

**FAG**



# Wälzlager in Fahrmotoren

Technische Produktinformation

**SCHAEFFLER**



# Vorwort

Schaeffler ist mit seinen Marken INA und FAG einer der weltweit führenden Hersteller von Wälz- und Gleitlagern. In enger Zusammenarbeit mit Herstellern und Betreibern entstehen abgestimmte Lösungen für jede Lageranwendung in Schienenfahrzeugen. Zum Produktportfolio gehören Radsatzlager inklusive Gehäuse sowie Lager und Komponenten für Fahrmotoren und Getriebe, für Wagengelenke und Neigetechnik, für Türen und Schiebewände.

Lagerungen für Schienenfahrzeuge sind extremen Belastungen ausgesetzt und unterliegen hohen Sicherheitsstandards. Schaeffler verfügt über 140 Jahre Erfahrung im Bahnbereich. Damit bieten wir umfassende technische Kompetenz, höchste Qualität und eine perfekte Abstimmung der Produkte für jeden Einsatzbereich. Auf eigens entwickelten Prüfständen wird die Zuverlässigkeit der Lager unter extremen Bedingungen getestet. Das Prüffeld Bahn am Standort Schweinfurt ist eine vom Eisenbahnbundesamt anerkannte und zertifizierte Prüfstelle für Lagerungen von Schienenfahrzeugen.

Zusätzlich ist es von der DAP (Deutsches Akkreditierungssystem Prüfwesen GmbH) autorisiert, Prüfungen im Bereich „Leistungsvermögen von Radsatzlagern – Bahnanwendungen“ nach DIN EN ISO/IEC 17025:2000 durchzuführen.

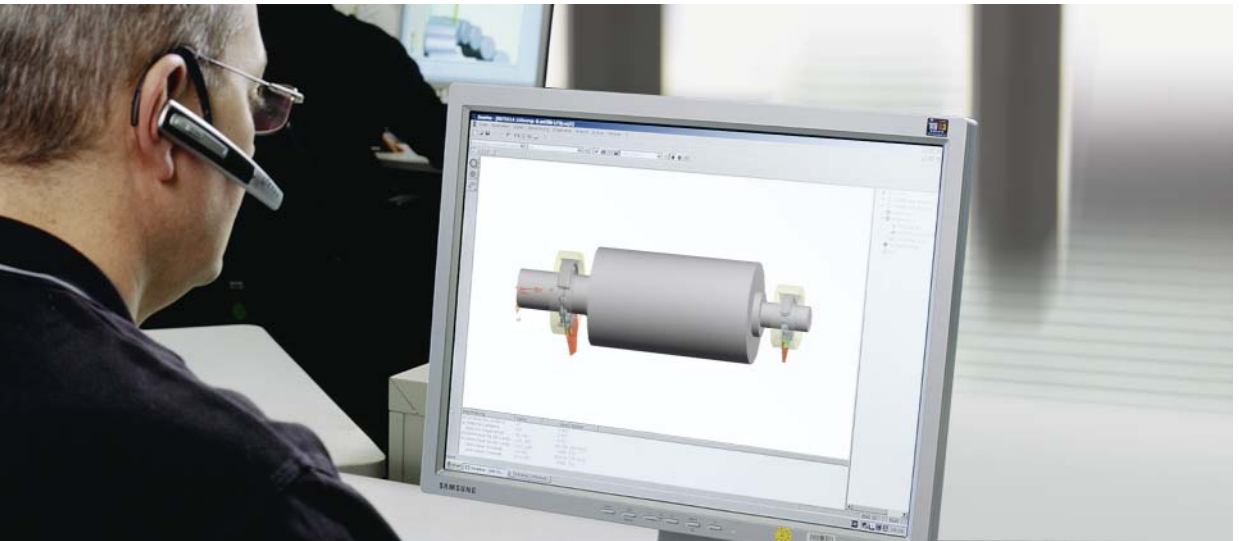
Zu unseren Dienstleistungen gehören kompetente Anwendungsberatung, Wälzlagerberechnungen, Versuche und Montage. Ein engmaschiges Netz von Außendienstingenieuren, Service- und Vertriebstechnikern arbeitet weltweit für Sie und stellt kurze Wege und schnelle Reaktionszeiten sicher. Als besonderen Service bietet Schaeffler die fachmännische und wirtschaftliche Wiederaufbereitung von Bahnlagern an.

# Inhaltsverzeichnis

	Seite
Einflussgrößen für die Gestaltung der Lagerung.....	5
Einflussgrößen.....	6
Auslegung von Fahrmotorenlagerungen.....	8
Lagerbauarten.....	9
Rillenkugellager.....	11
Vierpunktlager.....	12
Zylinderrollenlager.....	13
Käfig.....	17
Beanspruchungen.....	18
Käfigarten.....	19
Käfigschäden.....	21
Käfige für hohe Stoß- und Schwingungsbelastungen.....	22
Betriebsparameter.....	23
Mindestbelastung von Radiallagern.....	24
Drehzahlkennwerte der Standardlager.....	26
Wärmestabilisierung und Restaustenit.....	28
Berechnung.....	31
Lagerungs- und Antriebskonzepte.....	33
Nominelle Lebensdauer.....	34
Allgemeine Berechnungsformeln und Hilfen.....	35
Belastungen im Rotorschwerpunkt.....	37
Belastungen aus den Antriebskonzepten.....	38
Zusatzbelastungen aus Stößen und Schwingungen.....	44

	Seite
Schmierung .....	47
Aufgaben des Schmierstoffes .....	48
Schmierungs- und Reibungszustände .....	49
Versorgung der Lager mit Schmierstoff.....	51
Erst- und Neubefettung.....	52
Auswahl des geeigneten Schmierstoffes .....	54
Fettgebrauchsdauer .....	59
Stromisolierung .....	69
Stromisolierende Lager als Prävention .....	70
Typische Lagerschäden bei Stromdurchgang.....	72
Keramikbeschichtete Lager.....	74
Hybridlager .....	83
Serviceprodukte und Sonderlösungen .....	85
Nachschmierbare FAG-Gehäuseeinheit für Fahrmotoren .....	86
Automatische Schmierstoffgeber für Fahrmotoren .....	88
Wälzlagerfette Arcanol .....	91
Anhang	
Checkliste	





# Einflussgrößen für die Gestaltung der Lagerung

Einflussgrößen  
Auslegung von Fahrmotorenlagerungen

# Einflussgrößen für die Gestaltung der Lagerung

## Einflussgrößen

An einen modernen elektrischen Antrieb für die Bahnindustrie werden bestimmte grundlegende Anforderungen wie Wirtschaftlichkeit, Zuverlässigkeit, Betriebssicherheit, ausreichende Gebrauchsdauer und geringer Wartungsaufwand gestellt. Die Erfüllung dieser Grundanforderungen wird sehr stark durch die wirkenden Kräfte, Zusatzbelastungen und Umgebungseinflüsse beeinflusst. Da die Wälzlager zu den Verschleißteilen des Antriebs gehören, müssen alle besonderen branchenspezifischen Anforderungen berücksichtigt und erfüllt werden. Die Lagerung der Rotorwelle des elektrischen Antriebes muss sorgfältig auf die besonderen Betriebs- und Umgebungsbedingungen abgestimmt werden. Je nach Antriebskonzept sind dabei verschiedene Lastkollektive zu berücksichtigen, um eine effiziente, betriebssichere und wirtschaftliche Lagerung zu gewährleisten. Schmierung und Abdichtung müssen so gestaltet sein, dass in jedem Betriebszustand die Lager mit Schmierstoff weder unter- noch überversorgt werden, *Bild 1*, Seite 7.

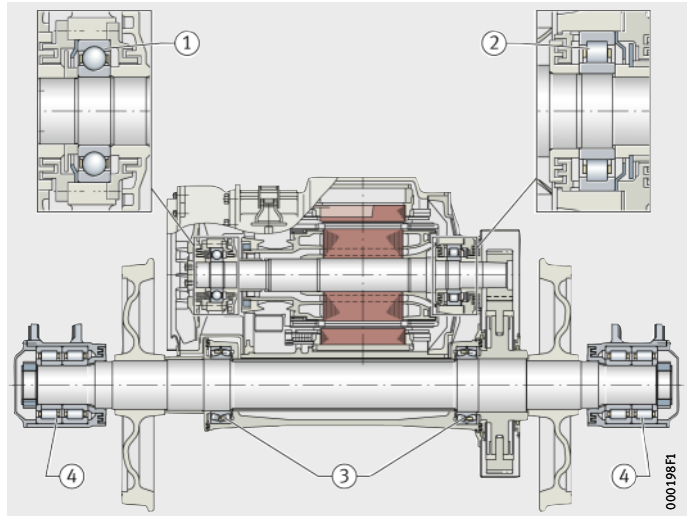
Bei der Lagerung eines elektrischen Antriebs muss der Konstrukteur folgende Einflussgrößen berücksichtigen:

- Belastung
- Drehzahl
- Stromfluss, Stromdurchgang
- Einbauraum
- Wellenanordnung
- Schwingungsverhalten
- Temperatureinfluss
- Lebensdauerforderung
- Statische Sicherheit
- Umgebungsbedingungen
- Reibung
- Schmierung
- Wartung
- Montage und Demontage.



① Lager Nichtantriebsseite  
② Lager Antriebsseite  
③ Tatzlager, hier Pendelrollenlager  
④ Radsatzlager

*Bild 1*  
Fahrmotorlagerung  
eines elektrischen Triebwagens



# Einflussgrößen für die Gestaltung der Lagerung

## Auslegung von Fahrmotorenlagerungen

Die rechnerische Auslegung von Elektromotorlagerungen erfolgt im Allgemeinen nach der Werkstoffermüdungstheorie. Die Gebrauchsdauer der Lager von Normmotoren oder Serienmotoren ist in den allermeisten Fällen mit der Fettgebrauchsdauer identisch, da viele solcher Motoren, abhängig von der Achshöhe, mit abgedichteten Lagern mit „for life“-Schmierung ausgerüstet werden. Hier bestimmt die Fettgebrauchsdauer die Lebensdauer der Lagerung.

Bei Fahrmotoren erfolgt die Bestimmung der Lagergröße genau wie beim Normmotor mit Hilfe der üblichen Ermüdungslebensdauerberechnung. Diese wird branchenüblich nicht in Stunden, sondern in Fahrkilometern angegeben. Die Lebensdauer der Lager eines Fahrmotors wird durch die Ermüdungslebensdauer der Lager vorgegeben, da in der Regel nachgeschmiert wird.

Bei der Festlegung einer Fahrmotorenlagerung ist neben ihrer rechnerischen Lebensdauer auch die zumeist vorgegebene oder angestrebte Wartungsfrist zu berücksichtigen. Da von der rechnerischen Lebensdauer ein möglichst großes, aber wegen der Drehzahleignung und Schmierfrist aber ein kleines Lager angestrebt wird, muss man bei der Auslegung oft einen tragbaren Kompromiss finden.

Bei der Auslegung der Fahrmotorenlagerung muss daher besonders geachtet werden auf:

- Drehzahleignung der Lager und des Fettes
- Mindestbelastung der Lager
- Axiale Belastbarkeit bei Einsatz eines Zylinderrollenlagers als Festlager
- Temperatur- und Schwingstabilität des Fettes
- Auswahl der geeigneten Käfigführungsart und Käfigbauform.

Weiterhin sind die richtige Passung und die Wahl der korrekten Lagerluft enorm wichtig für den sicheren und langandauernden Betrieb.



## Lagerbauarten

Rillenkugellager  
Vierpunktlager  
Zylinderrollenlager

# Lagerbauarten

In den Fahrmotoren werden zur Lagerung der elektrischen Antriebe folgende Lager verwendet:

- Rillenkugellager
- Vierpunktlager,  
als Sonderlösung oder projektspezifische Forderung
- Zylinderrollenlager.

Alle Lager in der Grundauführung haben Normaltoleranzen PN. Daneben sind Lager mit eingeeengten Toleranzen P6 und P5 lieferbar. Dies wird in der Lagerbezeichnung durch ein entsprechendes Nachsetzzeichen vermerkt.

Die Lagerluft der Lager wird entsprechend der Vorgaben sorgfältig gewählt und bewegt sich in den meisten Fällen im Bereich C4 (Group 4) oder C5 (Group 5). Auch eine Sonderradialluft wird projektspezifisch realisiert, diese wird offen am Ende der Lagerbezeichnung angeschrieben.

Die axiale Lagerluft für NUP-, NJ- und HJ-Ausführung wird ebenfalls durch entsprechende Standards geregelt und sieht eine vergrößerte Axialluft vor.

Das Käfigdesign richtet sich entsprechend nach der Größe und dem Einsatz. Bevorzugt werden für Zylinderrollenlager einteilige Massivkäfige (wälzkörpergeführt) aus Messing oder Bronze. Für Kugellager werden zweiteilige genietete, meist wälzkörpergeführte, Messingkäfige verwendet.

Um Stromschäden zu vermeiden, bietet Schaeffler entsprechende Lösungen zur Stromisolation an, siehe weiter ab Seite 69.

Alle Zylinderrollenlager erhalten mit dem Nachsetzzeichen F1 eine zusätzliche Standardkennzeichnung, die das Merkmal eines Fahrmotorenlagers darstellt.

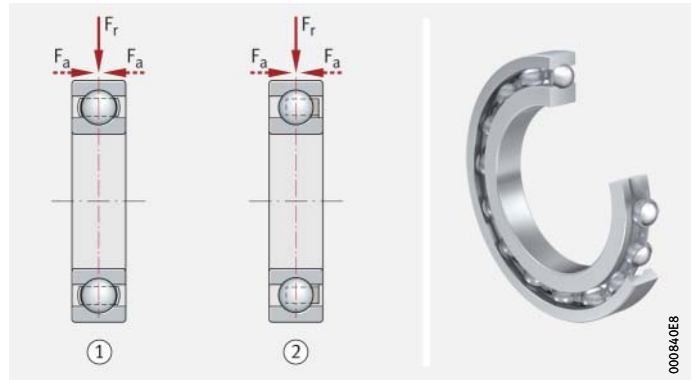
## Rillenkugellager

Einreihige Rillenkugellager nehmen radiale und axiale Kräfte auf und sind für hohe Drehzahlen geeignet, *Bild 1*. Rillenkugellager sind nicht zerlegbar. Wegen seiner vielfältigen Verwendbarkeit und seines günstigen Preis-Leistungs-Verhältnisses ist das Rillenkugellager die am meisten verwendete Lagerbauart.

$F_r$  = Radiale Belastung  
 $F_a$  = Axiale Belastung

- ① Lager mit Blechkäfig
- ② Lager mit Kunststoffkäfig

*Bild 1*  
Rillenkugellager



In Fahrmotoren haben Rillenkugellager meist Normaltoleranzen und besitzen eine Radialluft nach Group 4 oder Group 5. Der Nenndruckwinkel  $\alpha_0$  beträgt  $0^\circ$ . Bei Axialbelastung und vergrößerter Lagerluft kann der Druckwinkel auf  $20^\circ$  steigen. Daher ist stets die Unterstützung der Druckellipse zu überprüfen.

Die Drehzahleignung ist hoch bis sehr hoch.

### Käfig

Für den Einsatz in elektrischen Antrieben wird meist der wälzkörpergeführte zweiteilige Messingkäfig eingesetzt. Kunststoffkäfige werden aufgrund der geringen Temperatureignung, die bei TVP2-Standardkäfigen  $+120^\circ\text{C}$  beträgt, selten verwendet.

### Wärmebehandlung

Die Rillenkugellager für Fahrmotoren sind durch eine Wärmebehandlung bis  $+150^\circ\text{C}$  maßstabil, hierbei erfolgt keine zusätzliche Angabe durch ein Nachsetzzeichen. Weitere Maßstabilisierungen sind möglich, sie erfordern jedoch eine explizite Bestellung. Maßstabilisierungen werden durch Nachsetzzeichen verdeutlicht.

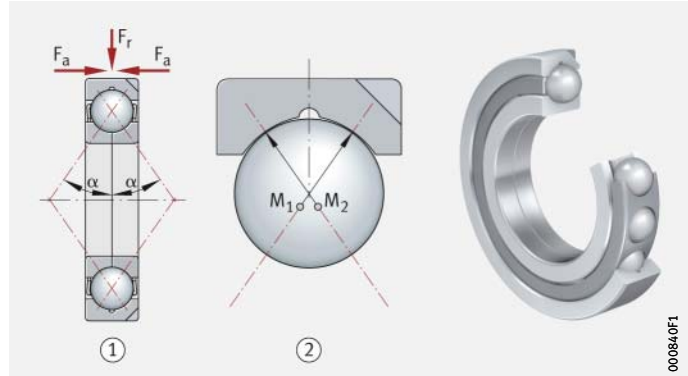
# Lagerbauarten

## Vierpunktlager

Vierpunktlager sind einreihige Schrägkugellager, die Axialkräfte in beiden Richtungen und geringe Radialkräfte aufnehmen, *Bild 2*. Der Innenring der Vierpunktlager ist geteilt, wodurch sich eine große Zahl von Kugeln unterbringen lässt. Die hohe Tragfähigkeit in axialer Richtung wird durch die große Kugelanzahl, die hohen Laufbahnschultern und den Druckwinkel von  $35^\circ$  erzielt.

$F_r$  = Radiale Belastung  
 $F_a$  = Axiale Belastung  
 $\alpha$  = Druckwinkel  
 $M_1, M_2$  = Krümmungsmittelpunkte der Außenringlaufbahn

- ① Vierpunktlager mit Haltenut und geteiltem Innenring
- ② Geometrie der Laufbahnen



*Bild 2*  
Vierpunktlager

Gegeneinander versetzte Krümmungsmittelpunkte auf den kreisbogenförmigen Laufbahnen im Innen- und Außenring ergeben jedoch, dass die Kugeln die Laufringe bei radialer Belastung in vier Punkten berühren. Aus diesem Grund sollen Vierpunktlager nur bei überwiegender Axialbelastung eingesetzt werden.

Um einen Vierpunktkontakt im Betrieb zu vermeiden, werden Vierpunktlager zur Aufnahme der Axiallasten eingesetzt und daher am Außenring freigestellt.

Für einen betriebs sicheren Einsatz wird eine ständig wirkende Axialkraft vorausgesetzt.

**Käfig** Werden Vierpunktlager in Fahrmotoren verwendet, sind diese meist ölgeschmiert und besitzen einen außenbordgeführten, einteiligen Messingkäfig. Für Fettschmierung ist diese Käfigbauart meist ungeeignet.

**Wärmebehandlung** Die Vierpunktlager für Fahrmotoren sind so wärmebehandelt, dass sie bis  $+150^\circ\text{C}$  maßstabil sind.

## Zylinderrollenlager

Zylinderrollenlager haben eine hohe radiale Tragfähigkeit. In Fahrmotoren setzt man sie vorwiegend auf der Antriebsseite ein.

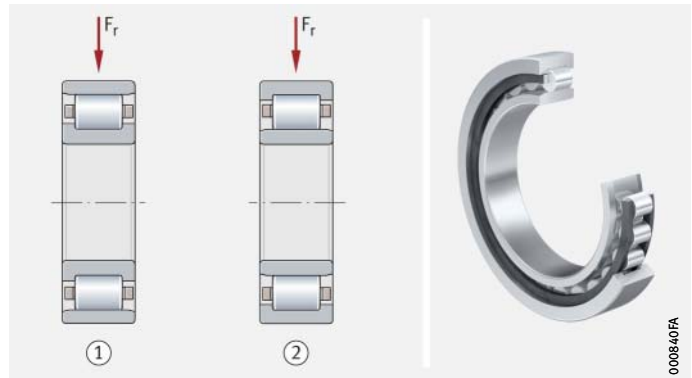
### Loslager

Die verschiedenen Ausführungen der einreihigen Zylinderrollenlager unterscheiden sich durch die Anordnung der Borde, *Bild 3*. Die Ausführung NU hat zwei Borde am Außenring und einen bordlosen Innenring. Bei der Ausführung N hat der Innenring zwei Borde; der Außenring ist bordlos. Zylinderrollenlager der Ausführung NU und N werden als Loslager eingesetzt; sie ermöglichen den Längenausgleich innerhalb des Lagers.

