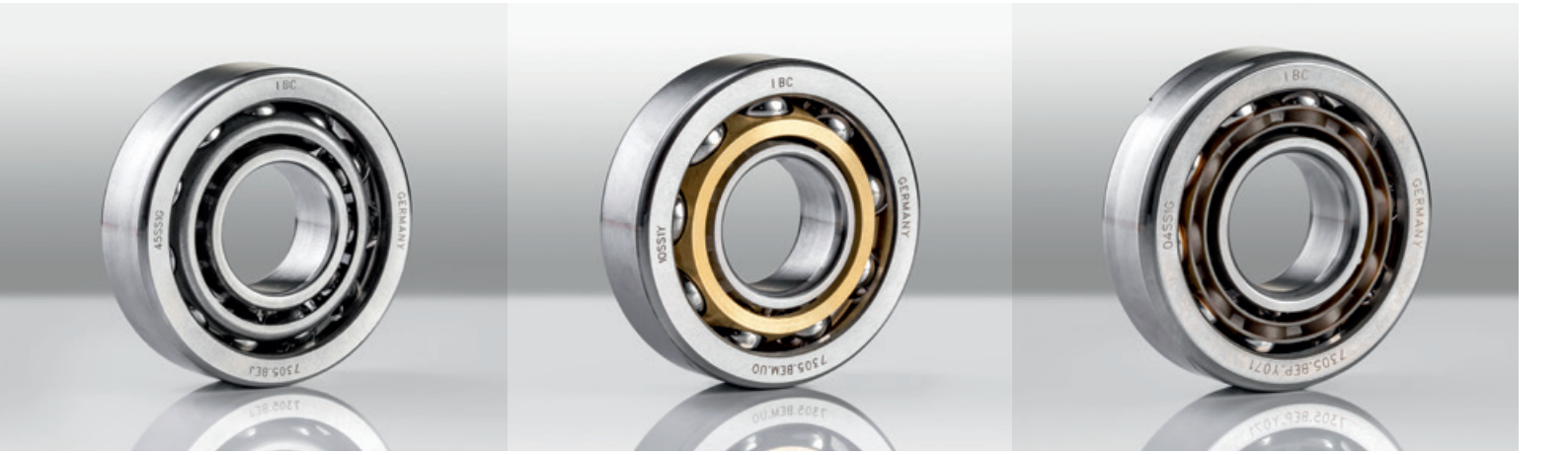
IBC



40°-Schrägkugellager

TI-I-4044.I / D

40°-Schrägkugellager

TI-I-4044.1 / D

Stand: März 2019

Inhaltsverzeichnis

1.	Einleitung	2
2.	Berechnung	4
3.	Bezeichnungssystem	13
4.	Maßtabellen	14
5.	Vorspannung und Lagerluft	18
6.	Toleranzen und Passungen	19
7.	Werkstoffe	24
8.	Wälzlager mit ATCoat-Beschichtung	26
9.	Ausführung mit Haltenut	27
10.	Anwendungsbeispiele	28

Nachdruck, auch auszugsweise, ist nur mit unserer Genehmigung gestattet. Die Angaben dieser Druckschrift wurden mit größter Sorgfalt zusammengestellt. Für eventuelle Fehler oder Unvollständigkeiten sowie auftretende Schäden, die sich mittelbar oder unmittelbar aus der Verwendung der hier enthaltenen Informationen ergeben, kann keine Haftung übernommen werden. Veränderungen, die dem Fortschritt (der Weiterentwicklung) dienen, behalten wir uns vor.

© Copyright 2019 IBC

1. Einleitung

Einreihige Schrägkugellager der Serie BE mit Berührungswinkel 40°

Um den unterschiedlichen technischen Anwendungen und Betriebsbedingungen gerecht zu werden, sind präzise Lösungen erforderlich. Nur ein umfangreiches Sortiment an Schrägkugellagern wird der Vielfalt von Anforderungen wie hohen Drehzahlen, hoher Tragfähigkeit, langer Lebensdauer, präziser Laufgenauigkeit, geringer Reibung, hoher Steifigkeit sowie kombinierter Radial- und Axialbelastung bei geringer Wärmeentwicklung gerecht. Gerade der Einsatz in Pumpen oder Kompressoren verursacht in Schrägkugellagern kombinierte Belastungen bei hohen Drehzahlen.

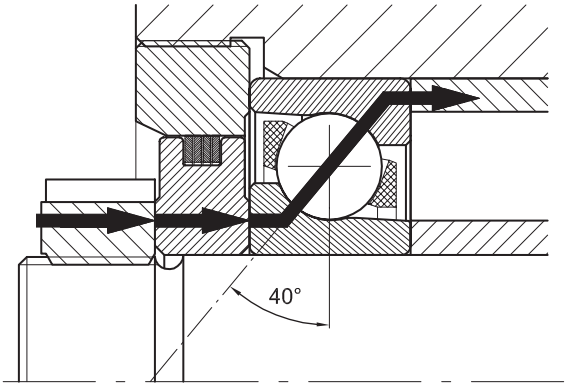


Bild 1.1: Kraftfluss im 40°-Schrägkugellager *x44-101*

Einreihige 40°-Schrägkugellager nehmen neben Radialkräften auch axiale Belastungen in nur einer Richtung auf. Auch äußere, rein radiale Belastungen lassen im Lager eine axiale Kraft entstehen, die durch ein weiteres Lager ausgeglichen werden muss. Hierzu werden meistens zwei Schrägkugellager gegeneinander angestellt. Typische Anwendungen mit kombinierter radialer und axialer Belastung sind unter anderem in Getrieben, Getriebemotoren, Gebläsen, Verdichtern, Schraubenkompressoren, Ventilatoren, Pumpen, Textilmaschinen, Druckmaschinen und der Fördertechnik zu finden, bei denen eine spielfreie Wellenführung erreicht werden soll.

Abmessungen und Baureihen

Die Hauptabmessungen der einreihigen IBC 40°-Schrägkugellager entsprechen DIN 616, ISO 15 und DIN 628, Teil 1. Sie stehen in den Baureihen 70..BE..., 72..BE... und 73..BE... zur Verfügung.

Mit der Größe des Berührungswinkels steigt die axiale Tragfähigkeit der Schrägkugellager. Der Berührungswinkel stellt den Winkel dar, der die Verbindungslinie der beiden Berührungspunkte zwischen Wälzkörper und Laufbahnen mit der Radialebene einschließt und unter welchem die Belastung von einer Laufbahn auf die andere übertragen wird.

Verstärkung der Innenkonstruktion

IBC 40°-Schrägkugellager der Ausführung BE, mit jeweils einer hohen und niedrigen Schulter an den Lagerringen, sind selbsthaltend. Durch die Verwendung größerer Wälzkörper konnte die Tragfähigkeit gegenüber der ursprünglichen Ausführung B erhöht werden.

EXAD – die leistungsoptimierte Formel – setzt auch im Bereich der 40°-Schrägkugellager konsequent die Anforderungen nach längerer Lebensdauer, höheren Drehzahlen sowie besseren Laufeigenschaften um. Durch Optimierung in Design, Werkstoffen und Fertigungsabläufen ist es gelungen, eine deutliche Verbesserung der Lebens- und Gebrauchsdauer, der Funktionssicherheit, der Belastbarkeit und der Laufeigenschaften bei gleichzeitiger Reduzierung der Reibung und somit geringerer Wärmeentwicklung zu erzielen. Außerdem wird eine Verbesserung aller industrieller Anwendungen hinsichtlich Funktionalität und Zuverlässigkeit gewährleistet.

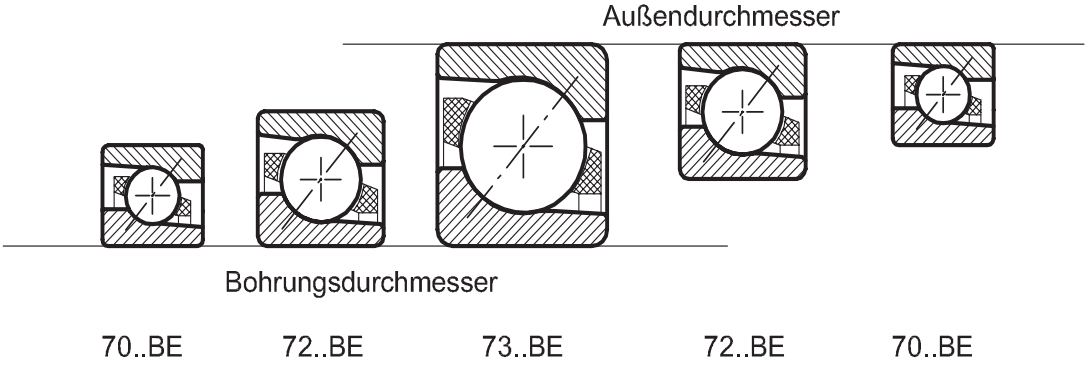


Bild 1.2: Querschnittsvergleich von 40°-Schrägkugellagern *d44-107*

Ausführungen

Einzellager

Wird je Lagerstelle nur ein Wälzlager eingesetzt, so kommen Einzellager zum Einsatz. Diese sitzen in einem gewissen Abstand zueinander. Das Einstellen einer Vorspannung oder eines Lagerspiels erfolgt mit einem definierten Anzugsmoment durch eine Spannmutter oder einen Flansch.

Bei solchen Lagerungen sind die einreihigen Schrägkugellager gegeneinander anzustellen, bis die erforderliche Vorspannung bzw. die gewünschte Lagerluft erzielt ist. Von hoher Bedeutung für die Funktionsfähigkeit der Lagerung ist das richtige Anstellen der beiden Einzellager. Ist dies nicht der Fall, kann es zu einer Reduzierung der Lebensdauer durch erhöhte Reibungsverluste und somit erhöhte Betriebstemperaturen kommen. Bei zu großem Axialspiel ist es möglich, dass Laufgeräusche entstehen und Gleitbewegungen zwischen Wälzkörpern und Laufbahn auftreten sowie die Tragfähigkeit durch eine zu hohe Lagerluft der Einzellager nicht vollständig genutzt wird.

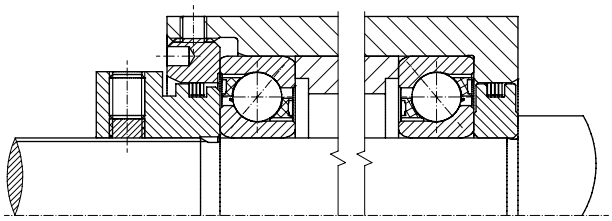


Bild 1.3: Einzellager werden über definiertes Drehmoment mit sicherbarer Mutter verspannt *x51-622*

Universallager für satzweisen Einbau

Einsatz findet der satzweise Einbau von Universallagern in Fällen in denen die Tragfähigkeit eines Lagers nicht ausreicht (Tandem-Anordnung) bzw. die Lagerung axiale Belastungen in beiden Richtungen aufnehmen muss (O- oder X-Anordnung). Die Universallager für satzweisen Einbau haben einen definiert eingeschliffenen Überstand an den seitlichen Anlageflächen des Innen- und Außenringes. Dies erspart Passscheiben zum Abstimmen.

Anordnungen

X- und O-Anordnung ermöglichen die Aufnahme von Axialbelastungen in beiden Richtungen. Durch die weit nach außen laufenden Berührungslinien eignet sich die O-Anordnung besser zur Aufnahme von Kippmomenten, sodass Lagersätze in dieser Anordnung eine relativ starre Lagerung ergeben.

Im Gegensatz zur O-Anordnung laufen bei der X-Anordnung die Berührungslinien zur Trennungslinie der Lager hin zusammen. Die X-Anordnung ist in dieser Hinsicht weniger starr.

Bei ausschließlich einseitiger Belastung können die Wälzlager in Belastungsrichtung in Tandem angeordnet werden. Bei gelegentlichem Lastrichtungswechsel ist ein zusätzliches Gegenlager erforderlich.

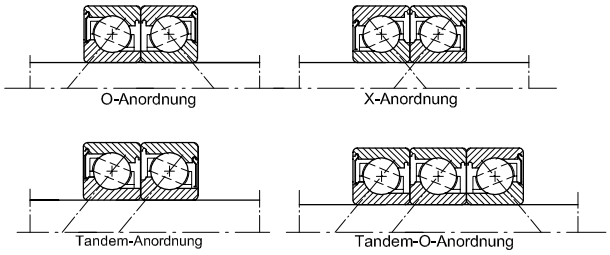


Bild 1.4: Lageranordnungen von 40°-Schrägkugellagern *d44-105*

Schiefstellung

Schiefstellungen sind generell zu vermeiden. Je nach Anordnungen sind maximal zwei Winkelminuten zulässig. Schiefstellungen führen zu einem gewissen Zwangslauf, welcher die Laufgeräusche erhöht und die Lebensdauer reduziert. Dabei ist die X-Anordnung etwas weniger empfindlich als die O-Anordnung.

Bild 1.5: Duplex-Satz mit schleifender RS-Dichtung

2. Berechnung

Tragzahlen

Dynamische Tragzahl C

Die dynamische Tragzahl ist die konstante Beanspruchung eines Wälzlagers mit drehendem Innenring, bei der eine Million Umdrehungen mit 90 prozentiger Wahrscheinlichkeit erreicht wird. Sie gilt als zentrische, nach Größe und Richtung konstante Radialbeanspruchung. Auf der Basis zahlreicher Versuche ist sie eine nach empirischen Regeln rechnerisch zugängliche Kennzahl.

Statische Tragzahl C_0

Die statische Tragsicherheit s_0 eines Wälzlagers ist durch die statische Tragzahl C_0 beschrieben. Sie ist die Beanspruchung, die das ruhende Wälzlager mit einer bleibenden plastischen Verformung von maximal 1 / 10.000 des Wälzkörperdurchmessers erträgt.

$$s_0 = C_0/P_0 \qquad [2.1]$$

s_0	statische Tragsicherheit	
C_0	statische Tragzahl	[N]
P_0	äquivalente statische Lagerbelastung	[N]

Die Anforderungen an s_0 richten sich nach der gewünschten Laufruhe und dem Grad der Stoßbelastungen. Vorzugsweise ist $s_0 \geq 3$ zu wählen.

Tragzahlen von Lagersätzen

Wenn mehrere einreihige Schrägkugellager in gleicher Anordnung nebeneinander stehen, ergibt sich die statische Gesamttragzahl aus den statischen Tragzahlen der Einzellager:

$$C_{0,\,Satz} = i \cdot C_{0,\,Einzellager} \qquad [N] \quad [2.2]$$

$C_{0,\,Satz}$	statische Tragzahl des Lagersatzes	[N]
i	Anzahl der Lager	
$C_{0,\,Einzellager}$	statische Tragzahl des Einzellagers	[N]

Die dynamische Tragzahl eines Satzes errechnet sich wie folgt:

$$C_{Satz} = i^{0,7} \cdot C_{Einzellager} \qquad [N] \quad [2.3]$$

C_{Satz}	dynamische Tragzahl des Lagersatzes	[N]
i	Anzahl der Lager	
$C_{Einzellager}$	dynamische Tragzahl des Einzellagers	[N]

Die generelle Reduktion der dynamischen Satz-Tragzahl nach DIN ISO 281 um den Wert $i^{0,7}$ ist an die Annahme geknüpft, dass Lager mit Normaltoleranzen im Satz voneinander abweichende Bohrungs- und Außendurchmesser aufweisen und somit ungleichmäßig Lastanteile tragen. Sortierte und markierte Schrägkugellager mit engeren Toleranzen tragen wesentlich gleichmäßiger und ergeben eine höhere Betriebssicherheit.

