

Gestaltung der Lagerungen

Anordnung der Lager	160
Lagerung mit Fest- und Loslager	160
Lagerung mit gegeneinander angestellten Lagern	162
Schwimmende Lagerungen	162
Radiale Befestigung der Lager	164
Wahl der Passung	164
Passungsempfehlungen	167
Tabellen mit Passungsempfehlungen.....	168
Passungstabellen	172
Passungen bei Hohlwellen	172
Maß-, Form- und Laufgenauigkeit der Gegenstücke	194
Rauheit der Lagersitzflächen	198
Laufbahnen auf Wellen und in Gehäusen	198
Axiale Befestigung der Lager	199
Arten der Befestigung	199
Anschlussmaße	202
Montagegerechte Konstruktion der Gegenstücke	204
Vorspannen von Lagern	206
Arten der Vorspannung	206
Auswirkungen der Vorspannung	208
Ermitteln der Vorspannkraft	208
Anstellverfahren	212
Vorspannen durch Federn.....	216
Einhalten der richtigen Vorspannung	216
Lager und Lagersätze für vorgespannte Lagerungen	217
Abdichten der Lagerung	218
Dichtungsarten	218
Auswahl der Dichtung	219
Dichtungen im Lager	221
Äußere Dichtungen	223

Anordnung der Lager

Für die Lagerung eines umlaufenden Maschinenteils, z.B. einer Welle, sind im Allgemeinen zwei Lager erforderlich, die es gegenüber dem stillstehenden Teil, z.B. dem Gehäuse, in radialer und axialer Richtung abstützen und führen. In Abhängigkeit vom Einbaufall, der Belastung, der erforderlichen Laufgenauigkeit und dem vertretbaren Aufwand kann dies erfolgen in einer

- Lagerung mit Fest- und Loslager,
- Lagerung mit gegenseitig angestellten Lagern,
- "schwimmenden" Lagerung.

Lagerungen mit nur einem Lager, das Radial-, Axial- und Momentenbelastungen aufnehmen kann, wie z.B. Drehverbindungen, werden in diesem Katalog nicht behandelt. In solchen Fällen empfiehlt es sich, den Technischen SKF Beratungsservice einzuschalten.

Lagerung mit Fest- und Loslager

Das Festlager an dem einen Wellenende übernimmt die radiale Abstützung und gleichzeitig die axiale Führung der Welle in beiden Richtungen. Es muss daher sowohl auf der Welle als auch im Gehäuse seitlich festgelegt werden. Als Festlager eignen sich Radiallager, die kombinierte Belastungen aufnehmen können, z.B. Rillenkugellager, zweireihige bzw. paarweise eingebaute einreihige Schrägkugellager, Pendelkugel- oder Pendelrollenlager und zusammengepasste einreihige Kegelrollenlager. Aber auch Kombinationen aus einem Radiallager für rein radiale Belastungen, z.B. einem Zylinderrollenlager mit einem bordfreien Ring, und einem Vierpunktlager, einem Rillenkugellager oder einem zweiseitig wirkenden Axiallager können für Festlagerungen vorgesehen werden. Das zweite Lager führt dann die Welle axial in beiden Richtungen, muss aber mit radialem Spiel im Gehäuse eingebaut sein.

Das Loslager am entgegengesetzten Wellenende übernimmt nur die radiale Abstützung. Es muss außerdem axiale Verschiebungen zulassen, um gegenseitiges Verspannen der Lager zu verhindern. Diese Axialverschiebungen können unter anderem durch Wärmedehnungen der Welle bedingt sein. Nadellager, Zylinderrollenlager der Bauformen NU oder N sowie CARB

Bild 1

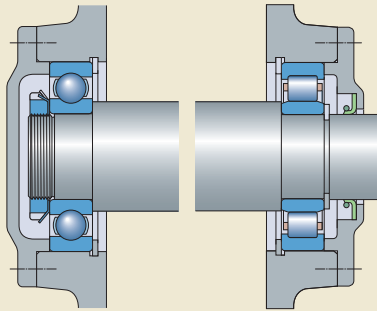


Bild 2

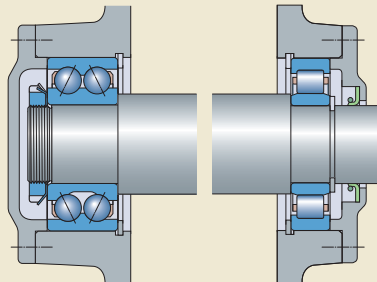


Bild 3

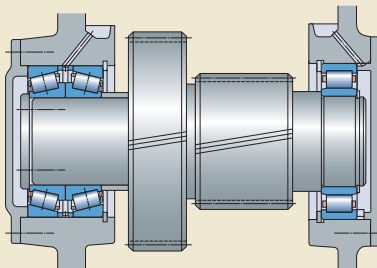
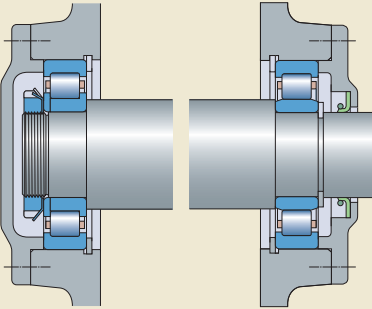


Bild 4



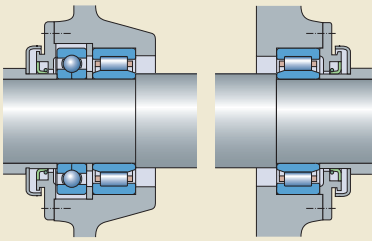
Toroidalrollenlager können Axialverschiebungen im Lager selbst ausgleichen. Ansonsten muss der Ausgleich zwischen einem der Lagerringe und dessen Gegenstück erfolgen, vorzugsweise zwischen Außenring und Gehäusebohrung.

Aus der großen Zahl möglicher Fest-Loslager-Kombinationen werden nachstehend sehr gebräuchliche genannt.

Für starre Lagerungen, bei denen die Axialverschiebungen praktisch reibungsfrei im Lager erfolgen sollen, kommen unter anderem die folgenden Kombinationen infrage

- Rillenkugellager mit Zylinderrollenlager (→ **Bild 1**)
- Zweireihiges Schrägkugellager mit Zylinderrollenlager (→ **Bild 2**)
- Zusammengepasste einreihige Kegelrollenlager mit Zylinderrollenlager (→ **Bild 3**)
- Zylinderrollenlager der Bauform NUP mit einem der Bauform NU (→ **Bild 4**)
- Zylinderrollenlager der Bauform NU und Vierpunktroller mit Zylinderrollenlager (→ **Bild 5**).

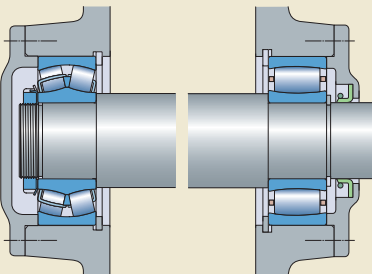
Bild 5



Mögliche Schiefstellungen der Welle infolge von Fluchtungsfehlern oder Durchbiegungen sind in den genannten Fällen jedoch auf ein Minimum beschränkt. Können größere Schiefstellungen nicht ausgeschlossen werden, empfiehlt es sich, die Lagerung zwangsfrei zu gestalten durch Kombination eines

- Pendelkugellagers mit einem CARB Toroidalrollenlager oder eines
- Pendelrollenlagers mit einem CARB Toroidalrollenlager (→ **Bild 6**).

Bild 6



Die zwangsfreie Aufnahme sowohl von Schiefstellungen als auch von Axialverschiebungen vermeidet innere Axialbelastungen in der Lagerung.

Gestaltung der Lagerungen

Für Lagerungen mit Umfangslast am Innenring, bei denen die Längenänderungen der Welle zwischen Lager und Lagersitz ausgeglichen werden müssen, sollte die Axialverschiebung zwischen Lageraußenring und Gehäuse gelegt werden. Die gebräuchlichsten Kombinationen sind

- Rillenkugellager an beiden Enden (→ **Bild 7**)
- Pendelkugellager oder Pendelrollenlager an beiden Enden (→ **Bild 8**)
- Zusammengepasste einreihige Schrägkugellager mit Rillenkugellager (→ **Bild 9**).

Lagerung mit gegeneinander angestellten Lagern

Bei diesen Lagerungen mit "gegenseitiger Führung" wird die Welle von jedem der beiden Lager nur in einer Richtung axial geführt. Diese Lagerung kommt hauptsächlich für die Lagerung kurzer Wellen infrage. Geeignet sind dafür alle Arten von Radiallagern, die mindestens in einer Richtung auch axial belastet werden können, wie z.B.

- Schrägkugellager (→ **Bild 10**) oder
- Kegelrollenlager (→ **Bild 11**).

Für Lagerungen mit einreihigen Schrägkugellagern oder Kegelrollenlagern ist bei gegenseitiger Führung in bestimmten Fällen Vorspannung erforderlich (→ **Seite 206**).

Schwimmende Lagerungen

Schwimmende Lagerungen sind dort von Vorteil, wo keine besonderen Ansprüche an die axiale Führung der Welle gestellt werden oder die Welle durch andere Bauteile geführt ist. Geeignete Lager dafür sind

- Rillenkugellager (→ **Bild 12**)
- Pendelkugellager
- Pendelrollenlager.

Bei dieser Art der Lagerung ist darauf zu achten, dass beide Lager axial verschiebbar sein müssen und für jeweils einen Ring, vorzugsweise den Außenring, lose Passung vorzusehen ist. Eine schwimmende Lagerung kann auch aus zwei Zylinderrollenlagern der Bauform NJ bestehen, bei denen die Innenringe mit Bord jeweils entgegengesetzt zueinander und entsprechend verschoben angeordnet sind (→ **Bild 13**). In diesem Fall können Axialverschiebungen im Lager ausgeglichen werden.

Bild 7

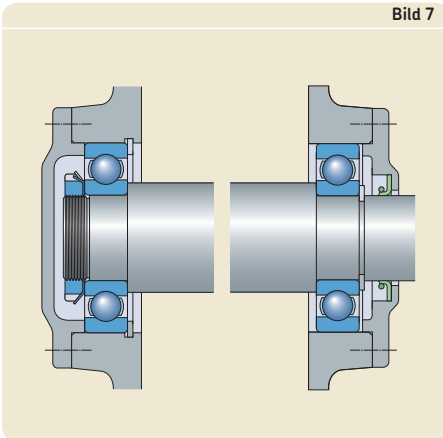


Bild 8

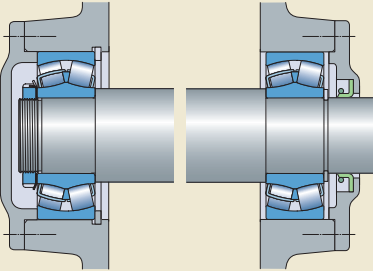


Bild 11

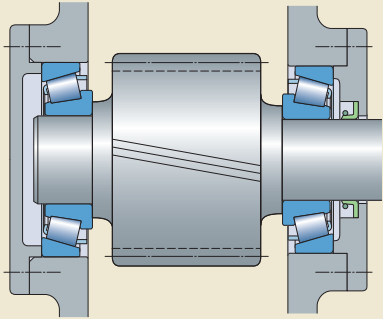


Bild 9

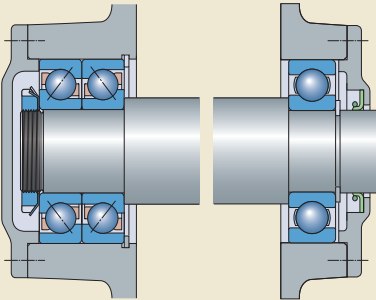


Bild 12

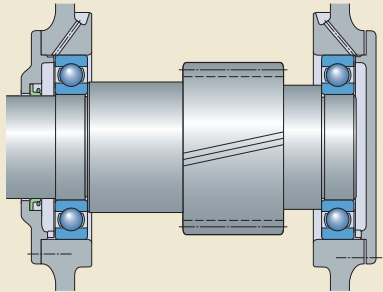


Bild 10

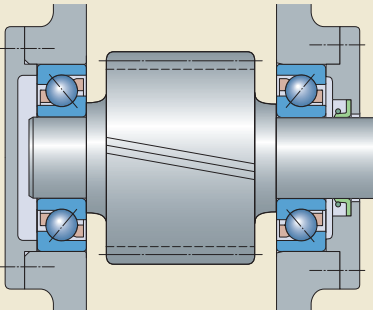
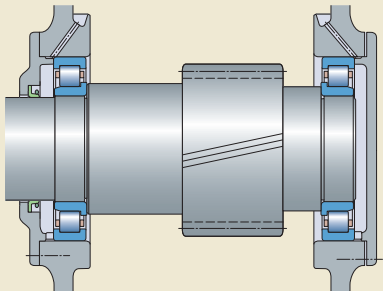


Bild 13



Radiale Befestigung der Lager

Damit die Tragfähigkeit eines Lagers und dementsprechend auch seine Lebensdauer voll ausgenutzt werden können, müssen die Lagerringe bzw. die Lagerscheiben durch Auflageflächen auf ihrem ganzen Umfang und über die volle Laufbahnbreite abgestützt werden. Diese Abstützung muss fest und gleichmäßig sein und kann als zylindrische oder kegelige Sitzfläche ausgeführt sein bzw. als ebene Auflagefläche für eine Lagerscheibe. Das bedeutet, dass die Genauigkeit der Gegenstücke bestimmten Anforderungen entsprechen muss und dass die Sitz- und Auflageflächen möglichst nicht durch Nuten, Bohrungen und sonstige Ausnehmungen unterbrochen sein dürfen. Neben der ausreichenden Abstützung ist eine sichere radiale Befestigung der Lager erforderlich, um unter Last ein Abwälzen ("Wandern") der Lagerringe auf den Gegenstücken zu verhindern.

Eine einwandfreie radiale Befestigung ist ebenso wie eine ausreichende Abstützung im Allgemeinen nur durch entsprechend feste Passungen zwischen den Lagerringen und den Gegenstücken zu erreichen. Nicht ausreichend oder fehlerhaft befestigte Lagerringe haben in den meisten Fällen Beschädigungen an den Lagern und den anschließenden Maschinenteilen zur Folge. Wenn allerdings ein einfacher Ein- und Ausbau erwünscht ist oder bei einem Loslager die axiale Verschiebbarkeit sichergestellt werden muss, kann keine feste Passung vorgesehen werden. In einem solchen Fall sind unter Umständen besondere Maßnahmen erforderlich, um den unvermeidlichen Verschleiß in Grenzen zu halten, wie z.B.

- Oberflächenhärtung der Sitz- und Anlageflächen
- spezielle Schmiernuten zur Schmierung der Passflächen und zur Ablagerung der Verschleißpartikel
- Haltenuten in den Stirnflächen der Lagerringe zur Drehsicherung mit Passfedern oder Stiften.

Wahl der Passung

Bei der Auswahl einer Passung sind die folgenden Einflussgrößen und die dafür geltenden allgemeinen Auswahlrichtlinien zu berücksichtigen.

1. Umlaufverhältnis

Unter dem Umlaufverhältnis ist die Bewegung eines Lagerrings im Verhältnis zur Lastrichtung zu verstehen (→ **Tabelle 1**). Man unterscheidet zwischen Umfangslast, Punktlast und unbestimmter Lastrichtung.

Umfangslast liegt vor, wenn der Ring umläuft und dabei die Last stillsteht oder wenn umgekehrt der Ring stillsteht und dabei die Last umläuft. Während einer Umdrehung des Lagers wird also jeder Punkt der Laufbahn einmal belastet. Wenn große Belastungen nicht umlaufen, sondern pendeln, wie z.B. bei Außenringen von schnell laufenden Pleuellagern, wird im Allgemeinen ebenfalls Umfangslast angenommen.

Bei Umfangslast "wandert" der Ring, wenn er mit loser Passung auf der Welle oder im Gehäuse sitzt. Dadurch entstehen Schäden (Passungsrost) am Lager und am Gegenstück. Das "Wandern" muss durch eine ausreichend feste Passung verhindert werden. Für den Charakter der Passung ist immer der Betriebszustand maßgebend (→ **Ziffern 2 und 4**).

Punktlast liegt vor, wenn der Ring stillsteht und dabei die Last ebenfalls stillsteht oder wenn der Ring und die Last mit gleicher Drehzahl umlaufen. Die Belastung ist in diesen Fällen ständig gegen denselben Punkt der Laufbahn gerichtet. Bei Punktlast wandert ein Lagerring normalerweise nicht. Eine feste Passung ist also nicht unbedingt erforderlich, sofern nicht andere Gründe dafür sprechen.

Unbestimmte Lastrichtung liegt vor, wenn veränderliche äußere Belastungen, Stöße, Erschütterungen oder Unwuchten in schnell laufenden Maschinen nicht näher bestimmbar Änderungen der Lastrichtung hervorrufen. Bei unbestimmter Lastrichtung müssen beide Lagerringe mit fester Passung eingebaut sein, vor allem bei hoch belasteten Lagern. Der Innenring erhält in einem solchen Fall die für Umfangslast empfohlene Passung. Für den Außenring kann eine losere Passung als bei Umfangslast vorgesehen werden, wenn dieser in der Gehäusebohrung axial verschiebbar sein soll und die Belastung nicht zu hoch ist.