$F_r$  = Radiale Belastung

- ① Zylinderrollenlager N
- ② Zylinderrollenlager NU

*Bild 3*  
Loslager



# Lagerbauarten

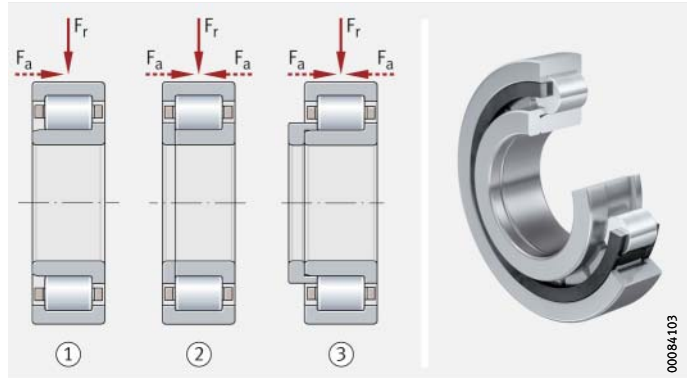
## Stütz- und Festlager

Zylinderrollenlager NJ haben zwei Borde am Außenring und einen Bord am Innenring und sind Stützlager, *Bild 4*. Sie nehmen neben hohen radialen Kräften auch axiale Kräfte in einer Richtung auf und können Wellen in einer Richtung axial führen. In der anderen Richtung wirken sie als Loslager.

Als Festlager zur Aufnahme wechselseitig wirkender Axialkräfte werden Zylinderrollenlager NUP verbaut. Sie haben am Außenring zwei Borde; am Innenring einen festen Bord und eine lose Bordscheibe. Ein Zylinderrollenlager NJ mit einem Winkelring HJ bildet ebenfalls ein Festlager. Belastete Borde müssen auf der gesamten Höhe unterstützt werden.

$F_r$  = Radiale Belastung  
 $F_a$  = Axiale Belastung

- ① Zylinderrollenlager NJ (Stützlager)
- ② Zylinderrollenlager NUP mit Bordscheibe (Festlager)
- ③ Zylinderrollenlager NJ mit Winkelring HJ (Festlager)



*Bild 4*  
 Stütz- und Festlager

Für Fahrmotorenlager der Typen NUP oder NJ und HJ (NH) wird eine Sonderaxialluft verwendet.

## Verkippung

Die modifizierte Linienberührung zwischen Rollen und Laufbahnen verhindert Kantenspannungen und lässt eine gewisse Winklereinstellbarkeit der einreihigen Zylinderrollenlager zu.

Folgende Werte sollen nicht überschritten werden:

- 4' bei Lagern der Reihen 10, 19, 2, 3, 4
- 3' bei Lagern der Reihen 22, 23.

## Käfig

Für den Bereich der Fahrmotoren werden Massivkäfige aus Messing oder Bronze empfohlen. Die Führungsart richtet sich je nach Lagertyp und Schmierungsart.



**Wärmebehandlung** Die Zylinderrollenlager für Fahrmotoren sind standardmäßig mindestens bis +150 °C maßstabstabil.

**Axiale Tragfähigkeit** Die axiale Tragfähigkeit hängt ab von:

- Der Größe der Gleitflächen zwischen den Borden und den Stirnflächen der Wälzkörper
- Der Gleitgeschwindigkeit an den Borden
- Der Schmierung in den Kontaktflächen
- Der Lagerverkipfung.



Belastete Borde müssen auf der gesamten Höhe unterstützt werden!

Die zulässige Axialbelastung  $F_{a\text{ per}}$  darf nicht überschritten werden, um eine unzulässig hohe Erwärmung zu vermeiden!

Die axiale Grenzbelastung  $F_{a\text{ max}}$  darf nicht überschritten werden, um unzulässige Pressungen in den Kontaktflächen zu vermeiden!

Das Verhältnis  $F_a/F_r$  soll den Wert 0,4 nicht überschreiten!

Ständige axiale Belastung ohne gleichzeitige radiale Belastung ist nicht zulässig!

Die zulässige und die maximale Belastung werden mithilfe der folgenden Gleichungen berechnet:

$$F_{a\text{ per}} = k_S \cdot k_B \cdot d_M^{1,5} \cdot n^{-0,6} \leq F_{a\text{ max}}$$

$$F_{a\text{ max}} = 0,075 \cdot k_B \cdot d_M^{2,1}$$

$F_{a\text{ per}}$  N  
Zulässige Axialbelastung

$k_S$  –  
Vom Schmierverfahren abhängiger Beiwert,  
siehe Tabelle, Seite 16

$k_B$  –  
Von der Baureihe des Lagers abhängiger Beiwert,  
siehe Tabelle, Seite 16

$d_M$  mm  
Mittlerer Lagerdurchmesser  $(d + D)/2$ ,  
siehe Katalog HR 1, Wälzlager

$n$   $\text{min}^{-1}$   
Betriebsdrehzahl

$F_{a\text{ max}}$  N  
Maximale Axialbelastung.

# Lagerbauarten

## Beiwert $k_S$ für das Schmierverfahren

Schmierverfahren <sup>1)</sup>	Beiwert $k_S$
minimale Wärmeabfuhr, Tropfölschmierung, Ölnebelschmierung, geringe Betriebsviskosität ( $\nu < 0,5 \cdot \nu_1$ )	7,5 bis 10
wenig Wärmeabfuhr, Ölsumpfschmierung, Spritzölschmierung, geringer Öldurchsatz	10 bis 15
gute Wärmeabfuhr, Ölumlaufschmierung (Druckölschmierung)	12 bis 18
sehr gute Wärmeabfuhr, Ölumlaufschmierung bei Rückkühlung des Öls, hohe Betriebsviskosität ( $\nu > 2 \cdot \nu_1$ )	16 bis 24

<sup>1)</sup> Legierte Schmieröle verwenden, beispielsweise CLP (DIN 51517) und HLP (DIN 51524) der ISO-VG-Klasse 32 bis 460 sowie ATF-Öle (DIN 51502) und Getriebeöle (DIN 5112) der SAE-Viskositätsklassen 75 W bis 140 W.

## Lagerbeiwert $k_B$

Baureihen	Lagerbeiwert $k_B$
NJ2..-E, NJ22..-E, NUP2..-E, NUP22..-E	15
NJ3..-E, NJ23..-E, NUP3..-E, NUP23..-E	20
NJ4	22

Eine Schiefstellung des Lagers, zum Beispiel durch Wellendurchbiegung, kann zur Wechselbeanspruchung der Innenringborde führen. In diesem Fall ist die axiale Belastung bis zu einer Lagerverkipfung von maximal 2 Winkelminuten auf  $F_{as}$  zu begrenzen.

Zulässige Axialbelastung:

$$F_{as} = 20 \cdot d_M^{1,42}$$

$F_{as}$  N  
Zulässige Axialbelastung bis zu einer Lagerverkipfung von maximal 2 Winkelminuten  
 $d_M$  mm  
Mittlerer Lagerdurchmesser  $(d + D)/2$ ,  
siehe Katalog HR 1, Wälzlager.



**FAG**



## Käfig

Beanspruchungen

Käfigarten

Käfigschäden

Käfige für hohe Stoß- und Schwingungsbelastungen

# Käfig

Die Wälzlager in den nicht oder nur wenig abgefederten Fahr- antrieben sind hohen dynamischen Zusatzbeanspruchungen aus- gesetzt. Diese Zusatzbeanspruchungen wirken sich besonders am Käfig aus. Sie sind sehr komplex und schwer definierbar, so dass die Wälzlager in hoch beanspruchten Fahrtrieben meist mit Massivkäfigen aus Messing oder Bronze ausgerüstet werden.

Die wichtigsten Aufgaben des Käfigs sind:

- Die Wälzkörper voneinander zu trennen, um Reibung und Wärmeentwicklung möglichst gering zu halten
- Die Wälzkörper in gleichem Abstand voneinander zu halten, damit sich die Last gleichmäßig verteilt
- Bei zerlegbaren und ausschwenkbaren Lagern das Herausfallen der Wälzkörper zu verhindern
- Die Wälzkörper in der unbelasteten Zone des Lagers zu führen.

## Beanspruchungen

Der Käfig wird durch den umlaufenden Wälzkörpersatz mitge- nommen. An den Führungsflächen, dies sind vor allem die Käfig- taschen, treten Gleitbewegungen auf. Die Führungskräfte ergeben sich aus dem Eigengewicht des Käfigs, möglichen Schwerpunkts- verlagerungen, Beschleunigungen und Verzögerungen zwischen Rollkörpern und Käfig. Sie sind im Normalfall gering. An der Über- tragung äußerer Kräfte von einem Laufring über die Wälzkörper zum anderen ist der Käfig nicht beteiligt.

Wegen der auftretenden Gleitreibung kommt dem Schmierungs- zustand in den Führungsflächen des Käfiges besondere Bedeutung im Hinblick auf Verschleiß und Gebrauchsdauer zu. In den meisten Fällen, ganz besonders aber bei Fettschmierung, ist der Zustand der Mischreibung kaum vermeidbar. Der hierdurch bedingte Verschleiß ist jedoch in seiner praktischen Auswirkung auf die Gebrauchsdauer bei den im Normalfall auftretenden Kräften vernachlässigbar gering.

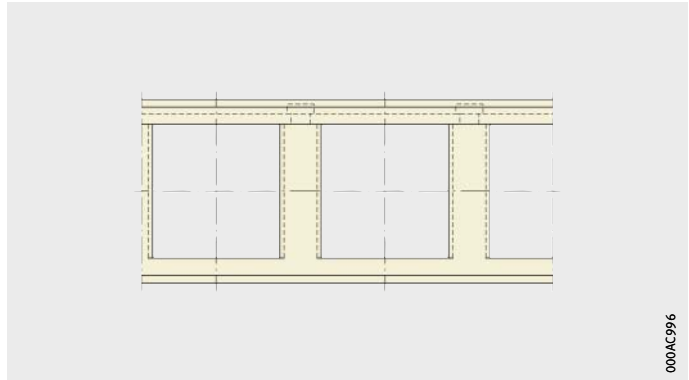
## Käfigarten

Wälzlagerkäfige werden in Blech- und Massivkäfige unterteilt. Besondere Bedeutung kommt der Ausführung des Massivkäfigs in hoch beanspruchten Zylinderrollenlagern zu.

Den aktuellen zweiteiligen Massivkäfig aus Messing zeigt *Bild 1*.

Stegvernietet,  
M1-Ausführung

*Bild 1*  
Zweiteiliger Massivkäfig  
aus Messing



Bei einem stegvernieteten Käfig sind an den Käfigstegen Nietzapfen angearbeitet. Die Stegvernietung erlaubt es, einen geringeren Abstand der Rollen einzuhalten. Das bedeutet, dass im Lager mehr Rollen als bei einem normal vernieteten Käfig untergebracht werden können.

Eine weitere Bauform eines Massivkäfigs ist der einteilige Fensterkäfig, der gefräst hergestellt wird, *Bild 2*.

Der sogenannte Fensterkäfig weist von allen Massivkäfigen die höchste Formfestigkeit auf. Er wird daher vorzugsweise bei höchstbeanspruchten Zylinderrollenlagern eingesetzt.

Gefräst,  
MPAX-Ausführung

*Bild 2*  
Massivkäfig aus Messing



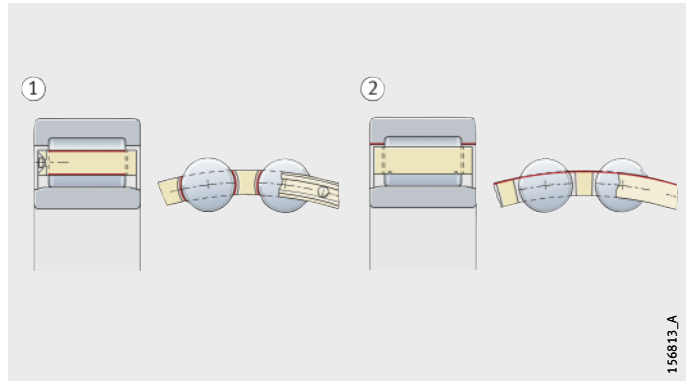
# Käfig

## Führungsarten und Eigenschaften

Bei der Käfigführung unterscheidet man zwischen einer Wälzkörperführung und einer Bordführung, *Bild 3*.

- ① Wälzkörperführung
- ② Bordführung

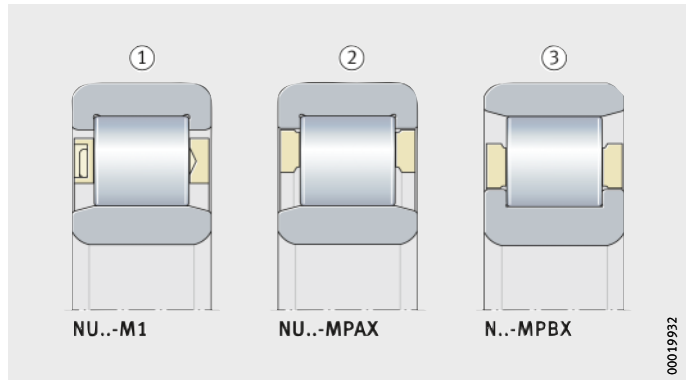
*Bild 3*  
Führung der Käfige



In Fahrmotoren wird der Käfig in der Regel direkt durch Wälzkörper geführt, dabei werden die Lager meist fettgeschmiert, *Bild 4*. Die Bordführung schließt bei Fettschmierung, wie die praktische Erfahrung zeigt, das Risiko einer Mangelschmierung in den Führungsflächen ein. Ausnahmen sind in anderen Anwendungsgebieten gegeben, die aber einen größeren Nachschmieraufwand erfordern. Bordgeführte Käfige werden verwendet, wenn die Lager starken Schwingungen oder extremen Drehzahlen ausgesetzt sind. Diese Führungsart erfordert erfahrungsgemäß eine Ölschmierung des Wälzlagers.

- ① Beispiel NU220-M1
- ② Beispiel NU220-MPAX
- ③ Beispiel N220-MPBX

*Bild 4*  
Käfigführungsarten



## Käfigschäden

Käfigschäden und unbefriedigend kurze Laufzeiten der Lager infolge von Käfigverschleiß werden vielfach mit einer für die jeweiligen Betriebsbedingungen ungeeigneten Käfigausführung erklärt. Die Überlagerung von Primär- und Sekundäreffekten erschwert es tatsächlich in vielen Fällen, die Störquellen zu erfassen oder wenigstens einzugrenzen. Hinderlich bei Bewertung und Beurteilung von Käfigschäden beziehungsweise vorzeitigem Käfigverschleiß ist auch der Umstand, dass die Auswirkung mancher Störungen durch die Anwendung von Massivkäfigen verringert und dadurch zeitlich verzögert werden kann. Dies führt dazu, dass nur die Sekundärwirkung bekämpft wird, die eigentliche Ursache aber nach wie vor unerkannt bleibt.

Die häufigsten Störungsursachen sind:

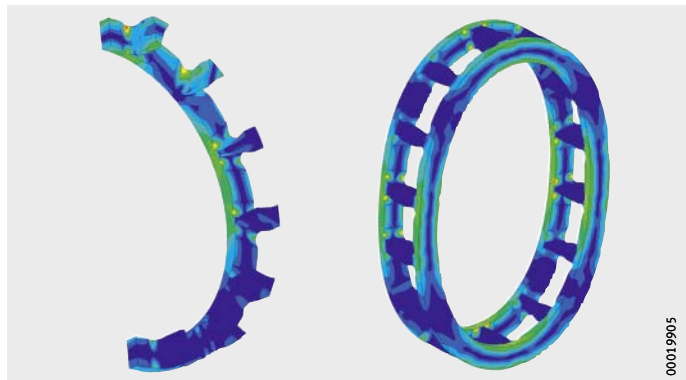
- Gestörte Ablaufverhältnisse, bedingt durch verkippt zueinander laufende Lagerringe
- Ungleichförmiger Lauf des Käfigs und daraus resultierend ständige Beschleunigung- und Verzögerungskräfte, bedingt durch unzureichenden Kontakt der Rollpartner infolge zu geringer Belastung
- Laufhemmungen zwischen Wälzkörpern und Käfig unter Einwirkung zum Beispiel von Fremdkörpern, eines nicht geeigneten oder unzulässig (verhärteten) Schmierstoffs oder auch einer Überschmierung
- Unvorhergesehene Schwingungen und Erschütterungen
- Ablaufstörungen infolge hoher Axialkräfte oder radialen Verspannung aufgrund zu geringen Betriebsspiels
- Jede Art von Schmierstörung
- Sonstige Effekte aus dem Antrieb oder Antriebssteuerung.

# Käfig

## Käfige für hohe Stoß- und Schwingungsbelastungen

Im Bereich der Güterlokomotiven werden Käfige der Zylinderrollenlager überwiegend sehr starken Stoß- und Schwingungsbelastungen ausgesetzt. Diese Zusatzbelastungen sind sehr schwer zu erfassen, führen aber bei unzureichender Kenntnis zur suboptimalen Auslegung, die dann im Käfigbruch und Frühausfall des Antriebes endet.

Die direkt von der Schiene über das Rad an die Rotorwelle übertragenen Zusatzkräfte belasten den Käfig aufgrund von Verformung mit zusätzlicher Biegewechselbelastung und durch den Stoß mit Zusatzkräften, die direkt über den Wälzkörper auf den Käfigsteg übertragen werden. Die Zusatzbelastung aufgrund einer Stoß- und einer Schwingungsbelastung zeigt exemplarisch *Bild 5*.



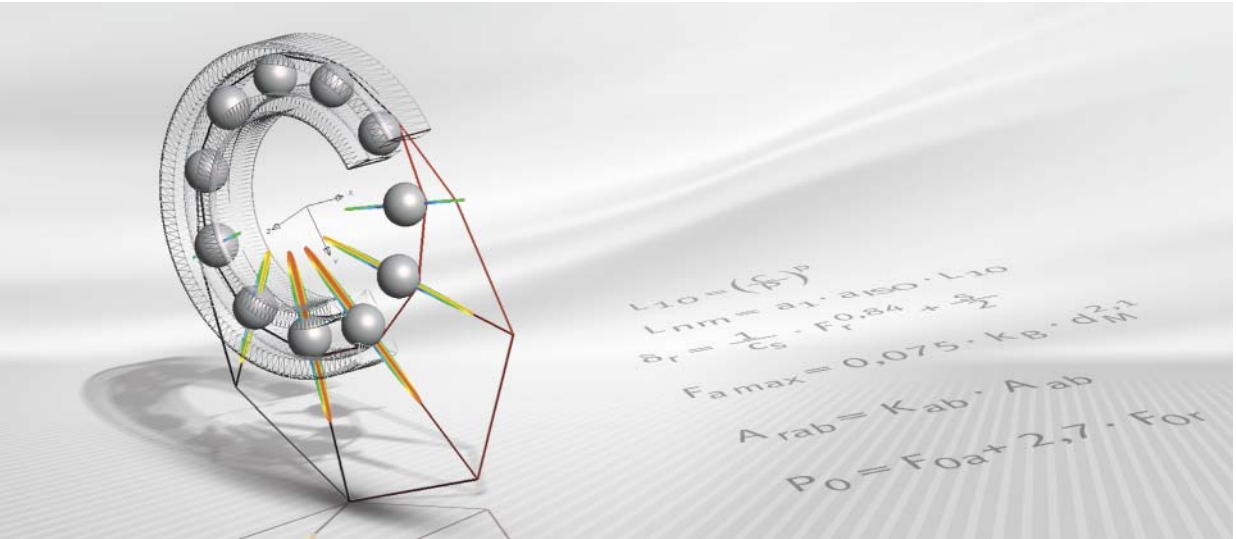
*Bild 5*  
Belastungen auf den Käfig

Um diesen besonderen Zusatzlasten entgegenzuwirken, werden Sonderkäfige mit optimiertem und verstärktem Design eingesetzt. Sonderwerkstoffe zur zusätzlichen Steigerung der Betriebsicherheit haben bei solchen Käfigen den absoluten Vorrang. Zu unterscheiden sind verschiedene Legierungen, die im Schleuderguss- oder Warmwalzverfahren hergestellt werden. Besonders die Reinheit und die Porengröße sind wichtige Qualitätskriterien.

Eigenschaften eines Sonderkäfigs sind:

- Optimiertes Käfigtaschenspiel
- Optimierte Kontaktfläche (Taschengeometrie)
- Geeignete Käfigführungsart
- Verstärktes Design (Käfigkonstruktion)
- Erhöhte Steifigkeit
- Reduzierung der Kerbeinflüsse.