Kräfte und Belastungen

Äquivalente dynamische Lagerbelastung P

Für Einzellager und Tandem-Anordnung gilt:

$$P = F_r \qquad \text{wenn } F_a/F_r \leq 1{,}14 \qquad [N] \quad [2.4]$$
$$P = 0{,}35\,F_r + 0{,}57\,F_a \qquad \text{wenn } F_a/F_r > 1{,}14 \qquad [N] \quad [2.5]$$

Für Lagerpaare in O- oder X-Anordnung gilt:

$$P = F_r + 0{,}55\,F_a \qquad \text{wenn } F_a/F_r \leq 1{,}14 \qquad [N] \quad [2.6]$$
$$P = 0{,}57\,F_r + 0{,}93\,F_a \qquad \text{wenn } F_a/F_r > 1{,}14 \qquad [N] \quad [2.7]$$

(F_a und F_r wirken auf das Lagerpaar.)

Äquivalente statische Lagerbelastung P_0

Für Einzellager und Tandem-Anordnungen gilt:

$$P_0 = 0{,}5\,F_r + 0{,}26\,F_a \qquad [N] \quad [2.8]$$

F_r	Radialkraft	[N]
F_a	Axialkraft	[N]

(Bei $P_0 < F_r$ ist mit $P_0 = F_r$ zu rechnen)

Für Lagerpaare in O- oder X-Anordnung gilt:

$$P_0 = F_r + 0{,}52\,F_a \qquad [N] \quad [2.9]$$

Ermittlung der Axialkraft bei Einzellagern und Lagern in Tandem-Anordnung:

Da die radial anliegenden Kräfte eine axiale Komponente erzeugen, ist bei der Lebensdauerberechnung zunächst die Axiallast nach dem Schema auf Seite 5 zu ermitteln. Diese Formeln gelten unter der Voraussetzung, dass die Lager im Betriebszustand spielfrei und ohne Vorspannung sind. Der dort benötigte Reduktionsfaktor R kann aus Diagramm 2.1 abgelesen werden. Dieser berücksichtigt die Berührungsverhältnisse je nach Lastverhältnis T_a/C. Ohne äußere Last T_a ist R=1.

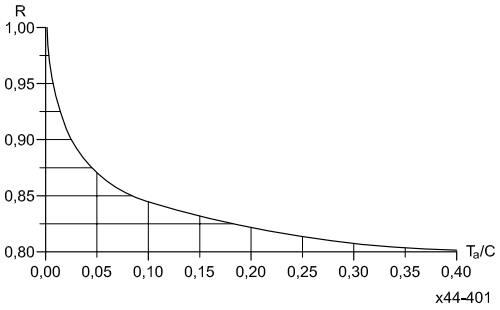
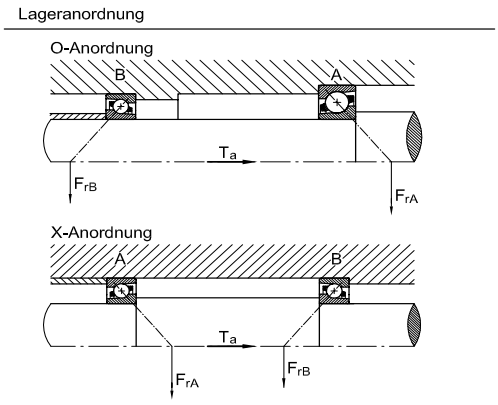
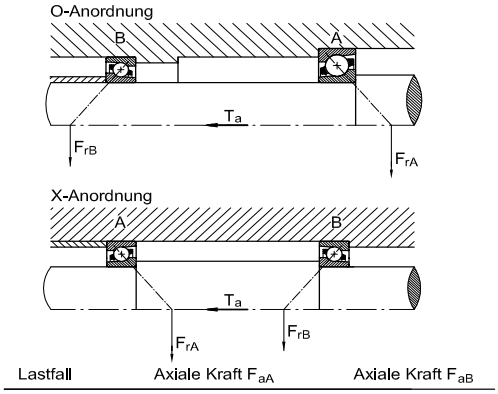


Diagramm 2.1: Reduktionsfaktor R für äußere axiale Kraft T_a



Lastfall	Axiale Kraft F_{aA}	Axiale Kraft F_{aB}
Fall A1 $T_a \geq 0$		
$F_{rA} \geq F_{rB}$	$F_{aA} = R \times F_{rA}$	$F_{aB} = F_{aA} + T_a$
Fall A2 $T_a \geq R \times (F_{rB} - F_{rA})$		
$F_{rA} < F_{rB}$	$F_{aA} = R \times F_{rA}$	$F_{aB} = F_{aA} + T_a$
Fall A3 $T_a < R \times (F_{rB} - F_{rA})$		
$F_{rA} < F_{rB}$	$F_{aA} = F_{aB} - T_a$	$F_{aB} = R \times F_{rB}$



Lastfall	Axiale Kraft F_{aA}	Axiale Kraft F_{aB}
Fall B1 $T_a \geq 0$		
$F_{rA} \leq F_{rB}$	$F_{aA} = F_{aB} + T_a$	$F_{aB} = R \times F_{rB}$
Fall B2 $T_a \geq R \times (F_{rA} - F_{rB})$		
$F_{rA} > F_{rB}$	$F_{aA} = F_{aB} + T_a$	$F_{aB} = R \times F_{rB}$
Fall B3 $T_a \geq R \times (F_{rA} - F_{rB})$		
$F_{rA} > F_{rB}$	$F_{aA} = R \times F_{rA}$	$F_{aB} = F_{aA} - T_a$

Bild 2.1: Ermittlung der Axialkräfte in 40°-Schrägkugellagern *d44-400*

Mittlere Lagerbelastung aus Lastspektrum P_m

Bei einem Lastspektrum aus sich zeitlich ändernden Kräften und eventuell unterschiedlichen Drehzahlen wird eine mittlere äquivalente Lagerbelastung ermittelt. Dazu werden die Produkte aus den dritten Potenzen der äquivalenten Lagerbeanspruchungen und deren Zeitanteile und Drehzahlen prozentual gewichtet und auf eine mittlere Drehzahl nach Gleichung 2.11 bezogen. Die mittlere Drehzahl selbst wird ebenfalls aus prozentualen Zeitanteilen der jeweiligen Drehzahlen zusammengesetzt.

$$P_m = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 \cdot t_1 \cdot n_1 + \ldots + P_n^3 \cdot t_n \cdot n_n}{n_m \cdot 100}} \quad [N] \quad [2.10]$$

$$n_m = \frac{t_1 \cdot n_1 + \ldots + t_n \cdot n_n}{100} \quad t_1 \text{ bis } t_n \text{ in \%} \quad [min^{-1}] \quad [2.11]$$

P_m	mittlere dynamische äquivalente Lagerbelastung	[N]
$P_1..P_n$	äquivalente Belastung je Lastfall	
$t_1..t_n$	Zeitanteil je Lastfall	[%]
$n_1..n_n$	Betriebsdrehzahlen je Lastfall	[min^{-1}]
n_m	mittlere Betriebsdrehzahl	[min^{-1}]

Mindestbelastung

Insbesondere bei schnelllaufenden Lagern ist eine Mindestbelastung vorzusehen, um ein Gleiten der Wälzkörper zu vermeiden. Sollte die Gewichtskraft der zu lagernden Teile nicht ausreichen, können über Federvorspannung entsprechende Kräfte aufgebracht werden.

Bei Einzellagern und Lagersätzen in Tandem-Anordnung sollte eine minimale Axialbelastung $F_{a,min}$ und bei Lagersätzen in O- und X-Anordnung eine minimale Radialbelastung $F_{r,min}$ aufgebracht werden.

$$F_{a,min} = k_a \cdot C_0 \cdot d_m^2 \cdot n^2 \cdot 10^{-13} \quad [2.12]$$

$$F_{r,min} = k_r \, (n \cdot v) \cdot 3 \cdot d_m \cdot 10^{-6} \quad [2.13]$$

$F_{a,min}$	minimale Axialbelastung	[N]
$F_{r,min}$	minimale Radialbelastung	[N]
k_a	Axial-Minimallastfaktor; für 72er Reihe = 1,4; für 73er Reihe = 1,6	
k_r	Radial-Minimallastfaktor; für 72er Reihe = 95; für 73er Reihe = 100	
C_0	statische Tragzahl	[N]
v	Viskosität des Grundöls bei Betriebstemperatur	[mm^2/s]
n	Drehzahl	[min^{-1}]
d_m	mittlerer Lagerdurchmesser	[mm]

Bei hohen Drehzahlen ist bei federvorgespannten Einzellagern zu beachten, dass mit der Drehzahl die Zentrifugalkräfte der Wälzkörper steigen und die Wälzkörper am Außenring zur Laufbahnmitte und am Innenring an den Führungsbord gedrängt werden.

Um den Berührungswinkel von 40° am Innen- und Außenring bei federvorgespannten Einzellagern beizubehalten, ist folgende Mindestfedervorspannung vorzusehen:

$$F_{Feder} = 25 \cdot C_0^2 \cdot n_{max}^2 \cdot 10^{-15} \quad [N] \quad [2.14]$$

F_{Feder}	Federvorspannung	[N]
n_{max}	maximale Drehzahl	[min^{-1}]

Lebensdauerberechnung

Der Zeitraum, in dem ein Wälzlager seine Aufgabe zufriedenstellend erfüllt, wird als Lebensdauer bezeichnet. Innerhalb dieses Zeitraums kann es zu Materialermüdung, Vibration, Verunreinigungen oder Schmierstoffausfall kommen. Nicht berücksichtigt werden hierbei Ursachen, die ohne nennenswerte Vorankündigung den Ausfall des Wälzlagers bewirken können. Hierzu zählen beispielsweise Konstruktionsfehler, eine falsche Wälzlagerauslegung, Einbaufehler, Überlast, ein Crash während der Bearbeitung, nicht-adäquate Schmierung sowie unzureichende Wartung.

Ermüdung

Ursächlich für die Ermüdung des Wälzlagerwerkstoffs ist die schwellende Beanspruchung des Materials, wenn Wälzlager unter Last umlaufen. Es treten in den Laufflächen oder auf den Wälzkörpern „Pittings“ auf, eine fortschreitende Abschälung oder Grübchenbildung im Werkstoff kann die Folge sein. Zahlreiche Faktoren gehen in die Ermüdung des Werkstoffes ein, sodass diese nur statistisch zu erfassen sind. Die Definition der Ermüdungslebensdauer bezieht sich daher auf eine sehr große Zahl gleichartiger Wälzlager, die unter gleichartigen Bedingungen laufen. Die Ermüdungslebensdauer ist erreicht, wenn zehn Prozent aller Wälzlager ausgefallen sind. Sie kann auf die Anzahl der Umdrehungen oder auf die Laufzeit in Stunden bezogen werden.

Nominelle Lebensdauer $L_{10,h}$

Nach DIN ISO 281 ergibt sich die nominelle Lebensdauer $L_{10,h}$ aus dem Verhältnis der äquivalenten dynamischen Lagerbelastung P zur dynamischen Tragzahl C:

$$L_{10,h} = \left(\frac{C}{P}\right)^{p} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad [h] \quad [2.15]$$

$L_{10,h}$	nominelle Lebensdauer	[h]
n	Drehzahl	[min^{-1}]
C	dynamische Tragzahl	[N]
P	dynamische äquivalente Lagerbelastung	[N]
p	Lebensdauerexponent für Kugellager p = 3	

Die Lebensdauer eines Satzes von Wälzlagern kann berechnet werden, wenn die wirkenden Kräfte an jedem Einzellager bekannt sind. Bereits der Ausfall nur eines der sich im System befindlichen Wälzlager bedeutet den Ausfall des gesamten Systems. Da jedes einzelne Wälzlager seine Lebensdauer mit einer Wahrscheinlichkeit von 90 Prozent erreicht, ist die Ausfallwahrscheinlichkeit des Gesamtsystems das Produkt der Ausfallwahrscheinlichkeiten der Einzellager. Damit ist die Lebensdauer des Gesamtsystems kürzer als die kürzeste Lebensdauer eines beteiligten Wälzlagers. Bezogen auf die Lebensdauern der einzelnen Wälzlager ergibt sich eine Lebensdauer $L_{10,h,ges}$ für das System.

$$L_{10,h,ges} = \frac{1}{\left(\frac{1}{L_{10h,1}^{1,1}} + \frac{1}{L_{10h,2}^{1,1}} + \ldots + \frac{1}{L_{10h,n}^{1,1}}\right)^{\frac{1}{1,1}}} \quad [h] \quad [2.16]$$

Neben der Ermüdungslebensdauer ist für das Wälzlager auch die Lebensdauer des Schmierstoffs entscheidend. Hierfür gelten eigene Berechnungsvorschriften, die bei den entsprechenden Fettlieferanten angefragt werden können.

Für permanent überwachte Wälzlager können noch andere Parameter lebensdauerentscheidend sein. Dazu gehören beispielsweise die Temperatur, Lagergeräusche und Vibrationen.

Erweiterte Lebensdauerberechnung

Die Berechnung der Lebensdauer von Wälzlagern wurde im Laufe der Zeit durch Aufnahme neuer Kriterien verfeinert. Die modifizierte Lebensdauer $L_{nm,h}$ berücksichtigt den Schmierungszustand, die potentielle Verunreinigung der Lagerstelle sowie die Werkstoffermüdungsgrenze und wird nach DIN ISO 281 berechnet.

Die erweiterte modifizierte Lebensdauer basiert auf der nominellen Lebensdauer $L_{nm,h}$ nach Gleichung 2.15, die mit dem Erlebenswahrscheinlichkeitsfaktor a_1 nach Tabelle 2.1 und dem Lebensdauerbeiwert a_{ISO} gewichtet wird.

$$L_{nm,h} = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10,h} \quad [h] \quad [2.17]$$

$L_{nm,h}$	erweiterte modifizierte Lebensdauer	[h]
a_1	Erlebniswahrscheinlichkeit nach Tabelle 2.1	
a_{ISO}	Lebensdauerbeiwert nach Formeln 2.24 bis 2.26	

Erlebenswahrscheinlichkeit a_1		
Erlebenswahrscheinlichkeit in %	**L_{na}**	**a_1**
90	L_{10a}	1,00
95	L_{5a}	0,64
96	L_{4a}	0,55
97	L_{3a}	0,47
98	L_{2a}	0,37
99	L_{1a}	0,25

Tabelle 2.1: Erlebenswahrscheinlichkeitsbeiwerte a_1 nach DIN ISO 281

Der eingeführte a_{ISO}-Faktor erfasst verschiedene, nachfolgend aufgeführte Einflussgrößen:

Einfluss	**bedingt**
Schmierung	Lagergröße, Drehzahl, Viskosität und Art des Schmierstoffes, Additive
Werkstoff	Oberfläche, Reinheit, Härte, Temperaturbeständigkeit, Ermüdungsgrenze
Lagerbauart	Reibungsverhältnis, innere Lastverteilung
Spannung	Fertigung, Wärmebehandlung, Presssitz
Umgebung	Feuchtigkeit, Verunreinigungen des Schmierstoffes
Montage	Versatz, Beschädigungen

Tabelle 2.2: Einflussgrößen auf die Lebensdauer

Bestimmung des Lebensdauerbeiwertes a_{ISO}

Der Lebensdauerbeiwert a_{ISO} wird nach der Bestimmung der Parameter $e_c \cdot P_u / P_m$ und κ aus dem Diagramm 2.4 abgelesen oder nach Gleichung 2.24 bis 2.26 berechnet.

$$a_{ISO} = f\left(\frac{e_c \times P_u}{P_m}, \kappa\right) \qquad [2.18]$$

e_c	Verunreinigungsbeiwert (Tabelle 2.3)	
P_u	Ermüdungsgrenzbelastung	[N]
P_m	mittlere dyn. äquiv. Belastung	[N]
κ	Viskositätsverhältnis	

Ermüdungsgrenzbelastung P_u

Die Ermüdungsgrenzbelastung P_u berücksichtigt die Ermüdungsgrenze des Laufbahnwerkstoffes. Sie berechnet sich gemäß DIN ISO 281 mit folgender Formel:

$$P_u \cong C_0 / 27 \qquad [N] \qquad [2.19]$$

C_0	statische Tragzahl	[N]

Verunreinigungsbeiwert e_c

Im Schmierstoff befindliche harte, feste Verunreinigungen können beim Überrollen bleibende Eindrückungen in den Laufbahnen verursachen. Hierdurch hervorgerufene örtliche Spannungsüberhöhungen verringern die Lebensdauer der Wälzlager. Diese Lebensdauerminderung durch feste Partikel ist abhängig von der Lagergröße, der Schmierfilmhöhe (abhängig vom Viskositätsverhältnis κ) sowie von Größe, Art, Härte und Menge der Schmutzpartikel. Andere Verunreinigungen, etwa durch Eintritt von Flüssigkeiten, werden bei der Lebensdauerbetrachtung nicht berücksichtigt.

