

Neben gelöster Luft können in Schmierölen auch fein verteilte Luftmengen (disperse Phase) auftreten.

Zu den Problemen in technischen Anlagen durch diese Luft-in-Öl-Dispersionen zählen:

- Kavitationsschäden
- Temperaturanstieg durch verschlechtertes Wärmeleitvermögen und geringeren Öldurchfluss
- Schnellere Ölalterung durch Oxidation und Cracken (Spalten der Kohlenstoffmoleküle)
- Verschleiß hoch beanspruchter Teile durch geringere Ölfilmdicke
- Filterverstopfung.

Dispergierte Luft im Schmieröl führt zu einer, wenn auch geringen, Viskositätserhöhung. Als Richtwert gilt, dass 10 Vol.-% Luft im Öl zu einer Erhöhung der Viskosität um rund 15% führen.

Luftabscheidung

Das Luftabscheidevermögen wird nach DIN 51381 bestimmt. Dabei wird unter definierten Prüfbedingungen die Zeit in Minuten gemessen, die zum Abscheiden von Luftblasen bis auf einen Anteil von weniger als 0,2 Vol.-% benötigt wird. In der Praxis kann das Luftabscheidevermögen durch niedrige Umlaufzahlen und damit lange Verweilzeiten im Ölvorratsbehälter verbessert werden. Auch die spezielle Gestaltung der Einläufe in den Öltank und entsprechende Leitbleche lassen Gasbläschen schneller austreten.

Das Luftabscheidevermögen (LAV) von Mineralölen wird im Wesentlichen bestimmt durch:

- Ölviskosität
 - Je höher die Viskosität, desto schlechter das LAV
- Öltemperatur
 - mit steigender Temperatur verbessert sich das LAV
- Anwesenheit von Additiven
 - Zusätze, die die Oberflächenspannung des Öles herabsetzen, verringern das LAV (Alterungsprodukte)
- Die festen und flüssigen Verunreinigungen.

Der Einfluss von Gasbläschen im Öl auf die Schmierfilmbildung ist noch ungenügend erforscht. Es liegen beispielsweise keine genauen Kenntnisse dazu vor, bis zu welcher Größe Gasblasen in Wälzkontakten überrollt werden und dabei Metall-Metall-Kontakt auftritt. Theoretische Betrachtungen zeigen, dass ein Durchtritt durch den Schmierpalt weitestgehend ausgeschlossen werden kann. Dies ist bedingt durch die Größe der Gasblasen.

Schaumverhalten

Werden Gas (Luft) und Öl aktiv vermennt, kann sich ein weitestgehend stabiler Schaum auf der Oberfläche bilden. Zerfällt der Schaum in ausreichend kurzer Zeit, treten kaum Probleme auf. Bei stabiler Schaumbildung können Förderprobleme in Ölpumpen auftreten. Entstehender Ölschaum ist außerdem stark kompressibel. Mit Schauminhibitoren muss äußerst vorsichtig umgegangen werden, da die Zugabe dieser Additive das Luftabscheidevermögen verschlechtert. Sorgfältige Ölpflege (Filterung, Entgasung, Wasserabscheidung, Rückkühlung) und die Auswahl entsprechend ausgewählter Öle helfen, Probleme in der Praxis zu vermeiden. Dies gilt insbesondere bei Anlagen mit relativ großem Ölvolumen wie Papiermaschinen oder Windkraftanlagen.

Verunreinigungen im Schmierstoff

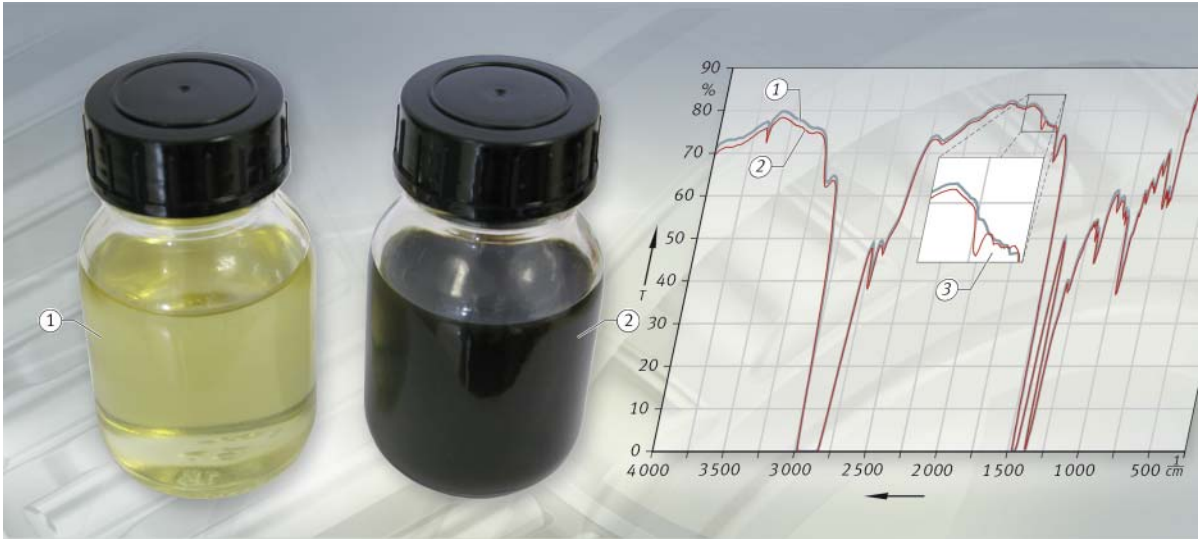
Reinigung verschmutzter Lager

Alle Teile, die der unbeschädigten Originalverpackung entnommen werden, sind sehr sauber und müssen nicht gereinigt werden. Eine Reinigung würde in diesem Fall sehr wahrscheinlich den Originalzustand verschlechtern. Teile, die aufgrund von Umwelteinflüssen verschmutzt sind, können mit Waschbenzin, Petroleum, Spiritus, Dewatering-Fluids, wässrigen, neutralen und auch alkalischen Reinigungsmitteln gereinigt werden. Dabei ist zu beachten, dass Petroleum, Waschbenzin, Spiritus und Dewatering-Fluids gefährlich und alkalische Mittel ätzend sind. Für den Waschvorgang sollten Pinsel, Bürsten oder faserfreie Lappen verwendet werden.

Nach dem Waschen müssen die Teile:

- Mit einem sehr sauberen, der Waschchemikalie angepassten Spülmedium nachgereinigt werden
- Anschließend getrocknet werden
- Und sofort konserviert werden, um Korrosion zu vermeiden.

Die Verträglichkeit der Konservierung mit dem danach eingesetzten Schmierstoff ist zu beachten. Wenn die Lager verharzte Öl- und Fettrückstände enthalten, empfiehlt sich eine mechanische Vorreinigung und ein längeres Aufweichen mit einem wässrigen, stark alkalischen Reinigungsmittel.



Schmierstoffprüfung

Schmierstoffprüfung

	Seite
Sensorische und analytische Prüfung	
Sensorische Schmierstoffprüfung.....	152
Geruch und Farbe	152
Schmierwirkung und Konsistenz	153
Analytische Schmierstoffprüfung.....	153
Elementengehalt	153
Infrarotspektroskopie.....	154
Anteil fester Stoffe	155
Wassergehalt	155
Viskosimetrie	155
Mechanisch-dynamische Prüfung	
Kurztestverfahren, Elementprüfungen, Tribometer	157
Wälzlagerprüfgeräte.....	157
Prüfstand FE8.....	158
Prüfstand FE9.....	160
Prüfstand A2	161
Prüfstand LFT	162
Prüfstand AN42	163
Prüfstand WS22	164
Prüfstand WS10	165
Sonderprüfungen für spezielle Anwendungen.....	166
FE8-Papiermaschinenprüfung	166
Windkraft 4-Stufen-Test.....	166

Sensorische und analytische Prüfung

Der Zustand einer gebrauchten Schmierstoffprobe kann mit sensorischen und analytischen Schmierstoffprüfungen beurteilt werden. Voraussetzung ist stets eine fachgerechte Probenentnahme. Bei einer sensorischen Schmierstoffprüfung wird der Zustand anhand des optischen Erscheinungsbildes der Schmierstoffprobe ermittelt. Analytische Methoden sind vergleichende Methoden, bei denen immer die entsprechenden Daten einer ungebrauchten Referenzprobe bekannt sein müssen. Anhand von Abweichungen zu dieser Referenz kann auf den Zustand der gebrauchten Probe geschlossen werden. Die dabei ermittelten Werte stellen immer den derzeitigen Zustand der Gebrauchtsprobe dar.

Sensorische Schmierstoffprüfung

Unter einer sensorischen Schmierstoffprüfung versteht man eine einfach beschreibende Prüfung der Probe hinsichtlich Farbe, Geruch, Schmierwirkung, bei Fetten noch zusätzlich die der Konsistenz. Das optische Erscheinungsbild liefert erste Anhaltswerte zum Zustand der Probe.

Geruch und Farbe

Der stechenden Geruch einer Gebrauchtsprobe kann auf entstandene Alterungsprodukte und damit Schmierstoffalterung hindeuten.

Schmierstoffe ändern durch Gebrauch ihre Farbe. Die Verdunkelung einer Probe kann zum Beispiel auf thermische Einflüsse oder Verunreinigungen, bei Motorölen zum Beispiel durch Ruß, hinweisen, *Bild 1*.

Die Trübung eines Schmieröles kann wiederum ein Indiz für einen Wassereintrag sein. Jedoch kann es schon durch kurzzeitigen Betrieb oder Lagerung der Probe an der Luft oder im Licht zu Farbänderungen kommen. Dies ist zunächst nicht kritisch. Für eine einheitliche Beschreibung des Farbtones bietet sich das RAL-Farbschema an.



- ① Frisches Motoröl
- ② Gebrauchtes Motoröl

Bild 1
Farbänderung eines Motoröles

Schmierwirkung und Konsistenz

Durch das Zerreiben zwischen zwei Fingern lässt sich mit etwas Erfahrung feststellen, ob eine Probe grundsätzlich Schmierwirkung aufweist. Außerdem können dabei oft auch feste Verunreinigungen bemerkt werden.

Stark gebrauchte oder verunreinigte Schmierfette weisen häufig eine höhere Konsistenz (Festigkeit) auf. Dies kann mit einem verringerten Grundölgehalt (zum Beispiel starke Entölung während des Betriebs) oder durch entstandene Alterungsprodukte erklärt werden.

Eine sensorische Prüfung kann hier erste Anhaltswerte liefern.

Allerdings kann alleine anhand einer sensorischen Prüfung noch keine verlässliche Aussage über den Probenzustand gemacht werden. Dies kann nur über geeignete analytische Methoden im Labor geschehen. Weiterhin ist die sensorische Prüfung subjektiv, also abhängig vom Betrachter. Die Ergebnisse können daher von Betrachter zu Betrachter variieren.

Analytische Schmierstoffprüfung

Es steht eine große Anzahl analytischer Prüfverfahren zur Verfügung. Die Auswahl, welche Methoden verwendet werden, richtet sich nach dem jeweiligen Einsatzfall der Probe oder der Zielrichtung der Fragestellung, zum Beispiel Anzeichen für Alterung oder Verschleiß. Häufig steht jedoch nur eine begrenzte Probenmenge zur Verfügung, wodurch eine Priorisierung der Prüfverfahren nötig ist.

Elementengehalt

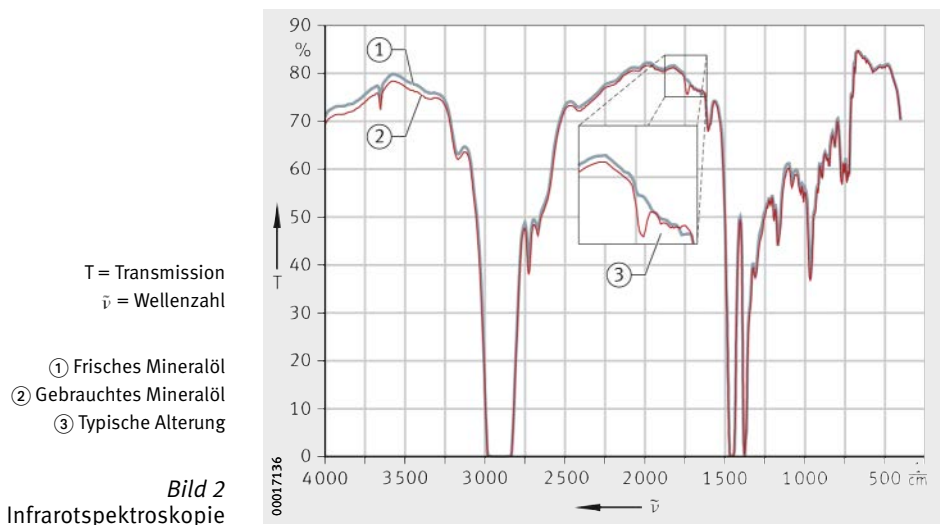
Der Elementengehalt einer Schmierstoffprobe kann zum Beispiel über optische ICP-Emissionsspektrometrie (ICP-OES) bestimmt werden. ICP-OES steht für Inductively Coupled Plasma Optical Emission Spectrometry, also Emissionsspektrometrie mittels induktiv gekoppelten Plasmas. Die Probe wird zunächst in einem geeigneten Lösemittel per Mikrowelle aufgeschlossen, um die chemischen Verbindungen zu lösen. In einem Argon-Plasma werden die Moleküle der Probe aufgebrochen und deren Atomionen zur Lichtemission angeregt. Die emittierte Wellenlänge dient zur Identifikation des Elements. Die Intensität der Lichtemission ist wiederum ein Maß für die Konzentration des jeweiligen Elementes. Liegt für eine Schmierstoffprobe der Elementengehalt einer Frischprobe als Referenz vor, so können Aussagen über Veränderungen getroffen werden. Dazu zählt zum Beispiel der Abbau bestimmter Additivelemente oder die Verunreinigung der Probe mit anorganischen Substanzen.

Sensorische und analytische Prüfung

Ein weiteres Verfahren zur Elementenbestimmung stellt die Röntgenfluoreszenz-Analyse (RFA) dar. Bei diesem zerstörungsfreien Verfahren werden die Atome einer Probe durch energiereiche Röntgenstrahlung zu Fluoreszenzstrahlung angeregt. Die Energie (Wellenlänge) der fluoreszierten Strahlung der Probe ist charakteristisch für das jeweilige Atom, die Intensität der Strahlung ist ein Maß für die Konzentration.

Infrarotspektroskopie

Ein Schmierstoff ist eine organische Substanz mit funktionalen Gruppen unterschiedlicher Struktur. Über die Einstrahlung von infrarotem Licht werden die Moleküle (genauer deren Bindungen) zur Schwingung angeregt, was zu Energieabsorption führt. Bei der Durchlicht-Infrarotspektroskopie wird gemessen, welcher Teil des infraroten Lichtes von der Probe absorbiert wird. Man erhält dadurch ein charakteristisches Spektrum der Probe. Über die Infrarotspektroskopie kann daher mit geringem Aufwand eine Aussage zum Aufbau eines Schmierstoffes getroffen werden, bei Schmierfetten zum Beispiel über Grundöl- und Verdickertyp. Zur Durchführung genügt meist eine sehr geringe Probenmenge, siehe Tabelle, Seite 156. Entstehen durch den Gebrauch Alterungsprodukte im Schmierstoff, so bilden diese im Infrarotspektrum gegebenenfalls charakteristische Banden aus. Über den Vergleich mit dem Infrarotspektrum einer entsprechenden Frischreferenz kann somit über eventuelle Abweichungen auf den Zustand einer Probe geschlossen werden. Dies macht die Infrarotspektroskopie zu einem leistungsfähigen Instrument in der chemischen Analytik organischer Substanzen, *Bild 2*.



Anteil fester Stoffe

Die Schmierstoffprobe wird über ein geeignetes Lösemittel im Ultraschallbad aufgeschlossen und die Lösung anschließend abfiltriert. Hierzu stehen Filter mit unterschiedlicher Porengröße zur Verfügung. Nach dem Trocknen wird der Filter dann quantitativ und qualitativ (optisch) ausgewertet. Erkennbare Partikel können gegebenenfalls noch zusätzlich untersucht werden, um auf die Herkunft und Wirkung der Partikel zu schließen. Zum Beispiel ermöglicht die Infrarotspektroskopie Aussagen über die Organik und die Energiedispersive Röntgenspektroskopie (EDX) Aussagen über die Anorganik.