## Betriebsparameter

Mindestbelastung von Radiallagern  
 Drehzahlkennwerte der Standardlager  
 Wärmestabilisierung und Restaustenit

# Betriebsparameter

## Mindestbelastung von Radiallagern

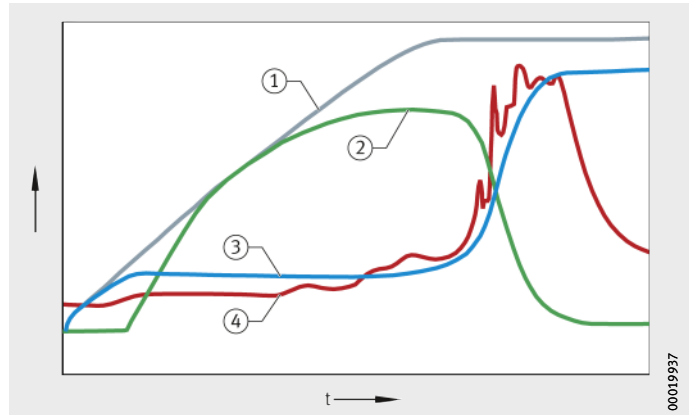
In bestimmten Drehzahl- und Belastungsbereichen tritt zwischen den Wälzkörpern und den Laufbahnen Schlupf auf, das heißt, die Umlaufgeschwindigkeit der Wälzpartner ist unterschiedlich. Primäre Ursache ist eine zu geringe Lagerbelastung. Aufgrund des fehlenden Reibschlusses zwischen Innenringlaufbahn und Wälzkörper liegt keine reine Abwälzbewegung vor. Wälzkörper- und Käfigdrehzahl sind niedriger als bei kinematisch einwandfreiem Abwälzen. In der Praxis wird Schlupf häufig als Käfigkreischen bezeichnet. Er macht sich akustisch durch ein hohes klirrendes Geräusch bemerkbar und lässt sich relativ einfach diagnostizieren. Das Schlupfgeräusch verschwindet in der Regel bei der Nachschmierung, aber nur für kurze Zeit.

Der Schlupf selbst ist weniger kritisch, wohl aber der Schlupfzusammenbruch. Anschmierungen an den Laufbahnen und hohe Käfigbelastungen sind Folgen des Schlupfzusammenbruchs. Darunter versteht man eine ruckartige Drehzahländerung des Käfigs von der Schlupfphase in kinematisch einwandfreie Abwälzverhältnisse. Für diese kurzfristige Drehzahländerung des Käfigs und der Wälzkörper ist der Übergang von einer hydrodynamischen Schmierung in die Mischreibung mit metallischer Berührung im Kontaktbereich von Wälzkörper und Laufbahn verantwortlich.

Die Ergebnisse der Schlupfuntersuchungen am Prüfstand zeigt *Bild 1*, Seite 25. Ein unbelastetes Zylinderrollenlager wird hierbei auf die Testdrehzahl gebracht. Die Käfigdrehzahl müsste bei kinematisch einwandfreiem Abwälzen synchron zur Wellendrehzahl verlaufen. Wenn dies nicht der Fall ist, liegt Schlupf vor. Bei Schlupfzusammenbruch steigt der Geräuschpegel stark an. Das Schlupfgeräusch ist keine Folge der Anschmierungen in den Laufbahnen, sondern eine reibungserregte Schwingung.

- ① Wellendrehzahl
- ② Käfigschlupf
- ③ Käfigdrehzahl
- ④ Körperschallentwicklung

Bild 1  
Schlupfuntersuchungen  
am Prüfstand



Die Gefahr eines solchen Schlupfes ist bei niedrigbelasteten Lagern besonders groß. Erfahrungsgemäß empfiehlt es sich in derartigen Fällen, die Belastung zu erhöhen, siehe Tabelle. Lässt sich die Belastung nicht ändern, so sollte man versuchen, kleinere Lager mit einer niedrigen dynamischen Tragzahl  $C_{dyn}$  einzubauen.

**Mindestbelastung  
von Radiallagern**

Lagertyp	Mindestbelastung
Kugellager	$P/C > 0,01$
Zylinderrollenlager	$P/C > 0,02$
Zylinderrollenlager, X-life	$P/C_0 < 60$
vollrollige Lager	$P/C > 0,04$

# Betriebsparameter

## Drehzahlkennwerte der Standardlager

Die zulässige Drehzahl hängt von der Konstruktion der gesamten Lagerung ab, also vom Lager selbst (Bauart, Größe, Genauigkeit und Käfigausführung) sowie von den Betriebsbedingungen, *Bild 2*, Seite 27.

Die Betriebsbedingungen sind:

- Höhe und Richtung der Belastung
- Schmierverfahren, Art und Menge des Schmierstoffs
- Umgebung
- Konstruktive Ausführung und Genauigkeit der umbauenden Teile
- Wärmeabfuhr durch die umgebenden Teile.

Die im Betrieb für ein Wälzlager höchste zulässige Drehzahl kann durch verschiedene Kriterien begrenzt werden: Am häufigsten ist die mit zunehmender Drehzahl ansteigende Betriebstemperatur ausschlaggebend.

Die in den Katalogen angegebenen Drehzahlgrenzen sind Richtwerte dafür, welche Drehzahlen mit Lagern normaler Ausführung und Genauigkeit bei guten Einbaubedingungen und einem normalen Belastungsverhältnis noch sicher zu beherrschen sind.

Die in der Praxis erreichbare Drehzahl hängt stark von den bereits oben beschriebenen Faktoren ab.

In der Wälzlagertechnik wird vielfach in diesem Zusammenhang der Drehzahlkennwert als Bemessungsgröße herangezogen. Der Drehzahlkennwert ist das Produkt aus der Drehzahl  $n$  und dem mittlerem Lagerdurchmesser  $d_m$ .

Berechnung Drehzahlkennwert:

$$n \cdot d_m$$

$$d_m = \frac{D + d}{2}$$

$n$   $\text{min}^{-1}$   
Betriebsdrehzahl oder äquivalente Drehzahl  
 $d_m$  mm  
Mittlerer Lagerdurchmesser  
 $D$  mm  
Lageraußendurchmesser  
 $d$  mm  
Lagerinnendurchmesser.

Mit einer Fettschmierung sind maximale Drehzahlen in der Größenordnung von  $1 \cdot 10^6 \text{ min}^{-1} \cdot \text{mm}$  für Radial-Kugellager und Radial-Zylinderrollenlager erreichbar.

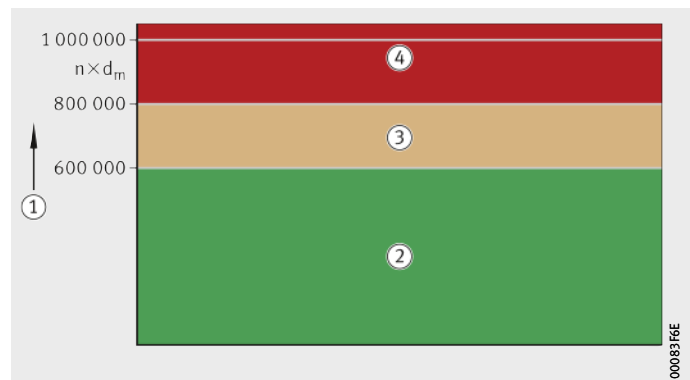
Werden höhere Drehzahlen gefordert, so ist der Übergang auf eine Ölschmierung erforderlich.

Die Bereiche der Drehzahlgrenzen zeigt schematisch *Bild 2*. Standard-Rillenkugellager oder käfiggeführte Zylinderrollenlager können ohne Bedenken im grünen Bereich betrieben werden. Werden höhere Drehzahlkennwerte gefordert (gelber oder roter Bereich), müssen folgende Parameter zusätzlich untersucht beziehungsweise angepasst werden:

- Radialluft
- Genauigkeitsklasse
- Wälzkörper (Größe, Werkstoff)
- Bearbeitungstoleranzen der Umbauteile
- Käfig (Material, Art und Führung)
- Schmierung (Fett oder Öl)
- Schmierungsart bei Ölschmierung (Ölumlauf, Ölnebel oder Öleinspritzung).

- ① Drehzahlkennwert
- ② Standardbereich
- ③ Erweiterter Bereich
- ④ HIGH SPEED-Bereich

*Bild 2*  
Anhaltswerte für Drehzahlgrenzen  
von Rillenkugellagern und  
Zylinderrollenlagern



Die tatsächlichen Grenzdrehzahlen der einzelnen Lager sind in den Maßstabellen des Katalogs HR 1, Wälzlager, angegeben.

# Betriebsparameter

## Wärmestabilisierung und Restaustenit

Bei einer bestimmten Betriebstemperatur müssen die Maße der Wälzlager auch nach Durchlaufen des gesamten Betriebstemperaturbereichs gleich bleiben. Die maßliche Instabilität von gehärtetem, aber nicht richtig nachbehandeltem Wälzlagerstahl würde bei hoher Lagerbetriebstemperatur größere Maßänderungen in kurzer Zeit bewirken.

Negative Folgen der Maßänderungen wären:

- Veränderungen des Lagerspiels
- Lösen von Schrumpfverbänden
- Vorzeitiger Ausfall des Wälzlagers.

Ursachen für Maßänderungen beruhen auf Änderungen in den Gefügebestandteilen Restaustenit und Martensit. Nicht nur der Einfluss von Temperatur und Zeit, sondern auch der Einfluss durch die Belastung führt bei gehärtetem Wälzlagerstahl auf der einen Seite zur Volumenvergrößerung durch den Abbau von Restaustenit und auf der anderen Seite zur Volumenverringerng durch die Kohlenstoffausscheidung im Martensit. Aus der Überlagerung der beiden Teilvorgänge resultiert die Gesamtmaßänderung.

Maßstabile Wälzlager erfordern deshalb bereits während der Produktion eine differenzierte Anlassbehandlung nach dem Härten. Das Anlassen nimmt den Restaustenitabbau und die Kohlenstoffausscheidung im Martensit vorweg.

Die Bezeichnung der Maßstabilitätsstufen und der Betriebstemperaturen ist in der DIN 623-1 geregelt, die Behandlungen dazu sind jedoch dem Hersteller der Wälzlager überlassen.

Standardmäßig sind die Wälzlager für Fahrmotoren so wärmebehandelt, dass sie bis zu einer Betriebstemperatur von +150 °C, typenabhängig aber auch bis zu +200 °C, eingesetzt werden können. Ab einer Betriebstemperatur von +120 °C erfordern Wälzlager eine besondere Wärmebehandlung. Die unterschiedlichen Nachsetzzeichen und die zugehörigen maximalen Betriebstemperaturen zeigt Tabelle, Seite 29.

**Betriebstemperatur und  
Nachsetzzeichen  
für maßstabilisierte Lager**

Maximale Betriebstemperatur °C	Nachsetzzeichen für maßstabilisierte Lager
+120 °C	SN
+150 °C	S0
+200 °C	S1
+250 °C	S2
+300 °C	S3

Falls nichtmaßstabilisierte Lager infolge unzulässig hoher Betriebstemperaturen ihren Restaustenit abbauen, kann die dabei auftretende Maßänderung nach der folgenden Formel abgeschätzt werden:

$$\Delta d = d \cdot \Delta RA \cdot 0,08 \frac{\mu m}{mm \cdot \%RA}$$

$\Delta d$  Maßänderung  
 $d$  Lagerdurchmesser  
 $\Delta RA$  Restaustenitgehalt.







## Berechnung

Lagerungs- und Antriebskonzepte  
Nominelle Lebensdauer  
Allgemeine Berechnungsformeln und Hilfen  
Belastungen im Rotorschwerpunkt  
Belastungen aus den Antriebskonzepten  
Zusatzbelastungen aus Stößen und Schwingungen

# Berechnung

Bei der Festlegung der Lagerbauart und Lagerausführung sowie bei der Umgebungs konstruktion sind einige Punkte besonders zu beachten.

In Fahrmotoren, insbesondere für den Einsatz in Bahnanwendungen, werden überwiegend geprüfte Standardlager eingesetzt. Sind besondere oder zusätzliche Belastungen zu erwarten, so werden Sonderlösungen bevorzugt.

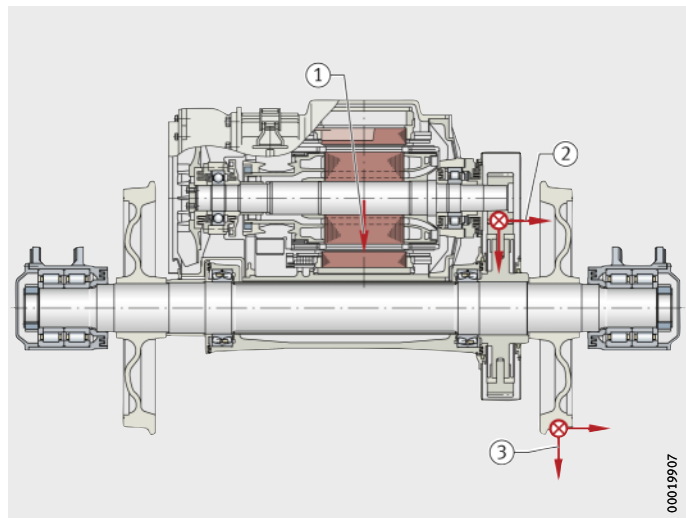
Die am häufigsten verwendeten Lagerbauarten wurden bereits im Kapitel Lagerbauarten ausführlich besprochen. Als Lagerungskonzept wird am häufigsten die Anordnung mit einem Rillenkugellager als Festlager und einem Zylinderrollenlager als Loslager verwendet, *Bild 1*. Im Gegensatz zu den stationären Standardmotoren werden aufgrund erhöhter Schwingungsbelastung beide Lager am Innen- und Außenring mit einer festen Passung auf die Welle und im Gehäuse montiert. Die Verschiebefunktion wird mit Hilfe des Zylinderrollenlagers sichergestellt. Besondere Beachtung erfordert aber die Festlegung der radialen Lagerluft. Für das eingebaute und betriebswarme Lager wird eine möglichst kleine Radialluft angestrebt. Die typischen Belastungen, die bei der Auslegung der Fahrmotorenlagerung zu berücksichtigen sind, werden in *Bild 1* exemplarisch dargestellt.

Zu den Belastungen zählen:

- Belastungen im Rotorschwerpunkt
- Belastungen aus der Kupplung beziehungsweise Verzahnung oder dem Gelenkwellenantrieb
- Zusatzbelastungen aus Stößen und Schwingungen.

- ① Rotorkräfte
- ② Kräfte aus Verzahnung
- ③ Zusatzbelastungen aus Stößen und Schwingungen

*Bild 1*  
Klassische Lagerung  
eines Fahrmotors  
mit auftretenden Belastungen

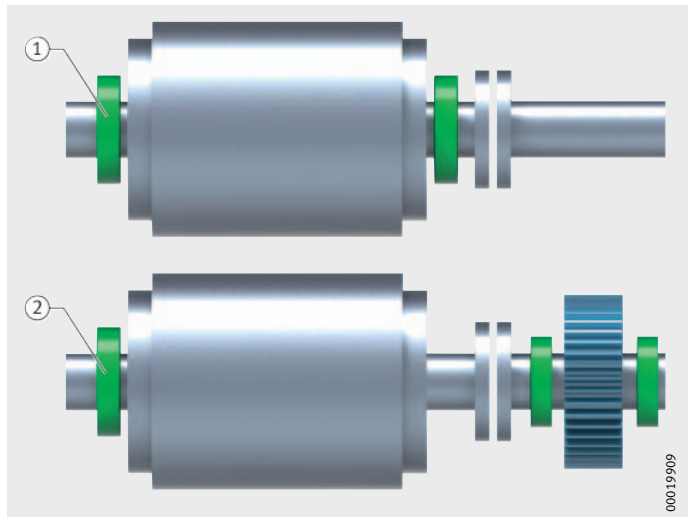


## Lagerungs- und Antriebskonzepte

Darstellungen der im Allgemeinen bei Fahrmotoren verwendeten Lagerungs- und Antriebskonzepte zeigen *Bild 2* und *Bild 3*.

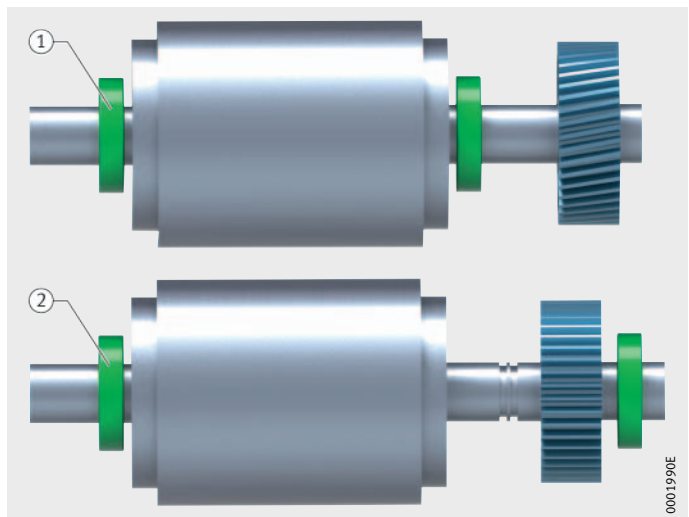
- ① Beidseitig gelagert
- ② Einseitig gelagert

*Bild 2*  
Kupplungsantrieb



- ① Beidseitig gelagert
- ② Einseitig gelagert

*Bild 3*  
Getriebeantrieb,  
Direktantrieb mit einem Ritzel



# Berechnung

## Nominelle Lebensdauer

Das genormte Verfahren zur Berechnung der Lebensdauer nach ISO 281 für dynamisch beanspruchte Wälzlager beruht auf der Werkstoffermüdung (Pittingbildung) als Ausfallursache.

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

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  $\text{min}^{-1}$

Betriebsdrehzahl.

Branchenüblich wird die Lebensdauer oft in Fahrkilometern ausgedrückt:

$$L_{10 \text{ km}} = L_{10} \cdot \frac{\pi \cdot D_R}{i} \cdot 10^3$$

$L_{10 \text{ km}}$  km

Nominelle Lebensdauer in Kilometer

$L_{10}$   $10^6$  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

$D_R$  m

Raddurchmesser in Meter

i –

Übersetzungsverhältnis zwischen Fahrmotor und Rad.

## Allgemeine Berechnungsformeln und Hilfen

### Veränderliche Belastung und Drehzahl

$$p = \sqrt[3]{p_1^3 \cdot \frac{n_1}{n_m} \cdot \frac{q_1}{100} + p_2^3 \cdot \frac{n_2}{n_m} \cdot \frac{q_2}{100} + \dots}$$

p	N
Veränderliche Belastung	
n <sub>1</sub> , n <sub>2</sub>	min <sup>-1</sup>
Drehzahl	
q <sub>1</sub> , q <sub>2</sub>	-
Anteil in Prozent	
n <sub>m</sub>	min <sup>-1</sup>
Mittlere Drehzahl	

Berechnung der mittleren Drehzahl:

$$n_m = n_1 \cdot \frac{q_1}{100} + n_2 \cdot \frac{q_2}{100} + \dots$$

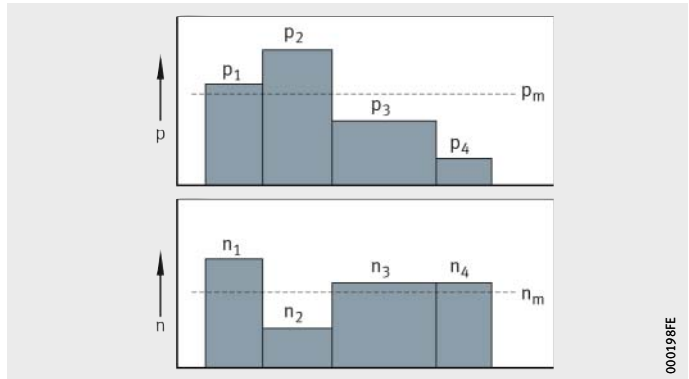
p = Belastung  
n = Drehzahl

*Bild 4*  
Belastung und Drehzahl

**Veränderliche Belastung**

$$p = \sqrt[3]{p_1^3 \cdot \frac{q_1}{100} + p_2^3 \cdot \frac{q_2}{100} + \dots}$$

p	N
Veränderliche Belastung	
p <sub>1</sub> , p <sub>2</sub>	N
Einzelbelastung	
q <sub>1</sub> , q <sub>2</sub>	-
Anteil in Prozent	



000198EE

# Berechnung

## Leistung

$$P = \frac{M \cdot n}{9550}$$

P	kW
Leistung	
M	Nm
Drehmoment	
n	min <sup>-1</sup>
Drehzahl.	

## Geschwindigkeit des Zuges

$$v = \frac{n \cdot D_R}{5,3 \cdot i}$$

v	km/h
Zuggeschwindigkeit	
n	min <sup>-1</sup>
Motordrehzahl	
D <sub>R</sub>	m
Raddurchmesser	
i	–
Übersetzungsverhältnis.	