2. Größe der Belastung

Der feste Sitz eines Lagerinnenrings wird um so stärker gelockert, je höher die Belastung ist, weil der Ring sich aufweitet. Unter dem Einfluss einer Umfangslast kann er schließlich zu wandern beginnen. Die Passung muss daher der

Größe und der Art der Belastung entsprechen:
Je höher ein Ring bei Umfangslast belastet wird, um so fester muss die Passung für den Ring sein (→ Bild 14). Auch müssen Stoßbelastungen und Schwingungen berücksichtigt werden.

Die Belastungsbereiche sind wie folgt definiert:

- $P \leq 0,05 C$ – kleine Belastungen
- $0,05 C < P \leq 0,1 C$ – normale Belastungen
- $0,1 C < P \leq 0,15 C$ – hohe Belastungen
- $P > 0,15 C$ – sehr hohe Belastungen.

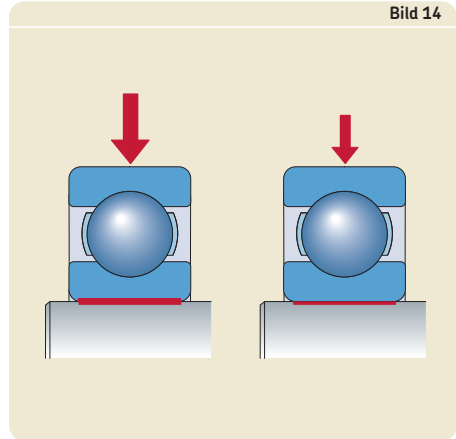


Tabelle 1

Umlaufverhältnisse				
Betriebsbedingungen	Schemabild	Umlaufverhältnis	Beispiel	Empfohlene Passung
Umlaufender Innenring Stillstehender Außenring Unveränderliche Belastungsrichtung		Umfangslast am Innenring	Riemengetriebene Wellen	Feste Passung für den Innenring Lose Passung für den Außenring
Stillstehender Innenring Umlaufender Außenring Unveränderliche Belastungsrichtung		Punktlast am Innenring Umfangslast am Außenring	Tragrollen für Förderbänder Radlagerungen	Lose Passung für den Innenring Feste Passung für den Außenring
Umlaufender Innenring Stillstehender Außenring Belastung läuft mit Innenring um		Punktlast am Innenring Umfangslast am Außenring	Vibrationsmaschinen Schwingsiebe Vibrationsmotoren	Feste Passung für den Außenring Lose Passung für den Innenring
Stillstehender Innenring Umlaufender Außenring Belastung läuft mit Außenring um		Umfangslast am Innenring Punktlast am Außenring	Kreiselbrecher (Karussell)	Feste Passung für den Innenring Lose Passung für den Außenring

3. Lagerluft

Durch das Übermaß zwischen Lagerring und Lagersitzfläche auf der Welle oder im Gehäuse werden bei fester Passung die Ringe elastisch aufgeweitet bzw. zusammengedrückt, so dass sich die Lagerluft verringert. Dabei darf im Allgemeinen jedoch ein gewisses Maß nicht unterschritten werden (→ Seite 137, Abschnitt "Lagerluft"). Die ursprüngliche Lagerluft und die zulässige Luftverminderung sind je nach Art und Größe eines Wälzlagers verschieden. Unter Umständen wird die durch die Passung verursachte Luftverminderung so groß, dass Lager mit größerer Luft als normal verwendet werden müssen, um Vorspannung zu vermeiden (→ Bild 15).

4. Temperaturverhältnisse

In vielen Anwendungsfällen liegt die Betriebstemperatur der Außenringe unterhalb der der Innenringe. Das kann zu einer Verringerung der Lagerluft führen (→ Bild 16).

Im Betrieb nehmen die Lagerringe meist eine höhere Temperatur an als die Gegenstücke. Dadurch lockert sich der feste Sitz von Innenringen, während der fester werdende Sitz von Außenringen bei Loslagern die axiale Verschiebung in der Gehäusebohrung behindern kann.

Temperaturunterschiede und die Richtung des Wärmefflusses in der Lagerung müssen daher beachtet werden.

5. Anforderungen an die Laufgenauigkeit

Um Federungen und Schwingungen zu verringern, dürfen Lager bei höheren Anforderungen an die Laufgenauigkeit im Allgemeinen nicht mit loser Passung eingebaut werden. Bei der Bearbeitung der Lagersitze auf der Welle und im Gehäuse sind engere Maßtoleranzen einzuhalten, mindestens entsprechend Toleranzgrad 5 bzw. 6. Außerdem müssen die Toleranzen für die Zylinderform eingeschränkt werden (→ Tabelle 11, Seite 196).

6. Ausführung der Gegenstücke

Die Ausführung der Gegenstücke darf auf keinen Fall zu ungleichmäßigen Verformungen der Lagerringe führen, z.B. durch Ausnehmungen in der Lagersitzfläche. Daher sind auch geteilte Gehäuse normalerweise nicht mehr geeignet, wenn für Außenringe sehr feste Passungen vorgesehen werden. Bei dünnwandigen Gehäusen, bei Leichtmetall-Gehäusen oder bei Hohlwellen

Bild 15

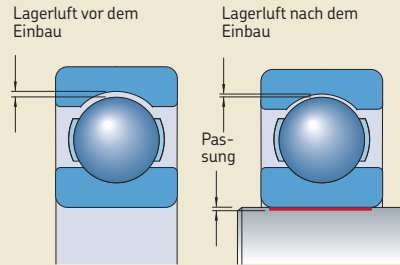
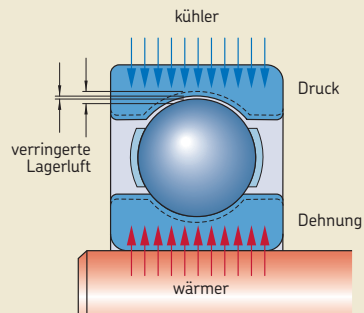


Bild 16



sind festere Passungen zu wählen als bei dickwandigen Stahl- und Gusseisengehäusen oder bei Vollwellen, damit ein genügend fester Sitz erreicht wird (→ Abschnitt "Passungen bei Hohlwellen" auf **Seite 172**).

7. Ein- und Ausbaumöglichkeit

Lager mit loser Passung lassen sich im Allgemeinen leichter ein- und ausbauen als solche mit festen Passungen. Wenn allerdings die Betriebsverhältnisse unbedingt feste Passungen erforderlich machen, trotzdem aber ein leichter Ein- und Ausbau möglich sein soll, müssen z.B. nicht selbsthaltende Lager oder Lager mit kegeliger Bohrung vorgesehen werden. Lager mit kegeliger Bohrung können entweder direkt auf kegeligem Sitz oder auf Spann- oder Abziehhülsen auf glatten oder abgesetzten Wellen montiert werden (→ **Bilder 26, 27 und 28, Seite 201**).

8. Verschiebbarkeit von Loslagern

Wenn ein Lager, das Axialverschiebungen nicht im Lager selbst ausgleichen kann, als Loslager verwendet wird, muss sich einer der Lagerringe bei allen Betriebszuständen in axialer Richtung verschieben können. Die Verschiebbarkeit wird durch die Wahl einer losen Passung für den Ring mit Punktlast sichergestellt (→ **Bild 20, Seite 199**). Wenn Punktlast am Außenring vorliegt, die Axialverschiebung also in der Gehäusebohrung erfolgt, muss z.B. bei Leichtmetallgehäusen der Außenring oft in eine gehärtete Zwischenbüchse eingesetzt werden. Dadurch lässt sich verhindern, dass der Gehäusesitz wegen der geringeren Werkstoffhärte "ausgeschlagen" wird und infolgedessen Axialverschiebungen des Lagers nach einiger Zeit kaum noch oder überhaupt nicht mehr möglich sind.

Werden Zylinderrollenlager mit einem bordfreien Ring, Nadellager oder CARB Toroidalrollenlager als Loslager verwendet, können beide Ringe mit fester Passung eingebaut werden, weil die axiale Verschiebung im Lager selbst erfolgt.

Passungsempfehlungen

Die Toleranzen für die Bohrungs- und Außendurchmesser von Wälzlagern sind international genormt (→ Abschnitt "Toleranzen" ab **Seite 120**).

Um bei zylindrischen Passflächen eine feste oder lose Passung zu erreichen, werden für die Gegenstücke der Lager, d.h. für Welle und Gehäuse, aus dem System für Grenzmaße und Passungen nach DIN ISO 286:1990 geeignete Toleranzklassen ausgewählt. Von diesen ISO-Toleranzklassen kommen für Wälzlagerpassungen nur eine beschränkte Auswahl in Betracht. Für die häufiger vorkommenden Toleranzklassen ist die Toleranzfeldlage im Vergleich zur Bohrungs- und zur Außendurchmessertoleranz der Wälzlager schematisch in **Bild 17, Seite 168**, dargestellt.

Lager mit kegeliger Bohrung werden entweder unmittelbar auf kegeligen Wellenzapfen aufgesetzt oder über die außen kegeligen Spann- oder Abziehhülsen auf zylindrischen Wellen befestigt. Die Passung des Innenrings hängt in diesem Fall nicht wie bei den Lagern mit zylindrischer Bohrung von der Wellentoleranz ab, sondern vom mehr oder weniger weiten Auftreiben des Lagers auf den kegeligen Sitz des Wellenzapfens bzw. der Hülse. Dabei sind besondere Vorschriften bezüglich der Verminderung der Lagerluft zu beachten. Nähere Hinweise dazu sind in den einleitenden Texten zu den Abschnitten "Pendelkugellager", "Pendelrollenlager" und "CARB Toroidalrollenlager" enthalten.

Wenn die Lager mit Hilfe einer Spann- oder Abziehhülse befestigt werden, sind für den Hülsensitz auf der zylindrischen Welle größere Durchmessertoleranzen zulässig. Die Toleranzen für die Zylinderform müssen allerdings eingeschränkt werden (→ Abschnitt "Maß-, Form- und Laufgenauigkeit der Gegenstücke" auf **Seite 194**).

Tabellen mit Passungsempfehlungen

Passungsempfehlungen für Vollwellen aus Stahl enthalten

Tabelle 2: Radiallager mit zylindrischer Bohrung
Tabelle 3: Axiallager

und für Gehäuse aus Gusseisen oder Stahl

Tabelle 4: Radiallager in ungeteilten Gehäusen

Tabelle 5: Radiallager in geteilten und ungeteilten Gehäusen

Tabelle 6: Axiallager

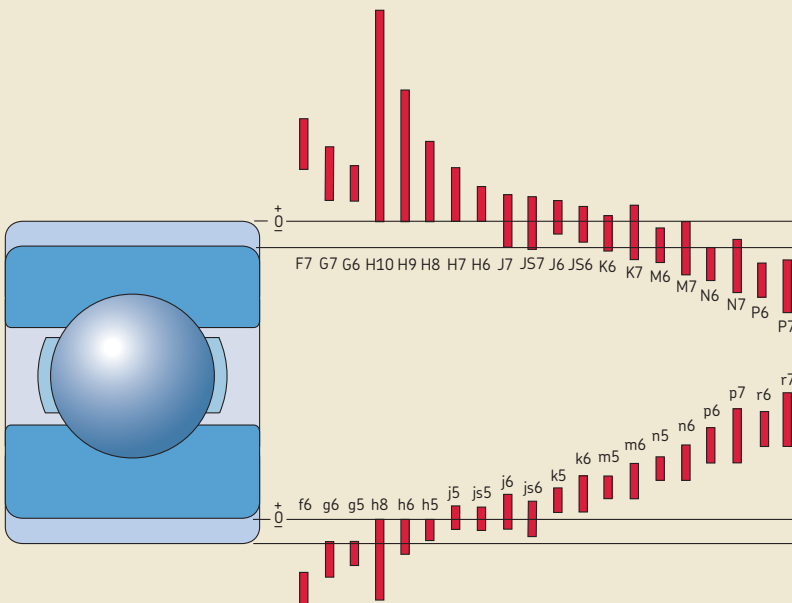
Diese Passungsempfehlungen beruhen auf den vorher beschriebenen allgemeinen Auswahlrichtlinien. Sie haben sich – wie jahrzehntelange praktische Erfahrungen zeigen – für die verschiedensten Anwendungsgebiete und Lagerungsfälle bewährt. Moderne Lager tragen deutlich höhere Belastung als früher. Die Passungsempfehlungen berücksichtigen diese Entwicklung. Bei den Gehäusepassungen werden

zusätzlich Angaben über die Verschiebbarkeit des Außenrings gemacht, nach denen beurteilt werden kann, ob die betreffende Toleranz für Lager geeignet ist, die als Loslager eingebaut werden sollen, Axialverschiebungen aber nicht im Lager selbst ausgleichen.

Hinweis

Für Rillenkugellager aus nichtrostendem Stahl gelten die in den nachfolgenden **Tabellen 2, 4 und 5** gemachten Angaben ebenfalls, wobei jedoch die Hinweise in den Fußnoten 2 und 3 der **Tabelle 2** zu beachten sind. Die Fußnote 1 in **Tabelle 2** gilt nicht für Rillenkugellager aus nicht rostendem Stahl. Wenn für diese Lager festere Passungen als empfohlen erforderlich sind, empfiehlt es sich, den Technischen SKF Beratungsservice einzuschalten. Bei höheren Betriebstemperaturen sind außerdem die ursprüngliche Lagerluft und die zulässige Luftverminderung zu beachten.

Bild 17



Passungen für Vollwellen aus Stahl

Radiallager mit zylindrischer Bohrung

Betriebs- verhältnisse	Beispiele	Wellendurchmesser, mm				Toleranz- klasse der Welle
		Kugellager ¹⁾	Zylinder- rollenlager	Kegel- rollen- lager	CARB Lager und Pendel- rollenlager	
Umfangslast für Innenring oder unbestimmte Lastrichtung						
Kleine und veränderliche Belastungen ($P \leq 0,05 C$)	Fördereinrichtungen, leicht belastete Lager in Getrieben	≤ 17	–	–	–	j5 (h5) ²⁾
		(17) bis 100	≤ 25	≤ 25	–	j6 (j5) ²⁾
		(100) bis 140	(25) bis 60 (60) bis 140	(25) bis 60 (60) bis 140	–	k6 m6
Normale und hohe Belastungen ($P > 0,05 C$)	Allg. Maschinenbau, Elektromotoren, Turbinen, Pumpen, Verbrennungsmotoren, Zahnradgetriebe, Holzbearbeitungs- maschinen	≤ 10	–	–	–	j5
		(10) bis 17	–	–	–	j5 (j5) ²⁾
		(17) bis 100	–	–	< 25	k5 ³⁾
		–	≤ 30	≤ 40	–	k6
		(100) bis 140	(30) bis 50	–	25 bis 40	m5
		(140) bis 200	–	(40) bis 65	–	m6
		–	(50) bis 65 (65) bis 100 (100) bis 280	(65) bis 200 (200) bis 360	(40) bis 60 (60) bis 100 (100) bis 200	n5 ⁴⁾ n6 ⁴⁾ p6 ⁵⁾
> 500	–	–	–	p7 ⁴⁾		
Hohe Belastungen und Stoßbelastungen bei schweren Betriebs- verhältnissen ($P > 0,1 C$)	Radsatzlager für schwere Schienen- fahrzeuge, Fahr- motoren, Walzwerke	–	(50) bis 65 (65) bis 85	– (50) bis 110	(50) bis 70	n5 ⁴⁾ n6 ⁴⁾
		–	(85) bis 140	(110) bis 200	(70) bis 140	p6 ⁶⁾
		–	(140) bis 300 (300) bis 500	(200) bis 500	(140) bis 280 (280) bis 400	r6 ⁷⁾ s6 _{min} ± IT6/2 ⁶⁾ ⁸⁾ s7 _{min} ± IT7/2 ⁶⁾ ⁸⁾
		–	> 500	> 500	> 400	r7 ⁴⁾
Hohe Ansprüche an genauen Lauf bei kleinen Belastungen ($P \leq 0,05 C$)	Werkzeugmaschinen	8 to 240	–	–	–	j5
		–	25 bis 40	25 bis 40	–	js4 (j5) ⁹⁾
		–	(40) bis 140	(40) bis 140	–	k4 (k5) ⁹⁾
		–	(140) bis 200	(140) bis 200	–	m5
		–	(200) bis 500	(200) bis 500	–	n5
Punktlast am Innenring	Leichte Verschiebbarkeit des Innenringes erforderlich	Räder auf stillstehender Achse (Losräder)				g6 ¹⁰⁾
Leichte Verschiebbarkeit des Innenringes nicht erforderlich	Spannrollen, Seilrollen				h6	
Reine Axialbelastung	Lagerungen aller Art	≤ 250	–	≤ 250	≤ 250	j6
		> 250	–	> 250	> 250	js6

1) Bei Rillenkugellagern aus Wälzagerstahl gelten die Toleranzempfehlungen für normale bis hohe Belastungen ($P > 0,05 C$). In einigen Fällen können die Betriebsbedingungen jedoch festere Passungen erforderlich machen, um z.B. das Wandern der Ringe auf der Welle zu verhindern. In solchen Fällen sind Lager mit Lagerluft größer Normal einzusetzen und empfiehlt SKF, die Wellen nach folgenden Toleranzen zu bearbeiten:

- k4 für Wellendurchmesser 10 bis 17 mm
- k5 für Wellendurchmesser (17) bis 25 mm
- m5 für Wellendurchmesser (25) bis 140 mm
- n6 für Wellendurchmesser (140) bis 300 mm
- p6 für Wellendurchmesser (300) bis 500 mm

In Zweifelsfällen ist der Technische SKF Beratungsservice einzuschalten

2) Die Toleranzen in Klammern gelten für Rillenkugellager aus nichtrostendem Stahl.