Wassergehalt

Schon ein sehr geringer Eintrag von Wasser oder Feuchtigkeit in den Schmierstoff kann gravierende Schäden durch Korrosion oder Zusammenbruch des Schmierfilms hervorrufen, siehe Abschnitt Flüssige Verunreinigungen, Seite 143.

Das Karl-Fischer-Verfahren ermöglicht, den Wassergehalt einer Schmierstoffprobe durch Titration zu bestimmen. Der Vergleich mit dem Wassergehalt einer Frischprobe liefert eine Aussage über einen eventuellen Wassereintrag. Zu beachten ist hierbei, dass diese Untersuchung nur den derzeit vorliegenden Wassergehalt der Probe darstellen kann. Zwischen dem tatsächlichen Wassereintritt, der Probennahme und der Untersuchung kann zumindest ein Teil des Wassers wieder aus dem Schmierstoff verdampft sein.

Begünstigt wird dies durch erhöhte Temperatur, Unterdruck oder auch durch die Aufbewahrung der Probe in einem offenen Gefäß.

Viskosimetrie

Schmieröle sind im Betrieb einer mechanischen Belastung ausgesetzt. Dadurch können die Molekülketten aufbrechen, was zu einem Rückgang der Viskosität führt. Auch durch Verdünnung mit einer niedrigviskosen Flüssigkeit wie Benzin kann die Viskosität herabgesetzt werden. Auf der anderen Seite können Alterungsprodukte oder Verschmutzungen wie Ruß die Viskosität erhöhen.

Ein sehr gebräuchliches Verfahren zur Viskositätsbestimmung ist die Ubbelohde-Viskosimetrie. Dieses Verfahren nutzt die Kapillarkwirkung des Öles und gibt eine Aussage zur kinematischen Viskosität. Ein weiteres Verfahren ist die Rotations-Viskosimetrie, zum Beispiel mittels Stabinger-Viskosimeter. Diese Geräte bestimmen die dynamische Viskosität und die Dichte eines Schmierstoffes. Die kinematische Viskosität wird berechnet und ebenfalls ausgegeben. Beide Verfahren können für Newtonsche Flüssigkeiten verwendet werden. Für Nicht-Newtonsche Flüssigkeiten (strukturviskose Flüssigkeiten wie zum Beispiel Schmierfette) kann die Rheologie Aussagen zur scheinbaren Viskosität liefern. Bei diesen Stoffen ist die Viskosität eine Funktion von Zeit, Schergefälle und Temperatur. Anhaltswerte für die erforderliche Prüf-Mindestmenge an Schmierstoff, siehe Tabelle, Seite 156.

Sensorische und analytische Prüfung

Mindestmengen zur Schmierstoffprüfung

Aussage	Methode	erforderliche Mindestmenge	
		Fett ≈ g	Öl ≈ ml
■ Farbe	■ RAL-Farbcode	-	-
■ Schmierwirkung	■ Fingertest	-	entfällt
■ Identifikation ■ Alterung ■ Verschmutzung (qualitativ, quantitativ)	■ Infrarotspektroskopie	0,1	5 (Kapillare) 1 (Fenster)
■ Wassergehalt	■ Karl-Fischer-Titration (indirektes Verfahren)	0,5 bis 1	2
■ Alterung ■ Beanspruchung Scherung ■ Verdünnung (beispielsweise Kraftstoff)	■ Viskosimetrie	entfällt	6
■ Eisengehalt beziehungsweise Elementengehalt	■ Emissionsspektroskopie (ICP-OES)	0,1	15
	oder ■ Röntgenfluoreszenz-Analyse (RFA)	entfällt	10
■ Schmutzgehalt (Partikel > 1 µm oder > 11 µm je nach Filter) mit optischer Filterauswertung ■ Materialbestimmung	■ Filterung ■ Energiedispersive Röntgenanalyse (EDX)	0,5	10
		¹⁾	¹⁾
■ Konsistenz	■ Walkpenetration	500	entfällt

¹⁾ Elementanalyse des Filtrats oder Schmutzrückstandes.

Mechanisch-dynamische Prüfung

Wälzlager gehören in den meisten Fällen zu den mechanisch und dynamisch am höchsten beanspruchten Bauteilen. Von ihrer zuverlässigen Funktion hängen sehr oft auch Kernfunktionen der jeweiligen Anwendung ab. Der stetige Verlauf technischer Weiterentwicklung, wirtschaftlicher Optimierung und Leistungssteigerung führt dabei insbesondere im Wälzlager zu Beanspruchungsverdichtungen, die nicht zuletzt auch der Schmierstoff als Konstruktionselement tragen muss.

Einen für die jeweilige Anwendung optimalen Schmierstoff auszuwählen oder zu entwickeln ist dabei nur möglich, wenn man solche Schmierstoffe unter praxisingerechten Bedingungen hinsichtlich funktionsentscheidender Eigenschaften prüfen kann.

Im Gegensatz zur rein stofflichen Charakteristik, die im klassischen Chemielabor ermittelt wird, lässt sich das Funktionsverhalten eines Schmierstoffes im Wälzlager bis heute nur im Wälzlager selbst prüfen.

Diese mechanisch-dynamischen Prüfungen sind keine Simulation der realen Anwendung. Sie bilden vielmehr einzelne Funktionen des Schmierstoffes, wie beispielsweise dessen Verschleißschutzvermögen, im Lager ab. Die Prüfungen sind also Grundlage für die Leistungsbeurteilung von Ölen und Fetten. Sie werden mit unterschiedlichen Lagerbauarten und unter Bedingungen, die die jeweils ausfallrelevante Grenzen der realen Anwendungsfälle widerspiegeln, durchgeführt.

Kurztestverfahren, Elementprüfungen, Tribometer

Idealerweise sollten Prüfungen schnelle Ergebnisse ermöglichen und geringe Prüfkosten verursachen.

Weit verbreitet sind zum Beispiel folgende Prüfverfahren:

- VKA (Shell Vier-Kugel-Apparat)
- Stift-Scheibe-Prüfstand
- Almen-Wieland-Prüfmaschine
- SRV-Prüfmaschine
- Zweiseibenprüfstand.

Einige dieser Methoden werden bei der Entwicklung der Schmierstoffe eingesetzt, um schnell und kostengünstig Eigenschaftsänderungen zwischen einzelnen Entwicklungsmustern beziehungsweise Entwicklungsschritten feststellen zu können. Die Korrelation dieser Prüfmethode mit realen Anwendungen ist jedoch für die Leistungsbeurteilung von Schmierstoffen im Wälzlager nicht ausreichend. Leistungsprüfungen für Öle und Fette in Wälzlagern, siehe Abschnitt Wälzlagerprüfgeräte, Seite 158 und Abschnitt Sonderprüfungen für spezielle Anwendungen, Seite 166.

Mechanisch-dynamische Prüfung

Wälzlagerprüfgeräte

Es gibt eine Vielzahl von Wälzlagerprüfgeräten, deren Aufgabe es ist, Lager unter definierten Bedingungen zu prüfen. Ziel ist es immer, die Versuchsbedingungen so zu wählen, dass mit möglichst kurzer Prüfzeit ein Rückschluss auf die Leistungsfähigkeit in der realen Anwendung möglich ist. Hierbei ist zu beachten, dass der Schmierstoff nicht überbeansprucht und damit das Prüfergebnis verfälscht wird. Für die tribologische Beurteilung von Schmierstoffen in Wälzlagern haben sich einige Verfahren als besonders geeignet erwiesen und sind im Fall der FE8- und FE9-Prüfung nach DIN genormt. Diese Maschinen werden weltweit für die Schmierstoffbeurteilung eingesetzt.

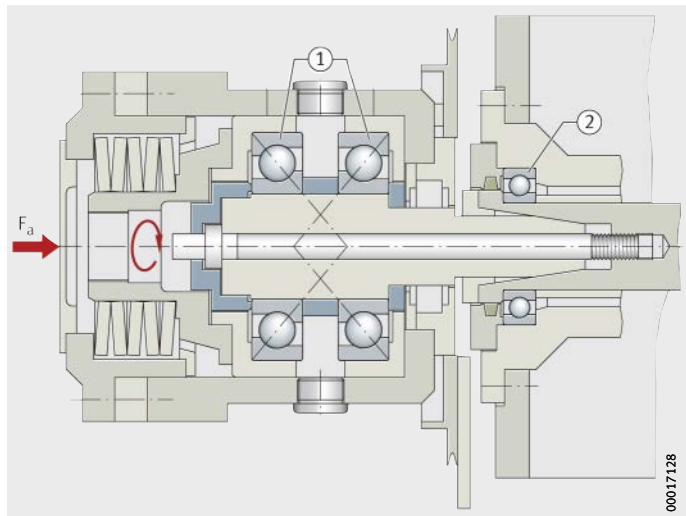
Prüfstand FE8

Mit dem FE8-Prüfstand wird das Verschleißschutzverhalten von Schmierstoffen bestimmt, *Bild 1*. Es können Öle und Fette geprüft werden. Er ist so konzipiert, dass sowohl Lager mit Punktkontakt als auch Linienkontakt eingesetzt werden können. Es besteht die Möglichkeit, Schrägkugellager, Kegelrollenlager und Axial-Zylinderrollenlager zu prüfen. Das Axial-Zylinderrollenlager wird nur für die Ölprüfung verwendet, mit den anderen Lagertypen können sowohl Fett- als auch Ölprüfungen durchgeführt werden. Der Prüfstand ist nach DIN 51819 genormt. Die Prüfergebnisse werden in verschiedenen Anforderungsnormen angewandt, wie zum Beispiel in der Getriebeölnorm DIN 51517.

F_a = Axiale Belastung

- ① Prüflager
- ② Hilfslager

Bild 1
Prüfstand FE8



- Belastungsbereich** Je nach Anforderung der Anwendung können Axiallasten von 5 kN bis 100 kN aufgebracht werden. Der Drehzahlbereich reicht von $7,5 \text{ min}^{-1}$ bis $4\,500 \text{ min}^{-1}$ (Sonderausführung bis $6\,000 \text{ min}^{-1}$). Im Test können nicht alle Last-Drehzahlkombinationen gefahren werden. Es gibt Last-Drehzahlkollektive, die sinnvoll sind und für die Vergleichsergebnisse vorliegen. Bei diesem Prüfverfahren können die unterschiedlichsten Schmierzustände unter immer gleichen Bedingungen geprüft werden, von extremer Mischreibung über moderate Mischreibung bis hin zum volltragenden Schmierfilm. Mit dem Axial-Zylinderrollenlager können extreme Mischreibung und Gleitung erzeugt werden.
- Sonderausführung** In einer Sonderausführung kommt ein Vorheizbehälter zur Anwendung. Mit dieser Erweiterung ist es möglich, spezielle Versuche für Papiermaschinen und Windkraftgetriebe durchzuführen. Das Öl wird vor dem Eintritt in den Vorheizbehälter mit destilliertem Wasser oder Prozesswasser kontaminiert, durchläuft den Behälter dann in einer Blechkaskade und gelangt danach in den Prüfkopf. Im temperierten Vorheizbehälter (je nach Art der Prüfung bei $+100 \text{ °C}$ oder $+120 \text{ °C}$) können sich Ölablagerungen bilden. Neben dem Verschleißschutz des Öls werden dann auch diese Ablagerungen und die Filtrierbarkeit des Öls beurteilt.

Mechanisch-dynamische Prüfung

Prüfstand FE9

Der Prüfstand FE9 ermittelt die Hochtemperatureignung von Schmierfetten für Wälzlager, *Bild 2*. Es wird jeweils ein Schrägkugellager mit einer definierten Menge Fett gefüllt, axial belastet und mit einer bestimmten Drehzahl betrieben. Je nach Verdicker und Grundöl erfolgt die Prüfung bei +100 °C bis maximal +250 °C. Es ist möglich, die Prüfung an offenen Lagern durchzuführen (Verfahren A), aber auch Einbaufälle mit beidseitigen Dichtungsblechen oder mit einem Fettdepot zu fahren.

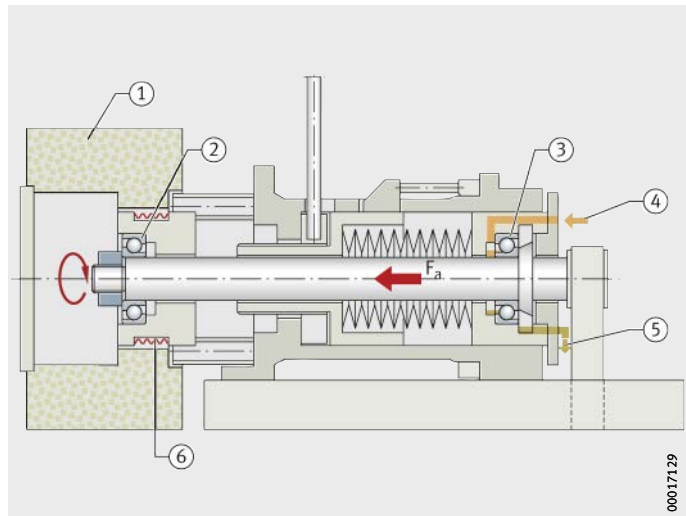
Meist angewandt, und in DIN 51821-2 auch genormt, ist die Prüfung A/1500/6000. Hier erfolgt die Prüfung mit dem offenen Lager mit 1500 N Axiallast bei einer Drehzahl von 6000 min⁻¹.

Auf den fünf Prüfköpfen des Prüfstandes werden immer fünf Prüfungen gleichzeitig durchgeführt. Ermittelt wird die Laufzeit bis zum Ausfall durch Reibungsanstieg. Mit den fünf Ausfallzeiten werden dann über eine Weibullauswertung die statistischen Versuchslaufzeiten B10 und B50 ermittelt. In Anwendungsnormen wie der DIN 51825 ist festgelegt, welche Laufzeiten bei bestimmten Temperaturen erreicht werden müssen. Die DIN 51825 gibt zum Beispiel vor, dass die Mindestlaufzeit F50 (B50) größer als 100 Stunden sein muss. Wird dieser Wert erreicht, kann als obere Temperatureinsatzgrenze die Prüftemperatur angegeben werden.

F_a = Axiale Belastung

- ① Isolierung
- ② Prüflager
- ③ Hilflager
- ④ Öleinlass
- ⑤ Ölauslass
- ⑥ Heizung

Bild 2
Prüfkopf FE9



Prüfstand A2

Dieser Prüfstand wird zur Prüfung des Verschleißschutzes von Ölen eingesetzt, *Bild 3*. Der Aufbau ist ähnlich dem des Prüfstandes FE8. Der Hauptunterschied liegt darin, dass die Prüfung mit einer Ölumpfschmierung erfolgt. Es werden deshalb nur geringe Ölmenngen benötigt. Beurteilt wird auch hier das Verschleißverhalten des Axial-Zylinderrollenlagers. Zusätzlich wird das Ergebnis vom Haftvermögen beziehungsweise Schlepverhalten des Öles beeinflusst, da die Wälzkörper nur in den Ölsumpf eintauchen und somit das Öl über nahezu den gesamten Umlauf mitnehmen müssen.

Die Prüfung läuft bei einer Drehzahl von 11 min^{-1} bei $51,5 \text{ kN}$ Axiallast ab.

Es sind Temperaturen bis $+160 \text{ °C}$ möglich.