## Übersetzungsverhältnis

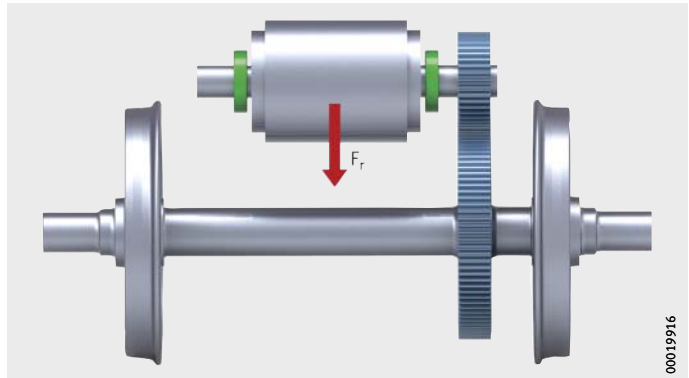
$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{r_2}{r_1}$$

i	–
Übersetzungsverhältnis	
n <sub>1</sub> , n <sub>2</sub>	min <sup>-1</sup>
Drehzahl	
z <sub>1</sub> , z <sub>2</sub>	–
Zähnezahl eines Zahnrads	
r <sub>1</sub> , r <sub>2</sub>	mm
Wälzkreisradius.	

Der Index 1 kennzeichnet das treibende Rad,  
der Index 2 das angetriebene Rad.

## Belastungen im Rotorschwerpunkt

Die Lagerkräfte elektrischer Maschinen werden aus dem Rotorgewicht errechnet, *Bild 5*. Dabei werden die eventuelle Unwucht und der magnetische Zug durch den Zuschlagfaktor  $f_z$  berücksichtigt. Bei elektrischen Fahrtrieben wurde dieser Faktor auch als Stoßzuschlag herangenommen und je nach Aufhängungsart verwendet. In der Theorie und bei der Berechnung kann der Zuschlagfaktor  $f_z = 1,5 \dots 2,5$  angewendet werden. Stoßbelastungen werden besonders betrachtet.



*Bild 5*  
Kräfte aus dem Rotorgewicht

Bestimmung der Radialkraft des Rotors:

$$F_r = F_g + F_B$$

$$F_r = F_g \cdot f_z$$

$F_r$	N
Radialkraft	
$F_g$	N
Gewichtskraft	
$F_B$	N
Kraft aus magnetischem Zug und Unwucht	
$f_z$	-
Gesamt-Zuschlagfaktor $f_z = 1,5 \dots 2,5$ .	

Bestimmung der Gewichtskraft des Rotors:

$$F_g = m_R \cdot g$$

$F_g$	N
Gewichtskraft	
$m_R$	kg
Masse Rotor	
$g$	$m/s^2$
Erdbeschleunigung $g = 9,81 m/s^2$ .	

# Berechnung

## Belastungen aus den Antriebskonzepten

Generell unterscheidet man zwischen drei Antriebskonzepten im Bereich der Fahrmotoren.

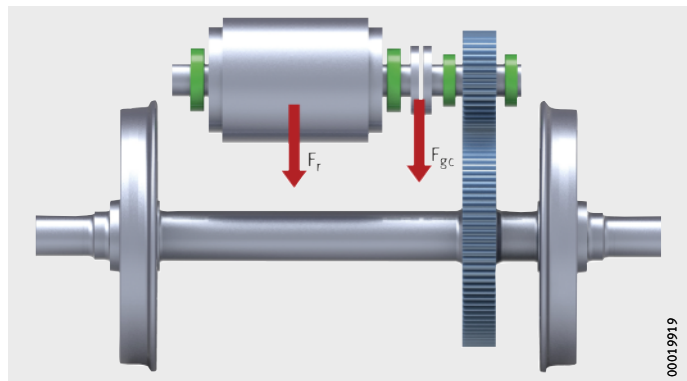
Hierzu zählen die klassischen Kupplungsverbindungen und die Gerad- und Schrägverzahnungskonzepte sowie der immer wieder anzutreffende Kardantrieb, der direkt am Fahrmotor angeflanscht wird. Bei allen drei Antriebskonzepten werden weitere zusätzliche Kräfte generiert, die sich auf die Lagerung auswirken. Diese müssen in der Auslegung berücksichtigt werden.

Bei Fragen zum Kardantrieb wenden Sie sich bitte an die Anwendungstechnik von Schaeffler.

## Belastungen aus der Kupplung

Elastische oder einstellbare Kupplungen sind die am häufigsten verwendeten Verbindungselemente zwischen Fahrmotor und Getriebe. Kupplungsabtriebe stellen im Allgemeinen eine klar definierte Belastung dar, die sich aus einer zusätzlichen Radial- aber auch Axialkraftkomponente zusammensetzt. Oft muss auch eine Biegebelastung berücksichtigt werden.

Als Kupplungskraft wird meist die halbe Gewichtskraft der Kupplung angesetzt, die mögliche Axialkraftkomponente muss beim Kupplungshersteller oder Fahrmotorenhersteller angefragt werden, *Bild 6*.



*Bild 6*  
Zusatzkräfte aus der Kupplung



Bestimmung der Radialkraft der Kupplung:

$$F_{rC} = \frac{1}{2} \cdot F_{gC}$$

$F_{rC}$  N  
Radialkraft Kupplung

$F_{gC}$  N  
Gewichtskraft Kupplung.

Bestimmung der Gewichtskraft der Kupplung:

$$F_{gC} = m_C \cdot g$$

$F_{gC}$  N  
Gewichtskraft Kupplung

$m_C$  kg  
Masse Kupplung

$g$  -  
Erdbeschleunigung  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ .

Bestimmung der Axialkraft der Kupplung:

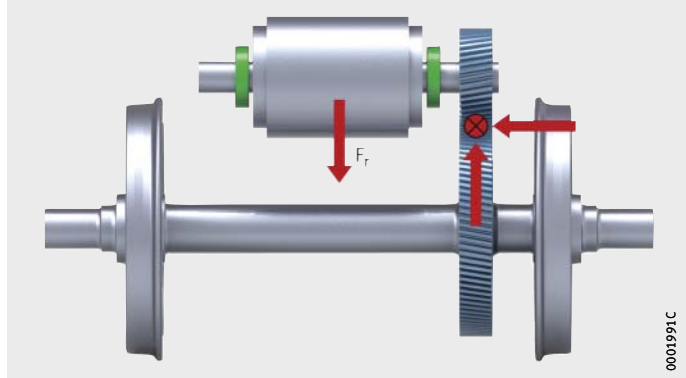
$$F_{aC} = \text{gem. Angabe}$$

$F_{aC}$  N  
Axialkraft Kupplung.

# Berechnung

## Belastungen aus der Verzahnung

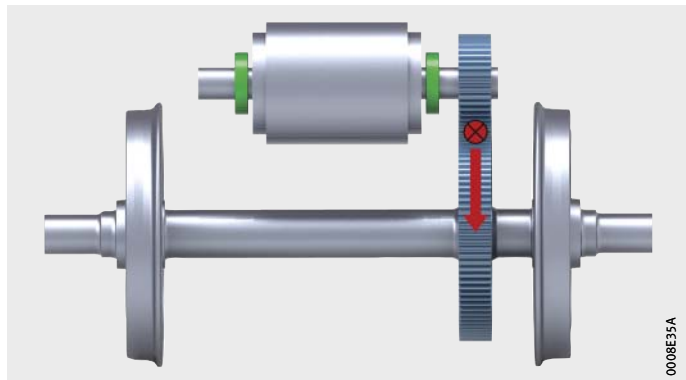
In Abhängigkeit von der Verzahnungsart wirken zusätzliche Verzahnungskräfte auf die Lager, die einen entscheidenden Einfluss auf die Auswahl und Dimensionierung der Lagerung haben, *Bild 7* bis *Bild 9*.



*Bild 7*  
Zusatzkräfte aus der Verzahnung

### Geradverzahnung

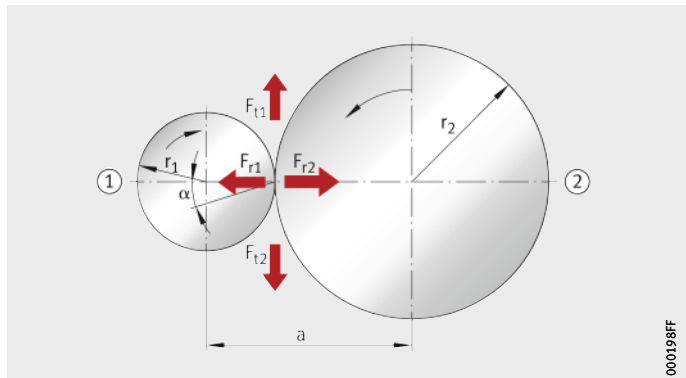
In diesem Abschnitt werden die Tangential-, Radial- und Axialkräfte aus der Geradverzahnung betrachtet, *Bild 8* und *Bild 9*.



*Bild 8*  
Geradverzahnung

- ① Zahnrad 1, treibend
- ② Zahnrad 2, angetrieben

*Bild 9*  
Tangential- und Radialkräfte aus Geradverzahnung



#### Bestimmung der Tangentialkraft:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{M_{d1}}{r_1} = \frac{M_{d2}}{r_2}$$

$F_{t1}, F_{t2}$ Tangentialkraft	N
$M_{d1}, M_{d2}$ Drehmoment	Nm
$r_1, r_2$ Zahnradradius.	m

#### Bestimmung der Radialkraft:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \tan \alpha$$

$F_{r1}, F_{r2}$ Radialkraft	N
$F_{t1}$ Tangentialkraft	N
$\alpha$ Eingriffswinkel.	°

#### Bestimmung der Axialkraft:

$$F_{a1} = F_{a2} = 0$$

$F_{a1}, F_{a2}$ Axialkraft.	N
---------------------------------	---

#### Bestimmung Radius Zahnrad 1:

$$r_1 = \frac{a}{i + 1}$$

$r_1$ Radius Zahnrad 1, treibend	m
$a$ Wellenabstand	m
$i$ Übersetzungsverhältnis.	-

#### Bestimmung Radius Zahnrad 2:

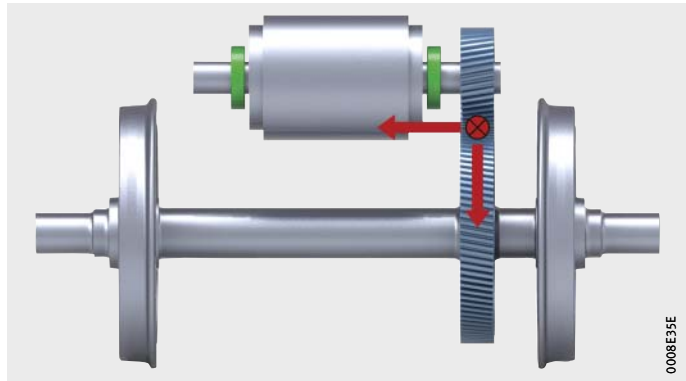
$$r_2 = a - r_1$$

$r_2$ Radius Zahnrad 2, angetrieben	m
$a$ Wellenabstand	m
$r_1$ Radius Zahnrad 1, treibend.	m

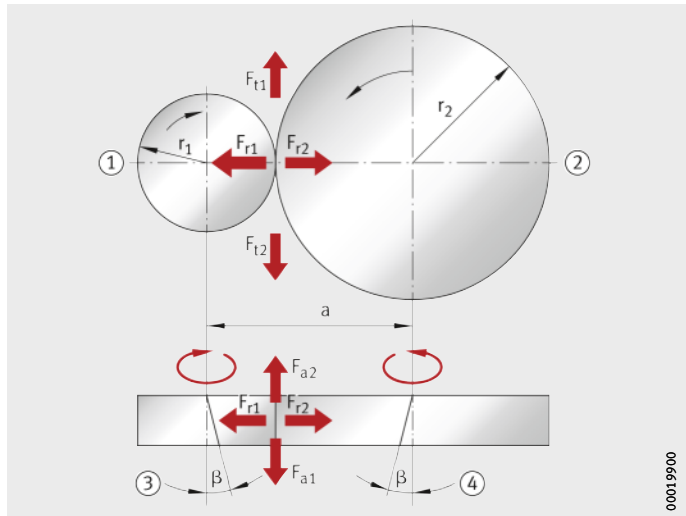
# Berechnung

Schrägverzahnung

In diesem Abschnitt werden die Tangential-, Radial- und Axialkräfte aus der Schrägverzahnung betrachtet, *Bild 10* und *Bild 11*.



*Bild 10*  
Schrägverzahnung



- ① Zahnrad 1, treibend
- ② Zahnrad 2, angetrieben
- ③ Helix linksgängig
- ④ Helix rechtsgängig

*Bild 11*  
Tangential-, Radial- und Axialkräfte  
aus der Schrägverzahnung

#### Bestimmung der Tangentialkraft:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{M_{d1}}{r_1} = \frac{M_{d2}}{r_2}$$

$F_{t1}, F_{t2}$ Tangentialkraft	N
$M_{d1}, M_{d2}$ Drehmoment	Nm
$r_1, r_2$ Zahnradradius.	m

#### Bestimmung der Radialkraft:

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \cdot \tan \alpha}{\cos \beta}$$

$F_{r1}, F_{r2}$ Radialkraft	N
$F_{t1}$ Tangentialkraft	N
$\alpha$ Eingriffswinkel	°
$\beta$ Schrägungswinkel.	°

#### Bestimmung der Axialkraft:

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \tan \beta$$

$F_{a1}, F_{a2}$ Axialkraft	N
$F_{t1}$ Tangentialkraft	N
$\beta$ Schrägungswinkel.	°

#### Bestimmung Radius Zahnrad 1:

$$r_1 = \frac{a}{i + 1}$$

$r_1$ Radius Zahnrad 1, treibend	m
$a$ Wellenabstand	m
$i$ Übersetzungsverhältnis.	-

#### Bestimmung Radius Zahnrad 2:

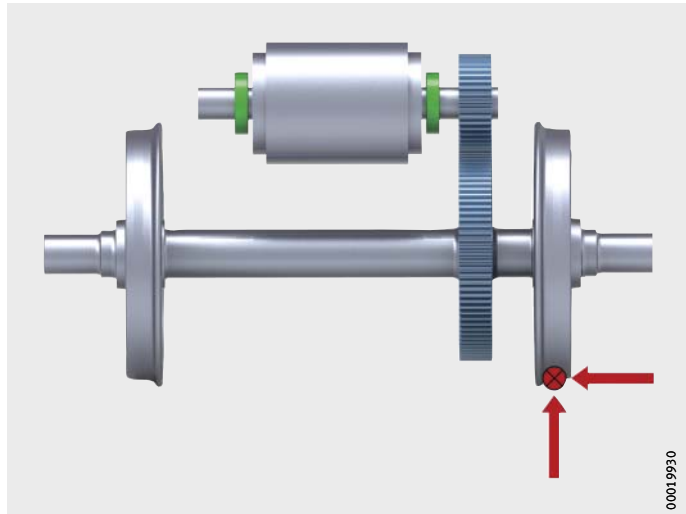
$$r_2 = a - r_1$$

$r_2$ Radius Zahnrad 2, angetrieben	m
$a$ Wellenabstand	m
$r_1$ Radius Zahnrad 1, treibend.	m

# Berechnung

## Zusatzbelastungen aus Stößen und Schwingungen

Weitere Zusatzbelastungen, die bei der Lagerauslegung berücksichtigt werden müssen, sind Belastungen aus Schwingungen und Stößen, *Bild 12*. Die Größe der Belastung ist relativ schwer zu erfassen und erfordert eine Messung. Oft werden für die Erfassung der Schwingungsbelastung Erfahrungswerte aus anderen ähnlichen Projekten oder Vergleichswerte des internationalen Standards verwendet.



*Bild 12*  
Zusatzbelastungen aus Stößen und Schwingungen

Bestimmung der Beschleunigungskraft:

$$F_{acc} = m \cdot a$$

$F_{acc}$	N
Beschleunigungskraft	
$m$	kg
Masse	
$a$	$m/s^2$
Richtungsabhängige Beschleunigung.	

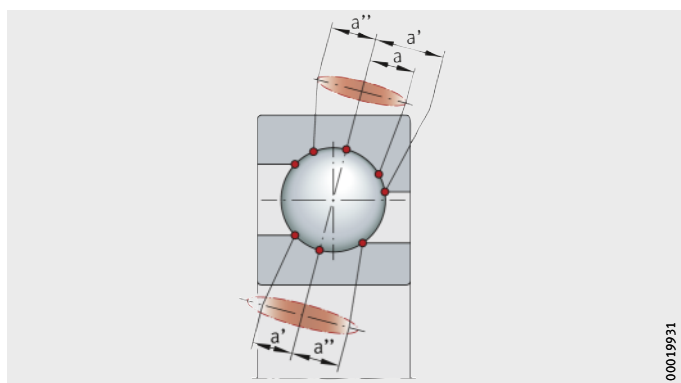
Bei der Erfassung der Schwingungsbelastung werden Zusatzlasten aus der Masse und der entsprechenden Beschleunigung gemäß der oben gültigen Formel berechnet und als Zusatzlast bei der Berechnung berücksichtigt. So fließen die Beschleunigungen (Lasten) in die Berechnung mit ein, die aus den drei Richtungen x, y und z auf das System wirken. Die Wirkungsdauer dieser Zusatzlasten wird zusammen mit dem Kunden definiert.

Werden keine expliziten Lastdaten für Schwingungen vorgelegt oder sind die tatsächlich auftretenden Schwingbeschleunigungen nicht bekannt, können zur ersten Auslegung der Lagerung die Effektivwerte aus der DIN EN 61373:2011-04 (VDE 0115-106) beziehungsweise EN 61373:2010 benutzt werden.

In der Lagerauslegung und der Berücksichtigung der Schwingbeschleunigungen wird zwischen dem dynamischen und dem statischen Fall unterschieden.

Gilt der dynamische Fall der Erfassung von Zusatzbelastung und zur Berücksichtigung dieser bei der Lebensdauerberechnung, so dient der statische Fall lediglich zur Sicherheitsüberprüfung gegen plastische Verformung und zur Überprüfung der Kontaktellipse bei axialer Belastung eines Rillenkugellagers, *Bild 13*.

Werden Zylinderrollenlager der Typen NJ und HJ oder NUP als Festlager eingesetzt, ist die maximale axiale Belastbarkeit der Borde zu überprüfen.



*Bild 13*  
Druckellipse  
eines Rillenkugellagers

# Berechnung

Einen Auszug aus der DIN EN 61373:2011-04 für dynamische Beanspruchung und statische Beanspruchung, siehe Tabellen.

## Effektivwerte für dynamische Beanspruchung

Kategorie	Orientierung	Beschleunigung m/s <sup>2</sup>
1 Klasse A Am Fahrzeugkasten angebaut	Senkrecht	0,75
	Querrichtung	0,37
	Längsrichtung	0,5
Klasse B Am Fahrzeugkasten angebaut	Senkrecht	1,01
	Querrichtung	0,45
	Längsrichtung	0,7
2 Am Drehgestell angebaut	Senkrecht	5,4
	Querrichtung	4,7
	Längsrichtung	2,50
3 Am Radsatz angebaut	Senkrecht	38
	Querrichtung	34
	Längsrichtung	17

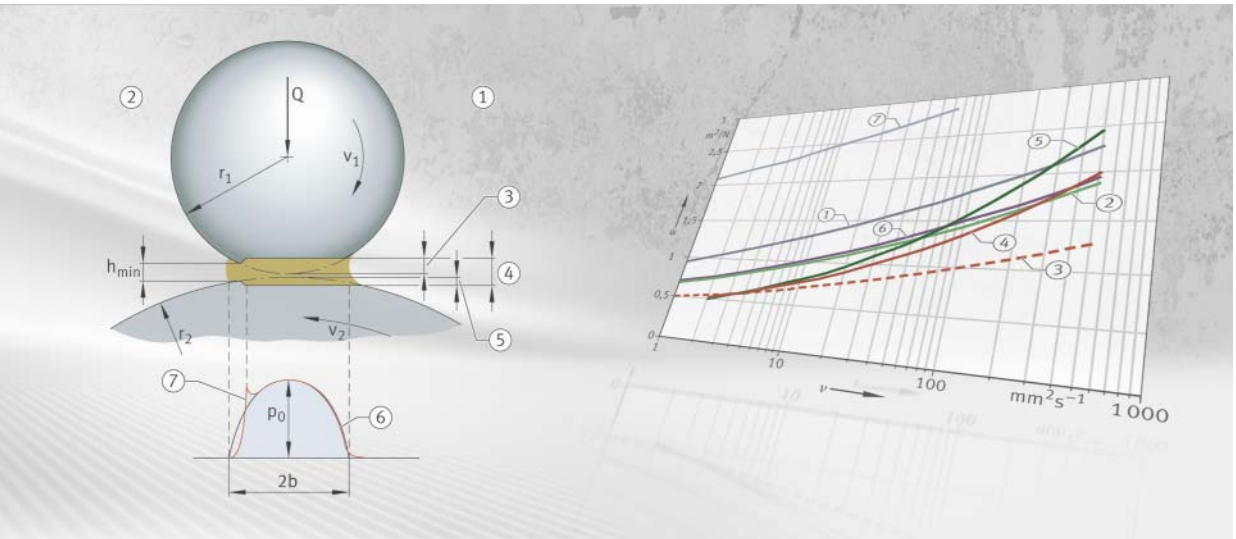
## Effektivwerte für statische Beanspruchung

Kategorie	Orientierung	Spitzen- beschleunigung A m/s <sup>2</sup>	Nenn- dauer D ms
1 Klasse A und Klasse B Am Fahrzeugkasten eingebaut	Senkrecht	30	30
	Querrichtung	30	30
	Längsrichtung	50	30
2 Am Drehgestell angebaut	Alle	300	18
3 Am Radsatz angebaut	Alle	1 000	6

$k_s > 5/6$ , besser 1,0.