3) Für Rillenkugellager aus nichtrostendem Stahl mit Bohrungsdurchmesser 17 bis 30 mm werden Wellentoleranzen nach j5 empfohlen.

4) Lager mit Lagerluft größer Normal können erforderlich sein.

5) Für Lager bis 150 mm Bohrungsdurchmesser wird Lagerluft größer Normal empfohlen. Bei größeren Lagern kann Lagerluft größer Normal eventuell erforderlich sein.

6) Es wird empfohlen, Lager mit Lagerluft größer Normal einzusetzen.

7) Lager mit Lagerluft größer Normal können erforderlich sein. Bei Zylinderrollenlagern wird empfohlen, Lager mit Lagerluft größer Normal einzusetzen.

8) Angaben über die Toleranzwerte enthält der "Interaktive SKF Lagerungskatalog" oder sind beim Technischen SKF Beratungsservice anzufordern.

9) Die Toleranzen in Klammern gelten für Kegelrollenlager. Für leicht belastete, über den Innenring angestellte Kegelrollenlager werden Toleranzen nach js5 oder js6 empfohlen.

10) Für große Lager kann die Toleranz f6 gewählt werden, um die leichte Verschiebbarkeit sicherzustellen.

Tabelle 3

Passungen für Vollwellen aus Stahl		
Axiallager		
Betriebsverhältnisse	Wellendurchmesser, mm	Toleranzklasse der Welle
Reine Axialbelastung		
Axial-Rillenkugellager	–	h6
Axial-Zylinderrollenlager	–	h6 (h8)
Axial-Rollenkränze	–	h8
Axial und radial belastete Axial-Pendelrollenlager		
Punktlast für Wellenscheibe	≤ 250	j6
	> 250	js6
Umfangslast für Wellenscheibe oder unbestimmte Lastrichtung	≤ 200	k6
	(200) bis 400	m6
	> 400	n6

Tabelle 4

Passungen für Gehäuse aus Gusseisen oder Stahl			
Radiallager in ungeteilten Gehäusen			
Betriebsverhältnisse	Beispiele	Toleranzklasse der Gehäusebohrung ¹⁾	Verschiebbarkeit des Außenrings
Umfangslast am Außenring			
Hohe Belastungen auf Lager in dünnwandigen Gehäusen, hohe Stoßbelastungen ($P > 0,1 C$)	Radnaben mit Rollenlagern, Pleuellager	P7	nicht verschiebbar
Normale und hohe Belastungen ($P > 0,05 C$)	Radnaben mit Kugellagern, Pleuellager, Kranlaufräder	N7	nicht verschiebbar
Kleine und veränderliche Belastungen ($P \leq 0,05 C$)	Förderrollen, Seilrollen, Riemenspannrollen	M7	nicht verschiebbar
Unbestimmte Lastrichtung			
Große Stoßbelastungen	Elektrische Fahrmotoren	M7	nicht verschiebbar
Normale und hohe Belastungen ($P > 0,05 C$) Verschiebbarkeit des Außenrings nicht erforderlich	Elektromotoren, Pumpen, Kurbelwellenhauptlager	K7	in der Regel nicht verschiebbar
Genauer bzw. geräuscharmer Lauf²⁾			
Kugellager	Kleine elektrische Maschinen	J6 ³⁾	verschiebbar
Kegelrollenlager	Bei Anstellung über den Außenring	JS5	–
	Axial festgelegter Außenring	K5	–
	Umfangslast am Außenring	M5	–

¹⁾ Für Kugellager mit Außendurchmesser ≤ 100 mm sind vielfach Toleranzen entsprechend ISO Grundtoleranz IT6 von Vorteil. Für Lager mit dünnen Lauftringen, wie z.B. den Lagern der Durchmesserreihen 7, 8 und 9 werden Toleranzen entsprechend ISO Grundtoleranz IT6 empfohlen. Bei diesen Lagern sollte außerdem die Zylinderformtoleranz innerhalb der Grundtoleranz IT4 liegen.

²⁾ Für Hochgenauigkeitslager entsprechend Toleranzklasse P5 und höher gelten andere Passungsempfehlungen (→ SKF Katalog "Hochgenauigkeitslager").

³⁾ Wenn leichte Verschiebbarkeit erwünscht ist, sollte H6 anstelle von J6 gewählt werden.

Tabelle 5

Passungen für Gehäuse aus Gusseisen oder Stahl

Radiallager in geteilten und ungeteilten Gehäusen

Betriebsverhältnisse	Beispiele	Toleranzklasse der Gehäusebohrung ¹⁾	Verschiebbarkeit des Außenrings
Unbestimmte Lastrichtung			
Normale und kleine Belastungen ($P \leq 0,1 C$) Verschiebbarkeit des Außenrings erwünscht	Mittelgroße elektrische Maschinen, Pumpen, Kurbelwellenlager	J7	in der Regel verschiebbar
Punktlast am Außenring			
Beliebige Belastungen	Allgemeiner Maschinenbau, Radsatzlager für Schienenfahrzeuge	H7 ²⁾	verschiebbar
Normale und kleine Belastungen bei einfachen Betriebsverhältnissen ($P \leq 0,1 C$)	Allgemeiner Maschinenbau	H8	verschiebbar
Wärmezufuhr durch die Welle	Trockenzylinder, große elektrische Maschinen mit Pendelrollenlagern	G7 ³⁾	verschiebbar

¹⁾ Für Kugellager mit Außendurchmesser ≤ 100 mm sind vielfach Toleranzen entsprechend ISO Grundtoleranz IT6 von Vorteil. Für Lager mit dünnen Lauftringen, wie z.B. den Lagern der Durchmesserreihen 7, 8 und 9 werden Toleranzen entsprechend ISO Grundtoleranz IT6 empfohlen. Bei diesen Lagern sollte außerdem die Zylinderformtoleranz innerhalb der Grundtoleranz IT4 liegen.

²⁾ Für Lager mit $D > 250$ mm und bei Temperaturunterschied > 10 Grad zwischen Außenring und Gehäuse wird Toleranz G7 anstatt H7 empfohlen.

³⁾ Für Lager mit $D > 250$ mm und bei Temperaturunterschied > 10 Grad zwischen Außenring und Gehäuse wird Toleranz F7 anstatt G7 empfohlen.

Tabelle 6

Passungen für Gehäuse aus Gusseisen oder Stahl

Axiallager

Betriebsverhältnisse	Toleranzklasse der Gehäusebohrung	Anmerkungen
Reine Axialbelastungen		
Axial-Kugellager	H8	Für weniger genaue Lagerungen, radiales Spiel bis 0,001 D
Axial-Zylinderrollenlager	H7 (H9)	
Axial-Rollenkränze	H10	
Axial-Pendelrollenlager, wenn ein anderes Lager radial führt	–	Die Gehäusescheibe wird mit radialem Spiel eingebaut, um Doppelpassung auszuschließen.
Axial und radial belastete Axial-Pendelrollenlager		
Punktlast für Gehäusescheibe	H7	Siehe auch Abschnitt "Gestaltung der Anschluss-teile" unter "Axial-Pendelrollenlager" auf Seite 881
Umfangslast für Gehäusescheibe	M7	

Passungstabellen

Für die empfohlenen Passungen sind in

- **Tabelle 7:** Wellenpassungen
- **Tabelle 8:** Gehäusepassungen

diejenigen Werte zusammengestellt, die benötigt werden, um den Charakter einer vorgesehene(n) Passung beurteilen zu können

- die oberen und unteren Abmaße für Bohrungs- und Außendurchmesser von Lagern mit Normaltoleranzen
- die oberen und unteren Abmaße entsprechend den Angaben in DIN ISO 286-2:1990 und DIN 7172:1991
- der Kleinst- und Größtwert des theoretischen Passungsübermaßes (+) oder -spiels (-)
- der Kleinst- und Größtwert des wahrscheinlichen Passungsübermaßes (+) oder -spiels (-).

Die entsprechenden Werte für Lagersitze auf Wellen sind aufgeführt für Toleranzen

e7, f5, f6, g5, g6
in **Tabelle 7a, Seiten 174 und 175**
h5, h6, h8, h9, j5
in **Tabelle 7b, Seiten 176 und 177**
j6, js5, js6, js7, k4
in **Tabelle 7c, Seiten 178 und 179**
k5, k6, m5, m6, n5
in **Tabelle 7d, Seiten 180 und 181**
n6, p6, p7, r6, r7
in **Tabelle 7e, Seiten 182 und 183**

Die entsprechenden Werte für Lagersitze in Gehäusen sind aufgeführt für Toleranzen

F7, G6, G7, H5, H6
in **Tabelle 8a, Seiten 184 und 185**
H7, H8, H9, H10, J6
in **Tabelle 8b, Seiten 186 und 187**
J7, JS5, JS6, JS7, K5
in **Tabelle 8c, Seiten 188 und 189**
K6, K7, M5, M6, M7
in **Tabelle 8d, Seiten 190 und 191**
N6, N7, P6, P7
in **Tabelle 8e, Seiten 192 und 193**

Die in den **Tabellen 7 und 8** zusätzlich aufgeführten Normaltoleranzen für den Bohrungs- und Außendurchmesser, für die die Grenzwerte berechnet wurden, gelten für alle metrischen

Radiallager, nicht jedoch für Kegelrollenlager mit Bohrungsdurchmesser $d \leq 30$ mm oder mit Außendurchmesser $D \leq 150$ mm sowie Axiallager mit Außendurchmesser $D \leq 150$ mm.

Die Durchmessertoleranzen dieser Lager weichen von den Normaltoleranzen der übrigen Lager ab (→ Tabellen auf **Seiten 125 bis 132**).

Die in den Passungstabellen angegebenen Grenzwerte für das wahrscheinliche Passungsübermaß bzw. -spiel erfassen 99 % aller Kombinationen der theoretischen Passungsübermaße bzw. -spiele.

Beim Einsatz von Lagern mit höherer Genauigkeit als Normal ist wegen des eingeeengten Toleranzbereiches für den Bohrungs- und Außendurchmesser auch das Passungsübermaß oder -spiel gegenüber den Angaben in den Passungstabellen entsprechend eingeeengt. Wenn in einem solchen Fall eine genauere Berechnung der Grenzwerte erforderlich sein sollte, empfiehlt es sich, den Technischen SKF Beratungsservice einzuschalten.

Passungen bei Hohlwellen

Wenn für ein Lager auf einer Hohlwelle eine feste Passung erforderlich ist, wird im Allgemeinen ein größeres Übermaß nötig, damit in der Passfläche zwischen Innenring und Hohlwelle die gleiche Flächenpressung wie bei einem Einbau auf Vollwelle erreicht wird. Für die Ermittlung des erforderlichen Übermaßes sind die nachstehenden Durchmesserverhältnisse wichtig

$$c_i = \frac{d_i}{d} \text{ und } c_e = \frac{d}{d_e}$$

Ein nennenswerter Einfluss auf die Passung ist praktisch erst bei Hohlwellen mit einem Durchmesserverhältnis $c_i \geq 0,5$ festzustellen. Wenn der Außendurchmesser des Innenrings nicht bekannt ist, kann das Durchmesserverhältnis c_e ausreichend genau mit Hilfe der folgenden Formel abgeschätzt werden

$$c_e = \frac{d}{k(D-d) + d}$$

Hierin sind

- c_i das Durchmesserverhältnis der Hohlwelle
- c_e das Durchmesserverhältnis des Innenrings

- d der Hohlwellen-Außendurchmesser bzw. der Lager-Bohrungsdurchmesser, mm
- d_i der Hohlwellen-Innendurchmesser, mm
- d_e der mittlere Innerringdurchmesser mm
- D der Außendurchmesser des Lagers, mm
- k ein lagerabhängiger Beiwert
0,25 für Pendelkugellager, Reihen 22 und 23
0,25 für Zylinderrollenlager
0,3 für alle übrigen Lager

Um das für den Einbau eines Lagers auf Hohlwelle erforderliche Übermaß zu ermitteln, geht man vom mittleren wahrscheinlichen Übermaß zwischen Wellendurchmesser und Lagerbohrung aus, das sich aus der für die Vollwelle empfohlenen Passung ergibt. Vernachlässigt man die beim Einbau auftretenden plastischen Verformungen in den Passflächen (Glättung), dann kann das wirksame Übermaß dem mittleren wahrscheinlichen Übermaß gleichgesetzt werden.

Aus **Diagramm 1** kann das gesuchte Übermaß Δ_H für eine Hohlwelle aus Stahl im Verhältnis zum bekannten Übermaß Δ_V für die Vollwelle entnommen werden. Für das Übermaß Δ_V ist der Mittelwert aus den in **Tabelle 7** angegebenen Kleinst- und Größtwerten des wahrscheinlichen Passungsübermaßes anzusetzen. Für den Durchmesser der Hohlwelle wird dann diejenige Toleranzklasse gewählt, bei der das

mittlere wahrscheinliche Übermaß dem anhand von **Diagramm 1** ermittelten Übermaß Δ_H möglichst nahe kommt.

Beispiel

Ein Rillenkugellager 6208 mit $d = 40$ mm und $D = 80$ mm wird auf eine Hohlwelle mit dem Durchmesserverhältnis $c_i = 0,8$ montiert. Gesucht sind das erforderliche Übermaß und die Wellenabmaße.

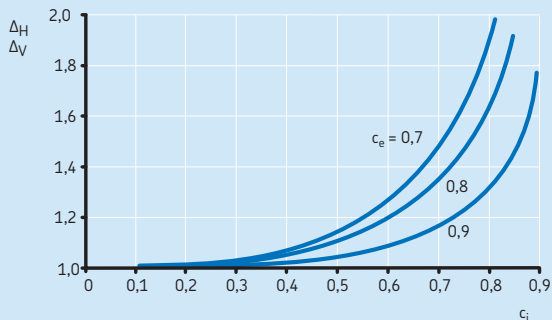
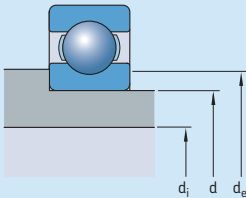
Für ein normal belastetes Rillenkugellager dieser Größe wird k_5 empfohlen, wenn es auf einer Vollwelle aus Stahl eingebaut wird. Bei einem Wellendurchmesser $d = 40$ mm erhält man aus **Tabelle 7d, Seite 180**, ein mittleres wahrscheinliches Übermaß $\Delta_V = (22 + 5)/2 = 13,5$ μm . Mit $c_i = 0,8$ und

$$c_e = \frac{40}{0,3(80 - 40) + 40} = 0,77$$

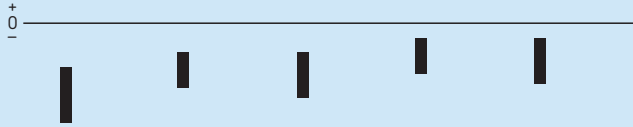
ergibt sich aus **Diagramm 1** $\Delta_H/\Delta_V = 1,7$. Daraus folgt für das erforderliche Übermaß Δ_H der Hohlwelle: $\Delta_H = 1,7 \times 13,5 = 23$ μm . Gewählt wird deshalb für die Hohlwelle die Toleranzklasse m6, für die sich ein mittleres wahrscheinliches Übermaß dieser Größe ergibt.