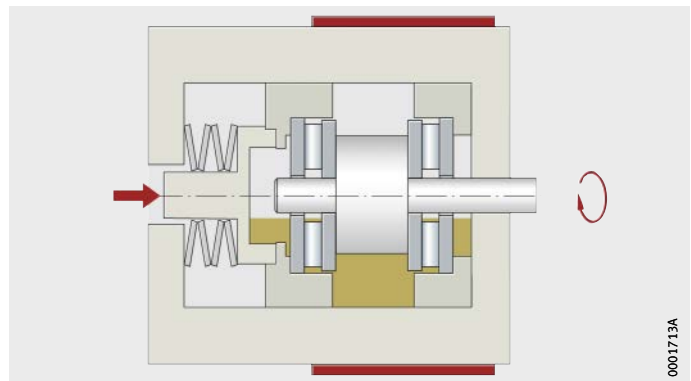


Bild 3
Prüfkopf A2

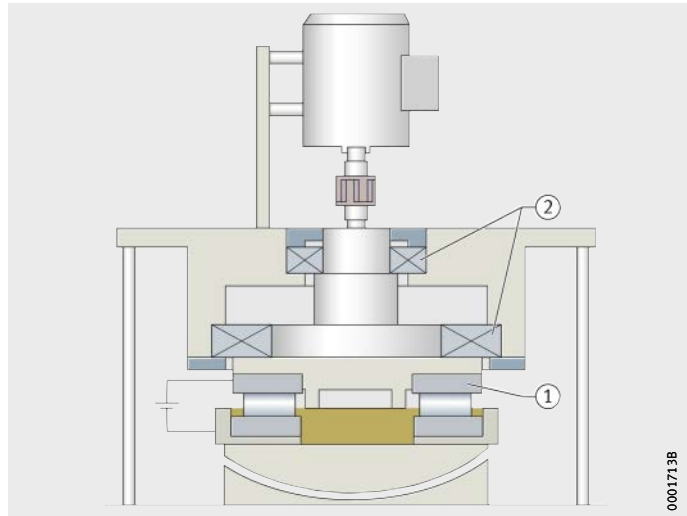
Mechanisch-dynamische Prüfung

Prüfstand LFT

Dieser Prüfstand dient der Beurteilung des Verschleißschutzes von Ölen und der Beurteilung der Schmierfilmbildung, *Bild 4*. Als Prüflager wird ein Axial-Zylinderrollenlager mit Kunststoffkäfig eingesetzt. Die Prüfung erfolgt mit senkrechter Welle. Das Prüflager taucht teilweise mit den Wälzkörpern in Öl ein. Gemessen werden der Verschleiß und die Kontaktspannung, diese gilt als Indikator für die Schmierfilmbildung. Möglich sind Drehzahlen zwischen 10 min^{-1} und $4\,000 \text{ min}^{-1}$ bei 0,5 kN bis 100 kN Axiallast.

- ① Prüflager
- ② Hilfslager

Bild 4
Prüfstand LFT



0001713B

Mechanisch-dynamische Prüfung

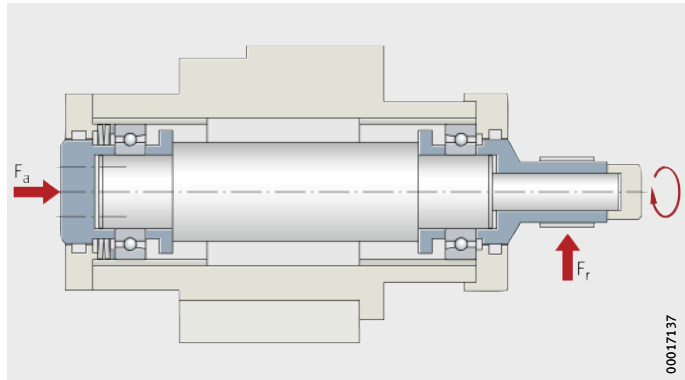
Prüfstand WS22

Fette für hohe Drehzahlen haben besondere Anforderungen an die Verdickersysteme und die Grundöle. Die Eignung solcher Fette wird auf speziell dafür entwickelten Hoch-Drehzahl-Prüfständen wie dem WS22 (Spindelprüfstand) geprüft, *Bild 6*.

Hier drehen zwei Präzisionsspindellager mit geringer Axial- und Radiallast bei Drehzahlen bis zu $60\,000\text{ min}^{-1}$. Das entspricht einem Drehzahlkennwert von $2\,000\,000\text{ min}^{-1} \cdot \text{mm}$. Diese Prüfung erfolgt bei drehendem Innenring. Ermittelt wird neben den Temperaturen am stehenden Außenring die Zeit bis zum Ausfall.

F_a = Axiale Belastung
 F_r = Radiale Belastung

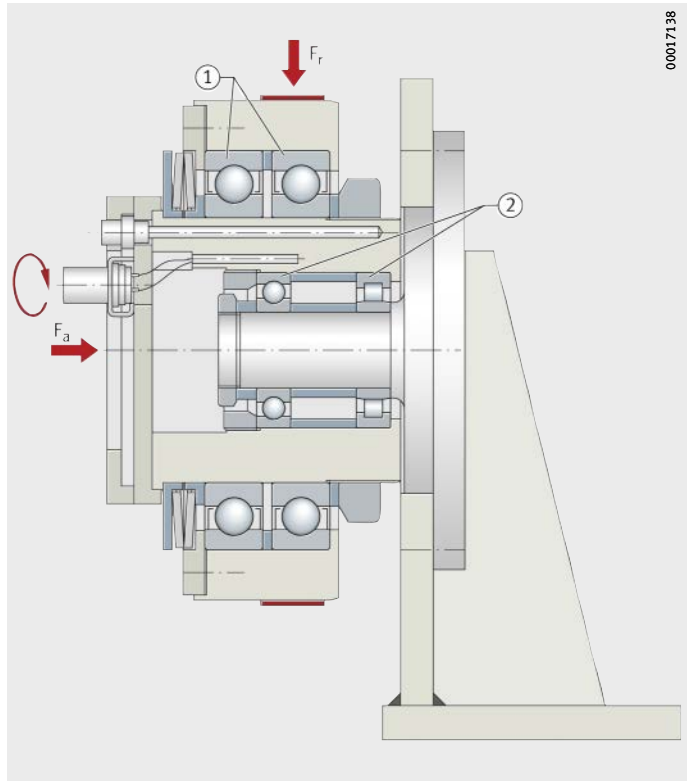
Bild 6
Prüfkopf WS22
(Spindelprüfstand)



Prüfstand WS10

In Anwendungen mit drehendem Außenring, insbesondere bei schnell laufenden Lagerungen, werden zusätzliche Anforderungen an das Fett gestellt. Um diese Anforderungen zu prüfen, wurde der Prüfstand WS10 entwickelt, *Bild 7*.

Der Antrieb erfolgt mittels eines Riemens, der das Lagergehäuse antreibt. Der Riemenzug und die Gewichtskraft erzeugen die Radiallast. Die Axiallast wird über Tellerfedern aufgebracht. Die maximale Außenring-Drehzahl beträgt $4\,000\text{ min}^{-1}$. Es sind Drehzahlkennwerte bis zu $650\,000\text{ min}^{-1} \cdot \text{mm}$ möglich.



F_a = Axiale Belastung
 F_r = Radiale Belastung

- ① Prüflager
- ② Hilfslager

Bild 7
Prüfkopf WS10
(drehender Außenring)

Mechanisch-dynamische Prüfung

Sonderprüfungen für spezielle Anwendungen FE8-Papiermaschinenprüfung

Dieser Test bildet die Umgebungsbedingungen einer Trockenpartie einer Papiermaschine ab. Das Verfahren beruht auf dem Prüfstand FE8 in der Sonderausführung mit Vorheizbehälter, siehe Abschnitt Prüfstand FE8, Seite 158. Für diese Prüfung werden praxisnahe Betriebsbedingungen gewählt.

Bei der Papiermaschinenprüfung sind das:

- Drehzahl 750 min^{-1}
- Axiallast 20 kN
- Temperatur 140 °C am Auslass des Vorheizbehälters
- Laufzeit 500 Stunden
- Zugabe von synthetischem Prozesswasser.

Windkraft 4-Stufen-Test

Bei diesem Prüfverfahren wurde versucht, alle bisher bekannten Schadensmechanismen in Windkraftgetrieben nachzubilden. Ziel ist es, durch diese vier Prüfungen ungeeignete Schmierstoffe im Vorfeld zu erkennen.

Stufe 1 Verschleißschutz bei extremer Mischreibung

Hier erfolgt die Prüfung ähnlich der Anforderung an Getriebeöle CLP nach der DIN 51517 auf dem Prüfstand FE8. Abweichend hiervon wird eine höhere Axiallast von 100 kN statt 80 kN verwendet. Diese Prüfung erfolgt im extremen Mischreibungsbereich und berücksichtigt neben den Anforderungen an den Wälzkörperverschleiß auch das Auftreten von Ripplings und sonstiger Oberflächenschäden.

Prüfbedingungen:

- Drehzahl $7,5 \text{ min}^{-1}$
- Axiallast 100 kN
- Temperatur $+80 \text{ °C}$
- Laufzeit 80 Stunden.

Stufe 2 Ermüdung bei moderater Mischreibung

Die Prüfung erfolgt auf dem Prüfstand FE8 unter moderaten Mischreibungsbedingungen. Zum Einsatz kommen hier Prüflager F-562831 mit einem Kunststoffschnappkäfig. Im Unterschied zum früheren verschraubten Kunststoffkäfig hat dieser Käfig zwei Taschen weniger. Die Prüflast wurde deshalb von 100 kN auf 90 kN reduziert. Nach einer Laufzeit von 800 Stunden dürfen keine Ripplings oder Pittings auftreten.

Prüfbedingungen:

- Drehzahl 75 min^{-1}
- Axiallast 90 kN
- Temperatur $+70 \text{ °C}$
- Laufzeit 800 Stunden.

Stufe 3 Additivreaktionen unter EHD-Bedingungen

Die Prüfung erfolgt unter EHD-Bedingungen auf dem Prüfstand L11. Geprüft wird die Aggressivität der Additive. Nach 700 Stunden Laufzeit dürfen keine Ausfälle an den Prüflagern 6206 auftreten, die durch Additive verursacht werden. Da die geforderte Prüflaufzeit ein Mehrfaches der rechnerischen Lagergebrauchsdauer darstellt, kann es durchaus vorkommen, dass es auch Ausfälle gibt, die nicht vom Schmierstoff verursacht wurden.

Prüfbedingungen:

- Drehzahl 9 000 min⁻¹
- Radiallast 8,5 kN
- Laufzeit 700 Stunden.

Stufe 4 Ölverhalten bei erhöhter Temperatur und Wasserzugabe

In vielen Anwendungen werden Getriebe durch die Umgebungsbedingungen mit Feuchtigkeit beaufschlagt oder es kommt zu Kondenswasserbildung im Getriebe. Diese Feuchtigkeit kann zu Additivreaktionen führen, die wiederum in Verbindung mit hohen Temperaturen Rückstandsbildungen und Filtrationsprobleme verursachen können. Gleichzeitig wirkt sich Feuchtigkeit negativ auf den Schmierfilm aus und Ausfällreaktionen der Additive können zu ungünstigen Reaktionsschichten im Lager führen. In Stufe 4 wird versucht, diese Aspekte in einer Prüfung abzubilden. Es kommt wieder der Prüfstand FE8 mit dem bereits beschriebenen Vorheizbehälter zum Einsatz.

Prüfbedingungen:

- Drehzahl 750 min⁻¹
- Axiallast 60 kN
- Temperatur +100 °C am Auslauf des Vorheizbehälters
- Laufzeit 600 Stunden.

Beurteilt werden das Erreichen der Laufzeit von 600 Stunden ohne Lagerausfall, die Rückstandsbildung, eventuell auftretende Filterblockaden und der Wälzkörperverschleiß.



Aufbewahrung und Handhabung

Aufbewahrung und Handhabung

	Seite
Aufbewahrung	Aufbewahrung von Wälzlagern 170
	Aufbewahrungsbedingungen 170
	Aufbewahrungszeiten 171
	Aufbewahrung von Wälzlagerfetten Arcanol 171
	Aufbewahrungsbedingungen 171
	Aufbewahrungszeiten 171
Handhabung	Maßnahmen nach Öffnen der Originalverpackung 172
	Nachkonservierung 172
	Manuelle Handhabung von Wälzlagern 172
	Auswaschen von Wälzlagern 172
	Vermischung von Korrosionsschutzöl mit Schmierfett 172

Aufbewahrung

Aufbewahrung von Wälzlagern

Das Leistungsvermögen moderner Wälzlager bewegt sich an den Grenzen des technisch Machbaren. Nicht nur die Werkstoffe, sondern auch Maßgenauigkeiten, Toleranzen, Oberflächengüten und die Schmierung sind auf maximale Funktion optimiert. Bereits die kleinsten Abweichungen in Funktionsbereichen, verursacht zum Beispiel durch Korrosion, können das Leistungsvermögen beeinträchtigen.

Um die volle Leistungsfähigkeit von Wälzlagern zu erhalten, müssen Korrosionsschutz, Verpackung, Aufbewahrung und Handhabung aufeinander abgestimmt sein. Korrosionsschutz und Verpackung sind Bestandteil des Produktes. Sie sind von Schaeffler dahin gehend optimiert, möglichst alle Eigenschaften des Produktes gleichzeitig zu konservieren. Neben dem Schutz der Oberflächen vor Korrosion sind hier vor allem Eigenschaften wie Notlaufschmierung, Reibung, Schmierstoffverträglichkeit, Geräuschverhalten, Alterungsbeständigkeit und Verträglichkeit mit Wälzlagerkomponenten (Messingkäfig, Kunststoffkäfig, Elastomerdichtung) wichtig. Korrosionsschutz und Verpackung sind von Schaeffler auf diese Eigenschaften abgestimmt. Dabei ist eine Aufbewahrung vorausgesetzt, wie sie für hochwertige Güter üblich ist.

Aufbewahrungsbedingungen

Grundvoraussetzung für die Aufbewahrung ist ein geschlossener Lagerraum, in dem keine aggressiven Medien einwirken können, wie zum Beispiel Abgase von Fahrzeugen oder Gase, Nebel oder Aerosole von Säuren, Laugen oder Salzen. Ebenso ist direktes Sonnenlicht zu vermeiden.

Die Aufbewahrungstemperatur sollte möglichst konstant sein und die Luftfeuchtigkeit möglichst niedrig. Temperatursprünge und erhöhte Luftfeuchtigkeit führen zu Kondenswasserbildung.

Folgende Bedingungen sind einzuhalten:

- Frostfreie Lagerung bei einer Mindesttemperatur von +5 °C (sichere Vermeidung von Reifbildung, bis zu 12 Stunden am Tag bis +2 °C erlaubt)
- Maximaltemperatur +40 °C (Vermeidung übermäßigen Ablaufens von Korrosionsschutzölen)
- Relative Luftfeuchtigkeit kleiner 65% (bei Temperaturänderungen maximal bis zu 12 Stunden am Tag bis zu 70% erlaubt).



Temperatur und Luftfeuchtigkeit müssen permanent überwacht werden!

Aufbewahrungszeiten

Wälzlager sollten nicht länger als 3 Jahre aufbewahrt werden. Dies gilt sowohl für offene als auch für befettete Wälzlager mit Deckel oder Dichtung. Speziell die befetteten Wälzlager sollten möglichst nicht zu lange aufbewahrt werden, weil Schmierfette ihr chemisch-physikalisches Verhalten während der Aufbewahrung verändern können. Auch wenn die Mindestleistungsfähigkeit erhalten bleibt, können doch Sicherheitsreserven des Schmierfettes abgebaut werden. In der Regel sind Wälzlager auch nach Überschreiten der zulässigen Aufbewahrungszeiten noch verwendbar, wenn die Aufbewahrungsbedingungen während des Einlagerns und des Transports eingehalten wurden. Werden die Aufbewahrungszeiten überschritten, empfiehlt sich vor Verwendung des Lagers zumindest eine Überprüfung auf Korrosion, den Zustand des Korrosionsschutzöles und gegebenenfalls den Zustand des Schmierfettes.

Aufbewahrung von Wälzlagerfetten Arcanol Aufbewahrungsbedingungen

Für die Wälzlagerfette gelten die gleichen Aufbewahrungsbedingungen wie für Wälzlager. Dabei wird immer vorausgesetzt, dass das Wälzlagerfett Arcanol in verschlossenen, vollgefüllten Originalgebinden aufbewahrt wird.