Die Druckellipsenkennziffer  $k_s$  gibt an, wie weit die Druckellipse tatsächlich von der Laufbahn unterstützt wird. Bei der Berechnung der Druckellipsenkennziffer  $k_s$  werden beide Seiten der Druckellipse berücksichtigt. Wenn die Laufbahn ausreichend breit ist, ergibt sich eine Kennziffer größer 1. In diesem Fall kann  $k_s$  als Sicherheit gegen das Abschneiden der Druckellipse interpretiert werden. Zur Berechnung von  $k_s$  wird hierbei der minimale Abstand zwischen der Druckellipsenmitte und den beiden Schultern verwendet.





## Schmierung

Aufgaben des Schmierstoffes  
 Schmierungs- und Reibungszustände  
 Versorgung der Lager mit Schmierstoff  
 Erst- und Neubefettung  
 Auswahl des geeigneten Schmierstoffes  
 Fettgebrauchsdauer

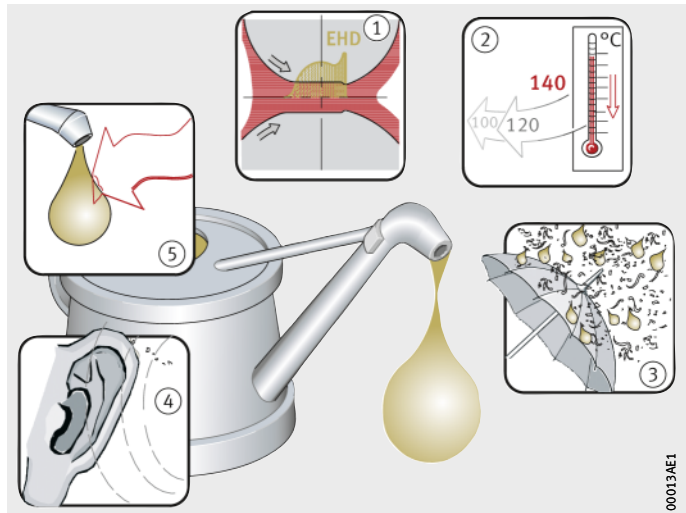
# Schmierung

## Aufgaben des Schmierstoffes

Die Schmierung von Wälzlagern hat vor allem die Aufgabe, Verschleiß und vorzeitige Ermüdung zu vermeiden und damit die ausreichend lange Gebrauchsdauer sicherzustellen. Weiter soll die Schmierung dazu beitragen, dass sich günstige Laufeigenschaften einstellen.

Der Schmierstoff soll, *Bild 1*:

- An den Kontaktflächen einen ausreichend tragfähigen Schmierfilm ausbilden und dort damit Verschleiß und vorzeitige Ermüdung vermeiden ①
- Bei Ölschmierung die Wärme ableiten ②
- Bei Fettschmierung das Lager zusätzlich nach außen gegen feste und flüssige Verunreinigungen abdichten ③
- Das Laufgeräusch dämpfen ④
- Vor Korrosion schützen ⑤.



*Bild 1*  
Aufgaben des Schmierstoffes

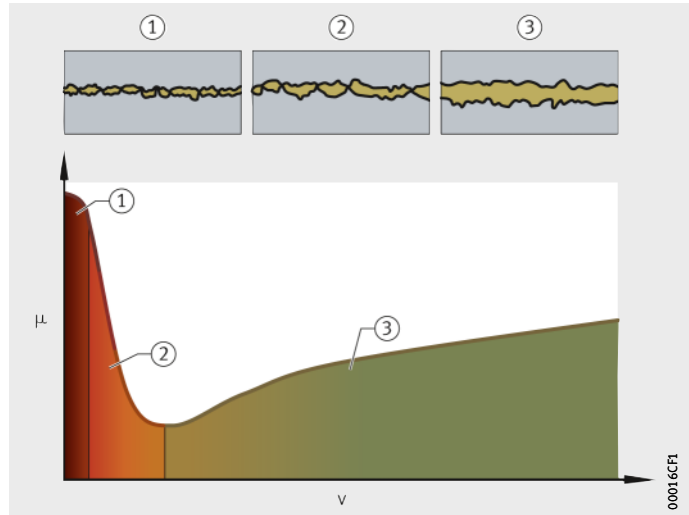
## Schmierungs- und Reibungszustände

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 2*.

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 als Schmierstoff.

- $\mu$  = Reibung  
 $v$  = Geschwindigkeit
- ① Grenzschmierung
  - ② Teilschmierung
  - ③ Vollschmierung

*Bild 2*  
Stribeck-Kurve

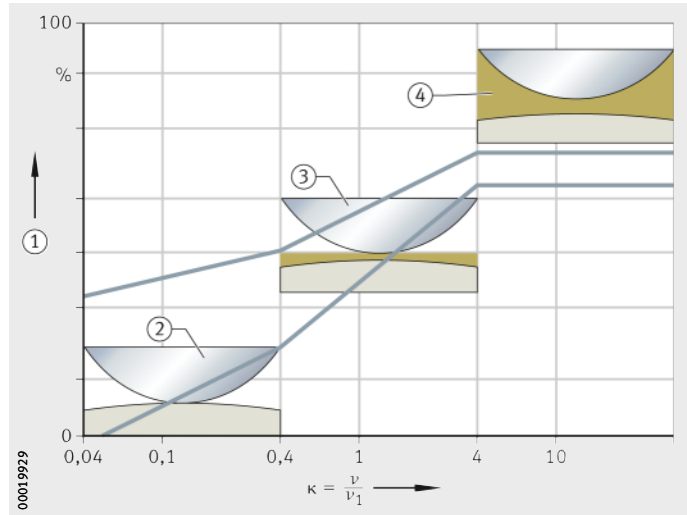


# Schmierung

Die Lebensdauer von Wälzlagern wird durch den Schmierfilm beeinflusst. Der Schmierstoff und seine Eigenschaften, abgestimmt auf die Betriebsbedingungen, sowie die Makro- und Mikrogeometrie der Berührungsflächen bestimmen die Schmierfilmdicke. Die Trennung der Berührungsflächen wird angestrebt, *Bild 3*.

- $\kappa$  = Viskositätsverhältnis
- ① Trennung der Kontaktflächen
  - ② Metallischer Kontakt
  - ③ Teil-EHD, Mischreibung
  - ④ EHD-Bedingungen

*Bild 3*  
Schmierungsverhältnisse im Betrieb



Das Viskositätsverhältnis  $\kappa$  ist ein Maß für die Güte der Schmierfilmbildung:

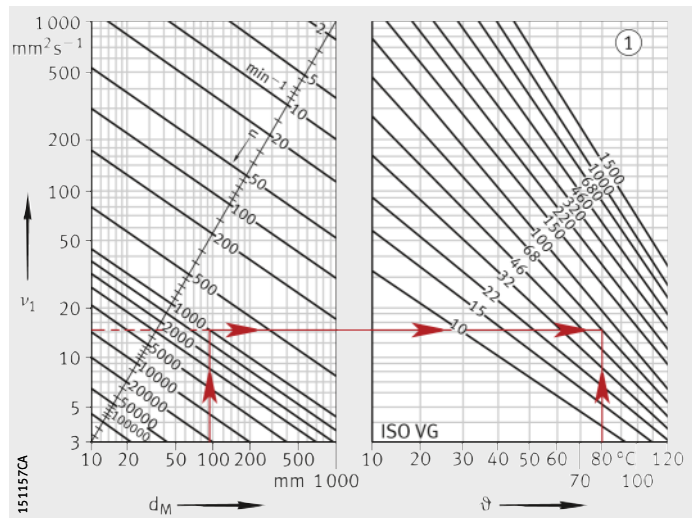
$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1}$$

$\kappa$  Viskositätsverhältnis  
 $\nu$  Kinematische Viskosität des Schmierstoffes bei Betriebstemperatur  
 $\nu_1$  Bezugsviskosität des Schmierstoffes bei Betriebstemperatur.

Die Bezugsviskosität  $\nu_1$  wird mit Hilfe des mittleren Lagerdurchmessers  $d_M = (D + d)/2$  und der Betriebsdrehzahl  $n$  bestimmt, *Bild 4*, Seite 51.

- ① Viskosität  $\text{mm}^2\text{s}^{-1}$  bei  $+40\text{ }^\circ\text{C}$   
 $n$  = Betriebsdrehzahl  
 $v_1$  = Bezugsviskosität  
 $d_M$  = Mittlerer Lagerdurchmesser  $(d + D)/2$   
 $\vartheta$  = Betriebstemperatur

Bild 4  
 Bezugsviskosität und  
 V-/T-Diagramm für Mineralöle



### 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. Eine Überfettung kann weiterhin zum vorzeitigen Ausfall des Lagers führen.

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
- Geeignete Abdichtung.

# Schmierung

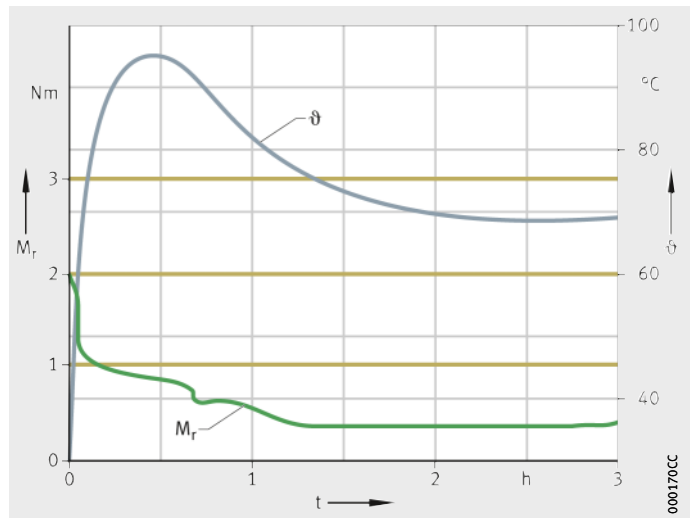
## Erst- und Neubefettung

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 in Lagernähe verbleibt.
- 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 herausfördern, andererseits aber auch Schmutz in das Lager transportieren. In solchen Fällen ist ein Druckausgleich über Durchbrüche und Bohrungen an den Anbauteilen erforderlich.
- 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.
- Bei höheren Drehzahlkennwerten kann sich bei nicht abgestimmter Fettmenge während der Anlaufphase, oft auch über mehrere Stunden, eine erhöhte Lagertemperatur einstellen, *Bild 5*, Seite 53.  
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.

$M_r$  = Reibmoment  
 $t$  = Zeit  
 $\vartheta$  = Betriebstemperatur

*Bild 5*  
Reibmoment und Temperatur



# Schmierung

## Auswahl des geeigneten Schmierstoffes

Die Wahl des richtigen Schmierstoffes ist entscheidend für die zuverlässige Funktion des Lagers. Die optimale Lager-Gebrauchsdauer kann durch die Auswahl geeigneter Schmierfette erreicht werden.

Zu berücksichtigen sind:

- Lagertyp
- Drehzahl
- Temperatur
- Belastung.

## Einfluss des Lagertyps

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

Bei Wälzlagern mit Punktkontakt (Kugellager) 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.

Wälzlager mit Linienkontakt (Rollerlager) stellen höhere Anforderungen an das Schmierfett. Zum Einen wird eine größere Fettmenge im Kontakt beansprucht, zum Anderen ist immer mit Gleit- und Bordreibung zu rechnen. Dies behindert den Schmierfilmaufbau und hat Verschleiß zur Folge.



## Einfluss der Drehzahl

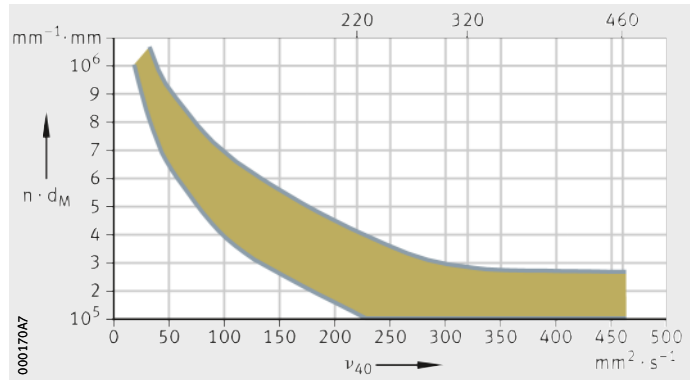
Schmierfette besitzen wie die Wälzlager einen maximal zulässigen Drehzahlkennwert  $n \cdot d_M$ . Der Drehzahlkennwert des Lagers sollte immer mit dem Drehzahlkennwert des Schmierfettes zusammenpassen, *Bild 6*.

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 gewünschter Mindestlaufzeit.

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

*Bild 6*  
Drehzahlkennwert  
für Schmierfette



# Schmierung

## 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.

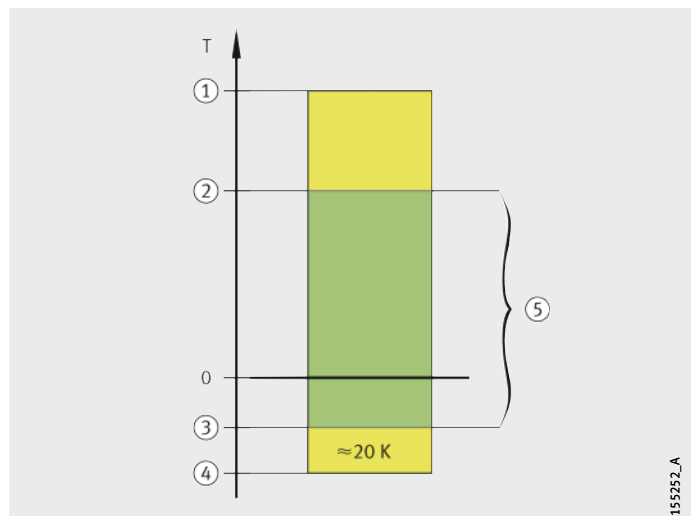
Die Stabilität bei hoher Temperatur hängt vor allem von der Fertigungsqualität und vom Fertigungsprozess ab. Es wird allgemein empfohlen, Schmierfette im Hinblick auf die sich einstellende Lagertemperatur im Standardeinsatzbereich zu verwenden, um eine zuverlässige Schmierwirkung beziehungsweise annehmbare Fettgebrauchsdauer zu erreichen, *Bild 7*.

Fette geben bei niedrigen Temperaturen nur wenig Grundöl ab. Als Folge kann hier Mangelschmierung auftreten. Daher empfiehlt Schaeffler, die Fette nicht unterhalb der unteren Dauergrenztemperatur  $T_{\text{Grenz,unten}}$  zu verwenden, *Bild 7*. Diese liegt circa 20 K über der unteren Gebrauchstemperatur des Fettes nach Angaben der Fetthersteller.

Die obere Dauergrenztemperatur  $T_{\text{Grenz,oben}}$  darf nicht überschritten werden, wenn eine temperaturbedingte Minderung der Fettgebrauchsdauer vermieden werden soll, siehe Seite 59.

- 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 7*  
Gebrauchstemperaturbereich



## Gebrauchstemperaturbereich

Der Gebrauchstemperaturbereich des Fettes muss dem Bereich der möglichen Betriebstemperaturen im Wälzlager entsprechen.

Die Fetthersteller geben für ihre Wälzlager-Schmierfette K nach DIN 51825 einen Gebrauchstemperaturbereich an.

Der obere Wert wird nach DIN 51821 über die Prüfung mit dem FAG-Wälzlagerfettprüfgerät FE 9 festgelegt. Bei der oberen Gebrauchstemperatur muss in diesem Test eine 50-prozentige Ausfallwahrscheinlichkeit ( $F_{50}$ ) von mindestens 100 Stunden erreicht werden.

Der untere Wert wird nach DIN 51825 über den Fließdruck definiert. Der Fließdruck für ein Schmierfett ist der erforderliche Druck, um einen Strang des Schmierfettes durch eine definierte Düse zu drücken. Für Schmierfette K muss der Fließdruck bei der unteren Gebrauchstemperatur kleiner 1 400 mbar sein.

Die Bestimmung der unteren Gebrauchstemperatur nach dem Fließdruck sagt jedoch nur aus, ob das Schmierfett bei dieser Temperatur förderbar ist. Eine Aussage über die Tieftemperatur-Eignung in Wälzlagern kann daraus nicht 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. Bei der unteren Gebrauchstemperatur darf das Startdrehmoment nicht größer als 1 000 Nmm und das Laufdrehmoment nicht größer als 100 Nmm sein.

Schaeffler empfiehlt, Schmierfette im Hinblick auf die sich einstellende Lagertemperatur im Standard-Einsatzbereich zu verwenden, um eine zuverlässige Schmierwirkung beziehungsweise eine annehmbare Fettgebrauchsdauer zu erreichen.

Der Gebrauchstemperaturbereich eines Schmierfettes kann dem entsprechenden Datenblatt entnommen werden.

# Schmierung

**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.

## Fettgebrauchsdauer Grundfettgebrauchsdauer

Die Grundfettgebrauchsdauer  $t_f$  hängt vom lagerbezogenen Drehzahlkennwert  $k_f \cdot n \cdot d_M$  ab und wird ermittelt aus *Bild 8*.

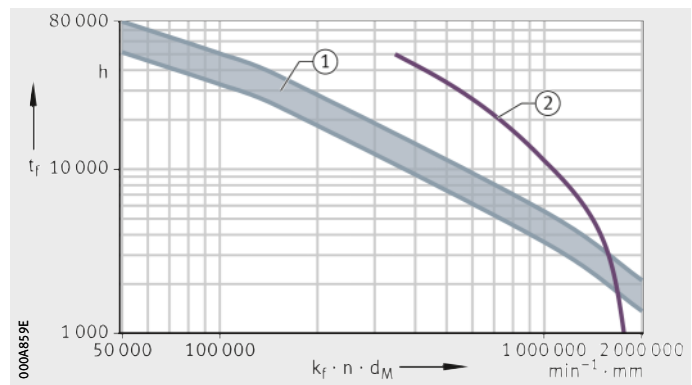
Die Grundfettgebrauchsdauer nach *Bild 8* gilt bei:

- Schmierfetten, deren Leistungsfähigkeit für Lager nachgewiesen ist
- 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.