Diagramm 1

Verhältnis des Übermaßes Δ_H für eine Hohlwelle aus Stahl zum Übermaß Δ_V für eine Vollwelle aus Stahl

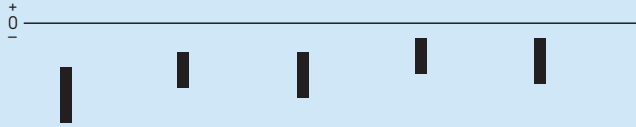


Wellenpassungen



Welle Durchmesser d		Lager Bohrungsdurchmesser Δ_{amp}		Abmaße des Wellendurchmessers, Passungsübermaße und Passungsspiele bei Toleranzfeld																																	
Nennmaß		Abmaß		e7	f5	f6	g5		g6																												
über	bis	unt.	ob.	Abmaße (Welle)																																	
				Theoretisches Übermaß (+)/Spiel (-)																																	
				Wahrscheinliches Übermaß (+)/Spiel (-)																																	
mm		μm	μm	μm																																	
1	3	-8	0	-14	-24	-6	-10	-6	-12	-2	-6	-2	-8	-6	-24	+2	-10	+2	-12	+6	-6	+6	-8	-8	-22	+1	-9	0	-10	+5	-5	+4	-6				
				3	6	-8	0	-20	-32	-10	-15	-10	-18	-4	-9	-4	-12	-12	-32	-2	-15	-2	-18	+4	-9	+4	-12	-14	-30	-3	-14	-4	-16	+3	-8	+2	-10
								6	10	-8	0	-25	-40	-13	-19	-13	-22	-5	-11	-5	-14	-17	-40	-5	-19	-5	-22	+3	-11	+3	-14	-20	-37	-7	-17	-7	-20
10	18	-8	0	-32	-50	-16	-24					-16	-27	-6	-14	-6	-17	-24	-50	-8	-24	-8	-27	+2	-14	+2	-17	-27	-47	-10	-22	-10	-25	0	-12	0	-15
				18	30	-10	0	-40	-61	-20	-29	-20	-33	-7	-16	-7	-20	-30	-61	-10	-29	-10	-33	+3	-16	+3	-20	-33	-58	-12	-27	-13	-30	+1	-14	0	-17
								30	50	-12	0	-50	-75	-25	-36	-25	-41	-9	-20	-9	-25	-38	-75	-13	-36	-13	-41	+3	-20	+3	-25	-42	-71	-16	-33	-17	-37
50	80	-15	0	-60	-90	-30	-43					-30	-49	-10	-23	-10	-29	-45	-90	-15	-43	-15	-49	+5	-23	+5	-29	-50	-85	-19	-39	-19	-45	+1	-19	+1	-25
				80	120	-20	0	-72	-107	-36	-51	-36	-58	-12	-27	-12	-34	-52	-107	-16	-51	-16	-58	+8	-27	+8	-34	-59	-100	-21	-46	-22	-52	+3	-22	+2	-28
								120	180	-25	0	-85	-125	-43	-61	-43	-68	-14	-32	-14	-39	-60	-125	-18	-61	-18	-68	+11	-32	+11	-39	-68	-117	-24	-55	-25	-61
180	250	-30	0	-100	-146	-50	-70					-50	-79	-15	-35	-15	-44	-70	-146	-20	-70	-20	-79	+15	-35	+15	-44	-80	-136	-26	-64	-28	-71	+9	-29	+7	-36
				250	315	-35	0	-110	-162	-56	-79	-56	-88	-17	-40	-17	-49	-75	-162	-21	-79	-21	-88	+18	-40	+18	-49	-87	-150	-29	-71	-30	-79	+10	-32	+9	-40
315	400	-40	0					-125	-182	-62	-87	-62	-98	-18	-43	-18	-54	-85	-182	-22	-87	-22	-98	+22	-43	+22	-54	-98	-169	-30	-79	-33	-87	+14	-35	+11	-43
				400	500	-45	0	-135	-198	-68	-95	-68	-108	-20	-47	-20	-60	-90	-198	-23	-95	-23	-108	+25	-47	+25	-60	-105	-183	-32	-86	-35	-96	+16	-38	+13	-48

Wellenpassungen



Welle Durchmesser d		Lager Bohrungsdurchmesser Δ_{dmp}		Abmaße des Wellendurchmessers, Passungsübermaße und Passungsspiele bei Toleranzfeld									
Nennmaß		Abmaß		Abmaße (Welle)									
über	bis	unt.	ob.	e7	f5		f6		g5		g6		
				Theoretisches Übermaß (+)/Spiel (-)									
				Wahrscheinliches Übermaß (+)/Spiel (-)									
mm		μm		μm									
500	630	-50	0	-145	-215	-76	-104	-76	-120	-22	-50	-22	-66
				-95	-215	-26	-104	-26	-120	+28	-50	+28	-66
				-111	-199	-36	-94	-39	-107	+18	-40	+15	-53
630	800	-75	0	-160	-240	-80	-112	-80	-130	-24	-56	-24	-74
				-85	-240	-5	-112	-5	-130	+51	-56	+51	-74
				-107	-218	-17	-100	-22	-113	+39	-44	+34	-57
800	1 000	-100	0	-170	-260	-86	-122	-86	-142	-26	-62	-26	-82
				-70	-260	+14	-122	+14	-142	+74	-62	+74	-82
				-97	-233	0	-108	-6	-122	+60	-48	+54	-62
1 000	1 250	-125	0	-195	-300	-98	-140	-98	-164	-28	-70	-28	-94
				-70	-300	+27	-140	+27	-164	+97	-70	+97	-94
				-103	-267	+10	-123	+3	-140	+80	-53	+73	-70
1 250	1 600	-160	0	-220	-345	-110	-160	-110	-188	-30	-80	-30	-108
				-60	-345	+50	-160	+50	-188	+130	-80	+130	-108
				-100	-305	+29	-139	+20	-158	+109	-59	+100	-78
1 600	2 000	-200	0	-240	-390	-120	-180	-120	-212	-32	-92	-32	-124
				-40	-390	+80	-180	+80	-212	+168	-92	+168	-124
				-90	-340	+55	-155	+45	-177	+143	-67	+133	-89

Wellenpassungen



Welle Durchmesser d		Lager Bohrungsdurchmesser Δ_{amp}		Abmaße des Wellendurchmessers, Passungsübermaße und Passungsspiele bei Toleranzfeld																													
Nennmaß		Abmaß		Abmaße (Welle)																													
über bis		unt. ob.		Theoretisches Übermaß (+)/Spiel (-)																													
mm		µm		Wahrscheinliches Übermaß (+)/Spiel (-)																													
				h5 h6 h8 h9 js																													
1	3	-8	0	0	-4	0	-6	0	-14	0	-25	+2	-2	+8	-4	+8	-6	+8	-14	+8	-25	+10	-2	+7	-3	+6	-4	+6	-12	+5	-22	+9	-1
3	6	-8	0	0	-5	0	-8	0	-18	0	-30	+3	-2	+8	-5	+8	-8	+8	-18	+8	-30	+11	-2	+7	-4	+6	-6	+5	-15	+5	-27	+10	-1
6	10	-8	0	0	-6	0	-9	0	-22	0	-36	+4	-2	+8	-6	+8	-9	+8	-22	+8	-36	+12	-2	+6	-4	+6	-7	+5	-19	+5	-33	+10	0
10	18	-8	0	0	-8	0	-11	0	-27	0	-43	+5	-3	+8	-8	+8	-11	+8	-27	+8	-43	+13	-3	+6	-6	+6	-9	+5	-24	+5	-40	+11	-1
18	30	-10	0	0	-9	0	-13	0	-33	0	-52	+5	-4	+10	-9	+10	-13	+10	-33	+10	-52	+15	-4	+8	-7	+7	-10	+6	-29	+6	-48	+13	-2
30	50	-12	0	0	-11	0	-16	0	-39	0	-62	+6	-5	+12	-11	+12	-16	+12	-39	+12	-62	+18	-5	+9	-8	+8	-12	+7	-34	+7	-57	+15	-2
50	80	-15	0	0	-13	0	-19	0	-46	0	-74	+6	-7	+15	-13	+15	-19	+15	-46	+15	-74	+21	-7	+11	-9	+11	-15	+9	-40	+9	-68	+17	-3
80	120	-20	0	0	-15	0	-22	0	-54	0	-87	+6	-9	+20	-15	+20	-22	+20	-54	+20	-87	+26	-9	+15	-10	+14	-16	+12	-46	+12	-79	+21	-4
120	180	-25	0	0	-18	0	-25	0	-63	0	-100	+7	-11	+25	-18	+25	-25	+25	-63	+25	-100	+32	-11	+19	-12	+18	-18	+15	-53	+15	-90	+26	-5
180	250	-30	0	0	-20	0	-29	0	-72	0	-115	+7	-13	+30	-20	+30	-29	+30	-72	+30	-115	+37	-13	+24	-14	+22	-21	+18	-60	+17	-102	+31	-7
250	315	-35	0	0	-23	0	-32	0	-81	0	-130	+7	-16	+35	-23	+35	-32	+35	-81	+35	-130	+42	-16	+27	-15	+26	-23	+22	-68	+20	-115	+34	-8
315	400	-40	0	0	-25	0	-36	0	-89	0	-140	+7	-18	+40	-25	+40	-36	+40	-89	+40	-140	+47	-18	+32	-17	+29	-25	+25	-74	+23	-123	+39	-10
400	500	-45	0	0	-27	0	-40	0	-97	0	-155	+7	-20	+45	-27	+45	-40	+45	-97	+45	-155	+52	-20	+36	-18	+33	-28	+28	-80	+26	-136	+43	-11

Wellenpassungen



Welle Durchmesser d		Lager Bohrungs- durchmesser Δ_{dmp}		Abmaße des Wellendurchmessers, Passungsübermaße und Passungsspiele bei Toleranzfeld									
				h5		h6		h8		h9		j5	
Nennmaß		Abmaß		Abmaße (Welle)									
über	bis	unt.	ob.	Theoretisches Übermaß (+)/Spiel (-)									
				Wahrscheinliches Übermaß (+)/Spiel (-)									
mm		μm		μm									
500	630	-50	0	0	-28	0	-44	0	-110	0	-175	-	-
				+50	-28	+50	-44	+50	-110	+50	-175	-	-
				+40	-18	+37	-31	+31	-91	+29	-154	-	-
630	800	-75	0	0	-32	0	-50	0	-125	0	-200	-	-
				+75	-32	+75	-50	+75	-125	+75	-200	-	-
				+63	-20	+58	-33	+48	-98	+45	-170	-	-
800	1 000	-100	0	0	-36	0	-56	0	-140	0	-230	-	-
				+100	-36	+100	-56	+100	-140	+100	-230	-	-
				+86	-22	+80	-36	+67	-107	+61	-191	-	-
1 000	1 250	-125	0	0	-42	0	-66	0	-165	0	-260	-	-
				+125	-42	+125	-66	+125	-165	+125	-260	-	-
				+108	-25	+101	-42	+84	-124	+77	-212	-	-
1 250	1 600	-160	0	0	-50	0	-78	0	-195	0	-310	-	-
				+160	-50	+160	-78	+160	-195	+160	-310	-	-
				+139	-29	+130	-48	+109	-144	+100	-250	-	-
1 600	2 000	-200	0	0	-60	0	-92	0	-230	0	-370	-	-
				+200	-60	+200	-92	+200	-230	+200	-370	-	-
				+175	-35	+165	-57	+138	-168	+126	-296	-	-

Wellenpassungen



Welle Durch- messer d	Lager Bohrungs- durchmesser Δ_{amp}	Abmaße des Wellendurchmessers, Passungsübermaße und Passungsspiele bei Toleranzfeld																																			
		Abmaße des Wellendurchmessers		j6		js5		js6		js7		k4																									
Nennmaß über	bis	unt.	ob.	Abmaße (Welle)																																	
				Theoretisches Übermaß (+)/Spiel (-)																																	
				Wahrscheinliches Übermaß (+)/Spiel (-)																																	
mm		μm		μm																																	
1	3	-8	0	+4	-2	+2	-2	+3	-3	+5	-5	+3	0	+12	-2	+10	-2	+11	-3	+13	-5	+11	0	+10	0	+9	-1	+9	-1	+11	-3	+10	+1				
				3	6	-8	0	+6	-2	+2,5	-2,5	+4	-4	+6	-6	+5	+1	+14	-2	+10,5	-2,5	+12	-4	+14	-6	+13	+1	+12	0	+9	-1	+10	-2	+12	-4	+12	+2
								6	10	-8	0	+7	-2	+3	-3	+4,5	-4,5	+7,5	-7,5	+5	+1	+15	-2	+11	-3	+12,5	-4,5	+15,5	-7,5	+13	+1	+13	0	+9	-1	+11	-3
10	18	-8	0	+8	-3	+4	-4					+5,5	-5,5	+9	-9	+6	+1	+16	-3	+12	-4	+13,5	-5,5	+17	-9	+14	+1	+14	-1	+10	-2	+11	-3	+14	-6	+13	+2
				18	30	-10	0	+9	-4	+4,5	-4,5	+6,5	-6,5	+10,5	-10,5	+8	+2	+19	-4	+14,5	-4,5	+16,5	-6,5	+20,5	-10,5	+18	+2	+16	-1	+12	-2	+14	-4	+17	-7	+16	+4
30	50	-12	0					+11	-5	+5,5	-5,5	+8	-8	+12,5	-12,5	+9	+2	+23	-5	+17,5	-5,5	+20	-8	+24,5	-12,5	+21	+2	+19	-1	+15	-3	+16	-4	+20	-8	+19	+4
				50	80	-15	0	+12	-7	+6,5	-6,5	+9,5	-9,5	+15	-15	+10	+2	+27	-7	+21,5	-6,5	+24,5	-9,5	+30	-15	+25	+2	+23	-3	+18	-3	+20	-5	+25	-10	+22	+5
80	120	-20	0					+13	-9	+7,5	-7,5	+11	-11	+17,5	-17,5	+13	+3	+33	-9	+27,5	-7,5	+31	-11	+37,5	-17,5	+33	+3	+27	-3	+23	-3	+25	-5	+31	-11	+30	+6
				120	180	-25	0	+14	-11	+9	-9	+12,5	-12,5	+20	-20	+15	+3	+39	-11	+34	-9	+37,5	-12,5	+45	-20	+40	+3	+32	-4	+28	-3	+31	-6	+37	-12	+36	+7
180	250	-30	0					+16	-13	+10	-10	+14,5	-14,5	+23	-23	+18	+4	+46	-13	+40	-10	+44,5	-14,5	+53	-23	+48	+4	+38	-5	+34	-4	+36	-6	+43	-13	+43	+9
				250	315	-35	0	+16	-16	+11,5	-11,5	+16	-16	+26	-26	+20	+4	+51	-16	+46,5	-11,5	+51	-16	+61	-26	+55	+4	+42	-7	+39	-4	+42	-7	+49	-14	+49	+10
315	400	-40	0					+18	-18	+12,5	-12,5	+18	-18	+28,5	-28,5	+22	+4	+58	-18	+52,5	-12,5	+58	-18	+68,5	-28,5	+62	+4	+47	-7	+44	-4	+47	-7	+55	-15	+55	+11
				400	500	-45	0	+20	-20	+13,5	-13,5	+20	-20	+31,5	-31,5	+25	+5	+65	-20	+58,5	-13,5	+65	-20	+76,5	-31,5	+70	+5	+53	-8	+49	-4	+53	-8	+62	-17	+63	-12

Wellenpassungen



Welle Durchmesser d		Lager Bohrungs- durchmesser Δ_{dmp}		Abmaße des Wellendurchmessers, Passungsübermaße und Passungsspiele bei Toleranzfeld																																	
				j6		js5		js6		js7		k4																									
Nennmaß		Abmaß		Abmaße (Welle)																																	
über bis		unt. ob.		Theoretisches Übermaß (+)/Spiel (-)																																	
mm		μm		Wahrscheinliches Übermaß (+)/Spiel (-)																																	
500	630	-50	0	+22	-22	+14	-14	+22	-22	+35	-35	-	-	+72	-22	+64	-14	+72	-22	+85	-35	-	-	+59	-9	+54	-4	+59	-9	+69	-19	-	-				
				630	800	-75	0	+25	-25	+16	-16	+25	-25	+40	-40	-	-	+100	-25	+91	-16	+100	-25	+115	-40	-	-	+83	-8	+79	-4	+83	-8	+93	-18	-	-
				800	1 000	-100	0	+28	-28	+18	-18	+28	-28	+45	-45	-	-	+128	-28	+118	-18	+128	-28	+145	-45	-	-	+108	-8	+104	-4	+108	-8	+118	-18	-	-
1 000	1 250	-125	0	+33	-33	+21	-21	+33	-33	+52	-52	-	-	+158	-33	+146	-21	+158	-33	+177	-52	-	-	+134	-9	+129	-4	+134	-9	+145	-20	-	-				
				1 250	1 600	-160	0	+39	-39	+25	-25	+39	-39	+62	-62	-	-	+199	-39	+185	-25	+199	-39	+222	-62	-	-	+169	-9	+164	-4	+169	-9	+182	-22	-	-
				1 600	2 000	-200	0	+46	-46	+30	-30	+46	-46	+75	-75	-	-	+246	-46	+230	-30	+246	-46	+275	-75	-	-	+211	-11	+205	-5	+211	-11	+225	-25	-	-