Bei starken Verunreinigungen ($e_c \rightarrow 0$) sind Ausfälle vor der errechneten Lebensdauer wahrscheinlich. Aus Tabelle 2.3 kann der Verunreinigungsbeiwert ermittelt werden:

Grad der Verunreinigung	Beiwert e_c D_{pw} < 100 mm	Beiwert e_c $D_{pw} \geq 100$ mm
Extreme Sauberkeit Partikelgröße wie Schmierfilmhöhe, Laborbedingungen	1	1
Hohe Sauberkeit Feinstfilterung der Ölzufuhr, abgedichtete, gefettete Lager	0,8…0,6	0,9…0,8
Normale Sauberkeit Feinstfilterung der Ölzufuhr, gefettete Lager mit Deckscheiben	0,6…0,5	0,8…0,6
Leichte Verunreinigung Leichte Verunreinigungen in der Ölzufuhr	0,5…0,3	0,6…0,4
Mäßige Verunreinigung Lager mit Abrieb anderer Maschinenelemente kontaminiert	0,3…0,1	0,4…0,2
Starke Verunreinigung Stark verschmutzte Lagerumgebung, unzureichende Abdichtung	0,1…0	0,1…0
Sehr starke Verunreinigung	0	0

Tabelle 2.3: Verunreinigungsbeiwert e_c in Abhängigkeit vom Teilkreisdurchmesser D_{pw} des Wälzlagers

Viskositätsverhältnis κ

Das Viskositätsverhältnis κ dient als Maß der Güte der Schmierfilmbildung. Es ist das Verhältnis der Schmierstoffviskosität ν bei Betriebstemperatur zur Bezugsviskosität ν_1. Mit $\kappa = 1$ wird der trennende Schmierfilm gerade erreicht. Um κ zu ermitteln, wird zunächst die Bezugsviskosität ν_1 aus dem Diagramm 2.2 in Abhängigkeit vom Teilkreisdurchmesser D_{pw} und der Drehzahl n bestimmt.

Die Betriebsviskosität ν wird dann im Viskositäts-Temperatur-Diagramm 2.3 unter dem Schnittpunkt der erwarteten Betriebstemperatur T mit dem schräg verlaufenden Graphen der Bezugsviskositäten bezogen auf 40 °C abgelesen.

Hieraus wird das Viskositätsverhältnis κ gebildet:

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1} \qquad [2.20]$$

κ	Viskositätsverhältnis	
ν	Betriebsviskosität	[mm²/s]
ν_1	Bezugsviskosität	[mm²/s]

Das Viskositätsverhältnis κ nach Gleichung 2.20 ist aus den Diagrammen 2.2 und 2.3 zu bestimmen oder kann rechnerisch ermittelt werden. Für die Bezugsviskosität ν_1 gilt:

$$\nu_1 = 45.000 \cdot n^{-0,83} \cdot D_{pw}^{-0,5} \quad \text{für } n < 1000 \text{ min}^{-1} \quad [\text{mm}^2/\text{s}] \quad [2.21]$$

$$\nu_1 = 4.500 \cdot n^{-0,5} \cdot D_{pw}^{-0,5} \quad \text{für } n \geq 1000 \text{ min}^{-1} \quad [\text{mm}^2/\text{s}] \quad [2.22]$$

D_{pw}	Teilkreisdurchmesser des Wälzlagers = (d + D) / 2	[mm]

Bezugsdichte von $\rho_1 = 0,89$ g/cm³ bei 20 °C gilt die folgende Formel:

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1} \cdot \left(\frac{\rho}{\rho_1}\right)^{0,83} \qquad [2.23]$$

ρ	Dichte des verwendeten Schmierstoffes	[g/cm³]
ρ_1	Bezugsdichte	[g/cm³]

Die für 40°-Schrägkugellager vorrangig eingesetzten Schmierfette weisen folgende Viskosität auf:

Fettsorte	Grundölviskosität 40 °C [mm²/s]	Grundölviskosität 100 °C [mm²/s]
BEARLUB GN03	74	8,2
BEARLUB GH62	150	18

Tabelle 2.4: Viskosität von IBC-Schmierfetten

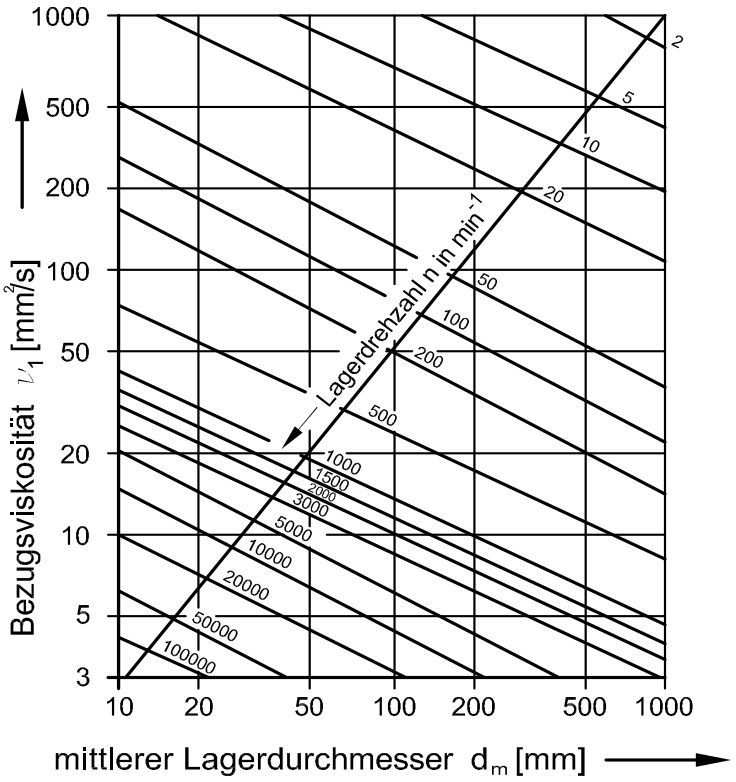


Diagramm 2.2: Erforderliche kinematische Viskosität ν_1 *d45-109*

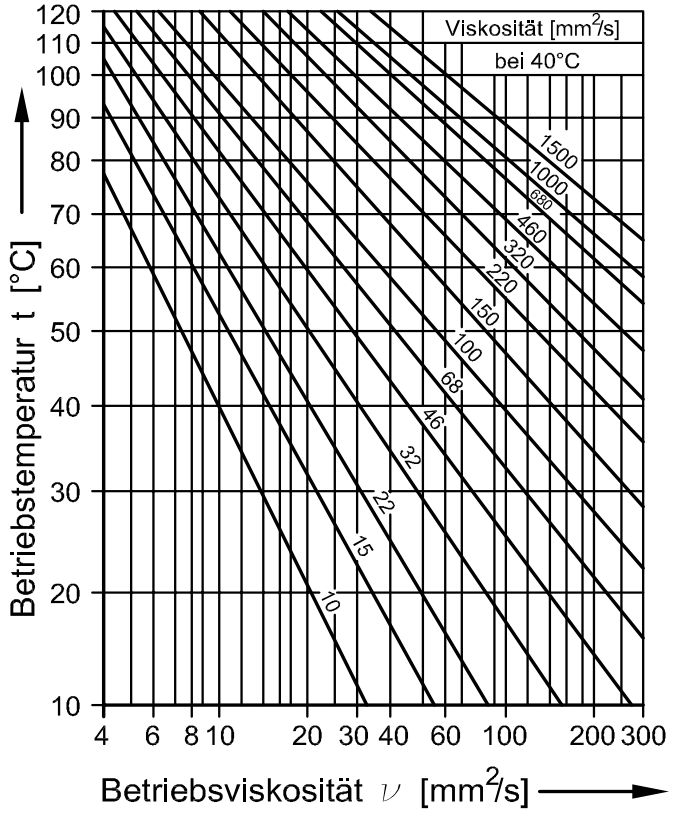


Diagramm 2.3: Betriebsviskosität ν *d45-110*

Bei einem Viskositätsverhältnis $\kappa < 1$ und einem Verunreinigungsbeiwert $e_c > 0{,}2$ kann bei Einsatz eines Schmierstoffes mit wirksamen EP-Additiven mit dem Wert $\kappa = 1$ gerechnet werden. Der Lebensdauerbeiwert ist dann aber auf $a_{ISO} < 3$ zu begrenzen. Bei starker Verschmutzung ($e_c < 0{,}2$) ist die Effektivität der Additivierung nachzuweisen.

Nachfolgend ist die grafische bzw. die rechnerische Ermittlung des Lebensdauerbeiwertes a_{ISO} für IBC 40°-Schrägkugellager dargestellt.

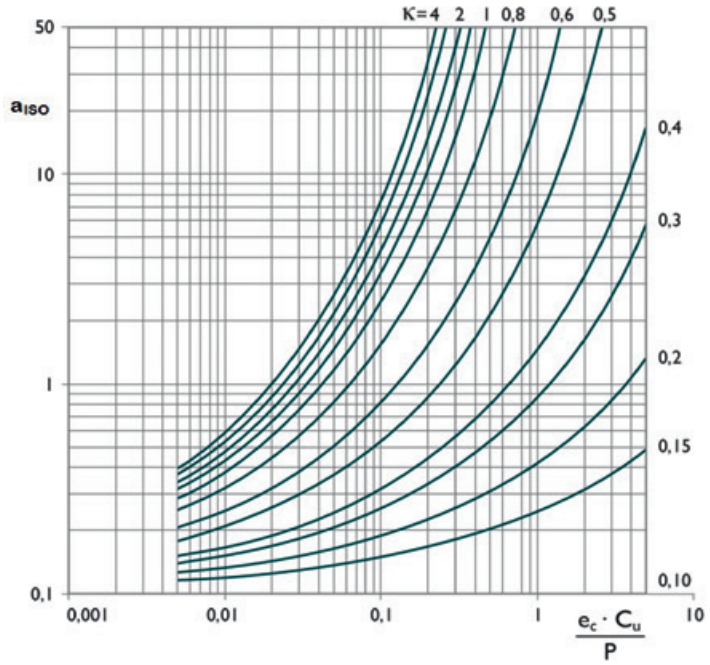


Diagramm 2.4: Lebensdauerbeiwert a_{ISO} für IBC 40°-Schrägkugellager

$$a_{ISO} = 0{,}1 \times \left[1 - \left(2{,}56705 - \frac{2{,}26492}{\kappa^{0{,}0543806}}\right)^{0{,}83} \times \left(\frac{e_c \times C_u}{P}\right)^{\frac{1}{3}}\right]^{-9{,}3} \qquad \text{für } 0{,}1 \le \kappa < 0{,}4 \qquad [2.24]$$

$$a_{ISO} = 0{,}1 \times \left[1 - \left(2{,}56705 - \frac{1{,}99866}{\kappa^{0{,}190870}}\right)^{0{,}83} \times \left(\frac{e_c \times C_u}{P}\right)^{\frac{1}{3}}\right]^{-9{,}3} \qquad \text{für } 0{,}4 \le \kappa < 1 \qquad [2.25]$$

$$a_{ISO} = 0{,}1 \times \left[1 - \left(2{,}56705 - \frac{1{,}99866}{\kappa^{0{,}0717391}}\right)^{0{,}83} \times \left(\frac{e_c \times C_u}{P}\right)^{\frac{1}{3}}\right]^{-9{,}3} \qquad \text{für } 1 \le \kappa < 4 \qquad [2.26]$$

IBC-spezifische Faktoren

Über die nach der erweiterten Lebensdauerberechnung gemäß DIN ISO 281 ermittelten Werte hinaus, gibt es lebensdauerverlängernde IBC-spezifische Faktoren, die bei Einsatz spezieller Werkstoffe und Beschichtungen angewendet werden können.

Mit dem Faktor a_{lb} werden die lebensdauerverlängernden Eigenschaften der ATCoat-Beschichtung berücksichtigt. Speziell für Anwendungen, bei denen sehr langsame Bewegungen auftreten, nur geringe Schwenkbewegungen durchgeführt werden oder anderen speziellen Einsatzfällen, empfiehlt IBC diese Beschichtung.

Der Faktor a_{wk} berücksichtigt die wesentlich längeren Standzeiten von keramischen Wälzkörpern. Diese sind nachfolgend dargestellt.

Die IBC-spezifischen Faktoren gehen multiplikativ in die Berechnung der erweiterten Lebensdauer ein.

Lebensdauerverlängernde IBC-spezifische Faktoren

Laufbahnwerkstoff	a_{lb}	Wälzkörperwerkstoff	a_{wk}
unbeschichtet	1,00	100Cr6	1,00
IR ATCoat	1,25	Si_3N_4	2,00
AR ATCoat	1,20		
IR & AR ATCoat	1,50		

Tabelle 2.5: Lebensdauerverlängernde IBC-spezifische Faktoren

$$L_{nm,h,\,erw.,\,IBC} = a_{lb} \cdot a_{wk} \cdot L_{nm,h} \quad [h] \quad [2.27]$$

$L_{nm,h,\,erw.,\,IBC}$	spezifische modifizierte Lebensdauer IBC	[h]
a_{lb}, a_{wk}	werkstoffbedingte Faktoren	
$L_{nm,h}$	erweiterte modifizierte Lebensdauer	[h]

Bild 2.2: Hybrid-Wälzlager und Wälzlager mit ATCoat-Beschichtung

Drehzahlen

Drehzahlen für Fettschmierung

Die in den Wälzlagertabellen angegebenen Drehzahlen n_G beziehen sich auf fettgeschmierte, abgedichtete Einzellager. Sie sind gültig für reibungsarme Dichtungen .2RSZ und eine Befüllung von 30 Prozent des freien Raums mit dem Schmierfett GN03.

Für schleifende Dichtungen .2RS reduzieren sich die Drehzahlen um 30 Prozent, da es zu erhöhter Reibung zwischen Dichtlippe und Führungsbord kommt.

Bei einer Befettung mit GH62, welche sich insbesondere für hohe Belastungen eignet, sind die Drehzahlen um 15 Prozent zu reduzieren.

Beim Einsatz von Sonderfetten kontaktieren Sie bitte unsere anwendungstechnische Abteilung.