Aufbewahrungszeiten

Wälzlagerfette Arcanol sind bei Einhaltung der Aufbewahrungsbedingungen im geschlossenen Originalgebinde ohne Leistungsverlust für maximal 3 Jahre lagerbar. Wie bei Wälzlagern gilt auch hier, dass die zulässige Aufbewahrungszeit nicht als starre Grenze zu sehen ist. Wälzlagerfette sind Mischungen aus Öl, Verdicker und Additiven. Solche Mischungen aus flüssigen und festen Stoffen sind nicht unbegrenzt stabil, man spricht von einem metastabilen Zustand. Sie können während der Aufbewahrung ihre chemisch-physikalischen Eigenschaften verändern und sollten deshalb bald verbraucht werden. Im Zweifelsfall empfiehlt sich bei Verwendung älterer Schmierfette eine stichprobenartige chemisch-physikalische Überprüfung auf Fettveränderungen. Aus diesem Grund können für angebrochene Gebinde keine Aufbewahrungszeiten genannt werden. Wenn angebrochene Gebinde aufbewahrt werden sollen, ist in jedem Fall die Fettoberfläche glatt zu streichen, das Gebinde luftdicht zu verschließen und so zu lagern, dass sich der Hohlraum oben befindet. Vermieden werden sollten auf jeden Fall höhere Temperaturen. Bei der Überprüfung älterer Schmierfette kann von Schaeffler dienstleistend Hilfestellung für die Risikoabschätzung einer weiteren Aufbewahrung oder Verwendung gegeben werden.

Handhabung

Maßnahmen nach Öffnen der Originalverpackung

Die Verpackung ist Bestandteil des Korrosionsschutzes für Wälzlager. Wälzlager sollten immer bis zur unmittelbaren Montage in der Originalverpackung verbleiben. Nach Öffnen der Originalverpackung besteht erhöhte Korrosionsgefahr durch Luftfeuchtigkeit und durch Partikel, die auf die Stahloberfläche gelangen können. Müssen Wälzlager bis zu ihrer endgültigen Verwendung der Verpackung entnommen werden, so müssen diese immer abgedeckt und bei möglichst niedriger Luftfeuchtigkeit aufbewahrt werden. Als Schutz kann entweder die Originalverpackung oder eine gleichartige Polyethylen- oder Polypropylenfolie weiterverwendet werden.

Nachkonservierung

Wird das Korrosionsschutzöl von der Stahloberfläche entfernt, empfiehlt sich ein Nachkonservieren mit Korrosionsschutzöl, VCI-Papier oder VCI-Folie, je nach Art der nachfolgenden Schmierung (VCI = Volatile Corrosion Inhibitor). Schmierstoffe auf Mineralölbasis sind praktisch mit allen handelsüblichen Korrosionsschutzölen verträglich, zum Beispiel dem Schaeffler Arcanol Anticorrosion Oil, siehe Abschnitt Vermischung von Korrosionsschutzöl mit Schmierfett.

Manuelle Handhabung von Wälzlagern

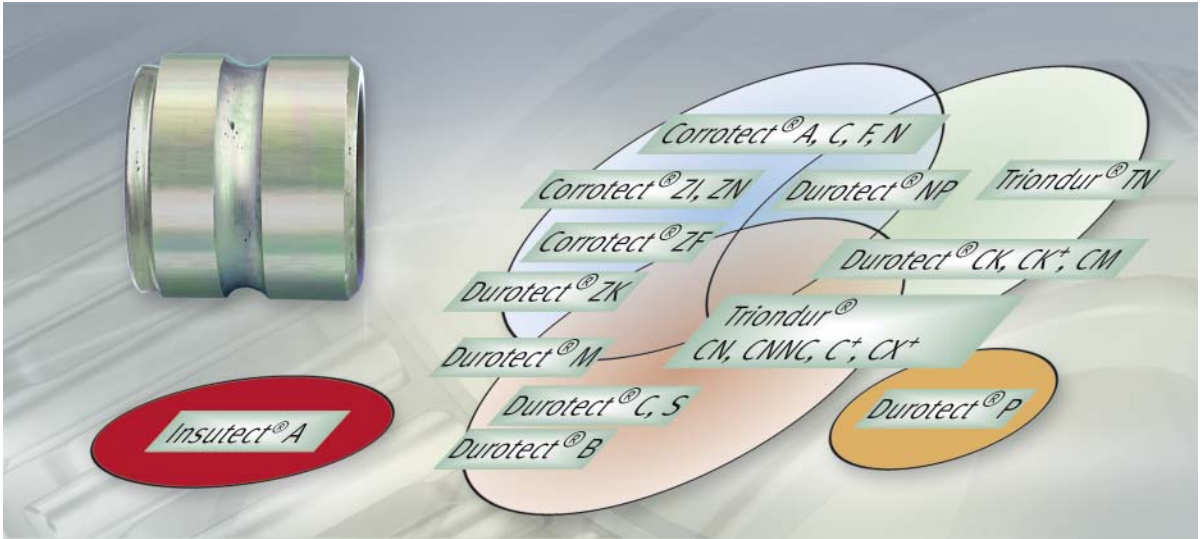
Wälzlager sollten nicht mit bloßen Händen angefasst werden, da Fingerabdrücke auf der Stahloberfläche zurückbleiben, die an diesen Stellen zu erhöhter Korrosionsgefahr führen. Weiterhin gibt es Menschen, die auf Mineralölprodukte allergisch reagieren. Das Tragen von Handschuhen wird dringend empfohlen.

Auswaschen von Wälzlagern

Müssen Wälzlager ausgewaschen werden, um das Korrosionsschutzöl oder eine bereits vorhandene Befettung zu entfernen, sind die trockenen Wälzlager anschließend extrem korrosionsgefährdet, siehe Abschnitt Reinigung verschmutzter Lager, Seite 148. Eine Nachkonservierung ist umgehend erforderlich.

Vermischung von Korrosionsschutzöl mit Schmierfett

Geringe Anteile Korrosionsschutzöl sind mit praktisch allen Schmierfetten auf Mineralölbasis verträglich. Dabei soll die Korrosionsschutzölmenge maximal 8% der Schmierstoffmenge betragen. Ausnahme sind Schmierfette, die Bentonite als Verdicker enthalten. Diese können durch die Korrosionsschutzadditive erweichen oder sich im Extremfall verflüssigen. Schmierfette auf Syntheseölbasis sind in der Regel nicht mit Korrosionsschutzölen auf Mineralölbasis verträglich. Dort ist Korrosionsschutz durch VCI-Papier oder VCI-Folie zu verwenden oder ein speziell auf den jeweiligen Schmierstoff abgestimmtes Korrosionsschutzöl sowie entsprechende Verpackung (VCI = Volatile Corrosion Inhibitor).



Trockenlauf und Mediensmierung Beschichtungen

Trockenlauf und Mediensmierung Beschichtungen

	Seite
Trockenlauf und Mediensmierung	Lageroptimierung 176
	Beschichtete Hochleistungsstähle 176
	Hochtemperaturkunststoffe 177
	Keramik 178
	Verschleißbeständigkeit 179
Beschichtungen	Entwicklungszentrum für Oberflächentechnik 181
	Einsatz von Beschichtungen 181
	Beschichtungsarten 181
	Beispiele 182
	Gegen Korrosion und Passungsrost 182
Gegen Verschleiß, Reibung und Schlupfschäden 184	

Trockenlauf und Mediensmierung

Trockenlauf von Wälzlagern ist gefordert, wenn Extrembedingungen, zum Beispiel Vakuum oder Extremtemperaturen, den Einsatz von Öl oder Fett nicht ermöglichen oder zulassen. In bestimmten Anwendungsfällen, zum Beispiel in Pumpen oder Verdichtern, kann es vorteilhaft sein, wenn die Lager mit dem Umgebungsmedium betrieben werden.

Bei mäßiger Belastung und Drehzahl weisen gut geschmierte und abgedichtete Lager auch nach langen Betriebszeiten keinen nennenswerten Verschleiß auf. Liegt unter Trockenlauf oder Mediensmierung aber kein ausreichend trennender Schmierfilm vor, können sich unterschiedliche Schäden ergeben. Dazu zählt adhäsiver und abrasiver Verschleiß, Heißlauf, Ermüdung und Korrosion.

Lageroptimierung

Um derartige Schäden zu vermeiden oder herauszuzögern, ist eine Lageroptimierung im Hinblick auf Material, Oberfläche, Geometrie und Schmierung erforderlich. Einen bedeutenden Anteil hat hierbei die Auswahl geeigneter Materialien für Wälzlagerringe, Wälzkörper und Käfige.

Beschichtete Hochleistungsstähle

Zur Beurteilung der Korrosionsbeständigkeit werden Stähle und Beschichtungen einem genormten Salzsprühetest nach DIN EN ISO 9227 unterzogen, *Bild 1* und *Bild 2*.

- ① Cronitect®
- ② 440C-Stahl



Bild 1
Korrosionsbeständigkeit,
Vergleich nach 24 h Salzsprühetest

- ① Cronitect®
- ② 440C-Stahl



Bild 2
Korrosionsbeständigkeit,
Vergleich nach 500 h Salzsprühetest

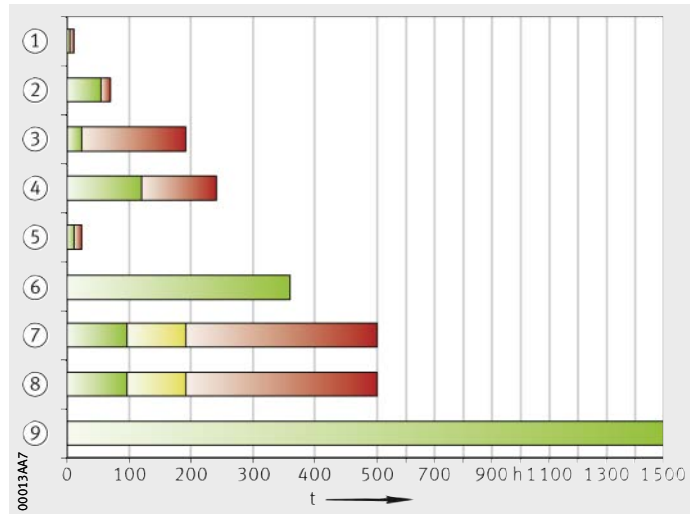
Die Bilder zeigen deutlich die hervorragende Korrosionsbeständigkeit der Hochleistungsstähle Cronidur® und Cronitect® im Vergleich zu den klassischen Nirostählen.

Während der typische Wälzlagerstahl X46Cr13 schon nach etwa 6 Stunden deutliche Korrosionsspuren aufweist, sind Cronidur® und Cronitect® im Vergleich zu den Nirostählen und Beschichtungen um bis zu 200-fach beständiger, *Bild 3*.

t = Korrosionsbeständigkeit in Stunden

- ① X46Cr13
- ② X105CrMo17 (440C)
- ③ Durotect® CK (Protect A), 2 µm
- ④ Durotect® CK+ (Protect B), 2 µm
- ⑤ Durotect® CM, 2 µm
- ⑥ Durotect® CM, 50 µm, bis 360 h möglich, abhängig von Nachbehandlung
- ⑦ Corrotect® A*, Cr(VI)-frei
- ⑧ Corrotect® C, Cr(VI)-haltig
- ⑨ Cronitect®

Bild 3
Korrosionsbeständigkeit
Vergleich: Nirostähle,
Beschichtungen, Cronitect®

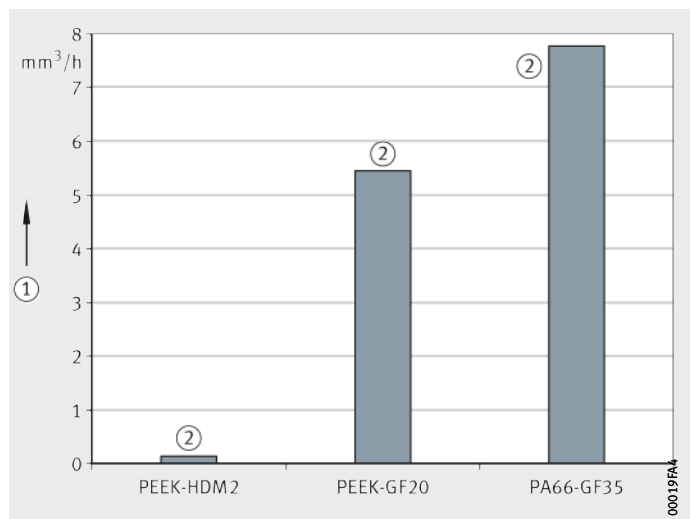


Hochtemperaturkunststoffe

Hochtemperaturkunststoffe wie PEEK (Polyetheretherketon) bieten eine hohe Temperaturbeständigkeit. Die Verschleißfestigkeit wird zusätzlich durch die gezielte Auswahl von Füllstoffen optimiert und ist deutlich besser als der häufig für Käfige verwendete Standardwerkstoff PA66, glasfaserverstärkt, *Bild 4*.

- ① Volumenverlust
- ② Kunststoffkäfig und Stahl-Wälzkörper

Bild 4
Verschleiß unterschiedlicher
Käfigwerkstoffe bei Trockenlauf



Trockenlauf und Mediensmierung

Polyetheretherketon ist als teilkristallines Material auch bei hohen Temperaturen sehr beständig gegenüber Chemikalien sowie organischen und anorganischen Flüssigkeiten, siehe Tabelle. PEEK eignet sich sehr gut für Wälzlagerkäfige, Kopfstücke an Linearführungen sowie Ummantelungen von Laufrollen.

Chemische Beständigkeit PEEK

Medium	max. Chlorid-Konzentration mg/l	max. Konzentration	Temperatur + °C	beständig
Natronlauge NaOH	500	5%	90	ja
Phosphorsäure H ₃ PO ₄	200	5%	90	
Salpetersäure HNO ₃	200	5%	90	
Schwefelsäure H ₂ SO ₄	150	1,5%	60	
Peressigsäure (Aseptik)	100	500 mg/l	40	
	5	2 000 mg/l	60	
Peressigsäure (Aseptik)	5	4 000 mg/l	60	
	5	4 000 mg/l	60	
Monobromessigsäure oder Monochloressigsäure	100	1% gemischt mit je 1%: H ₃ PO ₄ , HNO ₃ , H ₂ SO ₄	30	
NaOH + NaOCl chloralkalische Reiniger	300	5%	70	
Aktivchlor NaOCl	300	300 mg/l aktives Chor	60	
			20	
Heißwasser	100	–	125	
Dampf, ca. 0,5 bar	100	–	110	
Ozon	80	3 mg/l	30	

Keramik

Als wichtige Werkstoffgruppe für Wälzlagerkomponenten hat sich Keramik inzwischen fest etabliert. Da dieser Werkstoff über eine Reihe hervorragender Eigenschaften verfügt, werden in Kombination mit Beschichtungen, Sonderwerkstoffen oder ganz spezifischen Anforderungen der Anwendung immer häufiger Wälzkörper aus Siliziumnitrid Si₃N₄ verwendet.

So ist aufgrund der tribologischen Eigenschaften der Materialpaarung Keramik zu Stahl die Verschleißfestigkeit deutlich höher als bei einer Stahl-Stahl-Paarung. Besonders in Verbindung mit den sehr verschleißfesten Hochleistungsstählen Cronidur[®] und Cronitect[®] wird mit Keramikwälzkörpern auch bei Trockenlauf oder Medienbeaufschlagung eine hohe Gebrauchsdauer der Lager erzielt.

Verschleißbeständigkeit

Beschichtungen können nicht nur die Korrosionsbeständigkeit, sondern auch die Verschleißfestigkeit von Oberflächen verbessern.

Verschleißergebnisse eines Trockenlaufversuchs von einem Standard-Schräggugellager im Vergleich zu einem Schräggugellager mit optimierter Werkstoffauswahl zeigen *Bild 5* und *Bild 6*.

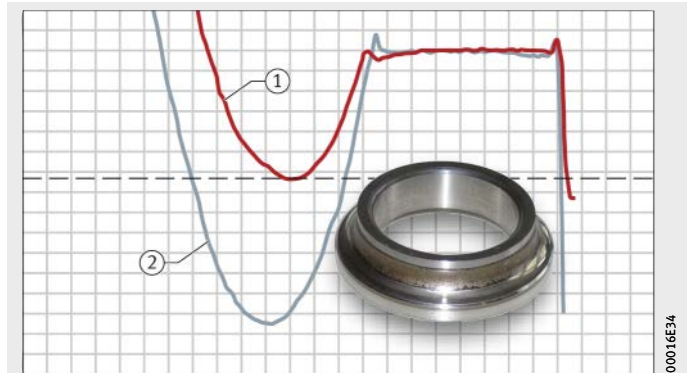
Es lagen folgende Testbedingungen vor:

- Lagertyp: ACBB 7205-B
- Drehzahl $n = 1000 \text{ min}^{-1}$
- Hertz'sche Pressung $p_H = 1350 \text{ N/mm}^2$
- Schmierung: Trockenlauf
- Temperatur: Raumtemperatur.