① Stahl/Stahl  
② Stahl/Keramik

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

*Bild 8*  
Ermittlung  
der Grundfettgebrauchsdauer



### Faktor $k_f$ , abhängig von der Lagerbauart

Lagerbauart	Faktor $k_f$
Rillenkugellager einreihig, Generation C	0,8
Rillenkugellager einreihig	1
Schräggugellager einreihig	1,6
Schräggugellager einreihig, X-life	1,3
Vierpunktlager	1,6
Vierpunktlager, X-life	1,3
Zylinderrollenlager einreihig	2
Kegelrollenlager	4
Pendelrollenlager ohne Mittelbord	8
Pendelrollenlager mit Mittelbord	8

# Schmierung

## Fettgebrauchsdauer

Die Fettgebrauchsdauer  $t_{fG}$  gilt, wenn sie unter der errechneten Lagerlebensdauer liegt und die Lager nicht nachgeschmiert werden. Ein Richtwert für die Fettgebrauchsdauer  $t_{fG}$  ist näherungsweise nach folgender Gleichung bestimmbar:

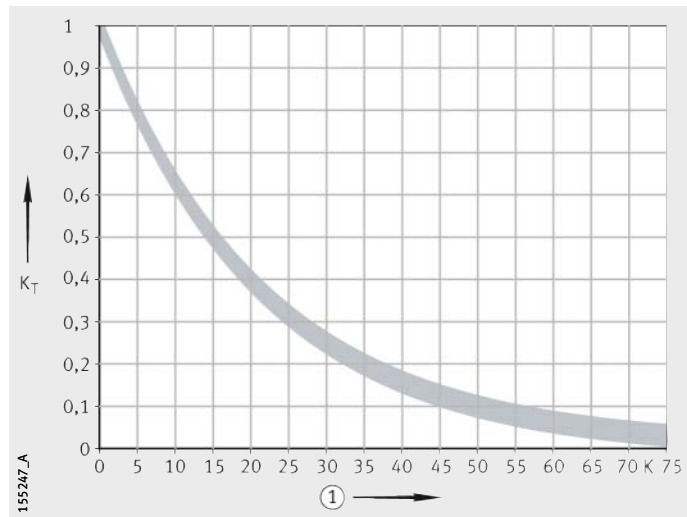
$$t_{fG} = t_f \cdot K_T \cdot K_P \cdot K_R \cdot K_U \cdot K_S$$

$t_{fG}$	h
Richtwert für die Fettgebrauchsdauer	
$t_f$	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.	

Überschreitet die Betriebstemperatur den Wert von  $T_{Grenz,oben}$ , vermindert sich die Fettgebrauchsdauer. Überschlägig mit je 15 K Temperaturerhöhung ist mit der Halbierung der Nachschmierfrist zu rechnen, *Bild 8*, Seite 59.

$K_T$  = Temperaturfaktor  
 ①  $\Delta T$  über  $T_{Grenz,oben}$

*Bild 9*  
 Temperaturfaktor



Temperaturfaktor  
für erhöhte Temperatur

Durch eine Erhöhung der Temperatur werden 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 Lagertemperatur oberhalb von  $T_{\text{Grenz,oben}}$ , ist die temperaturbedingte Minderung der Fettgebrauchsdauer zu bestimmen, *Bild 10*.

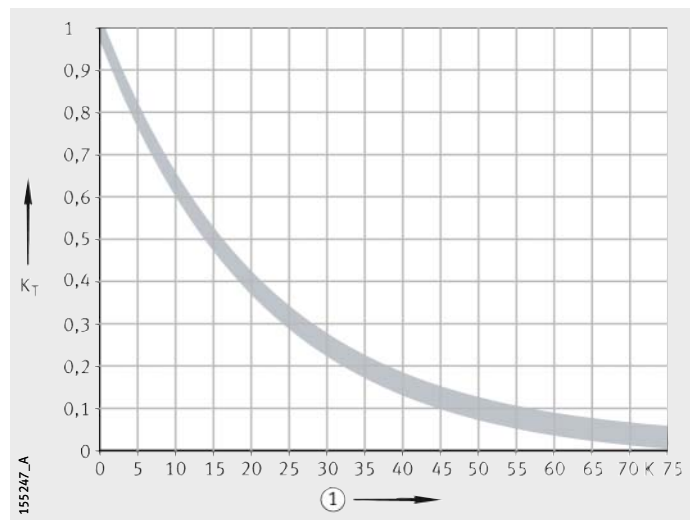


Dieses Diagramm darf nicht angewendet werden, wenn die Lagertemperatur höher als die obere Gebrauchstemperatur des angewendeten Fettes ist! Gegebenenfalls ist ein anderes Fett auszuwählen!

$K_T$  = Temperaturfaktor

① K über  $T_{\text{Grenz,oben}}$

*Bild 10*  
Temperaturfaktor



Belastungsfaktor  
für erhöhte Belastung

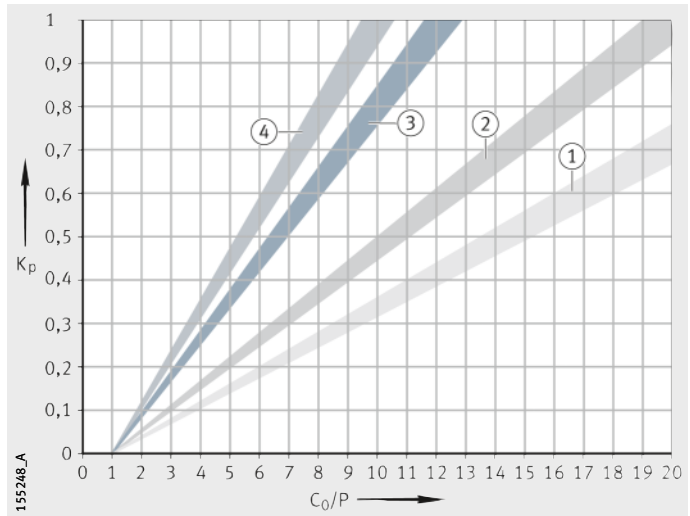
Schmierfette werden bei höherer Lagerbelastung stärker beansprucht. In Abhängigkeit vom Belastungsverhältnis  $C_0/P$  und dem Lagertyp kann dieser Einfluss durch den Faktor  $K_p$  berücksichtigt werden, *Bild 11*, Seite 62.

# Schmierung

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

①, ②, ③, ④ siehe Tabelle

**Bild 11**  
 Belastungsfaktor



**Belastungsfaktor  $K_p$**

Kurve <sup>1)</sup>	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)
	Vierpunktlager
④	Rillenkugellager (einreihig, zweireihig)
	Schrägkugellager (einreihig, zweireihig)
	Pendelkugellager
	Laufrollen (einreihig, zweireihig)
	Spannlager, Gehäuseeinheiten

<sup>1)</sup> Kurven, Bild 11.

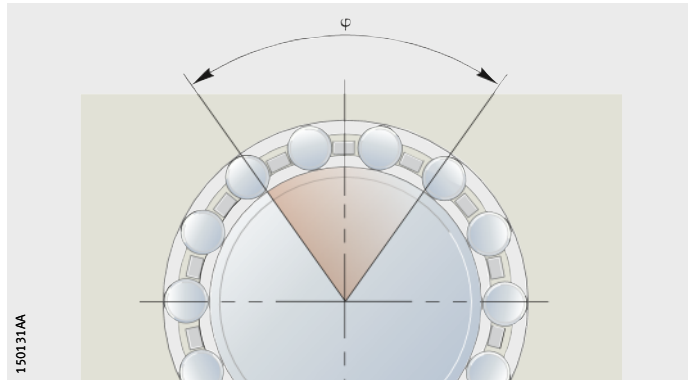


### Oszillationsfaktor

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 mildernde Einfluss kann über den Oszillationsfaktor  $K_R$  berücksichtigt werden, *Bild 13*. Er wirkt sich ab einem Schwenkwinkel  $\varphi < 180^\circ$  aus, *Bild 12* und *Bild 13*.

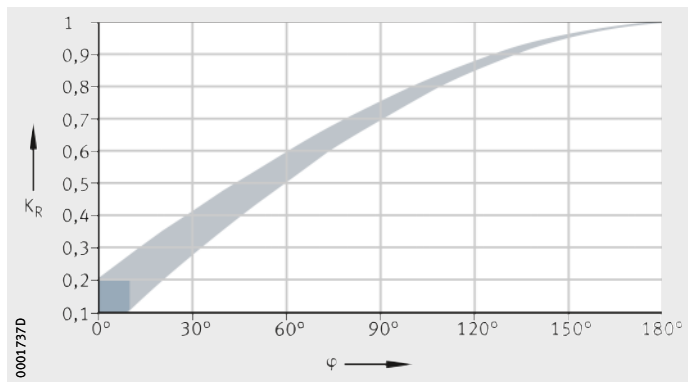
$\varphi$  = Schwenkwinkel

*Bild 12*  
Schwenkwinkel



$K_R$  = Oszillationsfaktor  
 $\varphi$  = Schwenkwinkel

*Bild 13*  
Oszillationsfaktor



# Schmierung

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



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!

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

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

### Nachschmierfristen



Werden Wälzlager nachgeschmiert, dann ist die Schmierfrist zu beachten, damit eine sichere Funktion der Lager gewährleistet ist.

Aus Gründen der Betriebssicherheit sind Nachschmierfristen > 1 Jahr nicht zu empfehlen!

Für die meisten Anwendungen ist der Richtwert erfahrungsgemäß:

$$t_{fR} = 0,5 \cdot t_{fG}$$

$t_{fR}$  Richtwert für die Nachschmierfrist

$t_{fG}$  Richtwert für die Fettgebrauchsdauer.

Beim Nachschmieren ist das gleiche Schmierfett wie bei der Erstbefettung zu verwenden.

Bei anderen Fetten müssen die Mischbarkeit und Verträglichkeit der Fette geprüft werden.

Sind luftgefüllte Zufuhrleitungen vorhanden, so ist das Füllvolumen der Zufuhrleitungen bei der Nachschmiermenge zu berücksichtigen.

### Nachschmiermengen

Die Erstbefettungs- und Nachschmiermenge wird üblich mit der Berechnung des freien oder ungestörten Raumes berechnet.

Für eine erste Abschätzung kann folgende Formel hilfreich sein.

$$m = D \cdot B \cdot X$$

$m$  Nachschmiermenge

$D$  Außendurchmesser des Lagers

$B$  Breite des Lagers

$X$  Faktor, siehe Tabelle.

### Nachschmierintervalle

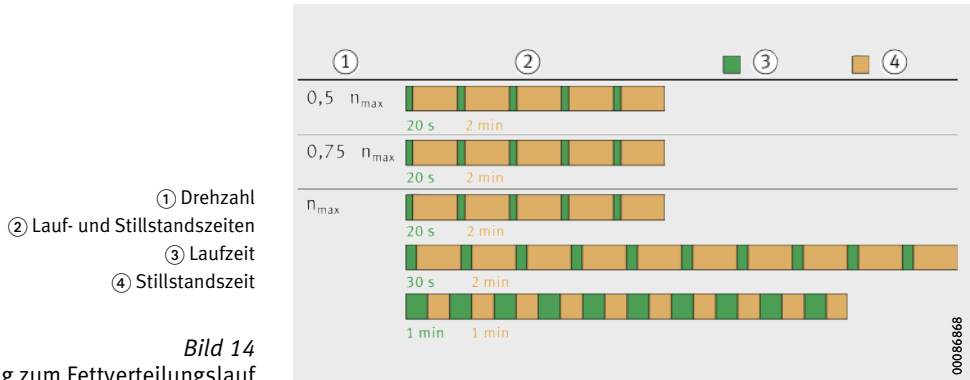
Nachschmierintervall	Faktor X
wöchentlich	0,002
monatlich	0,003
jährlich	0,004

Ein Fettaustausch ist bei langen Schmierfristen anzustreben.

Einen weitgehenden Austausch von Alt- gegen Neufett erreicht man mit Hilfe einer größeren Fettmenge. Eine große Nachschmiermenge ist vor allem dann erforderlich, wenn aufgrund höherer Temperatur das Altfett vorgeschädigt wurde.

# Schmierung

**Fettverteilung** Bei schnell umlaufenden Lagern (Drehzahlkennwert  $> 500\,000 \text{ min}^{-1} \cdot \text{mm}$ ) ist ein Fettverteilungslauf erforderlich. Der Einlaufvorgang besteht aus mehreren Zyklen eines Start-Stopp-Betriebs mit unterschiedlichen Drehzahlen und Laufzeiten, wobei die Stillstandszeiten nach jedem Lauf sehr wichtig sind. Die notwendige Anzahl der Zyklen kann je nach Lagergröße, Lageranzahl, Höchstdrehzahl und Lagerumgebung unterschiedlich sein, *Bild 14*.



Weitere Zyklen mit verlängerter Laufzeit und verkürzter Standzeit durchführen, bis die Beharrungstemperatur erreicht ist.

## Mischbarkeit von Schmierstoffen

### Voraussetzungen

Mischungen von Schmierfetten sind grundsätzlich zu vermeiden.

Sind sie nicht vermeidbar, dann müssen folgende Voraussetzungen beachtet werden:

- Die Grundölbasis muss gleich sein.
- Der Verdickertyp muss übereinstimmen.
- Die Grundölviskositäten müssen ähnlich sein (nicht weiter auseinander als eine ISO-VG-Klasse).
- Die Konsistenz muss gleich sein (NLGI-Klasse).

Mit folgenden Tabellen kann grob eine Mischbarkeit abgeschätzt werden. Diese gibt jedoch keine Garantie der Betriebssicherheit:

## Mischbarkeit von Schmierstoffen (Grundöle)

Grundöl	Mineralöl	PAO	Esteröl	Polyglykolöl	Silikonöl	Alkoxyfluoröl
Mineralöl	●	●	●	-	○	-
PAO	●	●	●	-	○	-
Esteröl	●	●	●	○	-	-
Polyglykolöl	-	-	○	●	-	-
Silikonöl	○	○	-	-	●	-
Alkoxyfluoröl	-	-	-	-	-	●

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

# Schmierung

## Verträglichkeit unterschiedlicher Verdickertypen

	Lithiumseife	Lithiumkomplex	Natriumkomplex	Calziumkomplex	Aluminiumkomplex	Bariumkomplex	Bentonit	Polyharnstoff	PTFE
Lithiumseife	●	●	-	●	-	●	-	-	●
Lithiumkomplex	●	●	○	●	○	○	-	○	●
Natriumkomplex	-	○	●	○	○	○	-	○	●
Calziumkomplex	●	●	○	●	○	○	○	○	●
Aluminiumkomplex	-	○	○	○	●	○	-	-	●
Bariumkomplex	●	○	○	○	○	●	●	○	●
Bentonit	-	-	-	○	-	●	●	-	●
Polyharnstoff	-	○	○	○	-	○	-	●	●
PTFE	●	●	●	●	●	●	●	●	●

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



Vor dem Mischen ist unbedingt beim Schmierstoffhersteller rückzufragen! 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!



## Stromisolierung

Stromisolierende Lager als Prävention  
Typische Lagerschäden bei Stromdurchgang  
Keramikbeschichtete Lager  
Hybridlager

# Stromisolierung

## Stromisolierende Lager als Prävention

Generell ist es schwierig, die Ursachen für elektrische Ströme am Wälzlager zu beseitigen. Dennoch können Lagerschäden vermieden werden, wenn es gelingt, den Stromfluss zu unterbinden oder deutlich zu reduzieren. Dafür stehen heute stromisolierende Wälzlager in vielen Ausführungen zur Verfügung. Welche Bauteile isoliert werden sollten, hängt von der Art der auftretenden elektrischen Ströme ab.

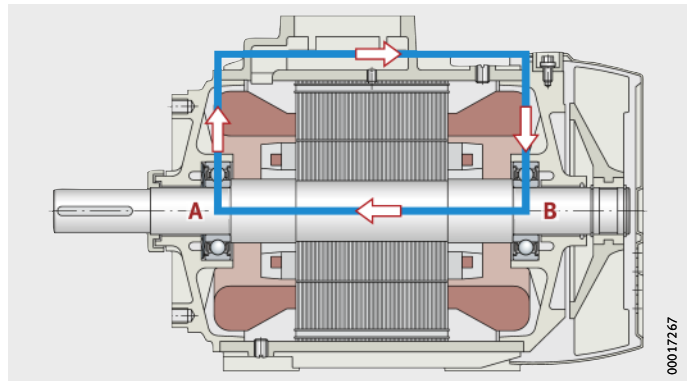
## Induzierte Spannung längs der Welle

Eine induzierte Spannung längs der Welle führt zu einem Kreisstrom, der sich über Lager 1, Gehäuse und Lager 2 schließt, *Bild 1*.

Eine Ursache solcher Wellenspannungen ist häufig die asymmetrische Verteilung des Magnetflusses im Motor, speziell zu beobachten an Motoren mit einer geringen Zahl von Polpaaren. In diesem Fall reicht es aus, durch Isolation eines der beiden Lager den Stromfluss zu unterbrechen. In der Regel wird das Lager der Nichtantriebsseite isoliert.

A = Antriebsseite  
B = Nichtantriebsseite

*Bild 1*  
Stromfluss aufgrund induzierter Spannung längs der Welle

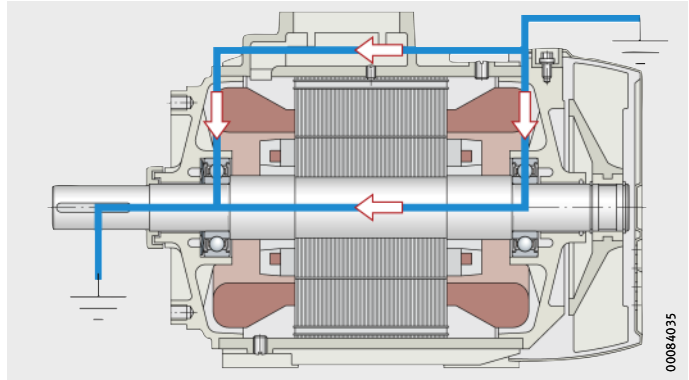


00017267



**Stromfluss zwischen Welle und Gehäuse**

Beim Auftreten einer Spannung zwischen Welle und Gehäuse fließen die Ströme in gleicher Richtung durch jedes der beiden Lager. Als Ursache kommt vor allem die Gleichtaktspannung von Umrichtern in Betracht. Hier ist zu empfehlen, dass beide Lager isoliert werden, *Bild 2*.



*Bild 2*  
Stromfluss zwischen Welle und Gehäuse

0008/035

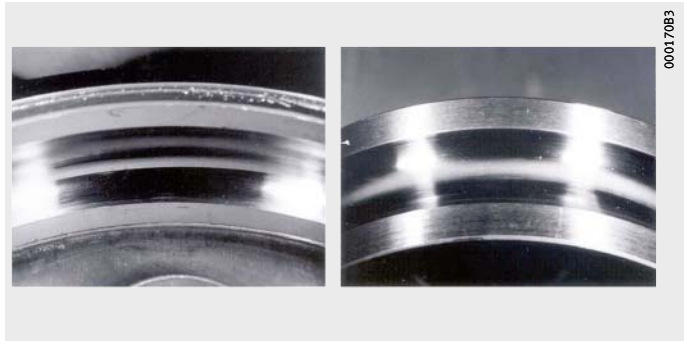
# Stromisolierung

## Typische Lagerschäden bei Stromdurchgang

Unabhängig davon, ob ein Lager einem Gleichstrom oder einem Wechselstrom (bis zu Frequenzen im MHz-Bereich) ausgesetzt war, treten stets dieselben Oberflächenveränderungen auf.

## Spuren in Laufbahnen und an Wälzkörpern

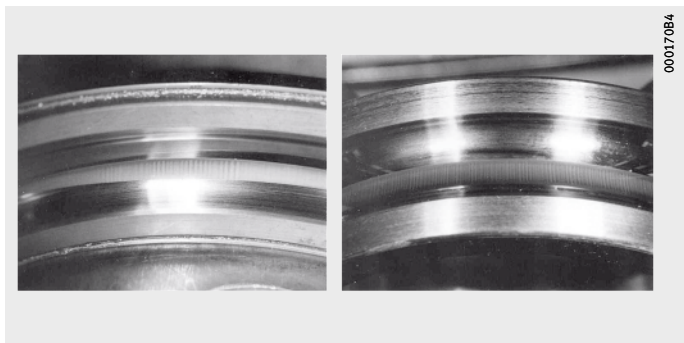
Häufig sind gleichförmig matte und graue Spuren in den Laufbahnen und an den Wälzkörperoberflächen zu sehen. Dieses Erscheinungsbild ist unspezifisch und kann auch durch andere Einflüsse verursacht sein, zum Beispiel Schmieröl mit Abrasivstoffen, *Bild 3*.



*Bild 3*  
Spuren in Laufbahnen

## Riffelbildung

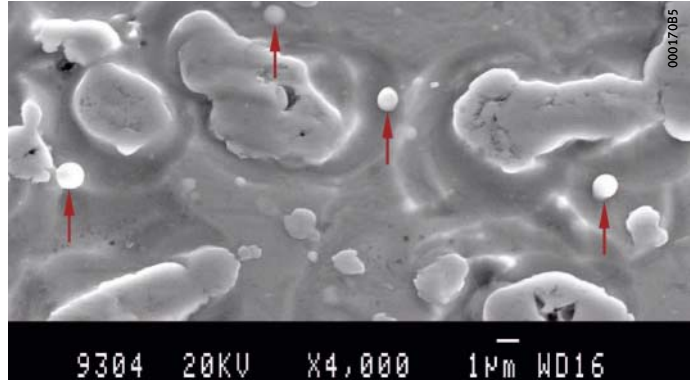
Die so genannten Riffel sind in Rollrichtung verlaufende, periodische Muster von Oberflächenbereichen unterschiedlicher Tiefe. Dieses Oberflächenmuster ist auf Stromdurchgang zurückzuführen, *Bild 4*.