Drehzahlen für Ölschmierung

Die in den Wälzlagertabellen angegebenen Drehzahlen n_o gelten für offene Einzellager, mit einer Betriebsviskosität des Schmieröls von 10-15 mm^2/s.

Für weitere Informationen kontaktieren Sie bitte unsere anwendungstechnische Abteilung.

Drehzahlbeiwerte

Die Multiplikation der in den Wälzlagertabellen genannten Drehzahlwerte mit den im Folgenden aufgeführten Drehzahlbeiwerten ergibt die maximal zulässige Betriebsdrehzahl.

Die Drehzahlbeiwerte resultieren aus der Lageranordnung, der Vorspannung, dem Wälzkörperwerkstoff, der Beschichtungsvariante, der Belastung und der Kinematik.

Drehzahlbeiwert n_{av} für Vorspannung und Anordnung

Lageranordnung		Vorspannung		
		UL	UM	UH
<	>	1,00	0,90	0,70
<<	>	0,90	0,80	0,60
<<	>>	0,95	0,85	0,65
<>	<>	0,85	0,75	0,60
<<>	<>	0,70	0,55	0,50
<<>>	<>	0,60	0,50	0,40

Tabelle 2.6: Drehzahlbeiwert n_{av} für Lageranordnung und Vorspannung

Drehzahlbeiwert n_w für den Wälzkörperwerkstoff

Wälzkörperwerkstoff	
Stahl 100Cr6	1,00
Keramik Si_3N_4	1,30

Tabelle 2.7: Drehzahlbeiwert n_w für den Wälzkörperwerkstoff

Drehzahlbeiwert n_c für die ATCoat-Beschichtung

ATCoat-Beschichtung			
A11	A15	A21	A31
1,20	1,20	1,15	1,05

Tabelle 2.8: Drehzahlbeiwert n_c für die ATCoat-Beschichtung

Drehzahlbeiwert n_k für Käfig

Käfig	
Polyamid P	1,00
PEEK K	1,00
Stahlblech J	0,95
Messing M	0,95

Tabelle 2.9: Drehzahlbeiwert n_k für Käfig

Lastabhängiger Drehzahlbeiwert n_f

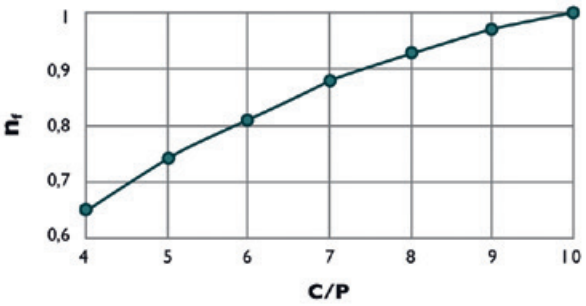


Diagramm 2.5: Lastabhängiger Drehzahlbeiwert n_f

Kinematischer Drehzahlbeiwert n_r

Die angegebenen Drehzahlwerte gelten für ein Wälzlager mit rotierendem Innenring. Der Drehzahlbeiwert für Wälzlager mit rotierendem Außenring beträgt 0,6.

Bei vertikalen Wellen ändert sich die Kinematik des Käfigs und die Schmierbedingungen sind deutlich ungünstiger als bei horizontalen Wellen. Dies wird durch den Drehzahlbeiwert 0,8 berücksichtigt.

Maximal zulässige Betriebsdrehzahl

Unter Berücksichtigung der Drehzahlen und der zutreffenden Drehzahlbeiwerte ergibt sich nach folgender Formel die maximal zulässige Betriebsdrehzahl.

$$n_B = n \cdot n_{av} \cdot n_w \cdot n_c \cdot n_k \cdot n_f \cdot n_r \quad [min^{-1}] \quad [2.28]$$

n_B	maximal zulässige Betriebsdrehzahl	$[min^{-1}]$
n	Drehzahl aus Wälzlagertabellen	$[min^{-1}]$
n_{av}	Drehzahlbeiwert für Vorspannung und Anordnung	
n_w	Drehzahlbeiwert für den Wälzkörperwerkstoff	
n_c	Drehzahlbeiwert für die ATCoat-Beschichtung	
n_k	Drehzahlbeiwert für Käfig	
n_f	Lastabhängiger Drehzahlbeiwert	
n_r	Kinematischer Drehzahlbeiwert	

3. Bezeichnungssystem

Beispiele:

	70	05	.BE	.P	.2RS	.P6		.UA		
CB	72	06	.BE	.K		.P5		.UL		.Y060
	73	05	.BE	.P	.2RSZ	.P5		.UO		
	72	14	.BE	.J					.GH62	
	73	10	.BE	.M		.P6	.D	UM		
ACC-	73	08	.BE	.M		.P5		.UO	.A15	

Werkstoff

-	Wälzkörper und Ringe 100Cr6
CB	Wälzkörper Si_3N_4
AC-	Ringe ATCoat
ACC-	Ringe ATCoat + Wälzkörper Si_3N_4

Maßreihe

70...
72...
73...

Bohrungskennzahl

00	10 mm
01	12 mm
02	15 mm
03	17 mm

Ab Kennzahl 04: 4 x 5 = 20 mm

Bauform C

BE	40°-Berührungswinkel, verstärkte Innenkonstruktion

Käfig

P	Fensterkäfig PA 6.6, glasfaserverstärkt
M	Messingmassivkäfig
J	Stahlblechkäfig
K	Fensterkäfig PEEK, glasfaserverstärkt

Dichtung

-	offenes Wälzlager
2 RS	schleifende Dichtscheibe, beidseitig
A RSZ	reibungsarme Dichtscheibe am hohen (massiven) Bord des Außenrings
B RSZ	reibungsarme Dichtscheibe am niedrigen (dünnen) Bord des Außenrings
2 RSZ	reibungsarme Dichtscheibe, beidseitig

Genauigkeit

-	Maß- und Laufgenauigkeit nach ISO Klasse 0
P6	Maß- und Laufgenauigkeit nach ISO Klasse 6
P5	Maß- und Laufgenauigkeit nach ISO Klasse 5

Haltenut

Y...	Haltenut am Innenring oder Außenring Dreistellige Zahl definiert die genaue Spezifikation

ATCoat-Beschichtung

-	keine Beschichtung
A11	Innen- u. Außenring beschichtet
A11L	Innen-u. Außenring-Laufbahn beschichtet
A11LF	Innen- und Außenring-Laufbahn beschichtet und gefinished
A15	Innen- u. Außenring beschichtet, Wälzkörper und Käfig rostarm
A21	Innenring beschichtet
A31	Außenring beschichet
A31M	Außenring-Mantelfläche beschichtet

Schmierung

-	korrosionsgeschützt
GN03	25-35% / GN03 (Standard)
GH62K	50-60% / GH62

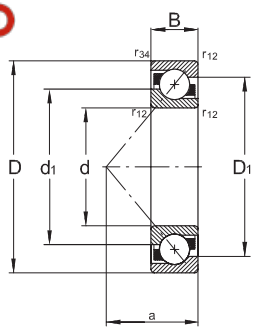
Vorspannung und axiale Lagerluft

-	nicht universell paarbares Einzellager
UA	normale axiale Lagerluft
UB	geringe axiale Lagerluft
UO	spielfrei
UL	leichte Vorspannung
UM	mittlere Vorspannung
UH	hohe Vorspannung
A...	axiale Lagerluft, Angabe in µm
U...	besondere Vorspannung, Angabe in daN

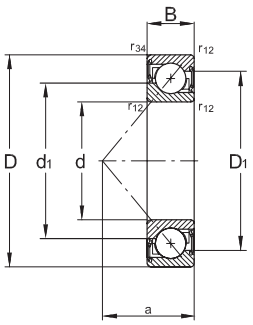
Schrägkugellagersatz

D...	Duplexsatz
T...	Triplexsatz
Q...	Quadruplexsatz
P...	Pentaplexsatz

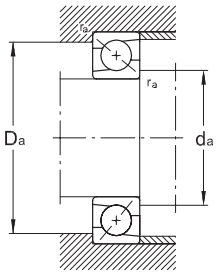
4. Maßtabellen

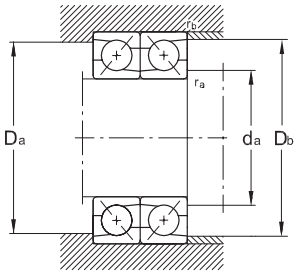


x44-001



x44-002





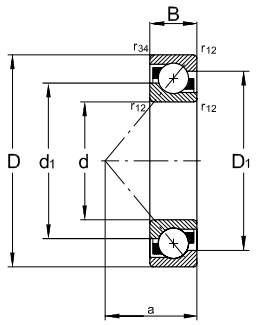
x44-601

Hauptabmessungen			Basiskurzzeichen	Tragzahlen*		Ermüdungsgrenzbelastung	Drehzahlen Fett***	Drehzahlen Öl	Gewicht
d	D	B		C_r	C_0**	P_U (radial)	n_G	n_O	m
mm				N		N	min^{-1}	min^{-1}	kg
10	30	9	7200.BE	5.100	2.500	90	19.200	28.500	0,030
12	32	10	7201.BE	7.200	3.500	130	18.000	26.600	0,036
12	37	12	7301.BE	11.200	5.600	210	14.700	21.800	0,060
15	35	11	7202.BE	9.100	4.900	180	16.700	24.700	0,045
15	42	13	7302.BE	13.500	7.500	280	12.800	19.000	0,083
17	40	12	7203.BE	10.200	5.600	210	14.100	20.900	0,065
17	47	14	7303.BE	16.500	9.400	350	12.200	18.100	0,110
20	47	12	7004.BE	12.700	7.000	260	14.000	20.700	0,061
20	47	14	7204.BE	14.400	8.400	310	12.200	18.100	0,110
20	52	15	7304.BE	19.300	11.800	440	11.500	17.100	0,140
25	47	12	7005.BE	15.200	9.300	340	12.100	18.000	0,074
25	52	15	7205.BE	15.100	9.400	350	10.900	16.200	0,130
25	62	17	7305.BE	24.900	15.600	580	9.600	14.300	0,230
30	55	13	7006.BE	19.000	11.900	440	9.900	14.800	0,110
30	62	16	7206.BE	21.000	13.500	500	9.000	13.300	0,200
30	72	19	7306.BE	32.700	21.900	810	8.300	12.400	0,340
35	62	14	7007.BE	23.200	15.400	570	9.100	13.500	0,150
35	72	17	7207.BE	27.700	18.400	680	7.700	11.400	0,280
35	80	21	7307.BE	40.000	27.700	1.030	7.100	10.500	0,450
40	68	15	7008.BE	26.800	17.500	650	7.900	11.800	0,180
40	80	18	7208.BE	32.800	23.100	860	7.100	10.500	0,370
40	90	23	7308.BE	51.200	36.100	1.340	6.400	9.500	0,630
45	75	16	7009.BE	30.400	21.000	780	7.200	10.700	0,230
45	85	19	7209.BE	36.500	25.900	960	6.400	9.500	0,420
45	100	25	7309.BE	60.500	43.800	1.620	5.800	8.600	0,850
50	80	16	7010.BE	31.500	23.500	870	6.500	9.700	0,250
50	90	20	7210.BE	37.900	28.600	1.060	5.800	8.600	0,470
50	110	27	7310.BE	70.700	48.100	1.780	5.100	7.600	1,100
55	100	21	7211.BE	47.600	36.000	1.330	5.100	7.600	0,620
55	120	29	7311.BE	79.300	61.700	2.290	4.500	6.700	1,400
60	110	22	7212.BE	57.400	44.200	1.640	4.800	7.100	0,800
60	130	31	7312.BE	90.500	71.500	2.650	4.300	6.400	1,750

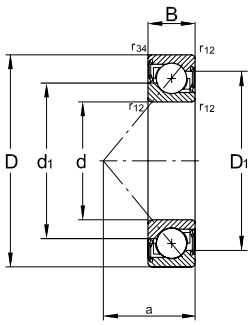
* Lager mit Messing-Käfig (M) können leicht abweichende Tragzahlen haben.

** Die statische Tragzahl C_0 von Hybridlagern (CB) liegt um 30 Prozent niedriger als bei Schrägkugellagern mit Stahl-Wälzkörpern.

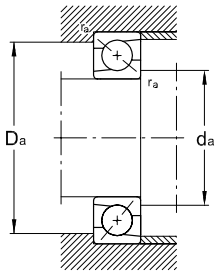
*** Die Drehzahlgrenzwerte für Fett gelten für reibungsarme RSZ-Dichtungen. Bei RS-Dichtungen reduziert sich der Wert um 30 Prozent.
Weitere Informationen zu den angegebenen Drehzahlen finden Sie auf Seite 11.
Nicht gelistete Größen auf Anfrage.

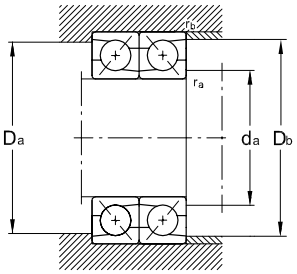


x44-001



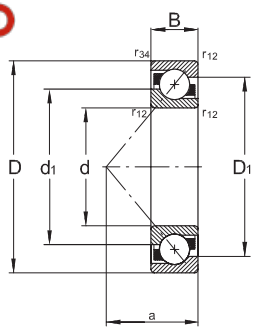
x44-002



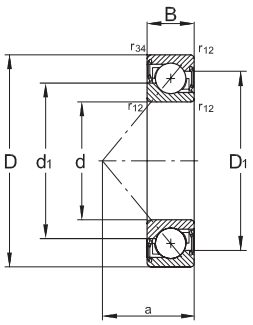


x44-601

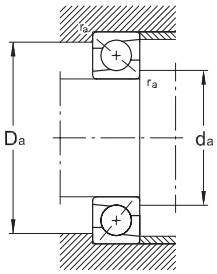
Basiskurz-zeichen	Abmessungen					Anschlussmaße				
	a	d_1	D_1	$r_{12,min}$	$r_{34,min}$	$d_{a,min}$	$D_{a,max}$	$D_{b,max}$	$r_{a,max}$	$r_{b,max}$
	mm					mm				
7200.BE	13,0	18,2	23,1	0,6	0,3	15,0	25,0	27,0	0,6	0,3
7201.BE	14,0	20,2	25,1	0,6	0,3	16,2	27,8	29,0	0,6	0,3
7301.BE	16,0	21,8	28,3	1,0	0,6	17,6	31,4	32,8	1,0	0,6
7202.BE	16,0	22,2	28,0	0,6	0,3	19,2	30,0	32,0	0,6	0,3
7302.BE	18,0	26,0	32,6	1,0	0,6	20,6	36,4	37,8	1,0	0,6
7203.BE	18,0	25,9	31,9	0,6	0,3	21,2	35,0	35,0	0,6	0,3
7303.BE	20,0	28,7	36,2	1,0	1,0	22,6	41,4	42,0	1,0	0,6
7004.BE	20,0	28,9	34,1	0,6	0,3	23,2	38,8	40,0	0,6	0,3
7204.BE	21,0	30,7	37,2	1,0	0,6	26,0	41,0	42,4	1,0	0,6
7304.BE	23,0	32,9	41,0	1,1	1,0	27,0	45,0	47,8	1,0	0,6
7005.BE	21,5	31,4	40,4	0,6	0,3	30,0	42,0	45,0	0,6	0,3
7205.BE	24,0	35,7	42,2	1,0	0,6	31,0	46,0	48,2	1,0	0,6
7305.BE	27,0	39,7	48,2	1,1	1,0	32,0	55,0	57,8	1,0	0,6
7006.BE	25,0	37,2	46,9	0,6	0,3	36,0	49,0	53,0	0,6	0,3
7206.BE	27,0	42,8	49,7	1,1	0,6	36,0	56,0	57,4	1,0	0,6
7306.BE	31,0	46,5	56,0	1,1	1,0	37,0	65,0	67,8	1,0	0,6
7007.BE	29,0	43,4	53,3	0,6	0,3	41,0	56,0	60,0	0,6	0,3
7207.BE	31,0	49,3	59,0	1,1	0,6	42,0	65,0	67,8	1,0	0,6
7307.BE	35,0	52,4	64,2	1,5	1,0	44,0	71,0	74,4	1,5	1,0
7008.BE	32,0	49,2	58,8	0,6	0,3	46,0	62,0	66,0	0,6	0,3
7208.BE	34,0	55,9	66,3	1,1	0,6	47,0	73,0	75,8	1,0	0,6
7308.BE	39,0	59,4	72,4	1,5	1,0	49,0	81,0	84,4	1,5	1,0
7009.BE	35,0	53,2	65,3	0,6	0,3	51,0	69,0	73,0	0,6	0,3
7209.BE	37,0	60,5	70,9	1,1	0,6	52,0	78,0	80,8	1,0	0,6
7309.BE	43,0	66,3	80,7	1,5	1,0	54,0	91,0	94,4	1,5	1,0
7010.BE	38,0	57,6	70,3	1,0	0,6	56,0	74,0	78,0	0,6	0,3
7210.BE	39,0	65,5	75,9	1,5	1,0	57,0	83,0	85,8	1,0	0,6
7310.BE	47,0	73,1	87,5	2,0	1,0	60,0	100,0	104,0	1,5	1,0
7211.BE	43,0	72,6	83,0	1,5	1,0	64,0	91,0	94,0	1,5	1,0
7311.BE	51,0	80,0	97,6	2,0	1,0	65,0	110,0	114,0	2,0	1,0
7212.BE	47,0	79,3	92,5	1,5	1,0	69,0	101,0	104,0	1,5	1,0
7312.BE	55,0	87,3	103,5	2,1	1,1	72,0	118,0	123,0	2,0	1,0