Lagerringe: 100Cr6
Kugeln: 100Cr6
Käfig: PA66-GF25

- ① Oberflächenkontur bei Testbeginn
- ② Oberflächenkontur bei Testende

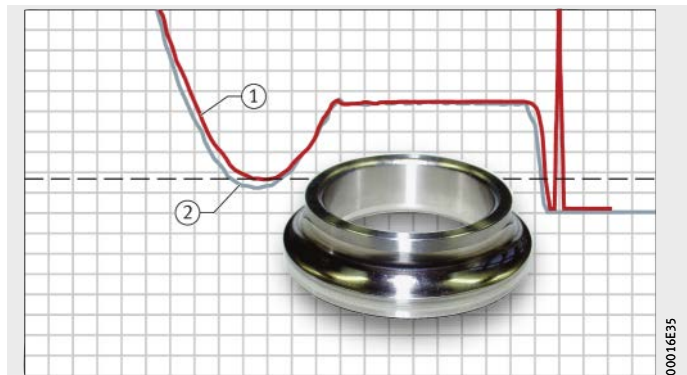
Bild 5
Trockenlaufversuch
mit Standardmaterial



Lagerringe: Cronitect®
Kugeln: Si₃N₄
Käfig: PEEK-HDM2

- ① Oberflächenkontur bei Testbeginn
- ② Oberflächenkontur bei Testende

Bild 6
Trockenlaufversuch
mit optimiertem Material



Welche Materialien eingesetzt werden, ob eine Beschichtung sinnvoller ist oder ob korrosionsbeständige Stähle technisch besser und wirtschaftlicher sind, hängt grundsätzlich von der jeweiligen Anwendung ab.

Beschichtungen

Auf dem Gebiet innovativer Oberflächen- und Beschichtungstechnik ist die Schaeffler Gruppe bereits seit vielen Jahren führend. Mithilfe spezieller Verfahren wird die Funktionalität von Oberflächen für viele Anwendungsbereiche optimiert. Im Fokus stehen dabei Produkteigenschaften wie Verschleißfestigkeit, Gleiteigenschaft beziehungsweise Reibungsreduzierung, Glanz, Optik, elektrische und thermische Leitfähigkeit beziehungsweise Isolation sowie Korrosionsschutz. Unter den Marken Corrotect[®], Triondur[®], Durotect[®] und Insutect bietet Schaeffler erfolgreich beschichtete Bauteile an, *Bild 1*.

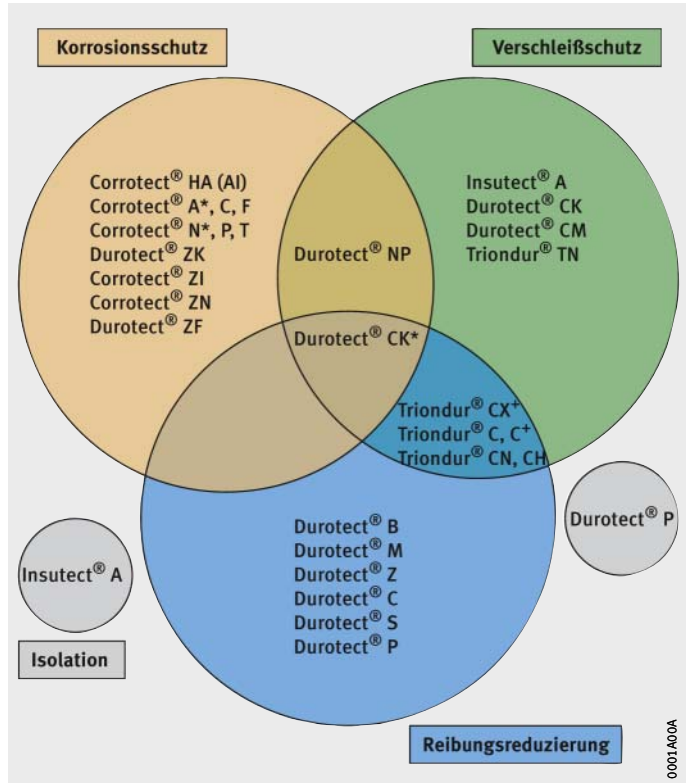


Bild 1
Schichtsysteme und
ihre Anwendungsgebiete

Entwicklungszentrum für Oberflächentechnik

Mit dem Entwicklungszentrum für Oberflächentechnik hat die Schaeffler Gruppe weitere Voraussetzungen und Möglichkeiten geschaffen, um theoretische Ansätze für optimierte Bauteile erfolgreich in die Praxis umzusetzen. Das Leistungsspektrum des Oberflächentechnikums umfasst alle Schritte und Kapazitäten, von der Entwicklung anwendungsorientierter Schichtsysteme bis hin zur Serienproduktion. Die Schichtentwicklung erfolgt auf Anlagen, die baugleich in den Produktionswerken zu finden sind, sodass eine Überführung in die Serie schnell und robust erfolgen kann. Mit dem Oberflächentechnikum stehen den Entwicklungsingenieuren bei Schaeffler nun Anlagen und Kapazitäten zur Verfügung, die neue Möglichkeiten, besonders in der Kombination unterschiedlicher Verfahren und Materialien, eröffnen.

Einsatz von Beschichtungen

Lager und Präzisionsbauteile der Schaeffler Gruppe bieten ein hohes Leistungsvermögen und eine hohe Gebrauchsdauer. Mit ihnen stehen dem Anwender für den größten Teil der Anforderungen ausgefeilte und wirtschaftliche Lösungen zur Verfügung. Trotzdem können Betriebsbedingungen auftreten, unter denen die Standardausführungen an Grenzen stoßen. In solchen Fällen können Beschichtungen in unterschiedlichster Ausführung eine Lösung sein, die Gebrauchsdauer eines Bauteiles zu erhöhen.

Beschichtungen kommen zum Einsatz:

- Für den Korrosionsschutz und zur Vermeidung von Passungsrost
- Zur Verschleißreduzierung vor allem bei Mischreibung, zur Verbesserung des Reibungsverhaltens und zur Vermeidung von Schlupfschäden
- Als Isolierung, um den Stromdurchgang zu minimieren.

Beschichtungsarten

Beschichtungen werden auf Oberflächen von Bauteilen aufgebracht, ohne dass zwischen Schicht und Grundmaterial eine thermochemische Diffusion eingegangen wird. In der Schaeffler Gruppe kommt eine Vielzahl von Beschichtungen zur Anwendung. Sie werden auf unterschiedlichste Weise aufgebracht und haben verschiedenste Vorteile für das Bauteil. Sie sind immer individuell der Einbausituation anzupassen. In vielen Fällen genügt es, nur ein Teil beziehungsweise einen der Wälzpartner zu beschichten. Die Tabelle Schichtsysteme, Seite 186 gibt einen Überblick über die bei Schaeffler eingesetzten Beschichtungen, sortiert nach den Haupteinsatzbereichen. Für jede Beschichtungsart sind Merkmale, Vorteile und Nutzen angegeben. Konkrete Anwendungen und Referenzen werden ausführlich in der TPI 186 dargestellt.

Beschichtungen

Beispiele Gegen Korrosion und Passungsrost

Um Korrosion und Passungsrost vorzubeugen, haben sich die Beschichtungssysteme Corrotect® A* und N* bewährt. Die Beschichtungen sind silberfarbig irisierend.

Sie bestehen aus einer ZnFe-Legierung mit Dickschichtpassivierung mit Schichtdicken zwischen 2 µm und 5 µm.



Bild 2
Beschichtetes und
unbeschichtetes Teil nach 24 h
im Salzsprühnebeltest

Vorteile

Die Beschichtungssysteme bieten sehr guten Korrosionsschutz (im Salzsprühnebeltest nach DIN EN ISO 9227 mindestens 192 Stunden gegen Grundmetallkorrosion bei Gestellbeschichtung ohne Wärmebehandlung), *Bild 2*. Sie sind daher ein kostengünstiger, alternativer, kathodischer Korrosionsschutz.

Anwendung Die Beschichtungen sind besonders geeignet für kleinere Lager und Lagerumbauteile, bei denen erhöhte Korrosionsbeständigkeit gefordert wird, zum Beispiel Nadelhülsen und dünnwandige Bauteile in großen Stückzahlen. Diese finden beispielsweise im Landmaschinenbereich, im Automotive-Bereich oder der Industrie Anwendung, *Bild 3* und *Bild 4*.

Bild 3
Transportband
in der Getränkeherstellung



Bild 4
Mähdrescher



Beschichtungen

Gegen Verschleiß, Reibung und Schlupfschäden

Um Verschleiß, Reibung und Schlupfschäden zu reduzieren, haben sich die Beschichtungssysteme **Triondur® C, C+, CX+** (PVD/(PA)CVD-Hartstoffschichten) bewährt. Die Beschichtungen sind anthrazit bis schwarz und haben eine Härte über 1000 HV, *Bild 5*.

Sie bestehen teilweise aus mehrlagigen, amorphen, wasserstoffhaltigen Kohlenstoffschichten, die metall- oder nichtmetalldotiert sind. Sie haben eine glatte Oberflächenstruktur und sind 0,5 µm bis 4 µm dick.



Bild 5
Tassenstößel mit Triondur® CX+

Vorteile

Die Reibung im trockenen Zustand ist zwischen Beschichtung und Stahl bis zu 80% geringer als im Vergleich zu einer Stahl-Stahl-Paarung. Der niedrige Reibungswert ist vor allem bei adhäsivem Verschleiß günstig. Die Beschichtung zeichnet sich durch hohen Verschleißwiderstand im Mischreibungsbereich aus. Die hohe Härte bringt auch eine hohe Verschleißfestigkeit mit sich. Die Beschichtungen eignen sich ideal bei Schlupfgefahr und großen Lagerbauteilen.

Anwendungen

Diese Beschichtungen eignen sich zum Beispiel für:

- Tonnenrollen in Pendelrollenlagern für Papierkalender
- Käfige mit beschichtetem Außendurchmesser in der Druckindustrie
- Ventiltriebskomponenten wie zum Beispiel Tassenstößel, *Bild 5*, Seite 184
- Präzisionsbauteile für Dieseleinspritzung, *Bild 6*.



Bild 6
Steuerkolben für Dieselinjektoren

Beschichtungen

Schichtsysteme

Bezeichnung Schichtsystem	Anmerkung	Hauptfunktion		
		Korrosionsschutz	Verschleißschutz	Reibungsreduzierung
Corrotect® A		■		
Corrotect® N	CT004	■		
Corrotect® P	Lacke	■		
Corrotect® ZK	Zink CT010 – CT013	■		
Corrotect® ZI	Zink-Eisen CT020 – CT023	■		
Corrotect® ZN	Zink-Nickel CT030 – CT033	■		
Corrotect® ZF	Cr(VI)-frei CT100	■		
Durotect® NP	Chemisch-Nickel CT200 – CT205	■	■	
Durotect® HA	Hartanodisation (Al)	■	■	
Durotect® CK	(Protect A im Linearbereich) kolumnare Dünnschichtverchromung CT230		■	
Durotect® CK+	kolumnare Dünnschichtverchromung + Chrommischoxid CT231	■	■	■
Durotect® CM	mikrorissige Dünnschichtverchromung CT220 – CT224		■	
Durotect® B	Eisenmischoxid CT240			■
Durotect® M	Mn-Phosphat CT260 – CT261			■
Durotect® Z	Zn-Phosphat CT250 – CT251			■
Durotect® C	Kupfer CT270			■
Durotect® S	Silber CT271			■
Durotect® P	polymerbasierte Beschichtung CT700 – CT702			■
Insutect® A	Aluminiumoxid			
Triondur® CN	Cr _x N CT400 – CT404		■	■
Triondur® CNN	CrN/CrC CT405 – CT408		■	■
Triondur® C	a-C:H:Me CT420		■	■
Triondur® C+	a-C:H CT450 – CT479		■	■
Triondur® CX+	a-C:H:X CT480 – CT509		■	■
Triondur® TN	TiN CT415 – CT419		■	
Triondur® CH	ta-C CT520 – CT529		■	■

Zusatzfunktion	Haupteinsatzgebiet Besonderheit
	Bereich Automotive, Riementrieb, Schaltwellen, Cr(VI)-frei
	Bereich Automotive, Riementrieb, Arretierungen Cr(VI)-frei
	Bereich Automotive, Riementrieb
	Bereich Industrie/Automotive
	Bereich Industrie/Automotive, Riementrieb, Lagerkomponenten, Schrauben
	Bereich Industrie/Automotive, Riementrieb, Lagerkomponenten, Schrauben
	Bereich Industrie/Automotive, Fahrwerktechnik, Lagerkomponenten, Schrauben
Stromisolation	
leichter Korrosionsschutz, leicht verringerte Reibung	
leichter Korrosionsschutz, leicht verringerte Reibung	
verbessert Einlaufverhalten, reduziert Schlupfschäden, leichter Korrosionsschutz	Bereich Industrie/Automotive, Lagerkomponenten
verbessert Einlaufverhalten, leichter Korrosionsschutz, Notlaufschmierung	Bereich Aerospace, Lagerkomponenten
temporärer Korrosionsschutz, Schutz gegen Passungsrost	Bereich Industrie/Aerospace, Linearführungen, Lagerkomponenten
Notlaufschmierung	Bereich Industrie
Notlaufschmierung	Linearführungen, Lagerkomponenten
	Bereich Industrie, Lagerringe
	Stromisolation, Bereich Industrie, Schienenfahrzeuge, Elektromotoren
	Bereich Automotive, Ventiltriebskomponenten
	Bereich Automotive, Ventiltriebskomponenten
reduziert Schlupfschäden	Bereich Industrie/Automotive, Lagerkomponenten, Wälzlager, Motorelemente
	Bereich Industrie/Automotive Motorelemente, Lagerkomponenten
minimale Reibung im Ventiltrieb	Bereich Automotive, Ventiltriebskomponenten, Lagerkomponenten
	Bereich Aerospace, Lagerkomponenten
	Bereich Automotive



Industrieservice

Industrieservice

	Seite
Industrial Aftermarket	
Angebotsspektrum	190
Zustandsüberwachung	
Fettsensor FAG GreaseCheck	192
Ölsensor FAG Wear Debris Check.....	193
Nachschmiersysteme	
Einzelpunkt-Schmierstoffgeber	194
Kleinschmiersysteme	194

Industrial Aftermarket

Angebotsspektrum

Der Schaeffler Industrial Aftermarket (IAM) verantwortet das Ersatzteil- und Servicegeschäft für Endkunden und Vertriebspartner in allen wichtigen Industriesektoren. Mit innovativen Lösungen, Produkten und Dienstleistungen rund um Wälz- und Gleitlager bietet der Servicebereich des Industrial Aftermarket ein umfangreiches und alle Lebenszyklusphasen des Wälzlagers abdeckendes Portfolio an, das alle Lebenszyklusphasen des Wälzlagers abdeckt und die Gesamtkosten (TCO) berücksichtigt, *Bild 1*.



Bild 1
Industrial Aftermarket

Das Angebotsspektrum im Bereich Instandhaltung und Qualitätssicherung reicht von der Montage über die Anlagenüberwachung bis hin zur Einführung und Umsetzung vorbeugender Instandhaltungsmaßnahmen.

In mehr als der Hälfte aller Fälle ist unzureichende Schmierung die Ursache für einen ungeplanten Maschinenstillstand. Durch geeignete Fette für unterschiedliche Betriebs- und Umgebungsbedingungen sowie das Festlegen und Einhalten von Schmierfristen und -mengen wird die Lebensdauer rotierender Maschinenelemente deutlich verlängert.

Mounting Toolbox

In der Mounting Toolbox bündelt Schaeffler wertvolles Wissen rund um die Themen Schmierung, Montage und Demontage von Wälzlagern. Videos zeigen, worauf beim fachgerechten Schmieren, Montieren oder Ausrichten zu achten ist. In der virtuellen Werkhalle der Mounting Toolbox können Sie Monteure über die Schulter schauen, *Bild 2*.