*Bild 4*  
Riffel

### Schadensstrukturen

Erst im Rasterelektronenmikroskop (REM) ist zu erkennen, dass beide Schadensstrukturen durch Schmelzkrater und Schweißperlen von  $\mu\text{m}$ -Größe charakterisiert sind, die dicht an dicht die überwältigten Oberflächen bedecken, *Bild 3* und *Bild 4*, Seite 72. Damit ist Stromdurchgang nachgewiesen, *Bild 5*.

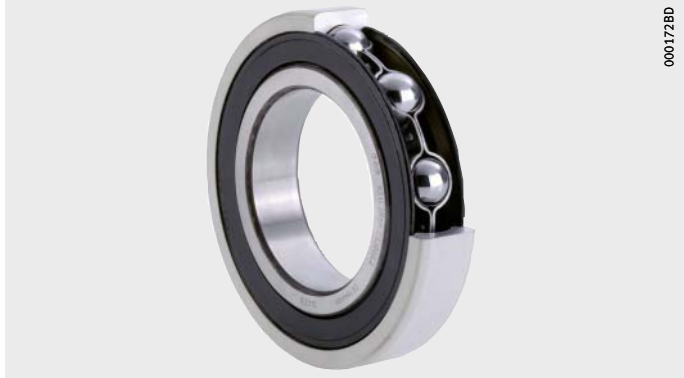


*Bild 5*  
Schadensstrukturen  
unter dem Rasterelektronen-  
mikroskop (REM)

# Stromisolierung

## Keramikbeschichtete Lager

Keramikbeschichtete Lager (Insutect A) sind Standardlager, bei denen der Innen- oder Außenring mit einer stromisolierenden Keramikbeschichtung versehen ist, *Bild 6* und *Bild 7*.



*Bild 6*  
Keramikbeschichtetes  
Rillenkugellager



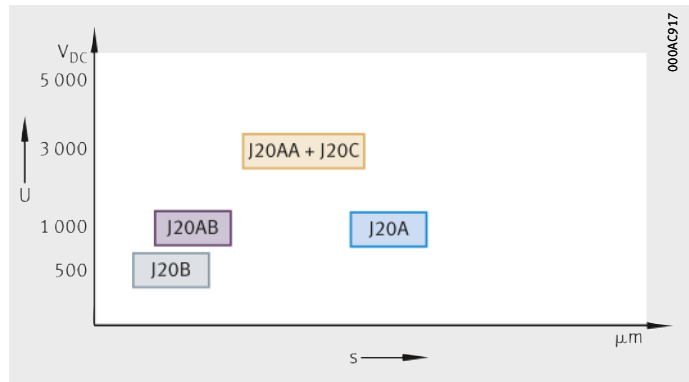
*Bild 7*  
Keramikbeschichtetes  
Zylinderrollenlager

Mit Insutect A beschichtete FAG-Lager besitzen einen hohen Isolationschutz. Die mit Oxidkeramik beschichteten Lager sind über das Nachsetzzeichen J20 mit einem Zusatzbuchstaben A, AA, AB, C oder B gekennzeichnet, *Bild 8*. Diese Schichten werden im Plasmaspritzverfahren auf die Lagerflächen aufgebracht. Die Oxidkeramikschiicht ist sehr hart, verschleißfest und ein guter Wärmeleiter.

Die Außenabmessungen der stromisolierenden Wälzlager entsprechen den Abmessungen nach DIN 616 (ISO 15). Stromisolierende Lager sind somit mit Standardlagern austauschbar.

U = Durchschlagsspannung  
s = Schichtstärke

*Bild 8*  
Übersicht Beschichtungen



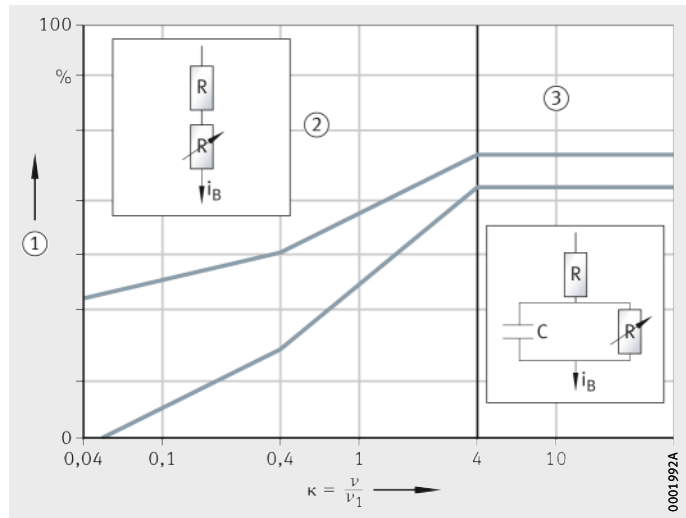
# Stromisolierung

## Elektrisches Verhalten eines unbeschichteten Lagers

Elektrisches Lagerverhalten bei unterschiedlichen Schmierzuständen zeigt exemplarisch *Bild 9*. Ist der elastohydrodynamische Zustand im Betrieb erreicht, das heißt die vollständige Trennung der Rollpartner durch den Schmierstoff ist erfolgt, so verhält sich das Lager kapazitiv. Verlässt man den Zustand der vollständigen Trennung und betrachtet den Bereich der Misch- und Grenzreibung, so verändert das Lager sein elektrisches Verhalten und es kann nun als ohmscher Widerstand betrachtet werden.

- ① Trennung der Kontaktflächen
- ② Ohmscher Widerstand
- ③ Kapazitiver Widerstand

*Bild 9*  
Elektrisches Verhalten

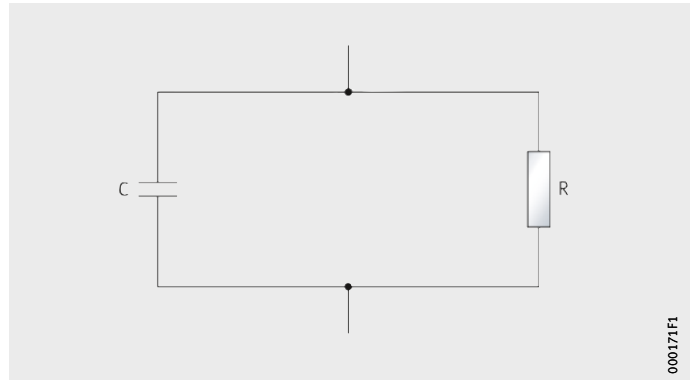


## Durchschlagsfestigkeit

Die Beschichtungen durchlaufen eine hundertprozentige Qualitätsprüfung und garantieren eine Durchschlagsfestigkeit:

- Als Isolierung bis DC 3 000 V (J20AA, J20C)
- Als Isolierung bis DC 1 000 V (J20A, J20AB)
- Als Isolierung bis DC 500 V (J20B).

Grundsätzlich kann ein stromisolierendes Lager als Parallelschaltung aus Widerstand und Kapazität aufgefasst werden, *Bild 10*.



C = Kapazität  
R = Widerstand

*Bild 10*  
Parallelschaltung  
Widerstand und Kapazität

Für eine gute Isolierung sollte der ohmsche Widerstand möglichst hoch, die Kapazität möglichst niedrig sein.

Entscheidend für die Wahl der Stromisolierung ist das Zeitverhalten der anliegenden Spannungen. Bei Gleichspannung und langsam veränderlicher Wechselfspannung kommt es auf den ohmschen Widerstand, bei höherfrequenter Wechselfspannung (im Umrichterbetrieb häufig zu beobachten!) auf den kapazitiven Widerstand des Lagers an.

# Stromisolierung

Dabei sind zwei Mechanismen zu unterscheiden:

■ Gleichspannungswiderstand:

- Er beträgt bei Zimmertemperatur mindestens 50 MΩ, was nach dem ohmschen Gesetz  $I = U/R$  bei Spannungen bis 1000 V nur Ströme deutlich unter 20 μA bedingt, die für Lager unkritisch sind.

■ Wechselspannungswiderstand:

- Die isolierte Einheit stellt eine Kapazität C dar, welche Ladungen akkumulieren kann. Unter dem Einfluss einer Wechselspannung führt das zu einem Wechselstrom durch den direkten Kontakt zwischen Wälzkörper und Laufbahn. Für die Effektivwerte von Strom und Spannung gilt im Falle harmonischen Zeitverlaufs mit Kreisfrequenz  $\omega$  die Formel  $I = U \cdot \omega \cdot C$ .
- Analog zum ohmschen Gesetz bezeichnet man  $Z = 1/(\omega \cdot C)$  als kapazitiven Widerstand des Lagers. Die Kapazität eines Lagers mit Oxidkeramik beträgt typisch 2 nF bis 20 nF, je nach Lagergröße. Sein kapazitiver Widerstand liegt damit bei einer Frequenz von 50 Hz im Bereich 0,15 MΩ bis 1,5 MΩ, also deutlich niedriger als sein Gleichspannungswiderstand. Bei höheren Frequenzen geht dieser Wert weiter zurück. Er wird dennoch in den meisten Fällen deutlich höher sein als der Widerstand des nicht isolierten Lagers, der ab Spannungen von ungefähr 1 V nur sehr gering ist (1 Ω und weniger).

Bei gleicher Spannung und gleicher Frequenz bestimmt die Kapazität des Systems den Stromfluss. Eine hohe Schichtdicke s und eine kleine beschichtete Oberfläche A zum Lager führen zu einer niedrigen Kapazität und damit zu einer geringeren Stromdichte, siehe Gleichung.

$$C = \varepsilon_0 \cdot \varepsilon_r \cdot \left( \frac{A}{s} \right)$$

C	F
Kapazität der Lagerung	
$\varepsilon_0$	Fm <sup>-1</sup>
Dielektrizitätskonstante	
$\varepsilon_r$	–
Relative Dielektrizitätszahl, stoffabhängig	
A	m <sup>2</sup>
Beschichtete Oberfläche	
s	m
Schichtdicke.	

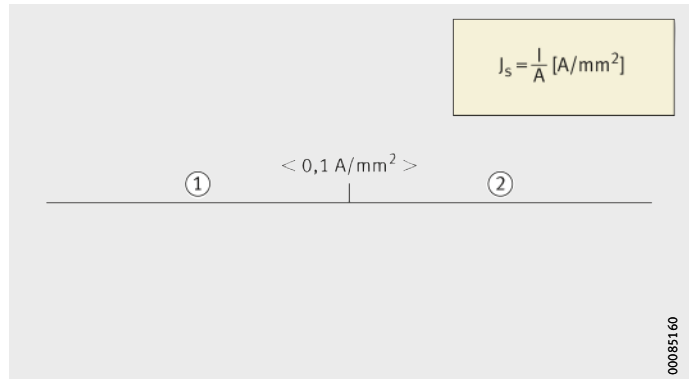


Als Beurteilungskriterium für die Gefährlichkeit von Stromdurchgang hat sich in der Praxis die rechnerische Stromdichte  $J_s$  bewährt, also die effektive Stromstärke dividiert durch die gesamte Kontaktfläche der Wälzkörper mit dem Lagerinnen- beziehungsweise Lageraußenring. Diese hängt ab von der Lagertypen und den Betriebsbedingungen. Bei Stromdichten mit effektiven Stromstärken unterhalb von etwa  $0,1 \text{ A/mm}^2$  besteht nach heutigem Kenntnisstand keine Gefahr von Stromdurchgangsschäden. Bei Werten oberhalb  $0,1 \text{ A/mm}^2$  ist mit Stromschäden zu rechnen, *Bild 11*.

$J_s$  = Effektive Stromdichte  
 $I$  = Stromstärke  
 $A$  = Effektive Kontaktfläche

- ① Keine Schäden
- ② Schäden

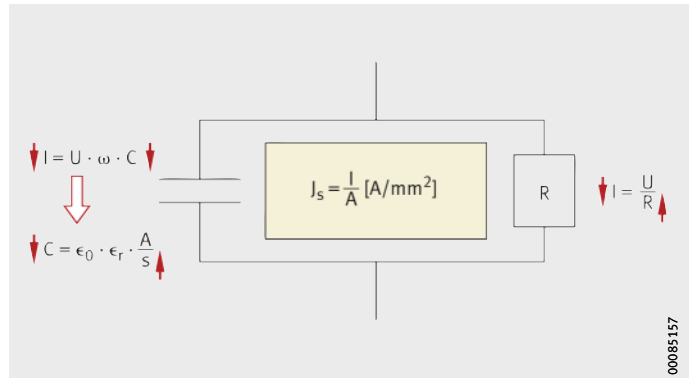
*Bild 11*  
 Stromdichte



Für eine gute Isolierung sollte der ohmsche Widerstand möglichst hoch, die Kapazität möglichst niedrig sein. Dies zeigt exemplarisch *Bild 12*.

$J_s$  = Effektive Stromdichte  
 $I$  = Strom  
 $A$  = Effektive Kontaktfläche  
 $U$  = Spannung  
 $\omega$  = Kreisfrequenz  
 $C$  = Kapazität  
 $\epsilon_0$  = Dielektrizitätskonstante  
 $\epsilon_r$  = relative Dielektrizitätszahl  
 $s$  = Schichtdicke  
 $R$  = Ohmscher Widerstand

*Bild 12*  
 Isolierwirkung

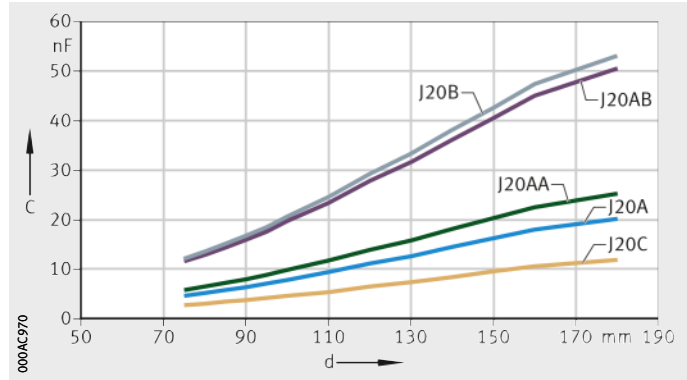


# Stromisolierung

Die elektrische Kapazität in Abhängigkeit von der beschichteten Fläche sowie verwendeter Beschichtung ist im Diagramm dargestellt, *Bild 13*.

C = Kapazität  
d = Bohrungsdurchmesser

*Bild 13*  
Abhängigkeit elektrische Kapazität und verwendete Beschichtung

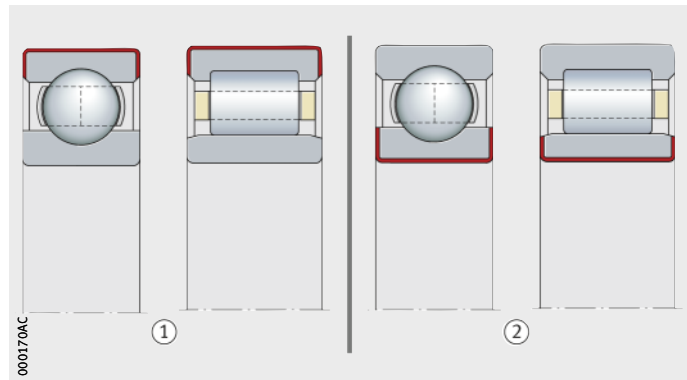


## Beschichtungsarten und Größenbereiche

Die verschiedenen Beschichtungsarten der Lager sind im Querschnitt abgebildet, *Bild 14*. Die Kennwerte und Größenbereiche der Beschichtungsarten sind gegenübergestellt, siehe Tabelle, Seite 81.

- ① Außenbeschichtung  
J20A, J20B, J20AB, J20AA
- ② Innenbeschichtung J20C

*Bild 14*  
Beschichtungsarten



**Kennwerte  
Beschichtungsarten**

Kennwert	Einheit	J20AB	J20AA	J20C
Lagerbeschichtung	–	Außenring	Außenring	Innenring
Schichtdicke	μm	100	200	200
Einsatzumgebung	–	trocken, feucht	trocken, feucht	trocken, feucht
Spannungsfestigkeit	DC V	≤ 1 000	≤ 3 000	≤ 3 000
trocken	MΩ	50	50	50
feucht	MΩ	10	10	10
<b>Mögliche Abmessungen</b>				
Innendurchmesser	mm	–	–	70
Außendurchmesser	mm	70 – 800	70 – 800	800

**Kennwerte  
Beschichtungsarten  
(Fortsetzung)**

Kennwert	Einheit	J20B	J20A
Lagerbeschichtung	–	Außenring	Außenring
Schichtdicke	μm	≤ 120	> 200
Einsatzumgebung	–	trocken	trocken
Spannungsfestigkeit	DC V	≤ 500	≤ 1 000
trocken	MΩ	50	50
feucht	MΩ	–	–
<b>Mögliche Abmessungen</b>			
Innendurchmesser	mm	–	–
Außendurchmesser	mm	70 – 1 400 <sup>1)</sup>	70 – 1 400 <sup>1)</sup>

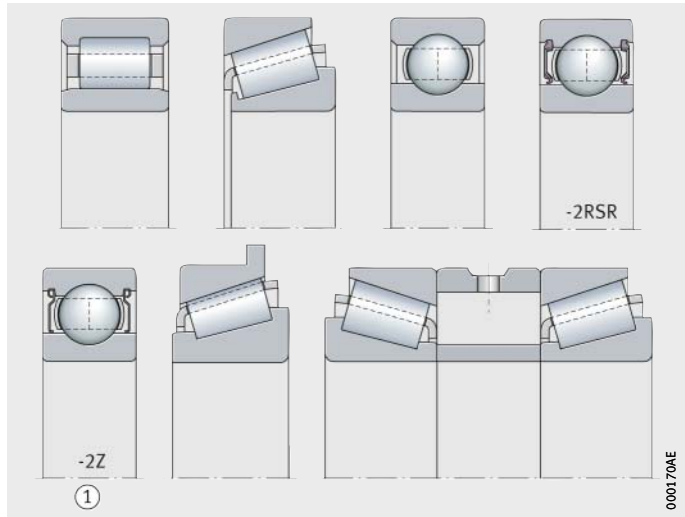
1) Bevorzugter Einsatz 800 mm bis 1 400 mm Außendurchmesser.

Die Lagerflächen der zu beschichtenden Ringe müssen zylindrisch sein. Im Falle von Nuten oder Schmierbohrungen sollte Kontakt zu der zuständigen Anwendungstechnik von Schaeffler gesucht werden.

# Stromisolierung

Lagerausführungen  
mit Keramikbeschichtung

Die verfügbaren Lagerausführungen mit Keramikbeschichtungen sind im Querschnitt abgebildet, *Bild 15*.



① Nur mit J20C-Beschichtung

*Bild 15*  
Lagerausführungen

Weitere Lagerausführungen können auf Anfrage beschichtet werden.

## Hybridlager

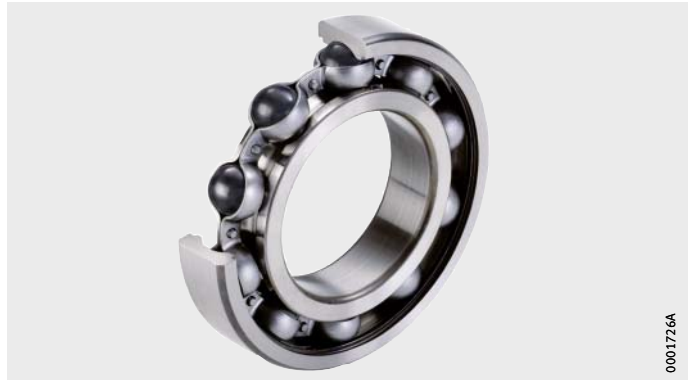
Als Alternative zu den Insutect-A-Lagern bieten sich die FAG-Hybridlager an. Die Ringe der Hybridlager sind aus Wälzlagerstahl und die Wälzkörper aus Keramik gefertigt.

Die Hybridlager sind durch das Vorsetzzeichen HC gekennzeichnet.

Die Wälzkörper sind absolut verschleißfest und übernehmen die Funktion der Stromisolierung.

FAG-Hybridlager bieten neben einem hohen Widerstandswert eine sehr kleine Kapazität und somit den besten Schutz gegen hochfrequente Ströme im Umrichterbetrieb.

Hybridlager sind in der Ausführung als Kugellager und als Zylinderrollenlager lieferbar, *Bild 16* und *Bild 17*.