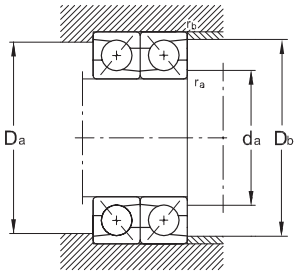


x44-001



x44-002





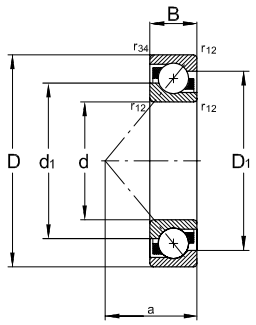
x44-601

Hauptabmessungen			Basiskurzzeichen	Tragzahlen*		Ermüdungsgrenzbelastung	Drehzahlen Fett***	Drehzahlen Öl	Gewicht
d	D	B		C_r	C_0**	P_U (radial)	n_G	n_O	m
mm				N		N	min^{-1}	min^{-1}	kg
65	120	23	7213.BE	64.500	52.600	1.950	4.300	6.400	1,000
65	140	33	7313.BE	103.800	77.800	2.880	4.000	6.000	2,150
70	125	24	7214.BE	70.200	57.800	2.140	4.000	6.000	1,100
70	150	35	7314.BE	116.600	88.300	3.270	3.600	5.300	2,650
75	130	25	7215.BE	70.700	58.300	2.160	4.000	6.000	1,200
75	160	37	7315.BE	124.800	104.900	3.890	3.400	5.000	3,200
80	140	26	7216.BE	82.500	69.200	2.560	3.600	5.300	1,400
80	170	39	7316.BE	135.100	117.400	4.350	3.200	4.800	3,700
85	150	28	7217.BE	91.800	79.100	2.930	3.400	5.000	1,800
85	180	41	7317.BE	146.800	132.400	4.900	3.100	4.600	4,300
90	160	30	7218.BE	108.500	93.700	3.470	3.200	4.800	2,200
90	190	43	7318.BE	159.400	139.800	5.180	2.900	4.300	5,000
95	170	32	7219.BE	117.500	100.700	3.730	3.100	4.600	2,600
95	200	45	7319.BE	153.900	170.700	6.320	2.800	4.100	5,900
100	180	34	7220.BE	131.800	114.400	4.240	2.900	4.300	3,200
100	215	47	7320.BE	205.900	192.400	7.100	2.600	3.800	7,200
105	190	36	7221.BE	140.100	126.800	4.700	2.800	4.100	4,200
110	200	38	7222.BE	149.900	141.000	5.220	2.600	3.800	4,500
110	240	50	7322.BE	217.900	211.900	7.850	2.300	3.400	9,300
120	215	40	7224.BE	162.700	157.700	5.840	2.300	3.400	5,300
120	260	55	7324.BE	244.900	256.200	9.490	1.900	2.900	12,400
130	230	40	7226.BE	182.200	187.200	6.930	2.200	3.200	6,200
130	280	58	7326.BE	269.100	295.700	10.950	1.800	2.700	15,200
140	250	42	7228.BE	192.000	209.100	7.740	1.900	2.900	8,600
140	300	62	7328.BE	293.800	335.100	12.410	1.700	2.500	20,500
150	270	45	7230.BE	219.300	251.100	9.300	1.800	2.700	11,000
150	320	65	7330.BE	318.100	384.400	14.240	1.500	2.300	25,000
160	290	48	7232.BE	248.700	276.000	10.220	1.700	2.500	13,500
170	310	52	7234.BE	284.500	303.400	11.240	1.500	2.300	16,000
180	320	52	7236.BE	286.000	314.600	11.650	1.400	2.200	18,000

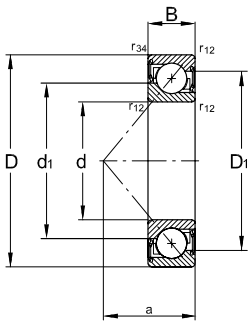
* Lager mit Messing-Käfig (M) können leicht abweichende Tragzahlen haben.

** Die statische Tragzahl C_0 von Hybridlagern (CB) liegt um 30 Prozent niedriger als bei Schrägkugellagern mit Stahl-Wälzkörpern.

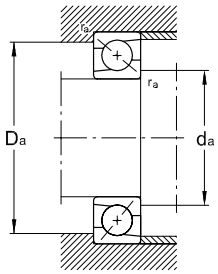
*** Die Drehzahlgrenzwerte für Fett gelten für reibungsarme RSZ-Dichtungen. Bei RS-Dichtungen reduziert sich der Wert um 30 Prozent.
Weitere Informationen zu den angegebenen Drehzahlen finden Sie auf Seite 11.
Nicht gelistete Größen auf Anfrage.

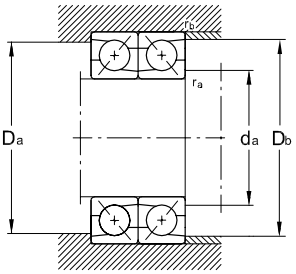


x44-001



x44-002





x44-601

Basiskurz-zeichen	Abmessungen					Anschlussmaße				
	a	d_1	D_1	$r_{12,min}$	$r_{34,min}$	$d_{a,min}$	$D_{a,max}$	$D_{b,max}$	$r_{a,max}$	$r_{b,max}$
	mm					mm				
7213.BE	50,0	86,3	101,0	1,5	1,0	74,0	111,0	114,0	1,5	1,0
7313.BE	60,0	93,8	114,0	2,1	1,1	77,0	128,0	133,0	2,0	1,0
7214.BE	53,0	91,0	104,1	1,5	1,0	79,0	116,0	119,0	1,5	1,0
7314.BE	64,0	100,0	123,0	2,1	1,1	82,0	138,0	143,0	2,0	1,0
7215.BE	56,0	96,5	111,0	1,5	1,0	84,0	121,0	124,0	1,5	1,0
7315.BE	68,0	108,0	130,0	2,1	1,1	87,0	148,0	153,0	2,0	1,0
7216.BE	59,0	104,0	118,0	2,0	1,0	91,0	129,0	134,0	2,0	1,0
7316.BE	72,0	115,0	137,0	2,1	1,1	92,0	158,0	163,0	2,0	1,0
7217.BE	63,0	110,0	127,0	2,0	1,0	96,0	139,0	144,0	2,0	1,0
7317.BE	76,0	122,0	145,0	3,0	1,1	99,0	166,0	173,0	2,5	1,0
7218.BE	67,0	117,0	135,0	2,0	1,0	101,0	149,0	154,0	2,0	1,0
7318.BE	80,0	129,0	153,0	3,0	1,1	104,0	176,0	183,0	2,5	1,0
7219.BE	72,0	124,0	143,0	2,1	1,1	107,0	158,0	163,0	2,0	1,0
7319.BE	84,0	136,0	162,0	3,0	1,1	109,0	186,0	193,0	2,5	1,0
7220.BE	76,0	131,0	151,0	2,1	1,1	112,0	168,0	173,0	2,0	1,0
7320.BE	90,0	145,0	173,0	3,0	1,1	114,0	201,0	208,0	2,5	1,0
7221.BE	80,0	138,0	159,0	2,1	1,1	117,0	178,0	183,0	2,0	1,0
7222.BE	84,0	145,0	167,0	2,1	1,1	122,0	188,0	193,0	2,0	1,0
7322.BE	98,0	161,0	194,0	3,0	1,1	124,0	226,0	233,0	2,5	1,0
7224.BE	90,0	157,0	179,0	2,1	1,1	132,0	203,0	208,0	2,0	1,0
7324.BE	107,0	178,0	211,0	3,0	1,1	134,0	246,0	253,0	2,5	1,0
7226.BE	96,0	169,0	193,0	3,0	1,1	144,0	216,0	222,0	2,5	1,0
7326.BE	115,0	190,0	228,0	4,0	1,5	147,0	263,0	271,0	3,0	1,5
7228.BE	103,0	183,0	210,0	3,0	1,1	154,0	236,0	243,0	2,5	1,0
7328.BE	123,0	203,0	243,0	4,0	1,5	157,0	283,0	291,0	3,0	1,5
7230.BE	111,0	197,0	226,0	3,0	1,1	164,0	256,0	263,0	2,5	1,0
7330.BE	131,0	216,0	259,0	4,0	1,5	167,0	303,0	311,0	3,0	1,5
7232.BE	118,0	211,0	242,0	3,0	1,1	174,0	276,0	283,0	2,5	1,0
7234.BE	126,0	226,0	260,0	4,0	1,5	187,0	293,0	301,0	3,0	1,5
7236.BE	131,0	235,7	274,7	4,0	1,5	197,0	303,0	311,0	3,0	1,5

5. Vorspannung und Lagerluft

Lagervorspannung und Lagerluft

IBC 40°-Schrägkugellager können wahlweise mit Axialspiel oder Vorspannung geliefert werden. In der Reihenfolge UA, UB, UO, UL, UM und UH geht der definierte Bereich des axialen Spiels bis zur Vorspannung über. Die in der untenstehenden Tabelle dargestellten Zahlen gelten für universell geschliffene Lager als Duplexsatz in O- oder X-Anordnung. Auch eine Sonderlagerluft A… [µm] oder eine Sondervorspannung U… [daN] ist möglich.

Universell geschliffene Lager weisen diesen Überstand zu beiden Seiten auf und können daher beliebig in O-, X- oder Tandem-Anordnung eingesetzt werden.

Idealerweise haben die Wälzlager unter den späteren Betriebsbedingungen nur eine geringe effektive Vorspannung, um ein gleichmäßiges Abrollen der Wälzkörper zu erreichen.

Da sich die Innenringe im Betrieb stärker erwärmen als die Außenringe und dadurch das Spiel aufgebraucht wird bzw. die Vorspannung erhöht wird, ist in solchen Fällen im kalten Zustand etwas mehr Spiel bzw. weniger Vorspannung vorzusehen. Ein ähnlicher Effekt entsteht durch die Passungen für Welle und Gehäuse. Bei zu großem Betriebsspiel hingegen wird die Tragfähigkeit der Wälzlager nicht komplett genutzt.

Bei einseitiger Belastung von Wälzlagern in O- oder X-Anordnung sollte das Gegenlager nicht entlastet werden, da ungünstige Abrollverhältnisse der Wälzkörper entstehen können. Dies wiederum kann negative Einflüsse auf Laufgeräusche, Schmierfilm, Käfigbelastung und Lebensdauer haben. Deshalb sollte die Vorspannung in geeigneter Höhe gewählt werden.

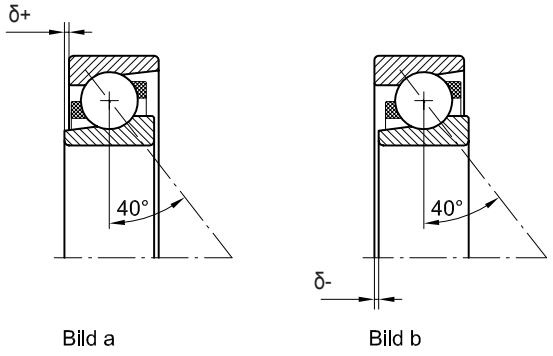


Bild 5.1: 40°-Schrägkugellager mit Axialspiel und axialer Vorspannung d44-104

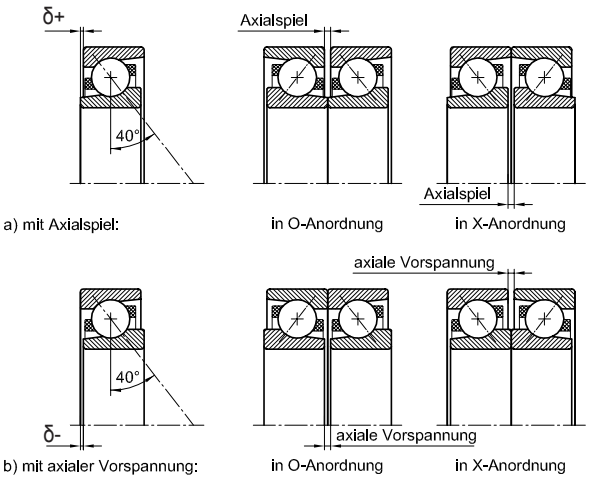


Bild 5.2: Lagersätze mit Axialspiel und axialer Vorspannung d44-200

Bohrungs-durchmesser			Baureihe	UA δ		UB δ		UO δ		UL δ		UM δ		UH δ	
				max.	min.	max.	min.	max.	min.	min.	max.	min.	max.	min.	max.
über		bis		[µm]		[µm]		[µm]		[µm]		[µm]		[µm]	
10	–	18	72	32	24	20	12	6	-2	2	-6	-4	-12	-8	-16
			73	34	26	22	14	6	-2	2	-6	-6	-14	-10	-18
18	–	30	70	38	30	22	14	6	-2	2	-6	-2	-10	-6	-14
			72	40	32	24	16	6	-2	2	-6	-4	-12	-8	-16
			73	42	34	26	18	6	-2	2	-6	-6	-14	-10	-18
30	–	50	70	48	40	26	18	6	-2	2	-6	-2	-10	-6	-14
			72	50	42	28	20	6	-2	2	-6	-4	-12	-8	-16
			73	52	44	30	22	6	-2	2	-6	-6	-14	-10	-18
50	–	80	72	60	48	34	22	8	-4	4	-8	-6	-18	-12	-24
			73	62	50	36	24	8	-4	4	-8	-8	-20	-14	-26
80	–	120	72	68	56	38	26	8	-4	4	-8	-6	-18	-12	-24
			73	70	58	40	28	8	-4	4	-8	-8	-20	-14	-26
120	–	180	72	74	62	42	30	8	-4	4	-8	-6	-18	-12	-24
			73	76	64	44	32	8	-4	4	-8	-8	-20	-14	-26