Wellenpassungen



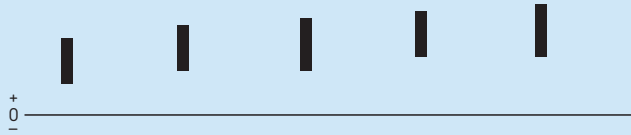
Welle Durchmesser d		Lager Bohrungsdurchmesser Δ_{dmp}		Abmaße des Wellendurchmessers und Passungsübermaße bei Toleranzfeld																													
Nennmaß		Abmaß		k5		k6		m5		m6		n5																					
über	bis	unt.	ob.	Abmaße (Welle)																													
				Theoretisches Übermaß (+)																													
				Wahrscheinliches Übermaß (+)																													
mm		µm		µm																													
1	3	-8	0	+4	0	+6	0	+6	+2	+8	+2	+8	+4	+12	0	+14	0	+14	+2	+16	+2	+16	+4	+11	+1	+12	+2	+13	+3	+14	+4	+15	+5
				3	6	-8	0	+6	+1	+9	+1	+9	+4	+12	+4	+13	+8	+14	+1	+17	+1	+17	+4	+20	+4	+21	+8	+13	+2	+15	+3	+16	+5
6	10	-8	0	+7				+1	+10	+1	+12	+6	+15	+6	+16	+10	+15	+1	+18	+1	+20	+6	+23	+6	+24	+10	+13	+3	+16	+3	+18	+8	+21
10				18	-8	0	+9	+1	+12	+1	+15	+7	+18	+7	+20	+12	+17	+1	+20	+1	+23	+7	+26	+7	+28	+12	+15	+3	+18	+3	+21	+9	+24
18	30	-10	0				+11	+2	+15	+2	+17	+8	+21	+8	+24	+15	+21	+2	+25	+2	+27	+8	+31	+8	+34	+15	+19	+4	+22	+5	+25	+10	+28
30				50	-12	0	+13	+2	+18	+2	+20	+9	+25	+9	+28	+17	+25	+2	+30	+2	+32	+9	+37	+9	+40	+17	+22	+5	+26	+6	+29	+12	+33
50	80	-15	0				+15	+2	+21	+2	+24	+11	+30	+11	+33	+20	+30	+2	+36	+2	+39	+11	+45	+11	+48	+20	+26	+6	+32	+6	+35	+15	+41
80				120	-20	0	+18	+3	+25	+3	+28	+13	+35	+13	+38	+23	+38	+3	+45	+3	+48	+13	+55	+13	+58	+23	+33	+8	+39	+9	+43	+18	+49
120	180	-25	0				+21	+3	+28	+3	+33	+15	+40	+15	+45	+27	+46	+3	+53	+3	+58	+15	+65	+15	+70	+27	+40	+9	+46	+10	+52	+21	+58
180				250	-30	0	+24	+4	+33	+4	+37	+17	+46	+17	+51	+31	+54	+4	+63	+4	+67	+17	+76	+17	+81	+31	+48	+10	+55	+12	+61	+23	+68
250	315	-35	0				+27	+4	+36	+4	+43	+20	+52	+20	+57	+34	+62	+4	+71	+4	+78	+20	+87	+20	+92	+34	+54	+12	+62	+13	+70	+28	+78
315				400	-40	0	+29	+4	+40	+4	+46	+21	+57	+21	+62	+37	+69	+4	+80	+4	+86	+21	+97	+21	+102	+37	+61	+12	+69	+15	+78	+29	+86
400	500	-45	0				+32	+5	+45	+5	+50	+23	+63	+23	+67	+40	+77	+5	+90	+5	+95	+23	+108	+23	+112	+40	+68	+14	+78	+17	+86	+32	+96

Wellenpassungen



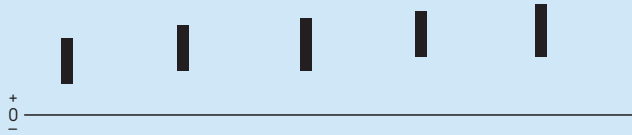
Welle Durch- messer d	Lager Bohrungs- durchmesser Δ_{dmp}		Abmaße des Wellendurchmessers und Passungsübermaße bei Toleranzfeld										
			k5		k6		m5		m6		n5		
Nennmaß	Abmaß		Abmaße (Welle)										
über	bis	unt.	ob.	Theoretisches Übermaß (+)									
mm	μm			Wahrscheinliches Übermaß (+)									
500	630	-50	0	+29	0	+44	0	+55	+26	+70	+26	+73	+44
				+79	0	+94	0	+105	+26	+120	+26	+123	+44
				+68	+10	+81	+13	+94	+36	+107	+39	+112	+54
630	800	-75	0	+32	0	+50	0	+62	+30	+80	+30	+82	+50
				+107	0	+125	0	+137	+30	+155	+30	+157	+50
				+95	+12	+108	+17	+125	+42	+138	+47	+145	+62
800	1 000	-100	0	+36	0	+56	0	+70	+34	+90	+34	+92	+56
				+136	0	+156	0	+170	+34	+190	+34	+192	+56
				+122	+14	+136	+20	+156	+48	+170	+54	+178	+70
1 000	1 250	-125	0	+42	0	+66	0	+82	+40	+106	+40	+108	+66
				+167	0	+191	0	+207	+40	+231	+40	+233	+66
				+150	+17	+167	+24	+190	+57	+207	+64	+216	+83
1 250	1 600	-160	0	+50	0	+78	0	+98	+48	+126	+48	+128	+78
				+210	0	+238	0	+258	+48	+286	+48	+288	+78
				+189	+21	+208	+30	+237	+69	+256	+78	+267	+99
1 600	2 000	-200	0	+60	0	+92	0	+118	+58	+150	+58	+152	+92
				+260	0	+292	0	+318	+58	+350	+58	+352	+92
				+235	+25	+257	+35	+293	+83	+315	+93	+327	+117

Wellenpassungen



Welle Durchmesser d		Lager Bohrungs- durchmesser Δ_{amp}		Abmaße des Wellendurchmessers und Passungsübermaße bei Toleranzfeld																																	
Nennmaß		Abmaß		Abmaße (Welle)																																	
über bis		unt. ob.		n6			p6			p7			r6		r7																						
mm		µm		µm																																	
				Theoretisches Übermaß (+)																																	
				Wahrscheinliches Übermaß (+)																																	
80	100	-20	0	+45	+23	+59	+37	+72	+37	+73	+51	+86	+51	+65	+23	+79	+37	+92	+37	+93	+51	+106	+51	+59	+29	+73	+43	+85	+44	+87	+57	+99	+58				
				100	120	-20	0	+45	+23	+59	+37	+72	+37	+76	+54	+89	+54	+65	+23	+79	+37	+92	+37	+96	+54	+109	+54	+59	+29	+73	+43	+85	+44	+90	+60	+102	+61
								120	140	-25	0	+52	+27	+68	+43	+83	+43	+88	+63	+103	+63	+77	+27	+93	+43	+108	+43	+113	+63	+128	+63	+70	+34	+86	+50	+100	+51
140	160	-25	0									+52	+27	+68	+43	+83	+43	+90	+65	+105	+65	+77	+27	+93	+43	+108	+43	+115	+65	+130	+65	+70	+34	+86	+50	+100	+51
				160	180	-25	0					+52	+27	+68	+43	+83	+43	+93	+68	+108	+68	+77	+27	+93	+43	+108	+43	+118	+68	+133	+68	+70	+34	+86	+50	+100	+51
								180	200	-30	0	+60	+31	+79	+50	+96	+50	+106	+77	+123	+77	+90	+31	+109	+50	+126	+50	+136	+77	+153	+77	+82	+39	+101	+58	+116	+60
200	225	-30	0									+60	+31	+79	+50	+96	+50	+109	+80	+126	+80	+90	+31	+109	+50	+126	+50	+139	+80	+156	+80	+82	+39	+101	+58	+116	+60
				225	250	-30	0					+60	+31	+79	+50	+96	+50	+113	+84	+130	+84	+90	+31	+109	+50	+126	+50	+143	+84	+160	+84	+82	+39	+101	+58	+116	+60
								250	280	-35	0	+66	+34	+88	+56	+108	+56	+126	+94	+146	+94	+101	+34	+123	+56	+143	+56	+161	+94	+181	+94	+92	+43	+114	+65	+131	+68
280	315	-35	0									+66	+34	+88	+56	+108	+56	+130	+98	+150	+98	+101	+34	+123	+56	+143	+56	+165	+98	+185	+98	+92	+43	+114	+65	+131	+68
				315	355	-40	0					+73	+37	+98	+62	+119	+62	+144	+108	+165	+108	+113	+37	+138	+62	+159	+62	+184	+108	+205	+108	+102	+48	+127	+73	+146	+75
								355	400	-40	0	+73	+37	+98	+62	+119	+62	+150	+114	+171	+114	+113	+37	+138	+62	+159	+62	+190	+114	+211	+114	+102	+48	+127	+73	+146	+75
400	450	-45	0									+80	+40	+108	+68	+131	+68	+166	+126	+189	+126	+125	+40	+153	+68	+176	+68	+211	+126	+234	+126	+113	+52	+141	+80	+161	+83

Wellenpassungen



Welle Durchmesser d		Lager Bohrungsdurchmesser Δ_{dmp}		Abmaße des Wellendurchmessers und Passungsübermaße bei Toleranzfeld									
Nennmaß		Abmaß		n6		p6		p7		r6		r7	
über	bis	unt.	ob.	Abmaße (Welle)									
				Theoretisches Übermaß (+)									
				Wahrscheinliches Übermaß (+)									
mm		μm		μm									
450	500	-45	0	+80	+40	+108	+68	+131	+68	+172	+132	+195	+132
				+125	+40	+153	+68	+176	+68	+217	+132	+240	+132
				+113	+52	+141	+80	+161	+83	+205	+144	+225	+147
500	560	-50	0	+88	+44	+122	+78	+148	+78	+194	+150	+220	+150
				+138	+44	+172	+78	+198	+78	+244	+150	+270	+150
				+125	+57	+159	+91	+182	+94	+231	+163	+254	+166
560	630	-50	0	+88	+44	+122	+78	+148	+78	+199	+155	+225	+155
				+138	+44	+172	+78	+198	+78	+249	+155	+275	+155
				+125	+57	+159	+91	+182	+94	+236	+168	+259	+171
630	710	-75	0	+100	+50	+138	+88	+168	+88	+225	+175	+255	+175
				+175	+50	+213	+88	+243	+88	+300	+175	+330	+175
				+158	+67	+196	+105	+221	+110	+283	+192	+308	+197
710	800	-75	0	+100	+50	+138	+88	+168	+88	+235	+185	+265	+185
				+175	+50	+213	+88	+243	+88	+310	+185	+340	+185
				+158	+67	+196	+105	+221	+110	+293	+202	+318	+207
800	900	-100	0	+112	+56	+156	+100	+190	+100	+266	+210	+300	+210
				+212	+56	+256	+100	+290	+100	+366	+210	+400	+210
				+192	+76	+236	+120	+263	+127	+346	+230	+373	+237
900	1 000	-100	0	+112	+56	+156	+100	+190	+100	+276	+220	+310	+220
				+212	+56	+256	+100	+290	+100	+376	+220	+410	+220
				+192	+76	+236	+120	+263	+127	+356	+240	+383	+247
1 000	1 120	-125	0	+132	+66	+186	+120	+225	+120	+316	+250	+355	+250
				+257	+66	+311	+120	+350	+120	+441	+250	+480	+250
				+233	+90	+287	+144	+317	+153	+417	+274	+447	+283
1 120	1 250	-125	0	+132	+66	+186	+120	+225	+120	+326	+260	+365	+260
				+257	+66	+311	+120	+350	+120	+451	+260	+490	+260
				+233	+90	+287	+144	+317	+153	+427	+284	+457	+293
1 250	1 400	-160	0	+156	+78	+218	+140	+265	+140	+378	+300	+425	+300
				+316	+78	+378	+140	+425	+140	+538	+300	+585	+300
				+286	+108	+348	+170	+385	+180	+508	+330	+545	+340
1 400	1 600	-160	0	+156	+78	+218	+140	+265	+140	+408	+330	+455	+330
				+316	+78	+378	+140	+425	+140	+568	+330	+615	+330
				+286	+108	+348	+170	+385	+180	+538	+360	+575	+370
1 600	1 800	-200	0	+184	+92	+262	+170	+320	+170	+462	+370	+520	+370
				+384	+92	+462	+170	+520	+170	+662	+370	+720	+370
				+349	+127	+427	+205	+470	+220	+627	+405	+670	+420
1 800	2 000	-200	0	+184	+92	+262	+170	+320	+170	+492	+400	+550	+400
				+384	+92	+462	+170	+520	+170	+692	+400	+750	+400
				+349	+127	+427	+205	+470	+220	+657	+435	+700	+450

Gehäusepassungen



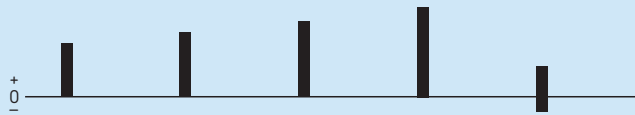
Gehäuse Bohrungsdurchmesser D		Lager Außen-durchmesser Δ_{Dmp}		Abmaße der Gehäusebohrung, Passungsübermaße und Passungsspiele bei Toleranzfeld									
Nennmaß über	bis	ob.	unt.	F7		G6		G7		H5		H6	
				Abmaße (Gehäusebohrung)									
				Theoretisches Übermaß (+)/Spiel (-)									
				Wahrscheinliches Übermaß (+)/Spiel (-)									
mm		mm	mm	µm									
6	10	0	-8	+13	+28	+5	+14	+5	+20	0	+6	0	+9
				-13	-36	-5	-22	-5	-28	0	-14	0	-17
				-16	-33	-7	-20	-8	-25	-2	-12	-2	-15
10	18	0	-8	+16	+34	+6	+17	+6	+24	0	+8	0	+11
				-16	-42	-6	-25	-6	-32	0	-16	0	-19
				-19	-39	-8	-23	-9	-29	-2	-14	-2	-17
18	30	0	-9	+20	+41	+7	+20	+7	+28	0	+9	+0	+13
				-20	-50	-7	-29	-7	-37	0	-18	0	-22
				-23	-47	-10	-26	-10	-34	-2	-16	-3	-19
30	50	0	-11	+25	+50	+9	+25	+9	+34	0	+11	0	+16
				-25	-61	-9	-36	-9	-45	0	-22	0	-27
				-29	-57	-12	-33	-13	-41	-3	-19	-3	-24
50	80	0	-13	+30	+60	+10	+29	+10	+40	0	+13	0	+19
				-30	-73	-10	-42	-10	-53	0	-26	0	-32
				-35	-68	-14	-38	-15	-48	-3	-23	-4	-28
80	120	0	-15	+36	+71	+12	+34	+12	+47	0	+15	0	+22
				-36	-86	-12	-49	-12	-62	0	-30	0	-37
				-41	-81	-17	-44	-17	-57	-4	-26	-5	-32
120	150	0	-18	+43	+83	+14	+39	+14	+54	0	+18	0	+25
				-43	-101	-14	-57	-14	-72	0	-36	0	-43
				-50	-94	-20	-51	-21	-65	-5	-31	-6	-37
150	180	0	-25	+43	+83	+14	+39	+14	+54	0	+18	0	+25
				-43	-108	-14	-64	-14	-79	0	-43	0	-50
				-51	-100	-21	-57	-22	-71	-6	-37	-7	-43
180	250	0	-30	+50	+96	+15	+44	+15	+61	0	+20	0	+29
				-50	-126	-15	-74	-15	-91	0	-50	0	-59
				-60	-116	-23	-66	-25	-81	-6	-44	-8	-51
250	315	0	-35	+56	+108	+17	+49	+17	+69	0	+23	0	+32
				-56	-143	-17	-84	-17	-104	0	-58	0	-67
				-68	-131	-26	-75	-29	-92	-8	-50	-9	-58
315	400	0	-40	+62	+119	+18	+54	+18	+75	0	+25	0	+36
				-62	-159	-18	-94	-18	-115	0	-65	0	-76
				-75	-146	-29	-83	-31	-102	-8	-57	-11	-65
400	500	0	-45	+68	+131	+20	+60	+20	+83	0	+27	0	+40
				-68	-176	-20	-105	-20	-128	0	-72	0	-85
				-83	-161	-32	-93	-35	-113	-9	-63	-12	-73
500	630	0	-50	+76	+146	+22	+66	+22	+92	0	+28	0	+44
				-76	-196	-22	-116	-22	-142	0	-78	0	-94
				-92	-180	-35	-103	-38	-126	-10	-68	-13	-81

Gehäusepassungen



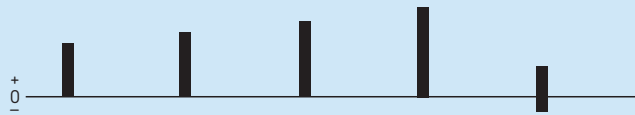
Gehäuse Bohrungs- durchmesser D		Lager Außen- durchmesser Δ_{Dmp}		Abmaße der Gehäusebohrung, Passungsübermaße und Passungsspiele bei Toleranzfeld									
Nennmaß		Abmaß		F7		G6		G7		H5		H6	
über	bis	ob.	unt.	Abmaße (Gehäusebohrung)									
				Theoretisches Übermaß (+)/Spiel (-)									
				Wahrscheinliches Übermaß (+)/Spiel (-)									
mm		mm		µm									
630	800	0	-75	+80	+160	+24	+74	+24	+104	0	+32	0	+50
				-80	-235	-24	-149	-24	-179	0	-107	0	-125
				-102	-213	-41	-132	-46	-157	-12	-95	-17	-108
800	1 000	0	-100	+86	+176	+26	+82	+26	+116	0	+36	0	+56
				-86	-276	-26	-182	-26	-216	0	-136	0	-156
				-113	-249	-46	-162	-53	-189	-14	-122	-20	-136
1 000	1 250	0	-125	+98	+203	+28	+94	+28	+133	0	+42	0	+66
				-98	-328	-28	-219	-28	-258	0	-167	0	-191
				-131	-295	-52	-195	-61	-225	-17	-150	-24	-167
1 250	1 600	0	-160	+110	+235	+30	+108	+30	+155	0	+50	0	+78
				-110	-395	-30	-268	-30	-315	0	-210	0	-238
				-150	-355	-60	-238	-70	-275	-21	-189	-30	-208
1 600	2 000	0	-200	+120	+270	+32	+124	+32	+182	0	+60	0	+92
				-120	-470	-32	-324	-32	-382	0	-260	0	-292
				-170	-420	-67	-289	-82	-332	-25	-235	-35	-257
2 000	2 500	0	-250	+130	+305	+34	+144	+34	+209	0	+70	0	+110
				-130	-555	-34	-394	-34	-459	0	-320	0	-360
				-189	-496	-77	-351	-93	-400	-30	-290	-43	-317