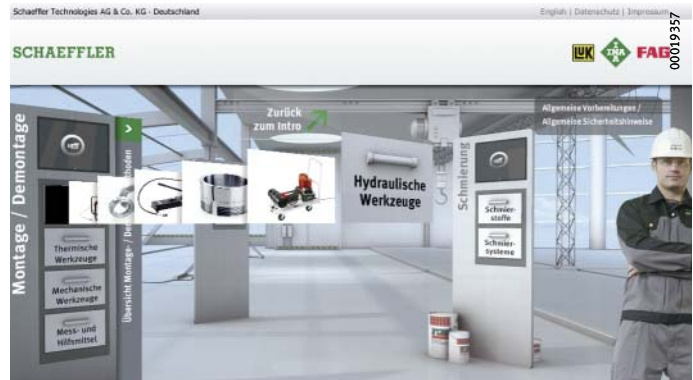


Bild 2
Mounting Toolbox

Dienstleistungen

Die Dienstleistungen im Bereich Schmierstoffe umfassen:

- Auswahl der Schmierstoffe und Schmierstoffe
- Schmierung der Lagerstellen
- Erarbeiten von Schmier- und Wartungsplänen
- Schmierstellenmanagement
- Schmierstoffberatung
- Schmierstoffuntersuchungen und -prüfungen.

Vorteile

Der Schmierstoffservice von Schaeffler hilft:

- Ausfällen an rotierenden Bauteilen vorzubeugen
- Die Produktivität zu steigern
- Kosten für die Schmierung zu senken.

Weitere Informationen

- Ausführliche Informationen zu Schaeffler Instandhaltungsprodukten und -services finden Sie unter www.schaeffler.de/services.

Zustandsüberwachung

Die Zustandsüberwachung von Fett und Öl ist ein zuverlässiges Verfahren, das auch im Bereich der Wälzlagerschmierung zum Einsatz kommt. Schaeffler bietet in diesem Bereich innovative Produkte, die helfen, Schäden und Ausfallzeiten sicher zu vermeiden.

Fettsensor FAG GreaseCheck

Bisher wurden Lager zeitabhängig nachgefettet. Fettmengen und Schmierintervalle wurden rechnerisch ermittelt. Bei Einsatz des Fettsensors FAG GreaseCheck kann nun zustandsorientiert nachgefettet werden.

Mit dem Fettsensor werden optisch folgende Parameter direkt in der Lagerung gemessen:

- Wassergehalt
- Trübung
- Thermischer oder mechanischer Verschleiß
- Temperatur.

Diese Informationen werden über Kabel zur Auswerteeinheit übertragen, *Bild 1*. Die Auswerteeinheit generiert ein analoges Signal, welches den Anwender schnell und einfach über den Zustand des Fettes informiert.

Die Vorteile im Einzelnen:

- Bedarfsgerechte Schmierung
- Geringere Fettkosten
- Vermeidung ungeplanter Stillstände
- Niedrigere Instandhaltungs- und Wartungskosten
- Niedrigere Anlagekosten.

- ① Fettsensor
- ② Auswerteelektronik

Bild 1
Fettsensor
FAG GreaseCheck



00019DDZ

Ölsensor FAG Wear Debris Check

Der FAG Wear Debris Check ist ein Ölsensor, der die Anzahl an Verschleißpartikeln in Fluiden überwacht und nach Größe und Werkstoff klassifiziert. Hierzu wird der Ölsensor entweder im Nebenstrom der Getriebeumlaufschmierung vor dem Filter oder in einem separaten Kreislauf installiert.

Typische Anwendungen für den FAG Wear Debris Check sind zum Beispiel Getriebe von Anlagen in der Rohstoffgewinnung und in der Stahlindustrie, Planetengetriebe in Windkraftanlagen oder Schiffsantriebe.

Die Merkmale des Ölsensors sind:

- Überwachung der Partikelanzahl im Öl
- Unterscheidung der Partikel nach Eisen- und Nichteisenmetalle
- Klassifizierung der Partikel nach Größe
- Integration in ein Online-Überwachungssystem möglich zur Verknüpfung von Ölpartikel- und Schwingungsdaten.

Werden Öl- und Schwingungsüberwachungsprodukte kombiniert, können Schäden an ölumlaufgeschmierten Getrieben frühzeitig erkannt und der Entstehungsort präzise bestimmt werden. Produktionsausfallzeiten oder Folgeschäden lassen sich so vermeiden.

Nachschmiersysteme

Schmiersysteme und Schmierstoffgeber versorgen automatisch Lager mit der richtigen Menge Schmierstoff. Das beugt der häufigsten Ausfallursache von Wälzlagern vor: unzureichende oder falsch durchgeführte Schmierung. Etwa 90% der Lager werden mit Fett geschmiert. Durch Nachschmieren mit der richtigen Fettmenge in den passenden Intervallen wird die Standzeit der Lager deutlich verlängert.

Einzelpunkt-Schmierstoffgeber

Mit Schmierstoffgebern wird frisches Fett in abgestimmter Menge zum richtigen Zeitpunkt an die Kontaktstellen des Wälzlagers gefördert.

Die Geräte halten die Schmier- und Wartungsintervalle ein und vermeiden eine Unter- oder Überversorgung mit Fett. Die Stillstandszeiten der Anlage werden kürzer, die Instandhaltungskosten geringer.

Vorteile von Schmierstoffgeber sind:

- Individuelle, präzise Versorgung jeder Lagerstelle
- Vollautomatischer, wartungsfreier Betrieb
- Niedrigere Personalkosten im Vergleich zu manueller Nachschmierung
- Unterschiedliche Spendezeiten wählbar
- Druckaufbau bis maximal 25 bar.

Kleinschmiersysteme

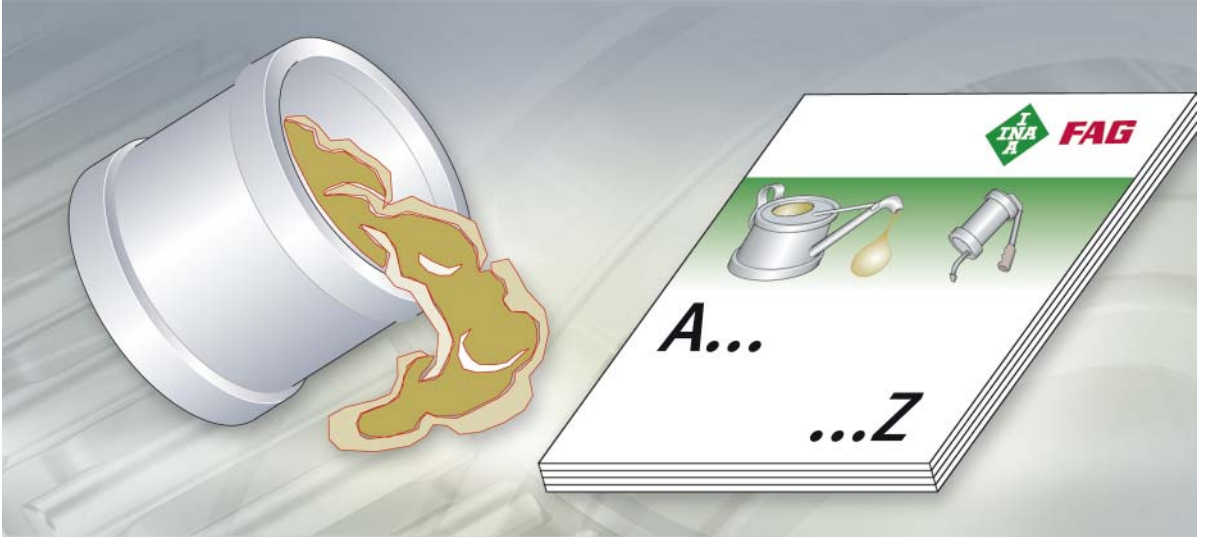
Ein Einzel- oder Mehrpunkt schmiersystem übernimmt die Versorgung der Schmierstellen präzise und genau zu den vorgesehenen Nachschmierintervallen. Die Spendezeiten sind variabel einstellbar.

CONCEPT8

Dieses Einzel- und Mehrpunkt schmiersystem befettet bis zu acht Schmierstellen. Die Fettkartuschen sind in der Größe 800 cm³ erhältlich. Das Schmiersystem steuert die Befettung der Schmierstellen unabhängig von der Maschine. Die Spannungsversorgung für den Antrieb des Schmiersystems erfolgt über ein Netzteil.

Die Vorteile des Schmiersystems sind:

- Geeignet für Öl und Fett bis NLGI 3
- Zuverlässige Kolbenpumpe als Förderpumpe
- Einsatztemperaturen von -20 °C bis +70 °C
- Niedrige Betriebsspannung von 24 VDC
- Druckaufbau bis maximal 70 bar.



Schmierungslexikon

Schmierungslexikon

A

Ablagerung Schmierstoffrückstände sowie Ruß- und Schmutzpartikel, die durch Alterung des Öles, zu lange Ölwechselintervalle und mechanischen Verschleiß unter starkem Wärmeeinfluss entstehen. Sie setzen sich im Ölumpf, in den Lagern, in Filtern und in Schmierstoffzuführungen ab und können die Betriebssicherheit gefährden.

Additiv Öllöslicher Stoff, der Schmierstoffen zugegeben wird, um deren Eigenschaften durch chemische oder physikalische Wirkung zu verbessern (zum Beispiel EP-Wirkung, Viskositäts-Temperatur-Verhalten, Stockpunkt, Fließfähigkeit, Oxidationsbeständigkeit, Schaumbildung).

Alterung Unerwünschte chemische Veränderungen von mineralischen und synthetischen Schmierstoffen, die während des Gebrauchs und der Aufbewahrung entstehen. Sie werden durch Reaktion mit Sauerstoff (Bildung von Peroxiden, Kohlenwasserstoff-Radikale) ausgelöst. Diese Oxidation wird beschleunigt durch Wärme, Licht sowie katalytische Einflüsse von Metallen und anderen Verunreinigungen. Es kommt zur Bildung von Säuren und Schlamm. Alterungsschutzstoffe, sogenannte Antioxidantien (AO), verzögern die Alterung.

Aluminiumkomplexeifenfett Schmierfett auf Basis von Aluminiumkomplexeifen mit guter Wasserbeständigkeit und mit Hochdruckadditiven einer hohen Druckbelastbarkeit. Je nach Basisöl sind sie bis etwa +160 °C verwendbar.

Analysedaten Daten, die die physikalischen und chemischen Eigenschaften der Schmierstoffe kennzeichnen. Zu ihnen zählen: Dichte, Flammpunkt, Viskosität, Stockpunkt, Tropfpunkt, Penetration, Neutralisationszahl und Verseifungszahl. Sie lassen in gewissem Rahmen Rückschlüsse auf die Verwendbarkeit zu.

Antioxidant (AO) Wirkstoff, der die Schmierstoffalterung erheblich verzögert.

Arcanol Ausgewählte Schmierfette, die vom Schaeffler Industrial Aftermarket (IAM) vertrieben werden. Die Anwendungsbereiche einzelner Schmierfette wurden mit modernsten Prüfmethode (zum Beispiel FE8- und FE9-Prüfstände) bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen und mit Wälzlager verschiedenen Bauarten ermittelt. Mit ihnen lassen sich fast alle Anforderungen an die Schmierung von Lagern erfüllen, siehe Tabelle, Seite 128.

Schmierungslexikon

Aromat	Ungesättigte Kohlenwasserstoffverbindung mit ringförmiger Molekularstruktur (zum Beispiel Benzol, Toluol, Naphtalin). Aromaten haben ein schlechtes Viskositäts-Temperatur-Verhalten und beeinflussen die Oxidationsbeständigkeit von Schmierstoffen ungünstig.
Aschegehalt	Gehalt an unverbrennbaren Rückständen eines Schmierstoffes, meist Metalloxide. Der Ursprung der Asche kann verschieden sein. Möglich sind im Öl gelöste Wirkstoffe, Graphit, Molybdänsulfid sowie Seifen und Verdicker in Schmierfetten. Frische, unlegierte Mineralölraffinate müssen völlig aschefrei sein. Gebrauchte Öle enthalten auch unlösliche Metallseifen, die sich im Betrieb bilden sowie unverbrennbare Rückstände von Verunreinigungen, zum Beispiel Abrieb von Lagerteilen und Dichtungen. Anhand des Aschegehaltes kann man mitunter sich anbahnende Lagerschäden feststellen.
ASTM	Abkürzung für American Society for Testing and Materials. Institut, das unter anderem die amerikanischen Mineralölnormen aufstellt.
ATF	Abkürzung für Automatic Transmission Fluid. Spezialschmieröle, die auf die Anforderungen in automatischen Getrieben abgestimmt sind.
Ausbluten	Das im Schmierfett enthaltene Schmieröl trennt sich vom Verdicker.
B	
Bariumkomplexseifenfett	Schmierfett aus Bariumkomplexseifen und Mineralölen oder synthetischen Ölen. Bariumkomplexseifenfette sind Wasser abweisend, sehr warkstabil und der Schmierfilm ist hoch belastbar.
Basisöl	Siehe Abschnitt Grundöl, Seite 202.
Bentonit	Anorganischer Verdicker, der zur Herstellung temperaturbeständiger Schmierfette mit guten Kälteeigenschaften verwendet wird. Er zählt zu den Mineralien (Aluminium-Silikate).
Betriebsviskosität	Kinematische Viskosität (siehe Abschnitt Viskosität, Seite 210) eines Öles bei Betriebstemperatur. Sie hat das Formelzeichen ν . Die Betriebsviskosität kann mithilfe eines Viskositäts-Temperatur-Diagrammes ermittelt werden. Für Mineralöle mit durchschnittlichem Viskositäts-Temperatur-Verhalten, <i>Bild 2</i> , Seite 24.

Bezugviskosität Kinematische Viskosität (siehe Abschnitt Viskosität, Seite 210) eines Öles, die einem definierten Schmierzustand zugeordnet wird. Sie hat das Formelzeichen ν_1 . Die Bezugviskosität kann mithilfe des mittleren Lagerdurchmessers und der Drehzahl ermittelt werden, *Bild 2*, Seite 24. Das sogenannte Viskositätsverhältnis κ der Betriebsviskosität ν zur Bezugviskosität ν_1 ermöglicht eine Beurteilung des Schmierzustandes ($\kappa = \nu/\nu_1$).

Brennpunkt Niedrigste Temperatur, bezogen auf einen bestimmten Druck, bei der die Dämpfe einer gleichmäßig höher erwärmten Flüssigkeit nach Entzündung durch eine Flamme mindestens fünf Sekunden lang weiter brennen (DIN ISO 2592).

Brightstock Hochviskoser, raffinierter Schmierölrückstand, der bei der Vakuum-Destillation gewonnen wird. Er dient als Mischkomponente für Schmieröle und verbessert das Schmierverhalten.

C

Centipoise (cP) Früher gebräuchliche Einheit der dynamischen Viskosität:
 $1 \text{ cP} = 1 \text{ mm}^2/\text{s}$.

Centistoke (cSt) Früher gebräuchliche Einheit der kinematischen Viskosität:
 $1 \text{ cSt} = 1 \text{ mm}^2/\text{s}$.

D

Dampfturbinenöl Hochraffinierte, alterungsbeständige Öle, die zur Schmierung der Getriebe und Lager in Dampfturbinen verwendet werden. Die Öle sind legiert (EP) und unlegiert erhältlich. Sie werden nach DIN 51515-1 als Schmieröl T bezeichnet.

Demulgiervermögen Trennvermögen von Ölen aus Öl-Wasser-Gemischen.

Destillat Kohlenwasserstoffgemisch, das bei der Destillation des Erdöles gewonnen wird.

Detergens Wirkstoff, der die Fähigkeit hat, Rückstände zu lösen und zu schmierende Flächen von Ablagerungen zu reinigen.

Dichte Masse pro Volumen von Mineralölprodukten bezogen auf 20 °C. Sie hat das Formelzeichen ρ und wird in g/cm^3 angegeben. Die Dichte ist abhängig vom chemischen Aufbau des Öles. Bei Ölen gleichen Ursprungs nimmt sie mit steigender Viskosität zu und steigendem Raffinationsgrad ab. Die Dichte allein ist kein Gütemaßstab.