Tabelle 5.1: Lagerluft- und Vorspannungsklassen für 40°-Schrägkugellager im Lagersatz bei O- oder X-Anordnung

6. Toleranzen und Passungen

Maß- und Lauftoleranzen												
	Innenring [mm]	**Toleranzklasse**	**Ø 2,5**	**10**	**18**	**30**	**50**	**80**	**120**	**150**	**180**	**250**
	Merkmale		**bis 10**	**18**	**30**	**50**	**80**	**120**	**150**	**180**	**250**	**315**
Δ_{dmp}	Abweichung des mittleren Bohrungsdurchmessers in einer Ebene	PN	-8	-8	-10	-12	-15	-20	-25	-25	-30	-35
		P6	-7	-7	-8	-10	-12	-15	-18	-18	-22	-25
		P5	-5	-5	-6	-8	-9	-10	-13	-13	-15	-18
K_{ia}	Rundlauf des Innenrings am zusammengebauten Lager	PN	10	10	13	15	20	25	30	30	40	50
		P6	6	7	8	10	10	13	18	18	20	25
		P5	4	4	4	5	5	6	8	8	10	13
S_d	Planlauf der Stirnseite bezogen auf die Bohrung	P5	7	7	8	8	8	9	10	10	11	13
S_{ia}	Planlauf der Stirnseite bezogen auf die Laufbahn des Innenrings am zusammengebauten Lager	P5	7	7	8	8	8	9	10	10	13	15
Δ_{Bs}	Abweichung einer einzelnen Innenringbreite	PN, P6	-120	-120	-120	-120	-150	-200	-250	-250	-300	-350
		P5	-40	-80	-100	-120	-150	-200	-250	-250	-300	-350
	universell paarbare Lager	PN, P6, P5	-250	-250	-250	-250	-250	-380	-380	-380	-500	-500
V_{Bs}	Schwankung der Innenringbreite	P6	15	20	20	20	25	25	30	30	30	35
		P5	5	5	5	5	6	7	8	8	10	13

	Außenring [mm]	**Toleranzklasse**	**Ø18**	**30**	**50**	**80**	**120**	**150**	**180**	**250**	**315**	**400**
	Merkmale		**bis 30**	**50**	**80**	**120**	**150**	**180**	**250**	**315**	**400**	**500**
Δ_{Dmp}	Abweichung des mittleren Bohrungsdurchmessers in einer Ebene	PN	-9	-11	-13	-15	-18	-25	-30	-35	-40	-45
		P6	-8	-9	-11	-13	-15	-18	-20	-25	-28	-33
		P5	-6	-7	-9	-10	-11	-13	-15	-18	-20	-23
K_{ea}	Rundlauf des Außenrings am zusammengebauten Lager	PN	15	20	25	35	40	45	50	60	70	80
		P6	9	10	13	18	20	23	25	30	35	40
		P5	6	7	8	10	11	13	15	18	20	23
S_D	Schwankung der Neigung der Mantellinie, bezogen auf die Bezugsseitenfläche	P5	8	8	8	9	10	10	11	13	13	15
S_{ea}	Planlauf der Stirnseite bezogen auf die Laufbahn des Außenrings am zusammengebauten Lager	P5	8	8	10	11	13	14	15	18	20	23

Tabelle 6.1: Toleranzklassen für 40°-Schrägkugellager, Angaben in µm

Die Breitentoleranzen des Außenringes (Δ_{Cs}, V_{Cs}) entsprechen denen des Innenringes (Δ_{Bs}, V_{Bs}).

Neben der serienmäßigen Normaltoleranz PN stehen die Baureihen auch in den höheren Toleranzklassen P6 und P5 zur Verfügung.

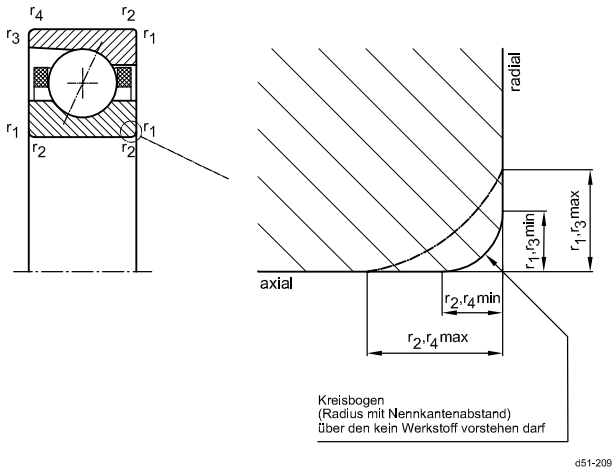


Bild 6.1: Toleranzen der Kantenabstände nach DIN 620, Teil 6

Nennkanten-abstand	**Lagerbohrung d**		**Toleranz der Kantenabstände**			
r_{min}, r_{12}, r_{34}	über	bis	min.	max.	min.	max.
mm	mm		mm		mm	
0,3	-	40	0,3	0,6	0,3	1,0
	40	-	0,3	0,8	0,3	1,0
0,6	-	40	0,6	1,0	0,6	2,0
	40	-	0,6	1,3	0,6	2,0
1,0	-	50	1,0	1,5	1,0	3,0
	50	-	1,0	1,9	1,0	3,0
1,1	-	120	1,1	2,0	1,1	3,5
	120	-	1,1	2,5	1,1	4,0
1,5	-	120	1,5	2,3	1,5	4,0
	120	-	1,5	3,0	1,5	5,0
2,0	-	80	2,0	3,0	2,0	4,5
	80	220	2,0	3,5	2,0	5,0
2,1	-	280	2,1	4,0	2,1	6,5
2,5	-	100	2,5	3,8	2,5	6,0
	100	280	2,5	4,5	2,5	6,0
3,0	-	280	3,0	5,0	3,0	8,0

Tabelle 6.2: Toleranzen der Kantenabstände

Formgenauigkeiten für Wellen

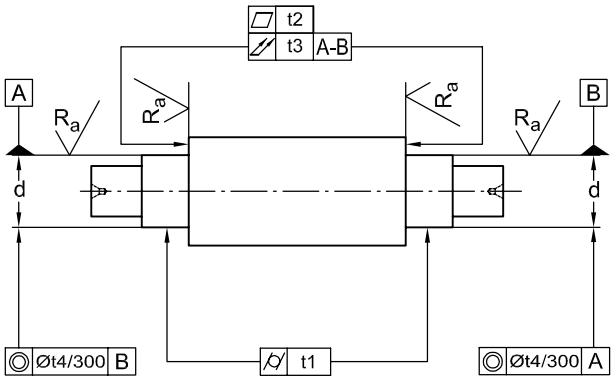
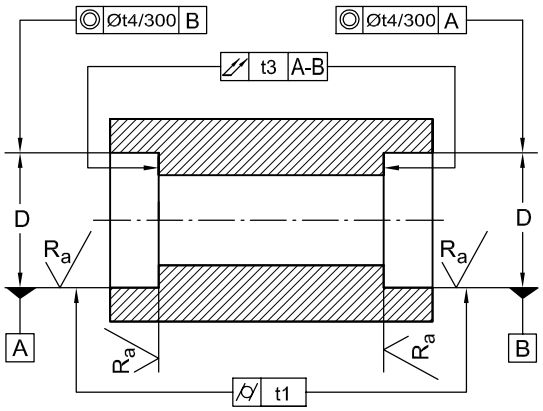


Bild 6.2: Formgenauigkeiten für Wellen und Gehäuse *d45-603*

Formgenauigkeiten für Gehäuse



Eigenschaften	Toleranzsymbol	Toleranzwert	Zulässige Form und Lageabweichungen nach Toleranz- und Rauheitsklassen		
			PN	P6	P5
Zylindrizität	⌭	t1	IT5	IT4	IT3
Ebenheit	⏥	t2	IT5	IT4	IT3
Gesamtplanlauf	⌰	t3	IT5	IT4	IT3
Konzentrizität	◎	t4	IT6	IT6	IT5
Rauheit R_a d ≤ 80 mm		-	N6	N5	N4
Rauheit R_a d > 80 mm		-	N7	N6	N5

Tabelle 6.3: Formgenauigkeit für Wellen *40-306*

Eigenschaften	Toleranzsymbol	Toleranzwert	Zulässige Form und Lageabweichungen nach Toleranz- und Rauheitsklassen		
			PN	P6	P5
Zylindrizität	⌭	t1	IT5	IT4	IT3
Ebenheit	⏥	t2	IT5	IT4	IT3
Gesamtplanlauf	⌰	t3	IT5	IT4	IT3
Konzentrizität	◎	t4	IT7	IT6	IT5
Rauheit R_a d ≤ 80 mm		-	N6	N6	N5
80 mm < D ≤ 250 mm		-	N7	N7	N6
D < 250 mm		-	N7	N7	N7

Tabelle 6.4: Formgenauigkeit für Gehäuse *40-308*

ISO Grundtoleranzen nach DIN ISO 286 T1

Durchmesser Nennmaß über	bis	Toleranzreihe IT0	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7
mm		µm							
6	10	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	15
10	18	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18
18	30	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21
30	50	1	1,5	3	4	7	11	16	25
50	80	1,2	2	4	5	8	13	19	30
80	120	1,5	2,5	5	6	10	15	22	35
120	180	2	3,5	6	8	12	18	25	40
180	250	3	4,5	7	10	14	20	29	46
250	315	4	6	8	12	16	23	32	52
315	400	5	7	9	13	18	25	36	57
400	500	6	8	10	15	20	27	40	63

Tabelle 6.5: ISO Grundtoleranzen nach DIN ISO 286 T1 *40-309*

Rauigkeit R_a der axialen Anlageflächen der Spindel, im Gehäuse und von Zwischenringen: N6 = 0,8 µm

Rauheitklasse	Rauheitswert R_a µm
N3	0,1
N4	0,2
N5	0,4
N6	0,8
N7	1,6

Tabelle 6.6: Rauheitsklassen für Lagersitze an Wellen und Gehäusen *40-310*

Gestaltung der Anschlussteile

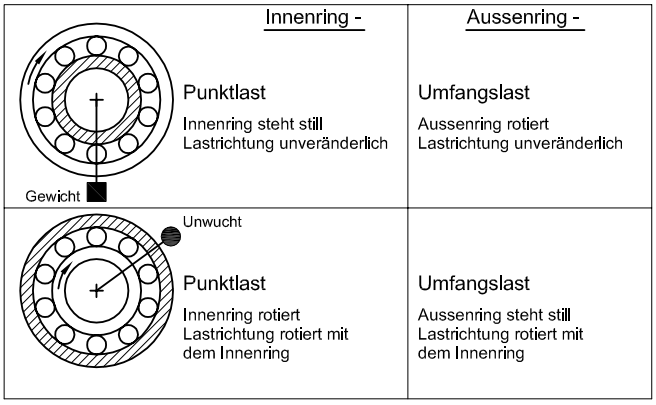
Die Form- und Lagegenauigkeiten der Anschlussteile sind mit den Anforderungen an die Anwendung und damit an die Genauigkeit der Wälzlager abzustimmen. Die Wälzlager mit ihren relativ schlanken Ringen passen sich den Formabweichungen von Welle und Gehäuse an. Die gewählten Passungen hängen von den Umlaufverhältnissen der betrachteten Lagerringe im Verhältnis zur Lastrichtung ab.

Passungen und Umlaufverhältnisse

Da die Passungen erheblich die Lagerluft bzw. die Vorspannungen beeinflussen, sollten nachfolgende Informationen beachtet werden. Zunächst sollte festgestellt werden, welche Lagerringe Umfangslast und welche Punktlast aufnehmen. Die Ringe mit Umfangslast benötigen einen festen Sitz, da die Ringe sonst in Umfangsrichtung wandern können. Bei punktbelasteten Ringen ist dies weniger kritisch, weshalb diese in der Regel auch weniger fest eingespannt werden. Hierbei ist ein bestimmter Punkt des Ringumfangs immer mit der Last beaufschlagt. Je größer Stöße und Belastungen werden, desto fester muss die Passung gewählt werden.

Die leichteren Passungen gelten jeweils für geringe Belastungen bis 8 Prozent der dynamischen Tragzahl C, die festeren Passungen bei Werten darüber. Die durch feste Passungen und durch eine Temperaturdifferenz von Innenring zu Außenring hervorgerufene Radial- und damit Axialluftverminderung ist bei der Wahl der Lagerluft zu berücksichtigen.

Die Passung sollte auf die gewünschte Lagerluft bei Betriebstemperatur abgestimmt sein, wobei bei Hohlwellen und dünnwandigen Gehäusen festere Passungen gewählt werden können.



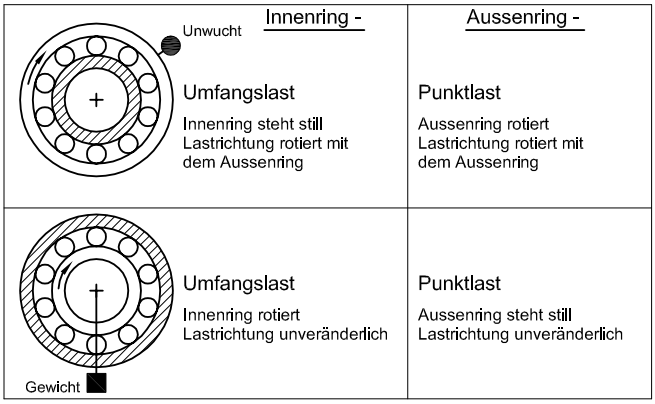


Tabelle 6.7: Lastverhältnisse an Lagerringen *d 40-300*

Genauigkeitsklasse	Innenring	Außenring	Welle			Gehäuse		
			PN, P6	P5	P4	PN, P6	P5	P4
Punktlast am IR Umfangslast am AR	IR leicht verschiebbar	AR fest	g6	g5	g4	M7	M6	M5
	IR nicht leicht verschiebbar		h6	h5	h4			
Punktlast am AR	IR fest	AR leicht verschiebbar	j6, k6	js5, k5	js4, k4	H7	H6	H5
Umfangslast am IR		AR nicht leicht verschiebbar				J7	JS6	JS5
Unbestimmte Last		AR relativ fest				J7, K7	JS6, K6	JS5, K5

Tabelle 6.8: Passungen für Punkt- und Umfangslast *40-301*

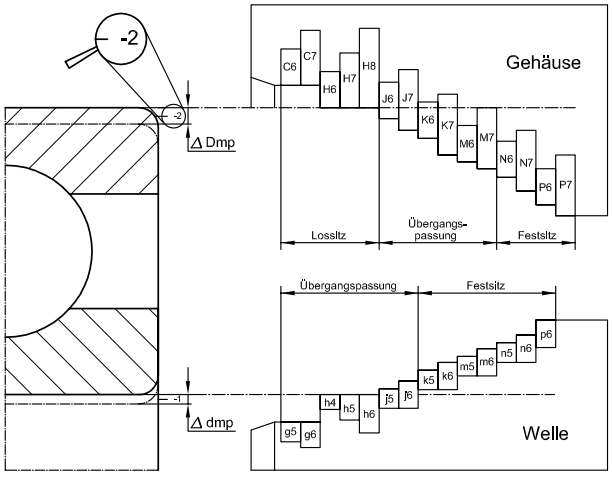


Bild 6.3: Allgemeine Passungen *d 45-105*

Reduzierung der radialen Lagerluft durch Passungen und Betriebsbedingungen

Die radiale Lagerluft beträgt etwa das 0,73-fache der axialen Lagerluft. Sie wird auf folgende Anhaltswerte reduziert:

$$S_{r,eff} = S_0 - (S_ü + S_T) \quad [mm] \quad [6.1]$$

$S_{r,eff}$ effektives radiales Betriebsspiel
S_0 Lagerluft vor dem Einbau
$S_ü$ durch Passungsübermaß reduzierte Lagerluft
S_T durch Temperaturunterschiede zwischen Innen- und Außenring verminderte Lagerluft