Gehäusepassungen



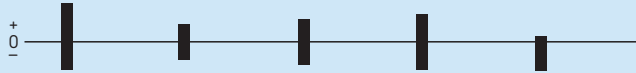
Gehäuse Bohrungsdurchmesser D		Lager Außen-durchmesser Δ_{Dmp}		Abmaße der Gehäusebohrung, Passungsübermaße und Passungsspiele bei Toleranzfeld																																	
Nennmaß		Abmaß		H7		H8		H9		H10		J6																									
über	bis	ob.	unt.	Abmaße (Gehäusebohrung)																																	
				Theoretisches Übermaß (+)/Spiel (-)																																	
				Wahrscheinliches Übermaß (+)/Spiel (-)																																	
mm		µm		µm																																	
6	10	0	-8	0	+15	0	+22	0	+36	0	+58	-4	+5	0	-23	0	-30	0	-44	0	-66	+4	-13	-3	-20	-3	-27	-3	-41	-3	-63	+2	-11				
				10	18	0	-8	0	+18	0	+27	0	+43	0	+70	-5	+6	0	-26	0	-35	0	-51	0	-78	+5	-14	-3	-23	-3	-32	-3	-48	-3	-75	+3	-12
								18	30	0	-9	0	+21	0	+33	0	+52	0	+84	-5	+8	0	-30	0	-42	0	-61	0	-93	+5	-17	-3	-27	-3	-39	-4	-57
30	50	0	-11									0	+25	0	+39	0	+62	0	+100	-6	+10	0	-36	0	-50	0	-73	0	-111	+6	-21	-4	-32	-4	-46	-5	-68
				50	80	0	-13					0	+30	0	+46	0	+74	0	+120	-6	+13	0	-43	0	-59	0	-87	0	-133	+6	-26	-5	-38	-5	-54	-5	-82
								80	120	0	-15	0	+35	0	+54	0	+87	0	+140	-6	+16	0	-50	0	-69	0	-102	0	-155	+6	-31	-5	-45	-6	-63	-6	-96
120	150	0	-18									0	+40	0	+63	0	+100	0	+160	-7	+18	0	-58	0	-81	0	-118	0	-178	+7	-36	-7	-51	-7	-74	-8	-110
				150	180	0	-25					0	+40	0	+63	0	+100	0	+160	-7	+18	0	-65	0	-88	0	-125	0	-185	+7	-43	-8	-57	-10	-78	-10	-115
								180	250	0	-30	0	+46	0	+72	0	+115	0	+185	-7	+22	0	-76	0	-102	0	-145	0	-215	+7	-52	-10	-66	-12	-90	-13	-132
250	315	0	-35									0	+52	0	+81	0	+130	0	+210	-7	+25	0	-87	0	-116	0	-165	0	-245	+7	-60	-12	-75	-13	-103	-15	-150
				315	400	0	-40					0	+57	0	+89	0	+140	0	+230	-7	+29	0	-97	0	-129	0	-180	0	-270	+7	-69	-13	-84	-15	-114	-17	-163
								400	500	0	-45	0	+63	0	+97	0	+155	0	+250	-7	+33	0	-108	0	-142	0	-200	0	-295	+7	-78	-15	-93	-17	-125	-19	-181
500	630	0	-50									0	+70	0	+110	0	+175	0	+280	-	-	0	-120	0	-160	0	-225	0	-330	-	-	-16	-104	-19	-141	-21	-204

Gehäusepassungen



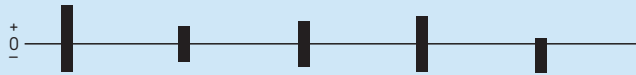
Gehäuse Bohrungsdurchmesser D		Lager Außen-durchmesser Δ_{Dmp}		Abmaße der Gehäusebohrung, Passungsübermaße und Passungsspiele bei Toleranzfeld									
Nennmaß		Abmaß		H7		H8		H9		H10		J6	
über	bis	ob.	unt.	Abmaße (Gehäusebohrung)									
				Theoretisches Übermaß (+)/Spiel (-)									
				Wahrscheinliches Übermaß (+)/Spiel (-)									
mm		µm		µm									
630	800	0	-75	0	+80	0	+125	0	+200	0	+320	-	-
				0	-155	0	-200	0	-275	0	-395	-	-
				-22	-133	-27	-173	-30	-245	-33	-362	-	-
800	1 000	0	-100	0	+90	0	+140	0	+230	0	+360	-	-
				0	-190	0	-240	0	-330	0	-460	-	-
				-27	-163	-33	-207	-39	-291	-43	-417	-	-
1 000	1 250	0	-125	0	+105	0	+165	0	+260	0	+420	-	-
				0	-230	0	-290	0	-385	0	-545	-	-
				-33	-197	-41	-249	-48	-337	-53	-492	-	-
1 250	1 600	0	-160	0	+125	0	+195	0	+310	0	+500	-	-
				0	-285	0	-355	0	-470	0	-660	-	-
				-40	-245	-51	-304	-60	-410	-67	-593	-	-
1 600	2 000	0	-200	0	+150	0	+230	0	+370	0	+600	-	-
				0	-350	0	-430	0	-570	0	-800	-	-
				-50	-300	-62	-368	-74	-496	-83	-717	-	-
2 000	2 500	0	-250	0	+175	0	+280	0	+440	0	+700	-	-
				0	-425	0	-530	0	-690	0	-950	-	-
				-59	-366	-77	-453	-91	-599	-103	-847	-	-

Gehäusepassungen



Gehäuse		Lager		Abmaße der Gehäusebohrung, Passungsübermaße und Passungsspiele bei Toleranzfeld																													
Bohrungs- durchmesser D		Außen- durchmesser Δ_{Dmp}		J7		JS5		JS6		JS7		K5																					
Nennmaß über	bis	Abmaß		Abmaße (Gehäusebohrung)																													
		ob.	unt.	Theoretisches Übermaß (+)/Spiel (-) Wahrscheinliches Übermaß (+)/Spiel (-)																													
mm		μm		μm																													
6	10	0	-8	-7	+8	-3	+3	-4,5	+4,5	-7,5	+7,5	-5	+1	+7	-16	+3	-11	+4,5	-12,5	+7,5	-15,5	+5	-9	+4	-13	+1	-9	+3	-11	+5	-13	+3	-7
				10	18	0	-8	-8	+10	-4	+4	-5,5	+5,5	-9	+9	-6	+2	+8	-18	+4	-12	+5,5	-13,5	+9	-17	+6	-10	+5	-15	+2	-10	+3	-11
18	30	0	-9	-9				+12	-4,5	+4,5	-6,5	+6,5	-10,5	+10,5	-8	+1	+9	-21	+4,5	-13,5	+6,5	-15,5	+10,5	-19,5	+8	-10	+6	-18	+2	-11	+4	-13	+7
30				50	0	-11	-11	+14	-5,5	+5,5	-8	+8	-12,5	+12,5	-9	+2	+11	-25	+5,5	-16,5	+8	-19	+12,5	-23,5	+9	-13	+7	-21	+3	-14	+5	-16	+9
50	80	0	-13				-12	+18	-6,5	+6,5	-9,5	+9,5	-15	+15	-10	+3	+12	-31	+6,5	-19,5	+9,5	-22,5	+15	-28	+10	-16	+7	-26	+3	-16	+6	-19	+10
80				120	0	-15	-13	+22	-7,5	+7,5	-11	+11	-17,5	+17,5	-13	+2	+13	-37	+7,5	-22,5	+11	-26	+17,5	-32,5	+13	-17	+8	-32	+4	-19	+6	-21	+12
120	150	0	-18				-14	+26	-9	+9	-12,5	+12,5	-20	+20	-15	+3	+14	-44	+9	-27	+12,5	-30,5	+20	-38	+15	-21	+7	-37	+4	-22	+7	-25	+13
150				180	0	-25	-14	+26	-9	+9	-12,5	+12,5	-20	+20	-15	+3	+14	-51	+9	-34	+12,5	-37,5	+20	-45	+15	-28	+6	-43	+3	-28	+6	-31	+12
180	250	0	-30				-16	+30	-10	+10	-14,5	+14,5	-23	+23	-18	+2	+16	-60	+10	-40	+14,5	-44,5	+23	-53	+18	-32	+6	-50	+4	-34	+6	-36	+13
250				315	0	-35	-16	+36	-11,5	+11,5	-16	+16	-26	+26	-20	+3	+16	-71	+11,5	-46,5	+16	+16	+26	-61	+20	-38	+4	-59	+4	-39	+7	-42	+14
315	400	0	-40				-18	+39	-12,5	+12,5	-18	+18	-28,5	+28,5	-22	+3	+18	-79	+12,5	-52,5	+18	-58	+28,5	-68,5	+22	-43	+5	-66	+4	-44	+7	-47	+15
400				500	0	-45	-20	+43	-13,5	+13,5	-20	+20	-31,5	+31,5	-25	+2	+20	-88	+13,5	-58,5	+20	-65	+31,5	-76,5	+25	-47	+5	-73	+4	-49	+8	-53	+17
500	630	0	-50				-	-	-14	+14	-22	+22	-35	+35	-	-	-	-	+14	-64	+22	-72	+35	-85	-	-	-	-	+4	-54	+9	-59	+19

Gehäusepassungen



Gehäuse Bohrungs- durchmesser D		Lager Außen- durchmesser Δ_{Dmp}		Abmaße der Gehäusebohrung, Passungsübermaße und Passungsspiele bei Toleranzfeld									
Nennmaß		Abmaß		J7	JS5	JS6	JS7	K5					
über	bis	ob.	unt.	Abmaße (Gehäusebohrung)									
				Theoretisches Übermaß (+)/Spiel (-)									
				Wahrscheinliches Übermaß (+)/Spiel (-)									
mm		μm		μm									
630	800	0	-75	-	-	-16	+16	-25	+25	-40	+40	-	-
				-	-	+16	-91	+25	-100	+40	-115	-	-
				-	-	+4	-79	+8	-83	+18	-93	-	-
800	1 000	0	-100	-	-	-18	+18	-28	+28	-45	+45	-	-
				-	-	+18	-118	+28	-128	+45	-145	-	-
				-	-	+4	-104	+8	-108	+18	-118	-	-
1 000	1 250	0	-125	-	-	-21	+21	-33	+33	-52	+52	-	-
				-	-	+21	-146	+33	-158	+52	-177	-	-
				-	-	+4	-129	+9	-134	+20	-145	-	-
1 250	1 600	0	-160	-	-	-25	+25	-39	+39	-62	+62	-	-
				-	-	+25	-185	+39	-199	+62	-222	-	-
				-	-	+4	-164	+9	-169	+22	-182	-	-
1 600	2 000	0	-200	-	-	-30	+30	-46	+46	-75	+75	-	-
				-	-	+30	-230	+46	-246	+75	-275	-	-
				-	-	+5	-205	+11	-211	+25	-225	-	-
2 000	2 500	0	-250	-	-	-35	+35	-55	+55	-87	+87	-	-
				-	-	+35	-285	+55	-305	+87	-337	-	-
				-	-	+5	-255	+12	-262	+28	-278	-	-

Gehäusepassungen



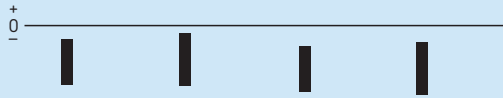
Gehäuse Bohrungs- durchmesser D		Lager Außen- durchmesser Δ_{Dmp}		Abmaße der Gehäusebohrung, Passungsübermaße und Passungsspiele bei Toleranzfeld																													
Nennmaß		Abmaß		Abmaße (Gehäusebohrung)																													
über bis		ob. unt.		K6		K7		M5		M6		M7																					
mm		μm		μm																													
				Theoretisches Übermaß (+)/Spiel (-)																													
				Wahrscheinliches Übermaß (+)/Spiel (-)																													
6	10	0	-8	-7	+2	-10	+5	-10	-4	-12	-3	-15	0	+7	-10	+10	-13	+10	-4	+12	-5	+15	-8	+5	-8	+7	-10	+8	-2	+10	-3	+12	-5
				10	18	0	-8	-9	+2	-12	+6	-12	-4	-15	-4	-18	0	+9	-10	+12	-14	+12	-4	+15	-4	+18	-8	+7	-8	+9	-11	+10	-2
18	30	0	-9	-11				+2	-15	+6	-14	-4	-17	-4	-21	0	+11	-11	+15	-15	+14	-4	+17	-5	+21	-9	+8	-8	+12	-12	+12	-2	+14
30				50	0	-11	-13	+3	-18	+7	-16	-5	-20	-4	-25	0	+13	-14	+18	-18	+16	-6	+20	-7	+25	-11	+10	-11	+14	-14	+13	-3	+17
50	80	0	-13				-15	+4	-21	+9	-19	-6	-24	-5	-30	0	+15	-17	+21	-22	+19	-7	+24	-8	+30	-13	+11	-13	+16	-17	+16	-4	+20
80				120	0	-15	-18	+4	-25	+10	-23	-8	-28	-6	-35	0	+18	-19	+25	-25	+23	-7	+28	-9	+35	-15	+13	-14	+20	-20	+19	-3	+23
120	150	0	-18				-21	+4	-28	+12	-27	-9	-33	-8	-40	0	+21	-22	+28	-30	+27	-9	+33	-10	+40	-18	+15	-16	+21	-23	+22	-4	+27
150				180	0	-25	-21	+4	-28	+12	-27	-9	-33	-8	-40	0	+21	-22	+28	-37	+27	-16	+33	-17	+40	-25	+14	-22	+20	-29	+21	-10	+26
180	250	0	-30				-24	+5	-33	+13	-31	-11	-37	-8	-46	0	+24	-35	+33	-43	+31	-19	+37	-22	+46	-30	+16	-27	+23	-33	+25	-13	+29
250				315	0	-35	-27	+5	-36	+16	-36	-13	-41	-9	-52	0	+27	-40	+36	-51	+36	-22	+41	-26	+52	-35	+18	-31	+24	-39	+28	-14	+32
315	400	0	-40				-29	+7	-40	+17	-39	-14	-46	-10	-57	0	+29	-47	+40	-57	+39	-26	+46	-30	+57	-40	+18	-36	+27	-44	+31	-18	+35
400				500	0	-45	-32	+8	-45	+18	-43	-16	-50	-10	-63	0	+32	-53	+45	-63	+43	-29	+50	-35	+63	-45	+20	-41	+30	-48	+34	-20	+38
500	630	0	-50				-44	0	-70	0	-	-	-70	-26	-96	-26	+44	-50	+70	-50	-	-	+70	-24	+96	-24	+31	-37	+54	-34	-	-	+57

Gehäusepassungen



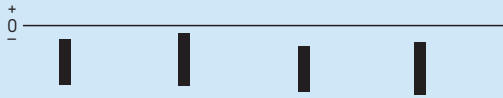
Gehäuse Bohrungs- durchmesser D		Lager Außen- durchmesser Δ_{Dmp}		Abmaße der Gehäusebohrung, Passungsübermaße und Passungsspiele bei Toleranzfeld									
Nennmaß		Abmaß		K6		K7		M5		M6		M7	
über	bis	ob.	unt.	Abmaße (Gehäusebohrung)									
				Theoretisches Übermaß (+)/Spiel (-)									
				Wahrscheinliches Übermaß (+)/Spiel (-)									
mm		μm		μm									
630	800	0	-75	-50	0	-80	0	-	-	-80	-30	-110	-30
				+50	-75	+80	-75	-	-	+80	-45	+110	-45
				+33	-58	+58	-53	-	-	+63	-28	+88	-23
800	1 000	0	-100	-56	0	-90	0	-	-	-90	-34	-124	-34
				+56	-100	+90	-100	-	-	+90	-66	+124	-66
				+36	-80	+63	-73	-	-	+70	-46	+97	-39
1 000	1 250	0	-125	-66	0	-105	0	-	-	-106	-40	-145	-40
				+66	-125	+105	-125	-	-	+106	-85	+145	-85
				+42	-101	+72	-92	-	-	+82	-61	+112	-52
1 250	1 600	0	-160	-78	0	-125	0	-	-	-126	-48	-173	-48
				+78	-160	+125	-160	-	-	+126	-112	+173	-112
				+48	-130	+85	-120	-	-	+96	-82	+133	-72
1 600	2 000	0	-200	-92	0	-150	0	-	-	-158	-58	-208	-58
				+92	-200	+150	-200	-	-	+150	-142	+208	-142
				+57	-165	+100	-150	-	-	+115	-107	+158	-92
2 000	2 500	0	-250	-110	0	-175	0	-	-	-178	-68	-243	-68
				+110	-250	+175	-250	-	-	+178	-182	+243	-182
				+67	-207	+116	-191	-	-	+135	-139	+184	-123