*Bild 16*  
Hybrid-Kugellager



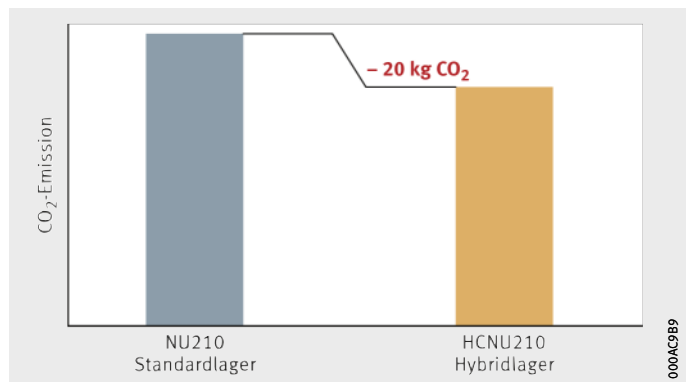
*Bild 17*  
Hybrid-Zylinderrollenlager

# Stromisolierung

## Vorteile der Hybridlager

Hybridlager haben Vorteile gegenüber keramikbeschichteten Lagern:

- Hybridlager bieten höchsten Widerstand gegen Stromdurchgang. Ihr Gleichspannungswiderstand liegt auch bei höheren Temperaturen im GΩ-Bereich. Ein typischer Wert für die Kapazität liegt bei 40 pF und damit um den Faktor 100 niedriger als bei keramisch beschichteten Lagern.
- Hybridlager ermöglichen höhere Drehzahlen bei geringerer Reibung und damit niedrigere Temperaturen im Betrieb. Geringes Gewicht der Wälzkörper führt zu geringerer Reibungsentstehung. Weniger Reibung reduziert die CO<sub>2</sub>-Emission in der Anwendung. Den Vergleich der CO<sub>2</sub>-Emission eines Standard- und eines Hybrid-Zylinderrollenlagers im Antrieb eines Hochgeschwindigkeitszuges über eine Betriebsdauer von einem Jahr bei zirka 600 000 km/Jahr zeigt *Bild 18*.
- Hybridlager verfügen über bessere Notlaufeigenschaften als Standardlager.
- Keine Beschichtung, die beim unsachgemäßem Handling beschädigt werden kann.



*Bild 18*  
Vergleich CO<sub>2</sub>-Emission  
NU210 und HCNU210

## Weitere Eigenschaften

Im Vergleich zu Standardlagern besitzen Hybridlager:

- Vergleichbare dynamische Tragzahlen  $C_r$  nach ISO 20056-1
- Vergleichbare statische Tragzahlen  $C_{0r}$  nach ISO 20056-2
- 20% höhere Grenzdrehzahlen  $n_G$ .

Hybridkugellager haben gleiche Abmessungen und sind nachrüstbar.

Darüber hinaus bieten Hybridlager eine höhere Fettgebrauchsdauer als Standardlager.

Betrachtet man die Lifecycle Cost eines Lagers, hebt sich das Hybridlager gegenüber dem Standardlager ab. Die produktspezifischen Lebenszykluskosten können durch den Einsatz von Hybridlagern um bis zu 20% optimiert werden.

Gerne beraten Sie unsere Vertriebsingenieure bei der Auswahl der wirtschaftlich und technisch besten Lösung.



## Serviceprodukte und Sonderlösungen

Nachschmierbare FAG-Gehäuseeinheit für Fahrmotoren  
Automatische Schmierstoffgeber für Fahrmotoren  
Wälzlagerfette Arcanol

## Serviceprodukte und Sonderlösungen

### Nachschmierbare FAG-Gehäuseeinheit für Fahrmotoren

Für die Rotorlagerungen der elektrischen Antriebe fertigt Schaeffler nach Absprache mit Kunden komplette nachschmierbare Gehäuseeinheiten, die je nach Einsatz individuell gestaltet und mit Messtechnik ausgestattet werden können, *Bild 1*.



*Bild 1*  
Nachschmierbare  
FAG-Gehäuseeinheit  
für Fahrmotoren

FAG-Gehäuseeinheiten FKB bieten viele Vorteile bei der Konstruktion, Fertigung, Montage und Wartung von Rotorlagerungen. Die deutlich vereinfachte Gestaltung der Lagerschilde führt auch zu einem reduzierten Aufwand bei der Entwicklung neuer Antriebskonzepte. Durch ihren ausgereiften Aufbau sind diese Lagerlösungen in hohem Maße wartungsfreundlich.

Die Rotorlagerung muss sorgfältig auf die besonderen Betriebs- und Umgebungsbedingungen eines elektrischen Antriebskonzeptes abgestimmt werden. Je nach Antriebskonzept sind unterschiedlichste Lagerbelastungen zu berücksichtigen, um die elektrischen Antriebe effizient, betriebssicher und wirtschaftlich zu gestalten. Schmierung und Abdichtung müssen so gestaltet sein, dass in jedem Betriebszustand die Lager mit Schmierstoff weder unter- noch übertersorgt werden.

Es sind geringe Instandhaltungskosten anzustreben.

Diese Anforderungen werden durch die FAG-Gehäuseeinheiten für Fahrmotoren erfüllt.

Die Fertigung der Gehäuseeinheiten erfolgt je nach Größe entweder aus:

- Sphäroguss EN-GJS-400-15 oder
- Stahl mit einer Mindest-Zugfestigkeit  $R_m$  von 400 N/mm<sup>2</sup>.



Die Gehäuseeinheiten lassen sich durch die kundenspezifische Konzeption ohne größeren Aufwand an die jeweilige Anschlussgeometrie adaptieren. Sie können individuell für unterschiedliche Standard-Lagerbauarten und -baureihen gefertigt werden. Problemlos können dadurch sowohl Standardlager als auch stromisolierende Lager zur Vermeidung von Stromdurchgangsschäden eingesetzt werden, *Bild 2 bis Bild 4*.

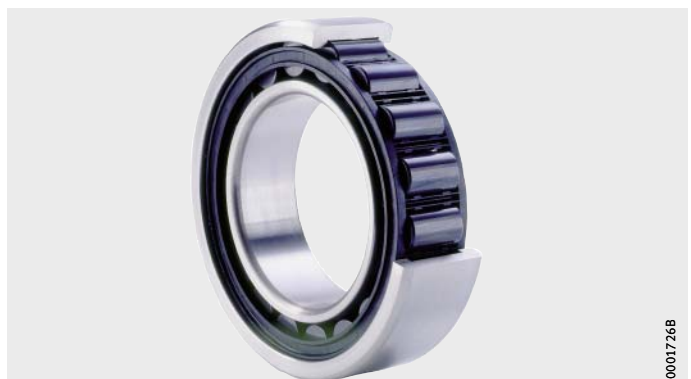
*Bild 2*  
Zylinderrollenlager



*Bild 3*  
Stromisolierendes Lager



*Bild 4*  
Hybridlager  
(Hybrid-Zylinderrollenlager)



# Serviceprodukte und Sonderlösungen

Für spezielle Anforderungen sind auch Sonderlösungen verfügbar, wodurch bestehende Produkte weiter verwendet werden können, siehe Seite 95. Die für eine Fettschmierung entwickelten Gehäuseeinheiten besitzen eine entsprechende Nachschmiermöglichkeit und reduzieren somit Kosten und Aufwand bei der Instandhaltung. Sonderkonstruktionen mit einem Altfettsammelbehälter sind möglich und können entsprechend den Kundenanforderungen realisiert werden.

Weitere kundenspezifische Modifikationen, zum Beispiel Sensorik oder Messtechnik, sind ohne großen Aufwand möglich.

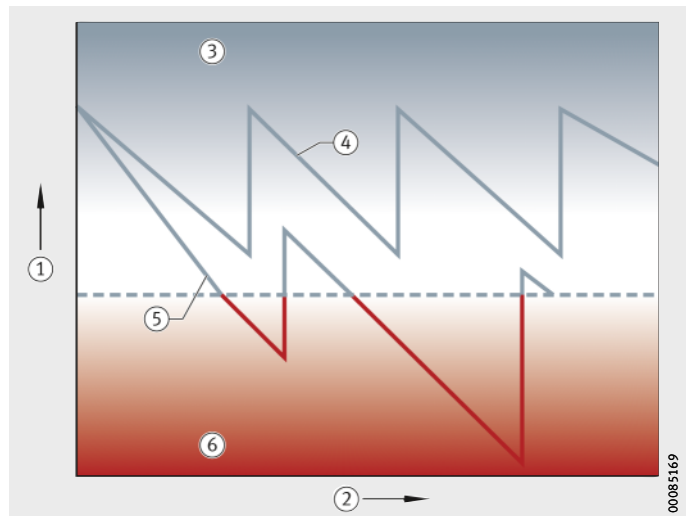
## Automatische Schmierstoffgeber für Fahrmotoren

Fast die Hälfte aller Lagerschäden ist auf unzureichende oder falsche Schmierung zurückzuführen, *Bild 5*. Lagerschäden können sehr kostspielig sein. Lagerschäden am Antriebsstrang führen zu ungeplanten und teuren Stillständen.

Hierdurch kommt es in vielen Fällen zu Produktionsausfall- und Reparaturkosten, die sich nicht selten im fünfstelligen Euro-Bereich bewegen.

- ① Schmierstoffmenge
- ② Gebrauchsdauer
- ③ Ausreichende Schmierstoffmenge
- ④ Theorie
- ⑤ Praxis
- ⑥ Mangelschmierung

*Bild 5*  
Manuelle Nachschmierung



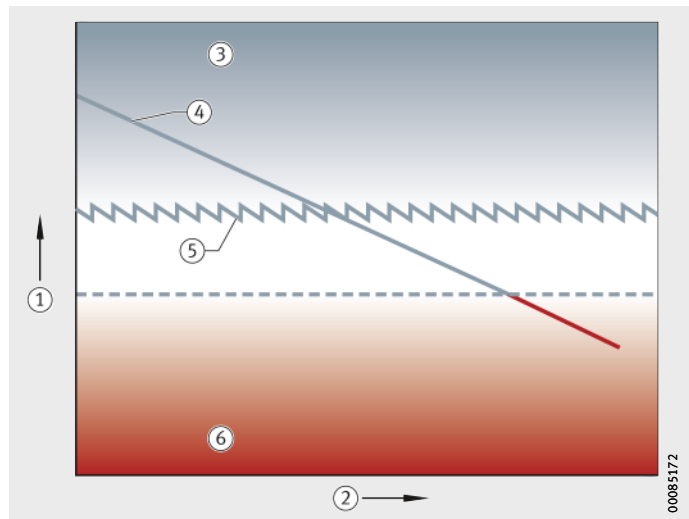
Mit dem Einsatz von automatischen Schmierstoffgebern können solche Schäden verhindert werden, *Bild 6*.

Vorteile der Schmierstoffgeber sind:

- Individuelle und präzise Versorgung jeder Lagerstelle mit dem am besten geeigneten Schmierstoff
- Vollautomatischer und wartungsfreier Betrieb durch kontinuierliche Nachschmierung
- Verlängerung der Lebensdauer und der Wartungsintervalle
- Höhere Verfügbarkeit der Anlagen
- Erhebliche Kosteneinsparungen.

- ① Schmierstoffmenge
- ② Gebrauchsdauer
- ③ Ausreichende Schmierstoffmenge
- ④ „for-life“-Schmierung
- ⑤ Permanente Schmierung
- ⑥ Mangelschmierung

*Bild 6*  
Automatische Nachschmierung



## Serviceprodukte und Sonderlösungen

Die automatischen Einzel- und Mehrpunktschmiersysteme der CONCEPT-Familie übernehmen die Versorgung von bis zu acht Schmierstellen konstant, präzise und temperaturunabhängig, *Bild 7*.

- Wartungsfrei und kostengünstig
- Universell einsetzbar
- Individuell auf die Lagerstelle abgestimmt
- Erlauben präzise Mengendosierungen auch über längere Zeiträume
- Einfache, bedienerfreundliche Handhabung
- Hohe Variabilität
- Kein manuelles Nachschmieren nötig.



*Bild 7*  
Optimales Schmierkonzept

000851FF

## Wälzlagerfette Arcanol

Für sichere, langlebige und wirtschaftliche Lagerungen bieten spezielle Wälzlagerfette, zum Beispiel Arcanol, beste Voraussetzungen. Dadurch gehören vorzeitig ausfallende Lager aufgrund falscher Fettauswahl immer mehr der Vergangenheit an.

Zusammen mit namhaften Schmierstoffherstellern entwickelt Schaeffler seit Langem besonders geeignete Wälzlagerschmierstoffe. Vor der Aufnahme eines Fettes in das Arcanol-Programm durchläuft es eine Reihe von Tests im Schaeffler-Schmierstofflabor, in dem seine Eigenschaften geprüft werden.

Auf den Schmierstoffprüfständen FE8 (Prüfung nach DIN 51819) und FE9 (Prüfung nach DIN 51821) werden die Fette in Wälzlagern auf Lebensdauer, Reibung und Verschleiß getestet. Nur die Fette mit den besten Eigenschaften erreichen die dann folgenden, praxisnahen Versuche in weit komplizierteren Wälzlagerprüfständen. Entsprechen die Ergebnisse den strengen Schaeffler-Spezifikationen, erhält das Fett das Gütesiegel Arcanol. Darüber hinaus wird jede einzelne Charge getestet, um die Gleichmäßigkeit der Qualität sicherzustellen. Erst nach diesem Test wird die Freigabe erteilt, das Fett als Arcanol abzufüllen.

Das Programm ist so gestuft, dass mit diesen Fetten nahezu alle Anwendungsbereiche optimal abgedeckt sind. Eine Übersicht über chemisch-physikalische Daten, Anwendungsbereiche und Eignung dieser Fette, siehe Tabelle, Seite 92.

Vorteile der Arcanol-Fette sind:

- 100%-geprüft garantieren die Schmierstoffe eine konstante Qualität für eine längere Wälzlagerlebensdauer
- Entwickelt und im Feld getestet von Anwendungs- und Tribologie-Experten
- Jederzeit enge Zusammenarbeit mit namhaften Schmierstoffherstellern
- Optimal ausgelegt für Wälzlageranwendungen
- Reduzierte Kosten durch
  - Längere Wartungsintervalle
  - Geringere Reibung
  - Weniger Verschleiß und Lagerschäden
  - Beträchtlich längere Lagergebrauchsdauer
  - Erhöhte Betriebssicherheit.

# Serviceprodukte und Sonderlösungen

## Wälzlagerfette Arcanol

Arcanol-Fett	Klassifizierung
MULTI2	Kugellagerfett geräuscharm für $D \leq 62$ mm
MULTI3	Kugellagerfett, Spannlagerfett Standard für $D > 62$ mm
MULTITOP	Universal-Hochleistungsfett
TEMP90	Wälzlagerfett geräuscharm, bis +160 °C
TEMP110	Schmierfett universell für höhere Temperaturen
TEMP120	Schmierfett für hohe Temperaturen und hohe Belastungen
TEMP200	Wälzlagerfett für $T > +150$ °C bis +260 °C
LOAD150	Mehrzweckfett Kfz-Anwendungen, Hochleistungsfett Linienkontakt
LOAD220	Hochlastfett, großer Drehzahlbereich
LOAD400	Schmierfett für hohe Belastungen, Stöße
LOAD460	Schmierfett für hohe Belastungen, Vibrationen, tiefe Temperaturen
LOAD1000	Schmierfett für hohe Belastungen, Stöße, große Lager
SPEED2,6	Spindellagerfett Standard
FOOD2	Schmierfett mit Lebensmittelzulassung
VIB3	Schmierfett für oszillierende Bewegungen
CLEAN-M	Reinraumfett, strahlungsbeständiges Fett
MOTION2	Hochleistungsfettpaste für oszillierende Anwendungen und Gleitlagerungen

Verdicker Grundöl	Gebrauchs- temperaturbereich  °C	Obere Dauergrenz- temperatur $T_{\text{Grenz,oben}}$ °C	NLGI- Klasse	Drehzahl- kennwert $n \cdot d_M$  $\text{min}^{-1} \cdot \text{mm}$	Kinematische Viskosität	
					bei 40 °C  $\text{mm}^2/\text{s}$	bei 100 °C  $\text{mm}^2/\text{s}$
Lithiumseife Mineralöl	-30 bis +120	+75	2	500 000	110	11
Lithiumseife Mineralöl	-30 bis +120	+75	3	500 000	80	10
Lithiumseife Teilsynthetisches Öl	-50 bis +140	+80	2	800 000	82	12,5
Polyharnstoff Mineralöl	-40 bis +160	+90	3	700 000	148	15,5
Lithiumkomplekseife Teilsynthetisches Öl	-35 bis +160	+110	2	500 000	130	14
Polyharnstoff Synthetisches Öl	-30 bis +180	+120	2	300 000	400	40
PTFE Alkoxyfluoröl	-30 bis +260	+200	2	300 000	550	49
Lithiumkomplekseife Mineralöl	-20 bis +140	+95	2	500 000	160	15,5
Lithium-Calciumseife Mineralöl	-20 bis +140	+80	2	500 000	245	20
Lithium-Calciumseife Mineralöl	-40 bis +130	+80	2	400 000	400	27
Lithium-Calciumseife Mineralöl	-40 bis +130	+80	1	400 000	400	25,8
Lithium-Calciumseife Mineralöl	-20 bis +130	+80	2	300 000	1 000	38
Lithiumseife Synthetisches Öl	-40 bis +120	+80	2 bis 3	2 000 000	25	6
Aluminiumkomplekseife Synthetisches Öl	-30 bis +120	+70	2	400 000	150	18
Lithiumkomplekseife Mineralöl	-30 bis +150	+90	3	350 000	170	14
Polyharnstoff Etheröl	-30 bis +180	+90	2	850 000	103	12,8
Lithiumseife Synthetisches Öl	-40 bis +130	+75	2	500 000	50	8





# Checkliste

## Leistungsumfang

FAG-Gehäuseeinheit \_\_\_\_\_

Wälzlager \_\_\_\_\_

Sicherungsblech \_\_\_\_\_

Nutmutter \_\_\_\_\_

## Abmessungen

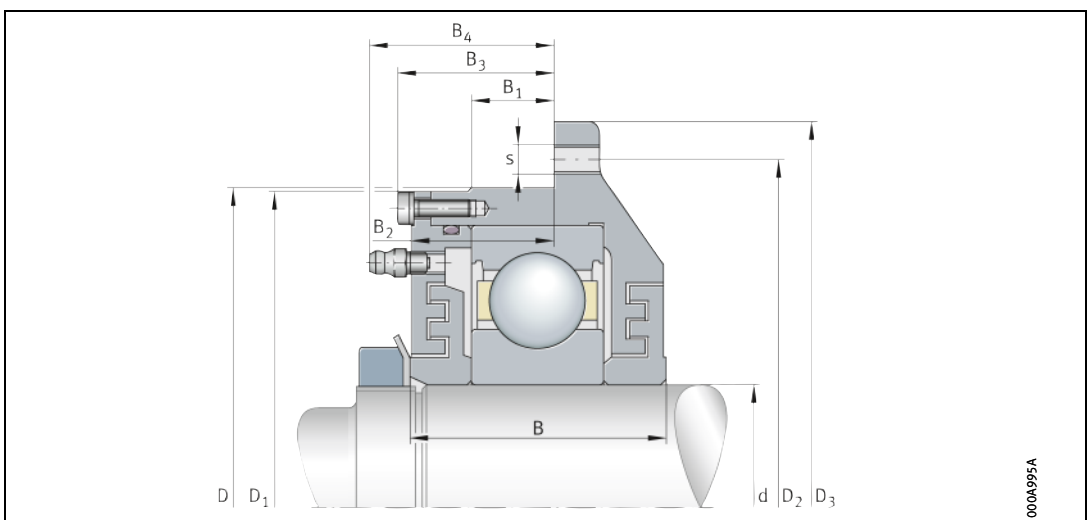
B1 \_\_\_\_\_ mm  $\varnothing d$  \_\_\_\_\_ mm

B2 \_\_\_\_\_ mm  $\varnothing D$  \_\_\_\_\_ mm

B3 \_\_\_\_\_ mm  $\varnothing D1$  \_\_\_\_\_ mm

B4 \_\_\_\_\_ mm  $\varnothing D2$  \_\_\_\_\_ mm

$\varnothing D3$  \_\_\_\_\_ mm



**Schaeffler Technologies  
AG & Co. KG**

Georg-Schäfer-Straße 30  
97421 Schweinfurt  
Deutschland  
Internet [www.schaeffler.de](http://www.schaeffler.de)  
E-Mail [info.de@schaeffler.com](mailto:info.de@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: 2018, September

Nachdruck, auch auszugsweise, nur mit  
unserer Genehmigung.

TPI 228 D-D