Nach der Montage tritt folgendes Spiel auf:

$$S_m = S_0 - S_ü \quad [6.2]$$

S_m Lagerluft im montierten Zustand

$$S_ü = Ü_i \cdot f_i + Ü_a \cdot f_a \quad [mm] \quad [6.3]$$

$Ü_i$ Übermaß Innenring
$Ü_a$ Übermaß Außenring
f_i Reduktionsfaktor Innenring
f_a Reduktionsfaktor Außenring

Richtwerte:

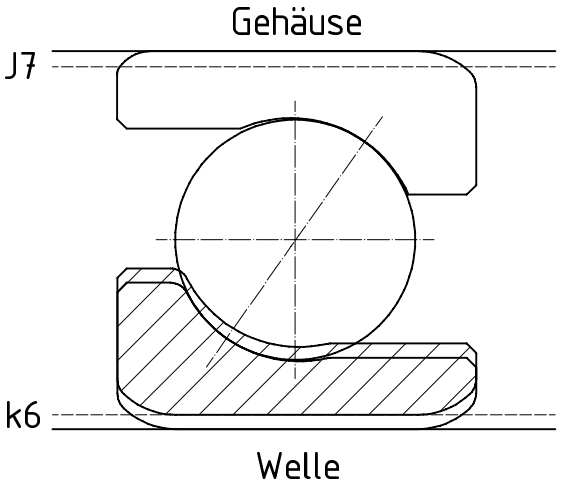
f_i	Vollwelle	0,8
f_i	Hohlwelle	0,6
f_a	Stahl- oder Gussgehäuse	0,7
f_a	Leichtmetallgehäuse	0,5

f_i und f_a sind abhängig von den Rauigkeiten und den Querschnittverhältnissen der Lagerringe bzw. der Durchmesserverhältnisse der Hohlwelle bzw. dünnwandiger Gehäuse.

Wegen der begrenzten Wärmeabgabemöglichkeit durch geringere Fläche und des häufigeren Überrollens durch die Wälzkörper stellt sich während des Betriebes normalerweise ein Temperaturunterschied von Innen- zu Außenring von ca. 5–10 Kelvin ein. Bei Durchführung heißer oder kalter Medien wird der Wert verändert.

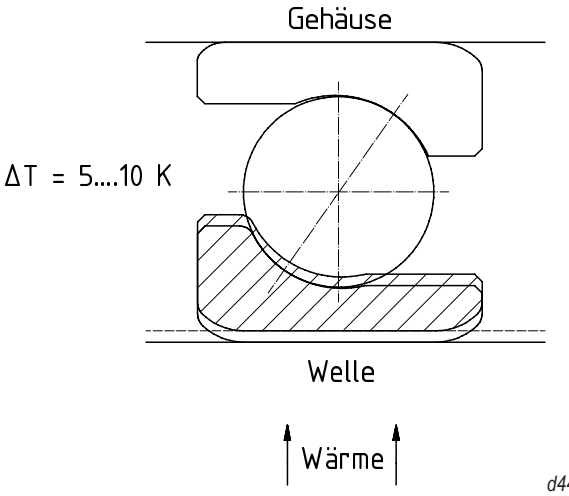
$$S_T = \alpha \cdot \Delta T \cdot d_m \quad [mm] \quad [6.4]$$

α Wärmeausdehnungskoeffizient für Wälzlagerstahl 12 · 10^{-6}/K
Wärmeausdehnungskoeffizient für Edelstahl 10 · 10^{-6}/K
Wärmeausdehnungskoeffizient für Aluminium 23 · 10^{-6}/K
ΔT Temperaturdifferenz Innen- /Außenring
d_m mittlerer Lagerdurchmesser



d44-112

Bild 6.4: Einfluss der Passung auf Lagerluft und Vorspannung



d44-113

Bild 6.5: Einfluss der Temperaturdifferenz auf Lagerluft und Vorspannung

I BC
GERMANY
7236.BEM.UB
17SSIR

7. Werkstoffe

Wälzlagerwerkstoff 100Cr6

Wälzlagerringe und Wälzkörper werden aus vakuumentgastem, feinkörnigem Wälzlagerstahl 100Cr6 (1.3505) gefertigt, welcher folgende technische Werkstoffeigenschaften aufweist:

Härte	60...62 HRC
	650...710 HV
Dichte	7,83 g/cm^3
spezifische Wärmekapazität	0,47 kJ/(kg K)
Wärmeleitfähigkeit	46 W/(m K)
Elektrischer Widerstandsbeiwert	22 µΩ cm
Wärmeausdehnungskoeffizient	12 · 10^{-6}/K
Elastizitätsmodul	208.000 N/mm^2
Streckgrenze	1.370 N/mm^2
Zugfestigkeit	1.570 N/mm^2
Poisson'sche Zahl	0,3

Die nachfolgende Tabelle zeigt eine Übersicht über die verschiedenen Bezeichnungen des Werkstoffes 100Cr6:

Kurzname	Werkstoff-nummer	USA	Japan
100Cr6	1.3505	SAE52100	SUJ2

Tabelle 7.1: Bezeichnungen des Werkstoffs 100Cr6

Wälzlagerringe aus 100Cr6 sind standardmäßig bis zu einer Gebrauchstemperatur von 150 °C maßstabil. Darüber hinaus sind für höhere Temperaturen spezielle Wärmebehandlungen möglich, sofern alle Komponenten für diese höhere Betriebstemperatur ausgelegt sind.

Wälzkörper aus Keramik - Siliziumnitrid Si_3N_4

Alternativ zu Wälzkörpern aus 100Cr6 können keramische Wälzkörper aus Siliziumnitrid Si_3N_4 eingesetzt werden. Dieses Material weist folgende Werkstoffeigenschaften auf:

Härte	1.600 HV
Dichte	3,24 g/cm^3
Wärmeleitfähigkeit	25 W/(m K)
Elektrischer Widerstandsbeiwert	10^{13} Ω cm
Wärmeausdehnungskoeffizient	12 · 10^{-6}/K
Elastizitätsmodul	300.000 N/mm^2
Streckgrenze	1.050 N/mm^2
Poisson'sche Zahl	0,27

Durch diese Eigenschaften eignet sich Siliziumnitrid hervorragend für die Anwendung in Wälzlagern. Es ergeben sich folgende Vorteile:

- extreme Härte
- hohe mechanische Festigkeit
- gute Beständigkeit gegen Korrosion und Abrasion
- geringe thermische und elektrische Leitfähigkeit
- geringes spezifisches Gewicht

Durch das geringere spezifische Gewicht keramischer Wälzkörper und den damit verbundenen geringeren Zentrifugalkräften sind Drehzahlsteigerungen um 30 Prozent gegenüber Lagern mit Stahlkugeln möglich. Dabei wird die dynamische Tragzahl beibehalten, die statische Tragzahl reduziert sich auf 70 Prozent.

Hinzu kommt, dass Siliziumnitrid gegenüber Stahl eine verminderte Adhäsion aufweist und damit den Schmierstoff geringer beansprucht. Selbst bei beginnender und weiter fortschreitender Schädigung der Laufbahnen behalten keramische Wälzkörper in den allermeisten Fällen ihre Überrollfestigkeit. Wälzlager mit keramischen Wälzkörpern aus Siliziumnitrid Si_3N_4 werden auch zur Stromisolierung eingesetzt.

Käfige

Abhängig von Lagerausführung und Lagergröße sind verschiedene Käfigausführungen lieferbar:

P	Massiv-Fensterkäfig PA6.6, glasfaserverstärkt, einsetzbar bis 100 °C bzw. kurzzeitig bis 120 °C
M	Messingmassivkäfig
J	Stahlblechkäfig
K	PEEK-Käfig, glasfaserverstärkt, einsetzbar bis 200 °C, bei hohen Drehzahlen bis maximal 150 °C

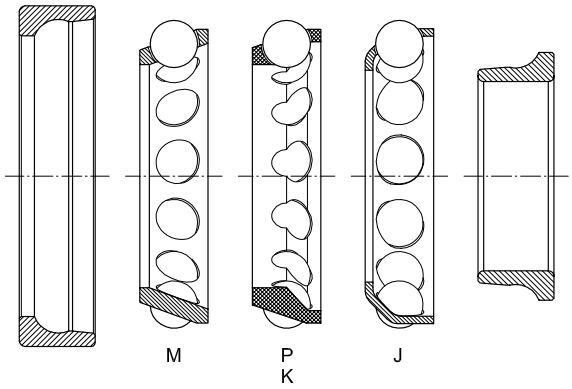


Bild 7.1: Käfigausführungen *x44-103*

Als Werkstoff für die Käfige wird glasfaserverstärktes Polyamid eingesetzt. Polyamid kombiniert ein geringes Gewicht mit guten Dämpfungs- und Gleiteigenschaften. Somit ergibt sich bei Lagern mit diesem Käfigwerkstoff ein verkürzter Fettverteilungslauf. Lager mit Polyamidkäfig können im Temperaturbereich von -40 °C bis +100 °C eingesetzt werden. Kurzfristig können höhere Temperaturen bis +120 °C realisiert werden.

Bei Temperaturen über 120 °C sind Stahlblech-, PEEK- oder Messingmassivkäfige einzusetzen.

Weiterhin ist die Verträglichkeit mit den Umgebungsmedien zu prüfen. Beim Einsatz in Ammoniak-Umgebung wie in Kältemaschinen sollten Lager mit Messingmassivkäfigen nicht eingesetzt werden.

Werkstoffe für Dichtungen

Abgedichtete 40°-Schrägkugellager bieten große Zuverlässigkeit und Sicherheit. Die Dichtung schützt das Wälzlager weitestgehend vor Verunreinigungen und verbessert dadurch die Lebensdauer sowohl des Schmierstoffes als auch des Gesamtsystems Wälzlager. Als Dichtungs-Werkstoff hat sich Acrylnitril-Butadien-Kautschuk (NBR) hervorragend bewährt. Dieser Werkstoff weist eine gute Beständigkeit gegenüber den meisten Medien auf und ist bis zu einer Temperatur von 100 °C einsetzbar. Kurzfristig können auch höhere Temperaturen bis 120 °C realisiert werden. Dichtscheiben aus Fluorkautschuk (Viton) für höhere Betriebstemperaturen sind auf Anfrage lieferbar.

Schmierstoff

Abgedichtete 40°-Schrägkugellager werden standardmäßig mit 25-35 Prozent des bewährten Lithiumseifenfettes mit mineralischem Grundöl, GN03, geliefert. Sonderfette und Sonderfettmengen werden mit Nachsetzzeichen gekennzeichnet, beispielsweise GH62K.

Auch offene Lager können bereits werkseitig gefettet geliefert werden. Das verwendete Schmierfett wird dann immer durch ein Nachsetzzeichen gekennzeichnet.

Syntheseöle und -fette sowie darin enthaltende Additive können zu einer Reduzierung der Käfiggebrauchsdauer von Polyamidkäfigen führen.

Fett	Viskosität		n x dm	Temperaturlimit	
	40 °C mm²/s	100 °C mm²/s	mm/min	°C	°C
GN03	100	10	0,6	-25	+130
GH62	150	18	0,5	-30	+160

Tabelle 7.2: Schmierstoffe für 40°-Schrägkugellager

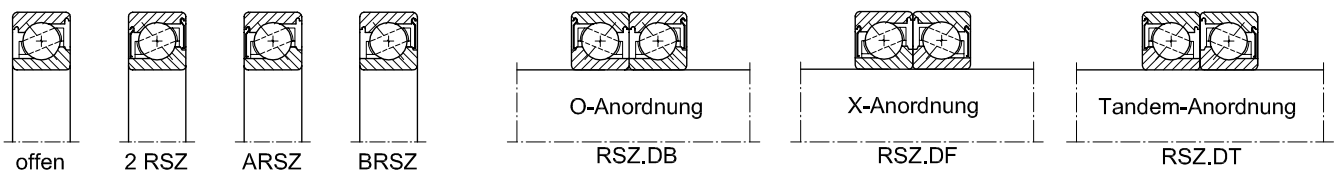


Bild 7.2: Offene und abgedichtete 40°-Schrägkugellager *d44-106*

8. Wälzlager mit ATCoat-Beschichtung

ATCoat-beschichtete Wälzlager

Die Materialoberfläche von Wälzlagern trägt in immer größerem Umfang zur Leistungsfähigkeit von Maschinen, Aggregaten und Anlagen bei. Äußere Einflüsse verändern sehr häufig die Oberflächenbeschaffenheit von Materialien oder greifen diese an. Durch die Vergütung der Materialoberfläche von Wälzlagern sind vielfältige Vorteile zu erzielen.

Die ATC-Dünnchrombeschichtung schützt Oberflächen vor äußeren Umwelteinflüssen und ermöglicht somit eine Gebrauchsdauererhöhung von Wälzlagern sowie eine Standzeitverlängerung von Maschinen und Anlagen. Diese Vorteile sind verbunden mit einer effektiven Materialnutzung und Energieeinsparung. Das ATCoat-Verfahren erlaubt die Kombination eines zähen Grundmaterials mit einer festhaftenden, sehr dünnen, präzisen und rissfreien Chromschicht. So bietet die ATCoat-Beschichtung bei gleicher Wälzlagerdimensionierung einen sehr guten Verschleiß- und Korrosionsschutz.

ATCoat-beschichtete Wälzlager stellen eine Alternative zu Wälzlagern aus rostarmem Stahl dar. So wird besonders auf den Funktionsflächen ein besserer Korrosionsschutz erzielt. Die Schichtstärke von 2-4 µm mit kuppenförmiger Oberflächenstruktur zeigt unter extremen Bedingungen hervorragende Eigenschaften. Insbesondere in Verbindung mit keramischen Wälzkörpern werden durch die ATCoat-Beschichtung erhebliche Drehzahlsteigerungen bei geringeren Betriebstemperaturen ermöglicht. Ferner eröffnet die Vermeidung von Passungsrost an Loslagern, der durch die Mikroverschiebung der Wälzlageraußenringe bei Wärmeausdehnung oder Vibration entsteht, in vielen Fällen eine erheblich längere, störungsfreie Nutzung der Aggregate.

Durch die besondere Topographie der Oberfläche werden die Notlaufeigenschaften der Wälzlager wesentlich verbessert. Zum Beispiel können bei einem Ausfall des Schmiersystems die Aggregate noch unter Teillast für eine gewisse Zeit weiterlaufen bzw. ordnungsgemäß heruntergefahren werden, Folgeschäden können somit begrenzt oder vermieden werden. IBC Hochpräzisions-Wälzlager mit ATCoat-Beschichtung werden daher häufig bei ungünstigen Schmierbedingungen eingesetzt.