Gehäusepassungen



Gehäuse		Lager		Abmaße der Gehäusebohrung, Passungsübermaße und Passungsspiele bei Toleranzfeld																											
Bohrungs- durchmesser D		Außen- durchmesser Δ_{Dmp}		N6		N7		P6		P7																					
Nennmaß		Abmaß		Abmaße (Gehäusebohrung)																											
über		bis		Theoretisches Übermaß (+)/Spiel (-)																											
		ob.																													
		unt.		Wahrscheinliches Übermaß (+)/Spiel (-)																											
mm		μm	μm	μm																											
6	10	0	-8	-16	-7	-19	-4	-21	-12	-24	-9	+16	-1	+19	-4	+21	+4	+24	+1	+14	+1	+16	-1	+19	+6	+21	+4				
				10	18	0	-8	-20	-9	-23	-5	-26	-15	-29	-11	+20	+1	+23	-3	+26	+7	+29	+3	+18	+3	+20	0	+24	+9	+26	+6
								18	30	0	-9	-24	-11	-28	-7	-31	-18	-35	-14	+24	+2	+28	-2	+31	+9	+35	+5	+21	+5	+25	+1
30	50	0	-11									-28	-12	-33	-8	-37	-21	-42	-17	+28	+1	+33	-3	+37	+10	+42	+6	+25	+4	+29	+1
				50	80	0	-13					-33	-14	-39	-9	-45	-26	-51	-21	+33	+1	+39	-4	+45	+13	+51	+8	+29	+5	+34	+1
								80	120	0	-15	-38	-16	-45	-10	-52	-30	-59	-24	+38	+1	+45	-5	+52	+15	+59	+9	+33	+6	+40	0
120	150	0	-18									-45	-20	-52	-12	-61	-36	-68	-28	+45	+2	+52	-6	+61	+18	+68	+10	+39	+8	+45	+1
				150	180	0	-25					-45	-20	-52	-12	-61	-36	-68	-28	+45	-5	+52	-13	+61	+11	+68	+3	+38	+2	+44	-5
								180	250	0	-30	-51	-22	-60	-14	-70	-41	-79	-33	+51	-8	+60	-16	+70	+11	+79	+3	+43	0	+50	-6
250	315	0	-35									-57	-25	-66	-14	-79	-47	-88	-36	+57	-10	+66	-21	+79	+12	+88	+1	+48	-1	+54	-9
				315	400	0	-40					-62	-26	-73	-16	-87	-51	-98	-41	+62	-14	+73	-24	+87	+11	+98	+1	+51	-3	+60	-11
								400	500	0	-45	-67	-27	-80	-17	-95	-55	-108	-45	+67	-18	+80	-28	+95	+10	+108	0	+55	-6	+65	-13
500	630	0	-50									-88	-44	-114	-44	-122	-78	-148	-78	+88	-6	+114	-6	+122	+28	+148	+28	+75	+7	+98	+10

Gehäusepassungen



Gehäuse Bohrungsdurchmesser D		Lager Außen-durchmesser Δ_{Dmp}		Abmaße der Gehäusebohrung, Passungsübermaße und Passungsspiele bei Toleranzfeld							
Nennmaß		Abmaß		N6		N7		P6		P7	
über	bis	ob.	unt.	Abmaße (Gehäusebohrung)							
				Theoretisches Übermaß (+)/Spiel (-)							
				Wahrscheinliches Übermaß (+)/Spiel (-)							
mm		μm		μm							
630	800	0	-75	-100	-50	-130	-50	-138	-88	-168	-88
				+100	-25	+130	-25	+138	+13	+168	+13
				+83	-8	+108	-3	+121	+30	+146	+35
800	1 000	0	-100	-112	-56	-146	-56	-156	-100	-190	-100
				+112	-44	+146	-44	+156	0	+190	0
				+92	-24	+119	-17	+136	+20	+163	+27
1 000	1 250	0	-125	-132	-66	-171	-66	-186	-120	-225	-120
				+132	-59	+171	-59	+186	-5	+225	-5
				+108	-35	+138	-26	+162	+19	+192	+28
1 250	1 600	0	-160	-156	-78	-203	-78	-218	-140	-265	-140
				+156	-82	+203	-82	+218	-20	+265	-20
				+126	-52	+163	-42	+188	+10	+225	+20
1 600	2 000	0	-200	-184	-92	-242	-92	-262	-170	-320	-170
				+184	-108	+242	-108	+262	-30	+320	-30
				+149	-73	+192	-58	+227	+5	+270	+20
2 000	2 500	0	-250	-220	-110	-285	-110	-305	-195	-370	-195
				+220	-140	+285	-140	+305	-55	+370	-55
				+177	-97	+226	-81	+262	-12	+311	+4

Maß-, Form- und Laufgenauigkeit der Gegenstücke

Die Genauigkeit von zylindrischen Lagersitzen auf Wellen und in Gehäusen, von Auflageflächen für Axiallagerscheiben und von Anlageflächen für Lagerringe an Wellen- oder Gehäuseschultern usw. sollte der Genauigkeit der verwendeten Lager entsprechen. Bei der Bearbeitung der Gegenstücke empfiehlt es sich, die folgenden Richtwerte für die Maß-, Form- und Laufgenauigkeit einzuhalten.

Maßtoleranzen

Für Lager mit Normaltoleranzen sollte die Maßgenauigkeit der zylindrischen Wellensitze mindestens dem Grundtoleranzgrad IT6 und die der Gehäusesitze mindestens dem Grundtoleranzgrad IT7 entsprechen. Bei Befestigung mit Spann- oder Abziehhülsen sind für den Hülsensitz größere Durchmessertoleranzen (Grundtoleranzgrad IT9 oder IT10) zulässig als für zylindrische Lagersitze (→ **Tabelle 9**). Die Zahlenwerte für die Grundtoleranzgrade nach DIN ISO 286-1:1988 können **Tabelle 10** entnommen werden. Bei Lagern mit höherer Genauigkeit sind entsprechend genauere Toleranzgrade einzuhalten.

Zylinderformtoleranz

Die Zylinderformtoleranz entsprechend der Definition in DIN EN ISO 1101:2006 sollte für Lagersitze je nach Anforderungen um 1 bis 2 Grundtoleranzgrade besser sein als die vorgeschriebene Maßtoleranz. Bei einem z.B. nach m6 bearbeiteten zylindrischen Lagersitz auf der Welle sollte demnach die Formgenauigkeit dem Grundtoleranzgrad IT5 bzw. IT4 entsprechen. Der Toleranzwert t_1 für die Zylinderform ergibt sich zum Beispiel bei einem angenommenen Wellendurchmesser von 150 mm aus $t_1 = IT5/2 = 18/2 = 9 \mu\text{m}$. Der Toleranzwert t_1 gilt für den Radius, für den Wellendurchmesser deshalb $2 \times t_1$. Richtwerte für die Zylinderformtoleranz und für die Gesamtrundlauf-toleranz sind in **Tabelle 11, Seite 196**, angegeben.

Bei Befestigung mit Spann- oder Abziehhülse muss die Zylinderformtoleranz des Hülsensitzes IT5/2 (bei h9) bzw. IT7/2 (bei h10) entsprechen (→ **Tabelle 9**).

Toleranz für die Rechtwinkligkeit

Bei Anlageflächen für Lagerringe an Schultern usw. ist eine Rechtwinkligkeitstoleranz entsprechend der Definition in DIN EN ISO 1101: 2006 einzuhalten, die um mindestens einen Grundtoleranzgrad gegenüber der Durchmessertoleranz des anschließenden zylindrischen Sitzes eingeschränkt ist. Bei Auflageflächen für Axiallagerscheiben sollte die Rechtwinkligkeitstoleranz den durch IT5 festgelegten Wert nicht überschreiten. Richtwerte für die Rechtwinkligkeitstoleranz und für die Gesamtplanlauf-toleranz sind in **Tabelle 11, Seite 196**, angegeben.

Tabelle 9

Wellentoleranzen für Lager mit Hülsenbefestigung

Wellen- durchmesser d Nennmaß über bis		Durchmesser- und Zylinderformtoleranzen					
		h9 Abmaß ob. unt.		IT5 ¹⁾ max		h10 Abmaß ob. unt.	
mm		µm					
10	18	0	-43	8	0	-70	18
18	30	0	-52	9	0	-84	21
30	50	0	-62	11	0	-100	25
50	80	0	-74	13	0	-120	30
80	120	0	-87	15	0	-140	35
120	180	0	-100	18	0	-160	40
180	250	0	-115	20	0	-185	46
250	315	0	-130	23	0	-210	52
315	400	0	-140	25	0	-230	57
400	500	0	-155	27	0	-250	63
500	630	0	-175	32	0	-280	70
630	800	0	-200	36	0	-320	80
800	1 000	0	-230	40	0	-360	90
1 000	1 250	0	-260	47	0	-420	105

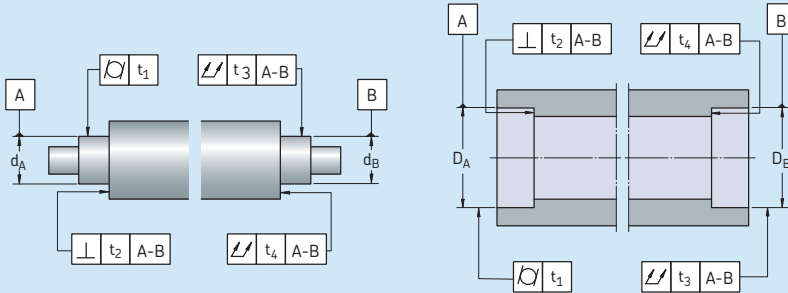
¹⁾ Da bei der Zylinderformtoleranz entsprechend DIN EN ISO 1101:2006 die Toleranzzone durch zwei koaxiale Zylinder mit dem Abstand $t = IT/2$ begrenzt wird und für die Zylinderformtoleranz der Hülsensitze IT5/2 bzw. IT7/2 empfohlen werden, sind die angegebenen Werte zu halbieren.

Tabelle 10

ISO-Grundtoleranzen für Längenmaße (Länge, Breite, Durchmesser usw.)

Nennmaß über bis		Zahlenwerte der Grundtoleranzen											
		IT1 max	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12
mm		µm											
1	3	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100
3	6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120
6	10	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150
10	18	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180
18	30	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210
30	50	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250
50	80	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300
80	120	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350
120	180	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400
180	250	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460
250	315	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520
315	400	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570
400	500	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630
500	630	-	-	-	-	32	44	70	110	175	280	440	700
630	800	-	-	-	-	36	50	80	125	200	320	500	800
800	1 000	-	-	-	-	40	56	90	140	230	360	560	900
1 000	1 250	-	-	-	-	47	66	105	165	260	420	660	1050
1 250	1 600	-	-	-	-	55	78	125	195	310	500	780	1250
1 600	2 000	-	-	-	-	65	92	150	230	370	600	920	1 500
2 000	2 500	-	-	-	-	78	110	175	280	440	700	1 100	1 750

Form- und Lagegenauigkeit von Lagersitzen auf Wellen und in Gehäusen



Tolerierte Fläche
Eigenschaft

Symbol für Toleranzart

Toleranzwert

Zulässige Abweichungen

Lager der Toleranzklasse¹⁾

Normal, CLN

P6

P5



Zylindrischer Sitz

Zylinderform		t ₁	IT5/2	IT4/2	IT3/2	IT2/2
Gesamtrundlauf		t ₃	IT5/2	IT4/2	IT3/2	IT2/2
Ebene Anlagefläche						
Rechtwinkligkeit		t ₂	IT5	IT4	IT3	IT2
Gesamtplanlauf		t ₄	IT5	IT4	IT3	IT2

Erläuterung



Bei normalen Anforderungen Bei besonderen Anforderungen hinsichtlich Laufgenauigkeit oder gleichmäßiger Abstützung

¹⁾ Für Lager mit höherer Genauigkeit (P4 usw.) siehe SKF Katalog "Hochgenauigkeitslager".

Toleranzen für kegelige Lagersitze

Bei Befestigung von Lagern direkt auf kegeligem Wellenzapfen sind größere Durchmesser-toleranzen zulässig als für zylindrische Lagersitze. Die Maßgenauigkeit der kegeligen Lagersitze kann daher, wie in **Bild 18** gezeigt, dem Toleranzgrad 9 entsprechen. Für die Formgenauigkeit empfiehlt es sich jedoch, die gleichen Toleranzgrade anzusetzen wie für die zylindrischen Lagersitze. Damit gelten für die kegeligen Lagersitze die folgenden SKF Toleranzempfehlungen:

- Die zulässige Abweichung des Kegelwinkels ist als symmetrische Plus/Minus-Toleranz festzulegen, die innerhalb des Wertes IT7/2, bezogen auf die Lagerbreite B, liegen soll (→ **Bild 18**). Die zulässige Abweichung der Kegelsteigung beträgt damit

$$\Delta_k = IT7/2 B$$

Folglich ergibt sich für die Kegelsteigung der zulässige Schwankungsbereich aus

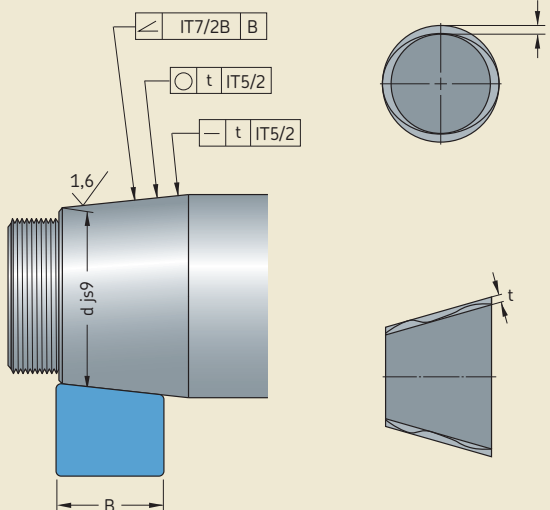
$$V_k = 1/k \pm IT7/2 B$$

Hierin sind

- V_k der zulässige Schwankungsbereich für die Kegelsteigung
- Δ_k die zulässige Abweichung der Kegelsteigung
- k der Faktor für die Kegelsteigung
12 für Kegel 1:12
30 für Kegel 1:30
- B die Lagerbreite, mm
- IT7 der Wert für die Grundtoleranz in Abhängigkeit von der Lagerbreite, mm

- Für die Geradheit ist die Toleranz $t = IT5/2$, bezogen auf den Bohrungsdurchmesser d des Lagers, festzulegen. Die Geradheitstoleranz ist definiert als die in jeder Axialebene des kegeligen Wellenzapfens durch zwei parallele Geraden im Abstand t begrenzte Toleranzzone.
- Für die Rundheit ist die Toleranz $t = IT5/2$, bezogen auf den Bohrungsdurchmesser d des Lagers, festzulegen. Bei erhöhten Anforderungen an die Laufgenauigkeit ist eine Toleranz nach IT4/2 anzustreben. Die Geradheitstoleranz ist definiert als die durch zwei konzentrische Kreise in Abstand t begrenzte Toleranzzone, in der die Umfangslinien des kegeligen Wellenzapfens in beliebiger Radialebene liegen müssen.

Bild 18



Gestaltung der Lagerungen

Die Einhaltung der empfohlenen Toleranzen kann am besten überprüft werden mit speziellen, auf zwei Messbügeln basierenden Kegelmessgeräten oder mit Bügelmessschrauben. In der Praxis werden vielfach die einfacheren, aber weniger genauen Kegellehrringe oder Tuschierlineale eingesetzt.

Rauheit der Lagersitzflächen

Die Rauheit von Lagersitzflächen wirkt sich nicht in gleichem Maße auf die Lagerfunktion aus wie deren Maß-, Form- und Lagegenauigkeit. Andererseits aber wird das erwartete Passungsübermaß und damit der Passungscharakter um so besser eingehalten, je geringer die Rauheit der Passflächen ist. Bei untergeordneten Lagerungen sind verhältnismäßig große Werte für die Oberflächenrauheit zulässig.

Für Lagerungen, an deren Genauigkeit höhere Ansprüche gestellt werden, sind in **Tabelle 12**, in Abhängigkeit von der Maßgenauigkeit der Lagersitze, Richtwerte für den Mittenrauwert R_a angegeben. Diese Richtwerte gelten bei geschliffenen Sitzflächen, was bei Wellensitzen für Wälzlager als normal vorausgesetzt werden kann.

Laufbahnen auf Wellen und in Gehäusen

Laufbahnen auf Gegenstücken für Zylinderrollenlager ohne den freien Lagerring bzw. für Axial-Rollenkränze müssen eine Härte von 58 bis 64 HRC aufweisen, wenn die Tragfähigkeit des Lagers oder des Wälzkörperkranzes voll genutzt werden soll.

Erforderlich ist außerdem eine Rauheit $R_a \leq 0,2 \mu\text{m}$ bzw. $R_z \leq 1 \mu\text{m}$. Bei geringeren Ansprüchen an die Lagerung sind auch geringere Härten und höhere Rauheitswerte zulässig.

Bei Radiallagern dürfen die Abweichungen von der

- Rundheit nicht mehr als 25 % und von der
- Zylinderform nicht mehr als 50 % der jeweiligen Durchmesser-toleranz der Laufbahn betragen.

Für die Laufbahnen von Axial-Rollenkränzen gelten die gleichen zulässigen Axialschläge wie für die Wellen- und Gehäusescheiben entsprechend **Tabelle 10, Seite 132**.

Als Werkstoffe für die Laufbahnen eignen sich

- durchhärtende Stähle, z.B. der Wälzlagerstahl 100Cr6 nach DIN EN ISO 683-17:2000,
- Einsatzstähle nach DIN EN 10084:1998 und DIN EN ISO 683-17:2000, z.B. 20Cr3 oder 17MnCr5 oder auch
- induktionshärtende Stähle, die partiell gehärtet werden können.