Schmierungslexikon

Dichtungsverhalten	Organische Dichtungsmaterialien verhalten sich unterschiedlich gegenüber Ölen und Schmierfetten. In einigen Fällen quellen, schrumpfen und verspröden Dichtungen oder lösen sich sogar auf. Dabei haben die Betriebstemperatur und Zusammensetzung des Schmierstoffes sowie die Einwirkdauer einen großen Einfluss. Über die Beständigkeit von Dichtungen geben deren Hersteller und gegebenenfalls auch die Schmierstoffhersteller Auskunft.
Dispergens	Wirkstoff im Schmieröl, der feste Verunreinigungen in feinsten Verteilung in Schwebelagung hält, bis sie ausgefiltert oder durch Ölwechsel entfernt werden.
Dispersion	System fein ineinander verteilter, unlöslicher Stoffe in einer Flüssigkeit oder einem Gas, z.B. Emulsion oder Suspension.
Dispersionsfettung	Methode, um Schmierstoff ins Wälzlager zu bringen. Das Wälzlager wird in ein Dispersionsbad (Dispergiermittel und Schmierfett) getaucht. Nach dem Abdampfen des Dispergiermittels verbleibt eine 1 µm bis 100 µm Schmierstoffschicht auf der Lageroberfläche. Durch dieses Verfahren verringert sich die Reibung, allerdings aber auch die Fettgebrauchsdauer.
DLC	Diamond-Like-Carbon-Beschichtungen sind diamantähnliche Schutzschichten aus Kohlenstoff. Sie bestehen grundsätzlich aus einer hochvernetzten, amorphen Kohlenstoffmatrix mit verschiedenen Anteilen an sp ² - und sp ³ -Orbitalbindungen sowie unterschiedlichen Gehalten an eingelagertem Wasserstoff. Das tribologische Verhalten der DLC-Schichten ähnelt eher dem Verhalten von Graphit.
Druck-Viskositätsverhalten	Abhängigkeit der Viskosität eines Schmieröles vom Druck. Mit steigendem Druck nimmt die Viskosität von Mineralölen zu, <i>Bild 4</i> , Seite 11
Dynamische Viskosität	Siehe Abschnitt Viskosität, Seite 210.
E	
Emcor-Verfahren	Prüfung der Korrosionsschutzeigenschaften von Wälzlagerfetten nach DIN 51802.
Emulgator	Stoff, der auf die Emulgierbarkeit von Ölen wirkt.
Emulgierbarkeit	Neigung eines Öles, mit Wasser eine Emulsion zu bilden.

Emulsion	Mischung von normalerweise nicht ineinander löslichen Flüssigkeiten. Beim Mischen von Mineralölen mit Wasser wirkt meist ein Emulgator mit.
Entspannungsverhalten	Ermöglicht Aussagen über die Eignung von Schmierfetten bei der Verwendung in Zentral-Schmieranlagen (DIN 51816-2).
EP-Additiv	Öle oder Fette, die Extreme-Pressure-Wirkstoffe enthalten, um Verschleiß und Fressen zu verhindern.
Ester	Chemisch hergestellte Verbindung zwischen Säuren und Alkoholen unter Wasseraustritt. Mit ihnen lassen sich synthetische Schmieröle erzeugen, deren Eigenschaften über die Molekülstruktur des Esters definiert werden. Ester höherer Alkohole mit zweiwertigen Fettsäuren bilden die sogenannten Diesteröle. Esteröle, die sich aus mehrwertigen Alkoholen und unterschiedlichen organischen Säuren zusammensetzen, sind thermisch besonders stabil.
F	
Farbe von Ölen	Lässt Rückschlüsse auf die Gebrauchsdauer zu. Das Frischöl kann mehr oder weniger dunkel sein. Deshalb lässt sich eine Alterung nur feststellen, in dem das zu untersuchende Öl mit einer Probe des Frischöles verglichen wird. Eine dunkle Farbe kann aber auch entstehen, wenn das Öl durch Staub, Ruß oder Abrieb verunreinigt wird. Hierbei reichen selbst kleinste Mengen.
Fester Fremdstoff	Unlösliche, artfremde Verunreinigungen in n-Heptan beziehungsweise in Lösungsmittelgemisch nach DIN 51813. Feste Fremdstoffe in Schmierölen werden nach DIN 51592 E, in Schmierfetten und Lösungsmittelgemischen nach DIN 51813 bestimmt.
Festschmierstoff	In Schmierölen und Schmierfetten suspendierte oder direkt angewendete Stoffe, die die Reibung reduzieren. Am bekanntesten sind Graphit, PTFE und Molybdänsulfid.
Fettgebrauchsdauer	Zeit von Anlauf bis Ausfall eines Lagers aufgrund eines Versagens der Schmierung, siehe Abschnitt Fettgebrauchsdauer, Seite 95. Die Fettgebrauchsdauer hängt ab von Fettmenge, Fettart (Verdicker, Grundöl, Additive), Lagerbauart, Lagergröße, Höhe und Art der Belastung, Drehzahlkennwerte und der Lagertemperatur. Sie kann bei bekannten Betriebsbedingungen abgeschätzt werden. Die Fettgebrauchsdauer wird auch als Schmierfrist bezeichnet. Sie darf nicht mit der Nachschmierfrist verwechselt werden, siehe Abschnitt Nachschmierfrist, Seite 205.

Schmierungslexikon

- Flammpunkt** Niedrigste Temperatur, bei der sich unter vorgeschriebenen Prüfbedingungen so viel Öldampf entwickelt, dass das Öl-Luft-Gemisch erstmals an einer Zündflamme aufflammt. Er gehört zu den Kenndaten eines Öles und ist nach DIN ISO 2592 genormt. Der Flammpunkt hat für die tribologische Beurteilung kaum Bedeutung.
- Fließdruck** Der Fließdruck gibt Aufschluss über die Konsistenz eines Schmierfettes und kennzeichnet sein Fließverhalten. Nach DIN 51805 ist es der Druck, der erforderlich ist, um einen Schmierfettstrang aus einer genormten Düse zu pressen. Nach DIN 51825 bestimmt er die untere Einsatztemperatur.
- Fließfett** Schmierfett von halbflüssiger bis pastöser Konsistenz der NLGI-Klassen 000, 00 und 0. Zur Erhöhung des Druckaufnahmevermögens können sie Hochdruckadditive (EP) oder Festschmierstoffe enthalten. Sie werden meist für Getriebeschmierung verwendet.
- G**
- Gelfett** Anorganischer Verdickertyp, meist Silicagel. Der Verdicker besteht aus sehr fein verteilten, festen Teilchen, deren Oberfläche Öle absorbieren kann. Gelfette haben einen weiten Temperatur-Einsatzbereich und sind wasserbeständig. Für hohe Drehzahlen und Belastungen sind sie weniger gut geeignet.
- Getriebefett** Siehe Abschnitt Fließfett.
- Getriebeschmieröl** Schmieröl für Getriebe, die vorwiegend im Industriebereich verwendet werden. Sie sind nach DIN 51509 und DIN 51517 genormt (Schmieröle C, CL, CLP). Im Automotive-Bereich sind Getriebeöle nach SAE klassifiziert.
- Grundöl** Das im Schmierfett enthaltene Öl wird als Grundöl oder Basisöl bezeichnet. Der Ölanteil variiert je nach Verdicker und Verwendungszweck des Schmierfettes. Der Anteil und die Viskosität des Grundöles ändern die Penetration und das Reibungsverhalten des Schmierfettes.

H

Haftschmieröl

Hochviskoser, zähklebriger Schmierstoff, der meist vorgelöst verwendet wird.

Hartstoffschicht

Eine besonders harte, oxidationsbeständige und chemisch beständige Schicht. Sie besteht aus einem Oxid, Nitrid, Karbid, Karbonitrid oder Karboxinitrid eines Elementes der Hauptgruppe 4, 5 oder 6 des Periodensystems, zum Beispiel TiN, CrN.

HD-Öl

Heavy-Duty-Öle sind Motorenöle, die durch Additive den schweren Anforderungen in Verbrennungsmotoren angepasst sind.

Hochdruckadditiv

Siehe Abschnitt EP-Additiv, Seite 201.

Homogenisierung

Endphase der Schmierfettherstellung. Um eine einheitliche Struktur und feinste Verteilung des Verdickers zu erreichen, wird das Schmierfett einer starken Scherung ausgesetzt. Dies geschieht in einer speziellen Maschine, dem sogenannten Homogenisator.

Hydraulikflüssigkeit

Druckflüssigkeit zur Kraftübertragung und Steuerung in Hydraulikanlagen. Sie ist nach DIN 51524 genormt und besteht aus Mineralöl mit tiefem Stockpunkt. Sie ist alterungsbeständig, dünnflüssig, nicht schäumend und schwer entflammbar.

Hydrauliköl

Siehe Abschnitt Hydraulikflüssigkeit.

Hypoidöl

Hochdruckschmieröl mit EP-Zusätzen für Hypoidgetriebe, die hauptsächlich für Achsantriebe von Kraftfahrzeugen angewandt werden.

I

Inhibitor

Wirkstoff, der bestimmte Reaktionen eines Schmierstoffes verzögert. Inhibitoren werden vorzugsweise gegen Alterungs- und Korrosionsvorgänge in Schmierstoffen verwendet.

ISO VG

Siehe Abschnitt Viskositätsklassifikation, Seite 211.

Schmierungslexikon

K

- Kältemaschinenöl** Schmieröl, das in Kältemaschinen der Einwirkung des Kältemittels ausgesetzt ist. Sie sind entsprechend den Kältemitteln in Gruppen unterteilt. Ihre Mindestanforderungen sind in DIN 51524 genormt.
- Kälteverhalten** Siehe Abschnitt Stockpunkt, Seite 208 und Abschnitt Fließdruck, Seite 202.
- Kalziumseifenfett** Schmierfette aus Kalziumseifen und Mineralölen. Sie haben eine gute Wasserbeständigkeit und werden deshalb häufig als Dichtfett gegen Wasser eingesetzt. Da sie kaum Schutz vor Korrosion bieten, müssen sie Wirkstoffe für den Korrosionsschutz enthalten. Aufgrund des eingeschränkten Temperaturbereichs von -20 °C bis $+50\text{ °C}$ sind sie nur noch gering verbreitet.
- Kenndaten** Siehe Abschnitt Analysedaten, Seite 197.
- Kinematische Viskosität** Siehe Abschnitt Viskosität, Seite 210.
- Komplexfett** Schmierfette auf Basis von Metallseifen hochmolekularer Fettsäuren. Sie enthalten auch Metallsalze aus niedrigmolekularen, organischen Säuren. Diese Salze bilden mit den Seifen Komplexe, die günstigere Eigenschaften als einfache Seifenfette haben (Temperaturgrenzen, Verhalten gegenüber Wasser, Korrosionsschutz, Druckaufnahmevermögen).
- Konsistenz** Siehe Abschnitt Penetration, Seite 206.
- Kupferstreifenprüfung** Verfahren, das die Korrosionswirkung von Mineralölen (DIN EN ISO 2160) und Schmierfetten (DIN 51811) auf Kupfer qualitativ prüft.
- ## L
- Legierte Schmierstoffe** Schmieröle oder Schmierfette, die einen oder mehrere Wirkstoffe zur Verbesserung spezieller Eigenschaften enthalten, siehe Abschnitt Additiv, Seite 197.
- Lithiumseifenfett** Schmierfette auf Basis von Lithiumseife. Sie zeichnen sich durch gute Wasserbeständigkeit und einen weiten Gebrauchstemperaturbereich aus. Sie enthalten Oxidations- und Korrosionsinhibitoren sowie Hochdruckzusätze (EP). Wegen ihrer guten Eigenschaften werden Lithiumseifenfette in großem Umfang zur Schmierung von Wälzlagern eingesetzt. Die Einsatzgrenzen normaler Lithiumseifenfette liegen bei -35 °C und $+130\text{ °C}$.

M

Mechanisch-dynamische Schmierstoffprüfung

Prüfverfahren, bei dem Wälzlagerfette unter betriebsnahen Verhältnissen (Betriebsbedingungen und Umweltbedingungen) untersucht werden. Der Schmierstoff wird beurteilt, indem das Verhalten von Prüfelement und Schmierstoff während der Prüfung und deren Zustand nach der Prüfung betrachtet wird. Die Ergebnisse von Modellprüfgeräten sind nur bedingt auf Wälzlager übertragbar. Es werden daher Methoden bevorzugt, die Wälzlager als Prüfelemente benutzen.

Mehrbereichsöl

Motoren- und Getriebeöle mit verbessertem Viskositäts-Temperatur-Verhalten. Im Vergleich zu Einbereichsölen ist das Mehrbereichsöl bei tiefen Temperaturen nicht zu dickflüssig und bei hohen Temperaturen nicht zu dünnflüssig.

MIL-Spezifikation

Mindestanforderung der US-Streitkräfte für zu liefernde Betriebsstoffe. Obwohl nur für den militärischen Bereich ausgerichtet, haben diese Spezifikationen auch im zivilen Bereich Anwendung gefunden. Motoren- und Maschinenhersteller haben zum Teil gleiche Mindestanforderungen an die Schmierstoffe. Sie gelten als Qualitätsmaßstab.

Mineralöl

Aus Erdöl gewonnenes Schmieröl, das durch Destillation und Raffination für Schmierzwecke aufbereitet wird. Besteht chemisch überwiegend aus Kohlenwasserstoffen.

Mischbarkeit von Ölen

Aussage, ob verschiedene Öle miteinander mischbar sind. Dies ist bei verschiedenen Sorten und Herstellern nicht immer möglich. Ausnahme sind die HD-Motorenöle, sie dürfen fast immer miteinander gemischt werden. Werden Frischöle mit Gebrauchtölen gemischt, besteht die Gefahr, dass sich Schlamm absetzt. Um dies auszuschließen, empfiehlt es sich, Proben vorher in einem Becherglas zu mischen.

N

Nachschmierfrist

Zeitraum, in dem ein Lager nachgeschmiert wird. Die Nachschmierfrist sollte kürzer als die Fettgebrauchsdauer festgelegt werden.

Natronseifenfett (Natriumseifenfett)

Nicht mehr gebräuchlich.

Nennviskosität

Siehe Abschnitt Viskosität, Seite 210.

Schmierungslexikon

- Neutralisationszahl NZ** Maß für die Alterung eines Mineralöles. Sie gibt an, wie viel mg Kaliumhydroxid für die Neutralisation der freien Säuren nötig sind, die in 1 g Öl enthalten sind. Bei legierten Ölen liegt die Neutralisationszahl auch im frischen Zustand wegen der Wirkstoffe meist über Null. Eine Änderung der Neutralisationszahl gegenüber dem Neuzustand sollte den Wert 2 nicht überschreiten.
- NLGI** Abkürzung für das National Lubricating Grease Institute in den USA. Schmierfette werden nach Klassen des NLGI eingeteilt, siehe Abschnitt Penetration.
- Normalschmieröl** Schmieröl der Klasse L-AN nach DIN 51501, das verwendet wird, wenn keine besonderen Anforderungen gestellt werden.
- O**
- Ölabscheidung** Neigung eines Schmierfettes, bei längerer Lagerung oder erhöhter Temperatur Öl abzugeben. Eine Langzeitschmierung erfordert eine langfristige, geringe Ölabgabe, die jedoch so groß sein muss, dass die Versorgung der Kontaktflächen sichergestellt ist. Die Ölabscheidung wird nach DIN 51817 bestimmt.
- Oxidation** Siehe Abschnitt Alterung, Seite 197.
- P**
- Passivierung** Ausbildung einer Deckschicht, die die Korrosion des metallischen Grundwerkstoffes verhindert oder stark verlangsamt. Es kommen galvanische Verfahren, wie zum Beispiel Dickschichtpassivierung, Gelb- und Schwarzchromatierung zum Einsatz.
- Penetration** Maß für die Verformbarkeit eines Schmierfettes.
Zur Bestimmung lässt man einen genormten Messingkegel aus definierter Höhe in ein mit Fett gestrichen gefülltes Gefäß fallen. Anschließend misst man die Eindringtiefe nach einer Einsinkdauer von 5 s. Der Messwert wird dabei in 0,1 mm angegeben.
Das National Lubricating Grease Institute hat die Messwerte in Penetrationsklassen (NLGI-Klassen) 000 bis 6 unterteilt, siehe Tabelle NLGI-Klasse, Seite 66.
Schmierfette für Wälzlager finden sich üblicherweise in den Konsistenzklassen 1 bis 3. Diese Einteilung wird weltweit angewandt und ist genormt nach DIN 51818.
Die Konsistenz von Schmierfetten ändert sich durch mechanische Belastung. Man unterscheidet deswegen zwischen Ruhepenetration und Walkpenetration.
- Pourpoint** Siehe Abschnitt Stockpunkt, Seite 208.