Diese liegen unter anderem vor:

- wenn in bestimmter Umgebung gar nicht geschmiert werden kann,
- wenn nur mit dünnflüssigen Medien geschmiert werden kann, die keinen trennenden Schmierfilm erzeugen,
- wenn sehr niedrige Drehzahlen auftreten, wo sich kein elastohydrodynamischer Schmierfilm ausbilden kann,
- wenn oszillierende Bewegungen wie Pendeln oder Schwenken erfolgen, ohne, dass volle Umdrehungen erreicht werden und an den Umkehrpunkten ein trennender Schmierfilm nicht aufrecht erhalten wird,
- wenn Gleiten in entlasteten Wälzlagern entsteht,
- wenn Anschmierungen durch gleitende Wälzkörper während hoher Beschleunigungen oder Verzögerungen aufgrund des Beharrungsvermögens durch Massenträgheit in Verbindung mit ungenügender Vorspannung auftreten.

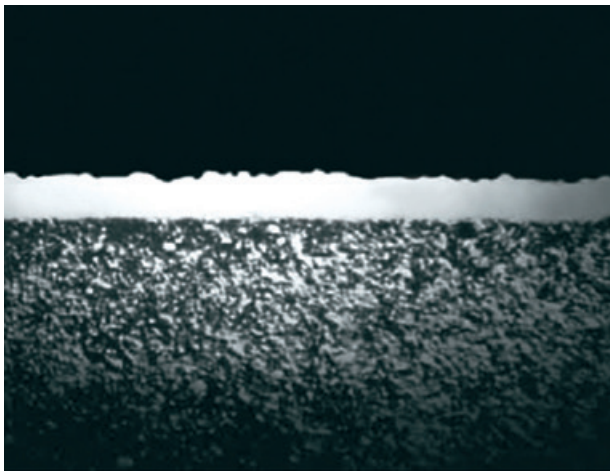


Bild 8.1: Querschnitt der ATCoat-Beschichtung

Bild 8.2: Wälzlager mit ATCoat-Beschichtung

9. Ausführung mit Haltenut

Sitzen 40°-Schrägkugellager in Gehäusen mit größerem Ausdehnungskoeffizienten, beispielsweise aus Aluminium oder rostfreiem Stahl, können sich die Außenringe unter Umständen mitdrehen. Durch das Einschleifen von Haltenuten, in denen Sicherungsstifte eingreifen, können diese entsprechend gesichert werden.

Anzahl

In der Regel werden ein oder zwei Haltenuten in dem vorgesehenen Wälzlagerring eingebracht. Bei zwei Haltenuten sind diese in Umfangsrichtung um 180° versetzt.

Position

Haltenuten können sowohl am Innenring als auch am Außenring eingebracht werden. Es gibt keine Einschränkung, ob die Nut am hohen oder tiefen Bord platziert sein soll.

Form

Die Nutform kann als Rechtecknut, abgeschrägte Nut oder als Halbrundnut ausgeführt werden.

Abmessungen

Die Abmessungen der Nut sind durch deren Breite und Tiefe sowie die vorgesehenen Radien definiert. Bei abgeschrägten Nuten wird außerdem der Winkel angegeben, der in der Regel 45° beträgt.

Bezeichnung

Je nach Haltenut wird der Lagerbezeichnung ein spezielles Nachsetzzeichen angefügt, das aus dem Buchstaben Y und einer dreistelligen Zahl besteht, beispielsweise Y069.

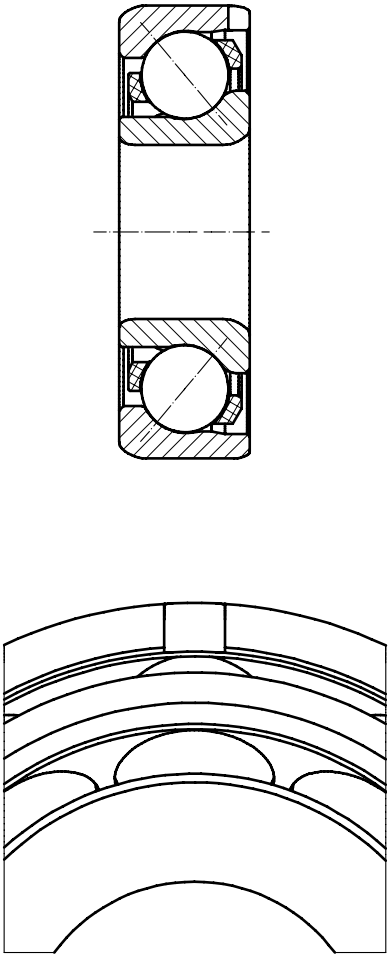


Bild 9.1: Haltenut für 40°-Schrägkugellager *x45-111*

Bild 9.2: Rückseitenansicht von 40°-Schrägkugellagern mit Haltenuten unterschiedlicher Abmessungen (ohne Markierung)

10. Anwendungsbeispiele

Einsatzgebiete

Typische Einsatzgebiete für 40°-Schrägkugellager sind:

- Kugelgewindetriebe
- Prüfstände
- Mischvorrichtungen
- Reitstockspindeln
- Druckmaschinen
- Axialkolbenmaschinen
- Textilmaschinen
- Fördertechnik
- Getriebe
- Turbinen
- Kompressoren
- Motoren

Pumpenwellenlagerung

Bei einer riemengetriebenen Pumpenwellenlagerung sind Wälzlager in O-Anordnung eingebaut (Bild 10.1 oben). Die O-Anordnung unterstützt die von den Keilriemen ausgehende Momentenbelastung besser als die X-Anordnung.

Wird die Pumpenwelle axial direkt über einen Motor und eine dazwischen sitzende Kupplung angetrieben (Bild 10.1 unten), ist hierbei die X-Anordnung vorzuziehen, um eventuelle Ausrichtungsfehler besser auszugleichen.

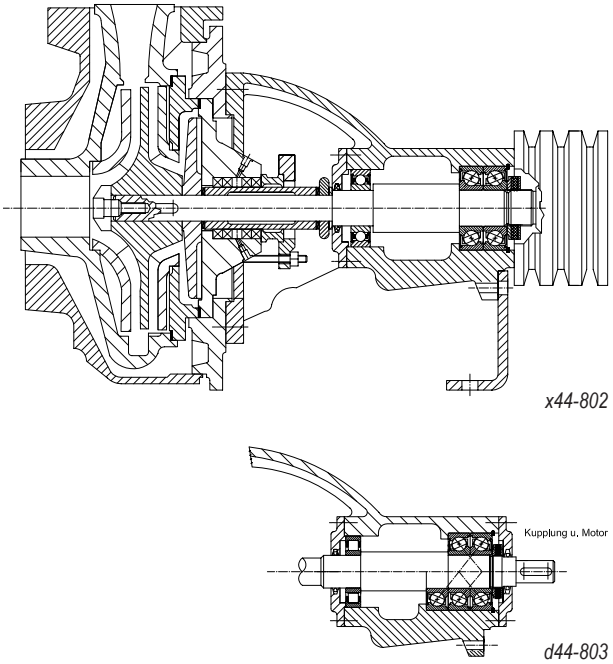


Bild 10.1: Pumpenwellenlagerung mit 40°-Schrägkugellagern

Messerwellenlagerung

Bei einer Messerwellenlagerung kommen zwei Wälzlager (in diesem Beispiel 7207.BEP.P5.UL) mit gleich langen Distanzringen zum Einsatz. Die definiert eingeschliffene Vorspannung erlaubt eine einfache Montage ohne weiteres Abstimmen. Die Drehzahl der Welle beträgt 7000 min^{-1} bei Fettschmierung. In diesem Fall wurde die gesamte Baugruppe inklusive Welle und Gehäuse von IBC komplett montiert geliefert.

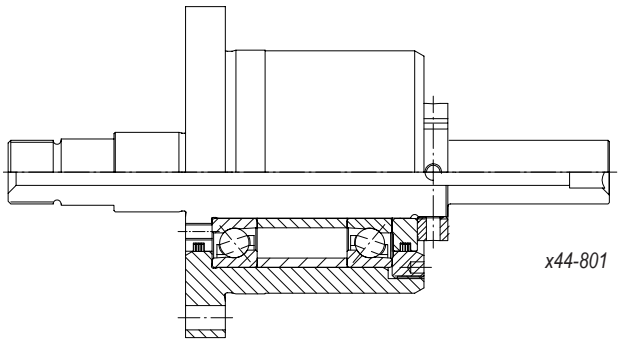


Bild 10.2: Messerwellenlagerung in Schnittdarstellung

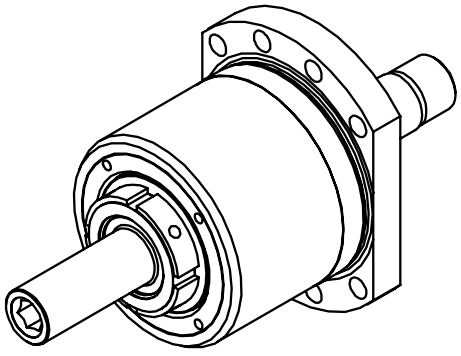


Bild 10.3: Messerwellenlagerung

Kompressorenlagerung

IBC 40°-Schrägkugellager mit Haltenuten werden vorwiegend in Schraubenkompressoren eingesetzt, um allein die axialen Verdichtungskräfte aufzunehmen (Bild 10.4). Eine Haltenut ist dabei zwingend erforderlich, da die Außenringe des IBC 40°-Schrägkugellagers nicht mit dem Kompressorengehäuse verbunden sind und gegen ein Mitdrehen gesichert werden müssen. Das Gehäuse ist an dieser Stelle radial freigesetzt und die Außenringe werden über eine Verstiftung gegen Mitdrehen gesichert. Benachbart zum IBC 40°-Schrägkugellager sowie als radial wirkendes Gegenlager werden IBC-Zylinderrollenlager (Katalog TI-I-4010) meist mit eingegrenztem Radialspiel, zur Erhöhung des Wirkungsgrades und Aufnahme der radialen Verdichtungskräfte, eingesetzt.

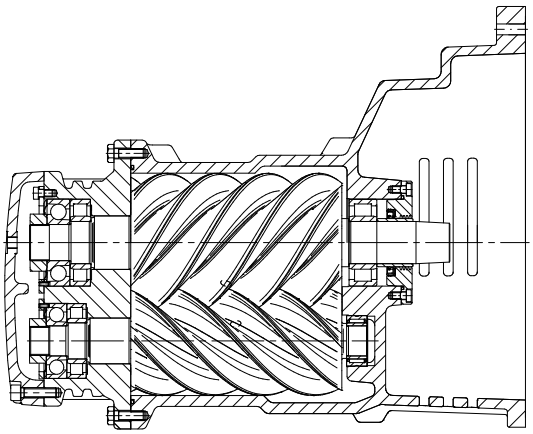


Bild 10.4: Kompressorenlagerung

Lagerung von Kugelgewindetrieben

Für die Lagerung eines Kugelgewindetriebs wird das 40°-Schrägkugellager 7207.BEP.P5.DBM als Duplex-Satz eingesetzt. Dieses wird mit einem Flanschlagergehäuse sowie der Präzisions-Dichtring-Spannmutter MD 80-60, der Präzisions-Labyrinth-Dichtung S 35-60 und der Präzisions-Labyrinth-Nutmutter MMRS 35-60 zu einer montagefreundlichen Lagereinheit kombiniert.

Weitere Anwendungsbeispiele zur Lagerung von Kugelgewindegetrieben finden Sie in unserem Katalog **Präzisions-Wälzlager für Kugelgewindetriebe TI-I-5010.**

Nähere Informationen zu IBC Präzisions-Zubehör finden Sie in unserem Katalog **Hochpräzisions-Spannmuttern TI-I-5020.**

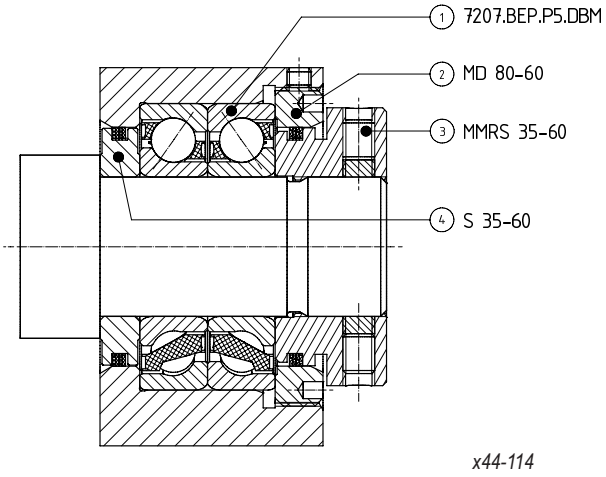
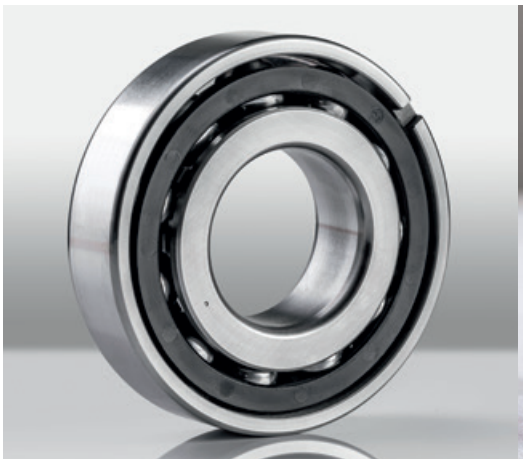
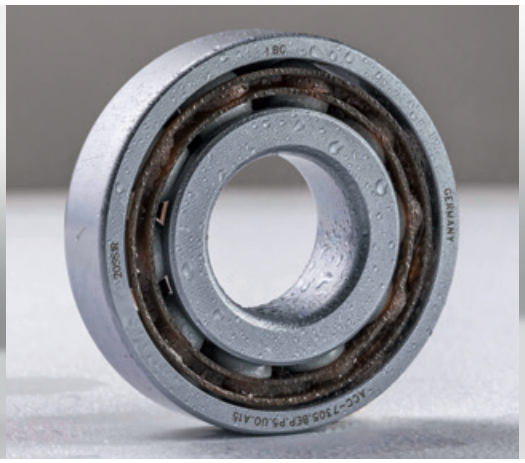
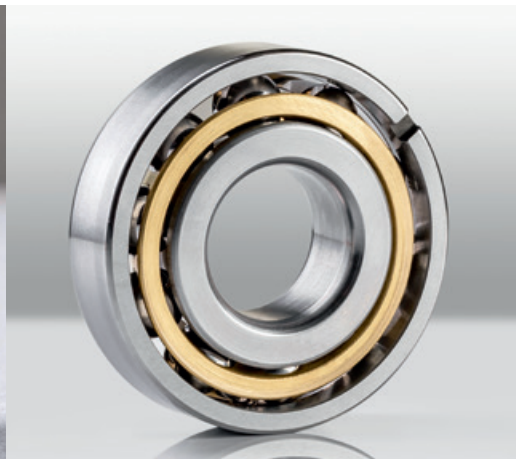


Bild 10.5: Lagerung von Kugelgewindetrieben







IBC WÄLZLAGER GMBH

INDUSTRIAL BEARINGS AND COMPONENTS

POSTFACH 18 25 · 35528 WETZLAR (GERMANY)

Tel.: +49 64 41 95 53-02
Fax: +49 64 41 5 30 15

Industriegebiet Oberbiel
D-35606 Solms-Oberbiel

ibc@ibc-waelzlager.com

www.ibc-waelzlager.com

IBC INDUSTRIAL BEARINGS

AND COMPONENTS AG

Tel.: +41 32 6 52 83 53
Fax: +41 32 6 52 83 58

Kapellstrasse 26
CH-2540 Grenchen

ibc@ibcag.ch

www.ibc-waelzlager.com