Q	
Quellverhalten	Einfluss, zum Beispiel auf Form und Struktur von Kautschuk und Elastomeren durch Einwirkung von Schmierstoffen (DIN 53521).
R	
Radioaktivität	Siehe Abschnitt Strahlung, Seite 208.
Raffinat	Produkt, das als Ergebnis der Raffination entsteht.
Raffination	Verfahren zur Reinigung von Destillaten bei der Schmierölherstellung. Die Raffination verbessert die Alterungsbeständigkeit der Schmieröle. Dabei werden instabile Verbindungen, in die Stickstoff, Sauerstoff oder Metallsalze eingelagert sein können, ausgeschieden. Die Schwefelsäure-Raffination (Schwefelsäure-Raffinat) und die Lösungsmittel-Raffination (Solvent-Raffinat) zählen zu den wichtigsten Raffinationsverfahren.
Ruhepenetration	Bei +25 °C gemessene Penetration einer Schmierfettprobe, die nicht im Fettkneter vorgeschert worden ist.
S	
SAE	Abkürzung für Society of Automotive Engineers. Diverse Normen und Klassifizierungen, insbesondere die SAE-Klassifikation für Motorenöle, gehen auf diese Vereinigung US-amerikanischer Automobilingenieure zurück und sind weltweit verbreitet, siehe Abschnitt SAE-Klassifikation.
SAE-Klassifikation	Viskositätsklassen für Motorenöle nach SAE, angewandt im Kraftfahrzeugbereich. Eine Gegenüberstellung der Viskositäten von SAE und ISO-VG ist möglich, <i>Bild 6</i> , Seite 79.
Schlamm Bildung	Ausscheidungen von Mineralölprodukten, die sich als Schlamm absetzen. Es handelt sich um Oxidationsprodukte und Polymerisate, die sich durch den Einfluss von Luft und Wasser bilden.
Schmierfett	Konsistentes Gemisch aus Verdicker und Grundöl. Man unterscheidet zwischen unterschiedlichen Schmierfettarten. Metallseifenschmierfette setzen sich aus Metallseifen als Verdicker und Schmierölen zusammen. Seifenfreie Schmierfette binden das Schmieröl mit anorganischen Gelbildnern oder organischen Verdickern. Synthetische Schmierfette setzen sich aus organischen oder anorganischen Verdickern und Syntheseölen zusammen. Zur Schmierfettauswahl siehe Tabelle Schmierfette, Seite 84.

Schmierungslexikon

Schmierfrist	Siehe Abschnitt Fettgebrauchsdauer, Seite 201.
Schmieröl B	Dunkle, bitumenhaltige Mineralöle mit gutem Haftvermögen nach DIN 51513.
Schmieröl C, CL, CLP	Getriebeöle für Umlaufschmierung nach DIN 51517.
Schmieröl CG	Gleitbahnöle.
Schmieröl K	Kältemaschinenöle nach DIN 51503.
Schmieröl N	Normalschmieröle nach DIN 51501.
Schmieröl T	Dampfturbinen-Schmier- und Regleröle nach DIN 51515-1.
Schmieröl V	Luftverdichteröle nach DIN 51506.
Schmieröl Z	Dampfzylinderöle nach DIN 51510.
Schmierstoffzusatz	Siehe Abschnitt Additiv, Seite 197.
Silikonöl	Syntheseöle, die bei speziellen Betriebsverhältnissen eingesetzt werden. Sie haben günstigere Kennwerte als die Mineralöle, jedoch schlechtere Schmiereigenschaften und geringeres Druckaufnahmevermögen, siehe Tabelle Grundöle und ihre typischen Eigenschaften, Seite 77.
Solvat	Mit Lösungsmittel raffinierte Mineralöle. Auch Solvent-Raffinat genannt.
Spezifikation	Militär- und Firmenvorschriften für Schmierstoffe, die physikalische und chemische Eigenschaften und Prüfmethode festlegen.
Spindelöl	Dünnflüssige Schmieröle mit einer Viskosität von etwa 10 mm ² /s bis 68 mm ² /s bei +40 °C.
Stick-Slip-Zusatz	Wirkstoff, der Schmierstoffen zugegeben wird, um das Ruckgleiten, zum Beispiel bei Führungsbahnen von Werkzeugmaschinen, zu verhindern.
Stockpunkt	Niedrigste Temperatur eines Mineralöles, bei der eine Probe beim Abkühlen unter bestimmten Bedingungen eben noch fließt.
Strahlung	Einfluss auf die Gebrauchsdauer von Schmierstoffen, zum Beispiel durch radioaktive Stoffe. Die Energiedosis wird in Gray (Gy) angegeben (1 Gy = 1 J/kg). Die Äquivalentdosis wird in Sievert (Sv) angegeben (1 Sv = 1 J/kg). Neben den SI-Einheiten sind teilweise noch die älteren Einheiten Rad (rd) und Rem (rem) gebräuchlich (1 rd = 1 rem). Umrechnung: 1 Gy = 100 rd und 1 Sv = 100 rem.

Suspension	Fein verteilte Aufschwemmung von festen Körpern in Flüssigkeiten, zum Beispiel von unlöslichen Wirkstoffen in Schmierölen.
Synthetisches Schmieröl	Synthetische Öle werden durch chemische Synthese von Molekülen hergestellt. So entstehen durch Polymerisation Polyalphaolefine (PAO) oder Polyalkylenglykole (PAG) oder durch Kondensationsreaktionen Ester. Synthetische Schmieröle haben bei besonders tiefen bzw. besonders hohen Einsatztemperaturen Vorteile gegenüber Mineralölen. Sie sind allerdings deutlich teurer als diese.
T	
Thixotropie	Eigenschaft eines Schmierstoffes durch mechanische Einwirkung wie Rühren oder Kneten vorübergehend weicher/dünner zu werden. Schmierfette verhalten sich thixotrop, wenn sich ihre Viskosität durch mechanische Beanspruchung verringert und in der Ruhe wieder ansteigt. Auch besonders additivierte Konservierungsöle verhalten sich thixotrop.
Tropfpunkt	Richtwert für die obere Gebrauchstemperatur eines Schmierfettes. Das Fett wird unter genormten Prüfbedingungen nach DIN ISO 2176 erwärmt. Dabei wird die Temperatur bestimmt, bei der die Probe durch die Öffnung eines Nippels fließt und auf den Boden des Prüfhohes fällt.
U	
Umlaufschmierung	Schmierverfahren, bei dem das Schmieröl wiederholt der Reibstelle zugeführt und wirksam wird.
Umlaufteilnahme	Mitnahme des Fettes durch umlaufende Teile. Dabei gelangen immer wieder Fettklumpen zwischen Wälzkörper und Laufbahnen, wodurch sich die unerwünschte Walkreibung erhöht. Bei hohen Drehzahlen muss deshalb ein Fett gewählt werden, das nicht zur Umlaufteilnahme neigt. Verdicker, Penetration, Temperatur und Lagerbauart beeinflussen die Umlaufteilnahme.
V	
Verdampfungsverlust	Massenverlust eines Schmieröles bei höheren Temperaturen durch Verdampfung. Er kann gleichbedeutend mit gesteigertem Ölverbrauch sein und die Eigenschaften des Öles ändern.
Verdicker	Bestandteil von Schmierfetten, der das Grundöl im Schmierfett hält. Die häufigsten Verdicker sind Metallseifen (zum Beispiel Li-, Ca-, Na-12-Hydroxystearate) sowie Verbindungen vom Typ Polyharnstoff, PTFE und Mg-Al-Schichtsilikate (Bentonit).

Schmierungslexikon

Verschleißschutzadditiv

Zusatz, der im Mischreibungsgebiet den Verschleiß herabsetzen soll. Man unterscheidet zwischen mild wirkenden Zusätzen (zum Beispiel Fettsäuren, Fettöle), Hochdruckwirkstoffen (zum Beispiel Schwefel-, Phosphor-, Zinkverbindungen) und Festschmierstoffen (zum Beispiel Graphit, PTFE, Molybdänsulfid).

Verseifungszahl (VZ)

Maß für die gebundenen und freien Säuren in einem Gramm Fett. Sie gibt an, wie viel Milligramm des Säureregulators Kaliumhydroxid erforderlich sind, um die in einem Gramm Öl enthaltenen freien und gebundenen Säuren zu neutralisieren und die vorhandenen Ester zu verseifen.

Die Verseifungszahl kennzeichnet die Änderung des Öles bei ungebrauchten und gebrauchten Mineralölen mit und ohne Zusätze.

Vier-Kugel-Apparat (VKA)

Gerät zur Prüfung von Schmierstoffen mit Hochdruck- und Verschleißschutzwirkstoffen, genormt nach DIN 51350.

Zur Bewertung der Hochdruckzusätze werden vier Kugeln pyramidenförmig angebracht. Die obere Kugel dreht sich und wird so lange mit einer Kraft belastet, bis die Kugeln verschweißen. Die dabei gemessene Verschweißkraft ist der sogenannte VKA-Wert.

Zur Bewertung der Verschleißschutzzusätze wird der gleiche Versuch bei einer festgelegten Prüfkraft für eine Stunde durchlaufen. Anschließend werden die Kalottendurchmesser der drei ruhenden Kugeln gemessen und als Verschleißkennwert verwendet.

Viskosität

Grundlegende physikalische Eigenschaft von Schmierölen. Sie ist ein Maß für die innere Reibung einer Flüssigkeit. Im physikalischen Sinne ist sie der Widerstand, den benachbarte Schichten einer Flüssigkeit ihrer gegenseitigen Verschiebung entgegensetzen.

Man unterscheidet zwischen der dynamischen Viskosität η und der kinematischen Viskosität ν . Die kinematische Viskosität ist hierbei die auf die Dichte ρ bezogene dynamische Viskosität. Es besteht der Zusammenhang $\eta = \rho \cdot \nu$.

Für die dynamische Viskosität werden die SI-Einheiten Pa · s und mPa · s verwendet. Sie ersetzen die früher gebräuchlichen Einheiten Poise P und Centipoise cP. Umrechnung: 1 cP = 10^{-3} Pa · s.

Für die kinematische Viskosität werden die SI-Einheiten m^2/s und mm^2/s verwendet. Sie ersetzen die früher gebräuchliche Einheit Centistoke cSt.

Die Viskosität nimmt mit steigender Temperatur ab und mit fallender zu, siehe Abschnitt Viskositäts-Temperatur-Verhalten (V-T-Verhalten), Seite 211. Es muss deshalb bei jedem Viskositätswert die Bezugstemperatur mit angegeben werden.

Die Nennviskosität ist die kinematische Viskosität bei +40 °C, siehe Abschnitt Viskositätsklassifikation, Seite 211.

Viskositätsindex-Verbesserer	Additive, die im Schmieröl gelöst sind und das Viskositäts-Temperatur-Verhalten verbessern. Bei hohen Temperaturen bewirken sie eine höhere Viskosität, bei tiefen Temperaturen verbessern sie das Fließverhalten.
Viskositätsindex VI	Maß für das Viskositäts-Temperatur-Verhalten eines Öles. Siehe auch Abschnitt Viskositäts-Temperatur-Verhalten (V-T-Verhalten).
Viskositätsklassifikation	Einteilung flüssiger Industrie-Schmierstoffe nach ihrer Viskosität (ISO 3448 und DIN 51519). Es sind 20 Viskositätsklassen (im Bereich von 2 mm ² /s bis 3 200 mm ² /s bei +40 °C) festgelegt, siehe Tabelle Viskositätsklassen ISO VG, Seite 80.
Viskositätsverhältnis	Siehe Abschnitt Bezugviskosität, Seite 199.
Viskositäts-Temperatur-Verhalten (V-T-Verhalten)	Änderung der Viskosität mit der Temperatur. Man spricht von günstigem V-T-Verhalten, wenn sich die Viskosität eines Öles mit der Temperatur nicht stark ändert. Siehe auch Abschnitt Viskositätsindex VI.
W	
Walkpenetration	Bei +25 °C gemessene Penetration einer Schmierfettprobe, die im Fettkneter vorgeschert worden ist (DIN 51804-2 und DIN ISO 2137).
Wasserabscheidevermögen	Fähigkeit eines Öles sich vom Wasser zu trennen. Die Prüfung erfolgt nach DIN 51589.
Wasserbeständigkeit	Fähigkeit eines Fettes, seine Eigenschaften bei Wassereinwirkung nicht zu verändern. Sie wird durch eine statische Prüfung nach DIN 51807 bestimmt. Dabei wird geprüft, ob und in welcher Art ruhendes, destilliertes Wasser bei verschiedenen Temperaturen auf ein nicht beanspruchtes Fett einwirkt. Das Ergebnis stellt nur eine Eigenschaftskennzeichnung dar und lässt keine Rückschlüsse auf die Wasserbeständigkeit des Fettes in der Praxis zu.

Schmierungslexikon

- Wassergehalt** Menge an Wasser, die in einem Schmieröl enthalten ist. Wasser vermindert die Schmierfähigkeit, da der Schmierfilm durch Wassertropfen unterbrochen wird. Es beschleunigt die Alterung und führt zu Korrosion. Der Wassergehalt wird durch Destillation oder eine Absetzprobe bestimmt. Bei der Absetzprobe setzt sich Wasser wegen seines höheren spezifischen Gewichtes am Boden des Reagenzglases ab. Emulsionen müssen vorher erwärmt werden. Um einen geringeren Wassergehalt nachzuweisen, verwendet man die Spratzprobe. Dabei wird das Öl im Reagenzglas über einer Flamme erwärmt. Sind Spuren von Wasser enthalten, hört man knackendes Geräusch, das sogenannte Spratzen. Weitere Informationen zum Einfluss von Wasser auf Schmierstoffe siehe Abschnitt Flüssige Verunreinigungen, Seite 143.
- Wirkstoff** Siehe Abschnitt Additiv, Seite 197.
- Z**
- Zähigkeit** Siehe Abschnitt Viskosität, Seite 210.
- Zusatz** Siehe Abschnitt Additiv, Seite 197.

Notizen

Notizen

Notizen

Notizen

Notizen

Notizen

Notizen



**Schaeffler Technologies
AG & Co. KG**

Industriestraße 1 – 3
91074 Herzogenaurach
Internet www.ina.de
E-Mail info.de@schaeffler.com

In Deutschland:

Telefon 0180 5003872
Telefax 0180 5003873

Aus anderen Ländern:

Telefon +49 9132 82-0
Telefax +49 9132 82-4950

FAG

**Schaeffler Technologies
AG & Co. KG**

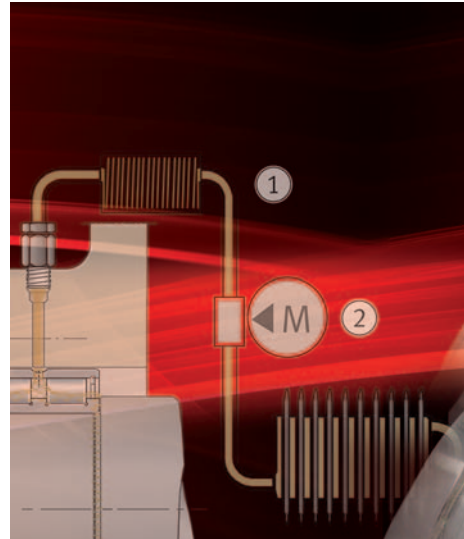
Georg-Schäfer-Straße 30
97421 Schweinfurt
Internet www.fag.de
E-Mail faginfo@schaeffler.com

In Deutschland:

Telefon 0180 5003872
Telefax 0180 5003873

Aus anderen Ländern:

Telefon +49 9721 91-0
Telefax +49 9721 91-3435



Alle Angaben wurden sorgfältig erstellt und überprüft. Für eventuelle Fehler oder Unvollständigkeiten können wir jedoch keine Haftung übernehmen. Technische Änderungen behalten wir uns vor.

© Schaeffler Technologies AG & Co. KG
Ausgabe: 2013, März

Nachdruck, auch auszugsweise, nur mit unserer Genehmigung.

TPI 176 D-D