Die Einhärtetiefe, die für Laufbahnen auf Gegenstücken aus Einsatzstahl angestrebt werden sollte, hängt von verschiedenen Einflussfaktoren ab, u.a. vom Verhältnis der dynamischen und statischen Belastungen zur dynamischen und statischen Tragfähigkeit der Lager (P/C bzw. P_0/C_0) sowie der Kernhärte. Es ist daher nicht ohne weiteres möglich, allgemein gültige Richtlinien anzugeben. Beispielsweise liegt bei rein statischer Belastung bis zur Höhe der statischen Tragzahl und einer Kernhärte von 350 HV die empfohlene Einhärtetiefe in der Größenordnung von $0,1 \times$ Wälzkörperdurchmesser. Bei dynamischen Belastungen ist eine geringere Einhärtetiefe zulässig. In Einzelfällen wenden Sie sich bitte an den Technischen SKF Beratungsservice.

Tabelle 12

Richtwerte für die Rauheit der Lagersitzflächen

Durchmesser des Lagersitzes d (D) ¹⁾	Empfohlener Mittenrauwert R_a für geschliffene Lagersitze Durchmessertoleranz entsprechend			
		über	bis	
mm	μm	IT7	IT6	IT5
–	80	1,6 (N7)	0,8 (N6)	0,4 (N5)
80	500	1,6 (N7)	1,6 (N7)	0,8 (N6)
500	1 250	3,2 (N8) ²⁾	1,6 (N7)	1,6 (N7)

¹⁾ Richtwerte für Durchmesser über 1 250 mm sind beim Technischen SKF Beratungsservice anzufragen.

²⁾ Bei Einbau mit Hilfe des Druckölverfahrens sollte $R_a = 1,6 \mu\text{m}$ nicht überschritten werden.

Axiale Befestigung der Lager

Im Allgemeinen reicht eine feste Passung alleine nicht aus, um einen Lagerring auch in axialer Richtung auf der Welle oder in der Gehäusebohrung festzulegen. In der Regel wird daher eine geeignete axiale Befestigung oder Sicherung erforderlich.

Bei Festlagern werden beide Lagerringe nach beiden Seiten axial festgelegt.

Bei Loslagern dagegen wird, sofern es sich um Lager handelt, die Axialverschiebungen nicht im Lager selbst ausgleichen, nur der Ring mit der festeren Passung – in der Regel der Innenring – axial befestigt. Der andere Ring muss sich ungehindert gegenüber dem Gegenstück in axialer Richtung verschieben können. Bei Lagern, die Axialverschiebungen innerhalb des Lagers ausgleichen, wie z.B. CARB Toroidalrollenlager, müssen beide Lagerringe axial festgelegt werden.

Bei gegenseitiger Führung genügt es, die Lagerringe jeweils nach einer Seite festzulegen.

Arten der Befestigung

Lager mit zylindrischer Bohrung

Lagerringe mit fester Passung werden im Allgemeinen so eingebaut, dass sie sich an einer Seite gegen eine Schulter an der Welle oder an einer Gehäuseschulter (→ Bild 19) abstützen. Auf der gegenüberliegenden Seite werden Innenringe im Allgemeinen mit Hilfe einer Wellenmutter (Abschnitt "Wellenmutter" ab Seite 1007) befestigt, z.B. mit einer KM-Wellenmutter mit

Bild 19

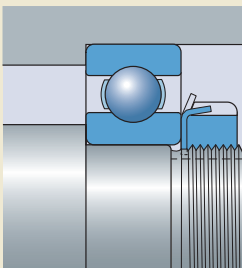


Bild 20

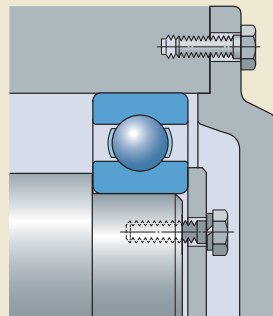


Bild 21

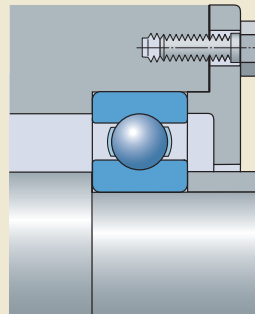
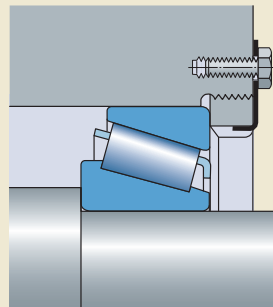


Bild 22



Gestaltung der Lagerungen

MB-Sicherungsblech (→ **Bild 19, Seite 199**). Sie können auch mit einer an der Stirnfläche der Welle angeschraubten Endscheibe gesichert werden (→ **Bild 20, Seite 199**). Außenringe werden meist durch den Abschlusdeckel der Gehäusebohrung (→ **Bild 21, Seite 199**), in Sonderfällen auch durch einen Gewinding (→ **Bild 22, Seite 199**) festgelegt.

Statt gegen feste Wellen- und Gehäuseschultern werden die Lager häufig auch gegen Abstandsringe oder -hülsen zwischen den Lagerringen oder zwischen einem Lagerring und dem benachbarten Maschinenteil, z.B. einem Zahnrad, eingebaut (→ **Bild 23**).

Die axiale Befestigung von Wälzlagern mit Sprengringen ist platz sparend, ermöglicht einen schnellen Ein- und Ausbau und vereinfacht die Bearbeitung der Gegenstücke. Wenn größere Axialkräfte zu übertragen sind, wird zwischen Lagerring und Sprengring ein Stützring angeordnet, um die Biegebeanspruchung am Sprengring herabzusetzen (→ **Bild 24**). Das stets vorhandene Axialspiel zwischen Sprengring und Ringnut kann – falls erforderlich – durch eine entsprechende Tolerierung des Stützrings oder durch zusätzliche Passscheiben ausgeglichen werden. Lager mit Ringnut im Außenring (→ **Bild 23**) lassen sich mit einem Sprengring besonders platz sparend und einfach befestigen (→ Abschnitt "Rillenkugellager", **Seite 287**).

Weitere Möglichkeiten der axialen Befestigung, die vor allem für Lagerungen hoher Genauigkeit in Frage kommen, sind durch kraftschlüssige Pressverbände gegeben, z.B. in Form von Stufenverbänden. Weitere Informationen

dazu enthält der SKF Katalog "Hochgenauigkeitslager".

Bild 23

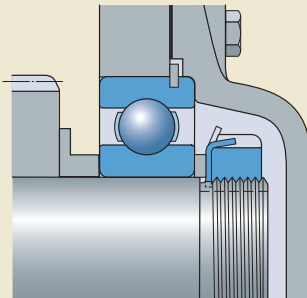
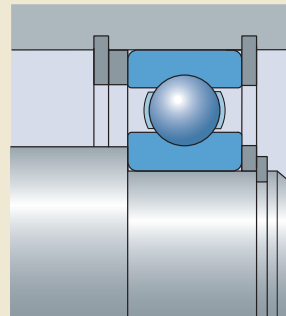


Bild 24



Lager mit kegelliger Bohrung

Lager mit kegelliger Bohrung, die unmittelbar auf einem kegeligen Zapfen angeordnet sind, werden meist mit einer Mutter auf dem Zapfengewinde axial festgelegt (→ **Bild 25**).

Die axiale Befestigung von Lagern auf Spannhülsen erfolgt im Allgemeinen auf der einen Seite durch einen Abstandsring zwischen Wellenschulter und Innenring und auf der gegenüberliegenden Seite durch die Hülsenmutter (→ **Bild 26**). Bei Befestigung auf durchgehend glatten Wellen (→ **Bild 27**) ist die axiale Belastbarkeit des Lagers von der Reibung zwischen Welle und Hülse abhängig; Einzelheiten dazu in den Abschnitten

- "Pendelkugellager" ab **Seite 469** und
- "Pendelrollenlager" ab **Seite 695**.

Bei Lagern auf Abziehhülse muss der Innenring gegen eine Anlagefläche abgestützt sein, z.B. gegen einen an einer Wellenschulter anliegenden Abstandsring, der gleichzeitig auch als Labyrinthring ausgeführt sein kann. Die Abziehhülse selbst wird durch eine Wellenmutter oder durch eine Endscheibe axial gesichert (→ **Bild 28**).

Bild 26

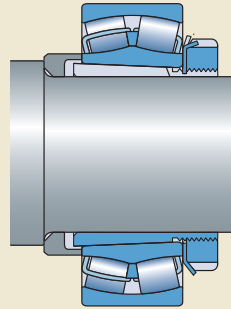


Bild 27



Bild 25

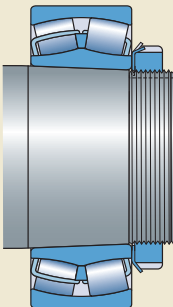
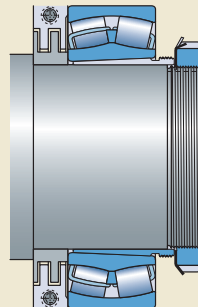


Bild 28



Anschlussmaße

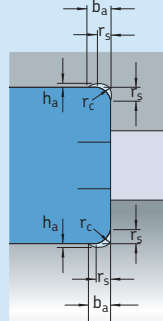
Die Anschlussmaße, d.h. die Durchmesser von Wellen- oder Gehäuseschultern, Abstandsringen usw., werden grundsätzlich so festgelegt, dass einerseits genügend große Anlageflächen für die Lagerringe vorhanden sind und andererseits umlaufende Teile des Lagers nicht an den Gegenstücken oder sonstigen feststehenden Teilen anstreifen können. Zweckmäßige Anschlussmaße sind in den Produkttabellen angegeben.

Der Übergang vom Lagersitz zur Wellen- oder Gehäuseschulter kann mit einer Rundung oder auch mit einem Freistich ausgeführt werden. Für Rundungen sind die in den Produkttabellen angegebenen Anschlussmaße r_a und r_b zu verwenden. Geeignete Abmessungen für Freistiche können **Tabelle 13** entnommen werden.

Die Beanspruchung einer abgesetzten Welle ist um so günstiger, je größer der Radius der Rundung am Übergang zur Wellenschulter ist. Bei hoch belasteten Wellen wird daher meist eine größere Rundung erforderlich. In diesem Fall muss zwischen Lagerinnenring und Wellenschulter ein Abstandsring vorgesehen werden, der eine genügend große Anlagefläche für den Lagerring bietet und auf der der Wellenschulter zugekehrten Seite so abgeschrägt sein muss, dass er nicht in der Rundung anliegt (→ **Bild 29**).

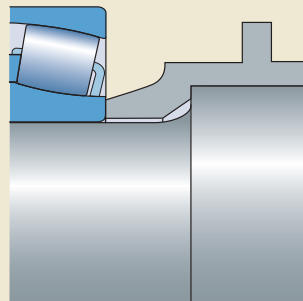
Tabelle 13

Freistiche



Kanten- abstand r_s	Freistich		
	b_a	h_a	r_c
mm	mm		
1	2	0,2	1,3
1,1	2,4	0,3	1,5
1,5	3,2	0,4	2
2	4	0,5	2,5
2,1	4	0,5	2,5
3	4,7	0,5	3
4	5,9	0,5	4
5	7,4	0,6	5
6	8,6	0,6	6
7,5	10	0,6	7
9,5	12	0,6	9

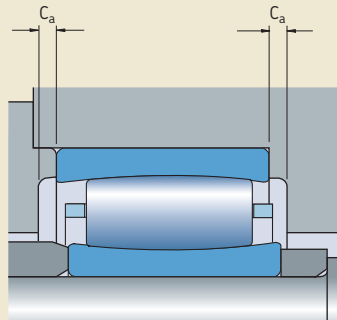
Bild 29



CARB Toroidalrollenlager

CARB Toroidalrollenlager gleichen Längenänderungen der Welle innerhalb des Lagers aus. Um die axiale Verschiebung der Welle gegenüber dem Gehäuse sicherzustellen, sind an beiden Stirnseiten der Lager Freiräume " C_a " vorzusehen (→ Bild 30).

Weitere Informationen enthält der Abschnitt "CARB Toroidalrollenlager" ab Seite 779.



Montagegerechte Konstruktion der Gegenstücke

Vor allem bei größeren Lagerungen müssen vielfach konstruktiv Vorkehrungen getroffen werden, damit der Ein- und Ausbau der Lager vereinfacht oder überhaupt erst ermöglicht wird. Wenn beispielsweise an den Wellen- oder Gehäuseschultern Aussparungen vorgesehen sind, können beim Ausbau problemlos Abziehwerkzeuge angesetzt werden (→ **Bild 31**). Gewindebohrungen in Gehäuseschultern ermöglichen das Anbringen von Abdrückschrauben (→ **Bild 32**).

Wenn für den Ein- und Ausbau von Lagern auf kegeligem Zapfen oder für den Ausbau von Lagern auf zylindrischem Sitz die Anwendung des Druckölverfahrens vorgesehen ist, sind Ölzuführbohrungen und Ölverteilungsritzen in der Welle erforderlich (→ **Bild 33**). Der Abstand der Ölverteilungsritze zu derjenigen Seite, von der aus der Ein- oder Ausbau erfolgt, soll etwa ein Drittel der Lagersitzbreite betragen. Empfohlene Abmessungen für die Ölverteilungsritze, die Ölzuführbohrungen und die Anschlussgewinde können den **Tabellen 14** und **15** entnommen werden.

Bild 31

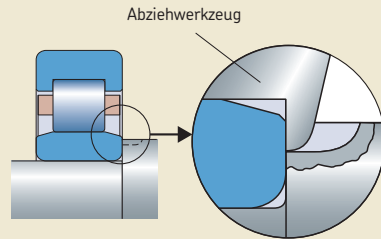


Bild 32

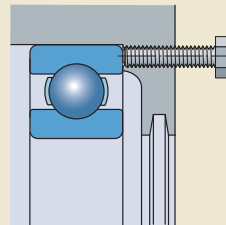


Bild 33

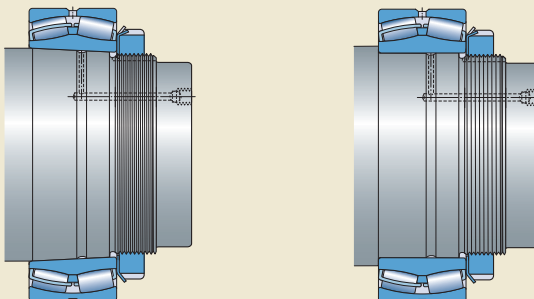
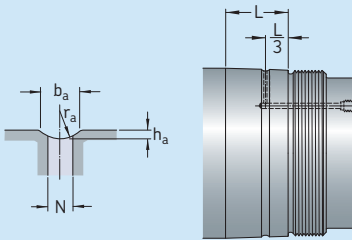


Tabelle 14

Ölverteilernten und Zuführbohrungen

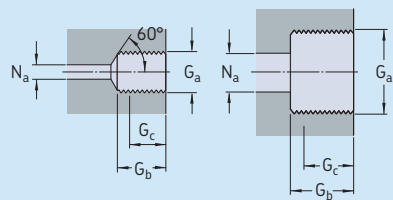


Durchmesser der Sitzfläche über bis		Abmessungen			
		b_a	h_a	r_a	N
mm		mm			
-	100	3	0,5	2,5	2,5
100	150	4	0,8	3	3
150	200	4	0,8	3	3
200	250	5	1	4	4
250	300	5	1	4	4
300	400	6	1,25	4,5	5
400	500	7	1,5	5	5
500	650	8	1,5	6	6
650	800	10	2	7	7
800	1 000	12	2,5	8	8

L = Breite des Lagersitzes

Tabelle 15

Anschlussgewinde und -bohrungen



Ausführung A

Ausführung B

Gewinde G_a	Ausführung	Abmessungen G_b	Abmessungen G_c ¹⁾	N_a max
-	-	mm		
M 6	A	10	8	3
G 1/8	A	12	10	3
G 1/4	A	15	12	5
G 3/8	B	15	12	8
G 1/2	B	18	14	8
G 3/4	B	20	16	8

¹⁾ Effektive Gewindelänge

Vorspannen von Lagern

Je nach Anwendungsfall ist für Wälzlagerungen ein positives oder negatives Betriebsspiel erforderlich. In der Mehrzahl der Anwendungsfälle gilt, dass das Betriebsspiel positiv sein muss, d.h. dass im Betriebszustand ein – wenn auch geringes – Spiel in den Lagern verbleiben soll (→ Abschnitt "Lagerluft", Seite 137).

In manchen Fällen allerdings, z.B. bei Arbeitsspindellagerungen von Werkzeugmaschinen, Ritzzellagerungen in Kraftfahrzeug-Achsantrieben, Lagerungen von kleinen Elektromotoren oder Lagerungen mit oszillierenden Bewegungen wird ein negatives Betriebsspiel, d.h. eine Vorspannung, angestrebt, um die Steifigkeit der Lagerung oder die Laufgenauigkeit zu erhöhen. Vorspannung, etwa durch Federn, wird beispielsweise aber auch dann vorgesehen, wenn Lager in bestimmten Betriebszuständen möglicherweise ohne oder mit nur kleiner Belastung, aber mit hoher Drehzahl umlaufen. In diesem Fall dient die Vorspannung dazu, eine Mindestbelastung der Lager sicherzustellen und damit Schäden an den Lagern infolge von Gleitbewegungen zu verhindern (→ Abschnitt "Erforderliche Mindestbelastung", Seite 75).

Arten der Vorspannung

Je nach Lagerart wird zwischen radialer und axialer Vorspannung unterschieden. Zylinderrollenlager beispielsweise können aufgrund ihrer Konstruktion nur radial, Axial-Rillenkugellager und Axial-Zylinderrollenlager dagegen nur axial

Bild 34

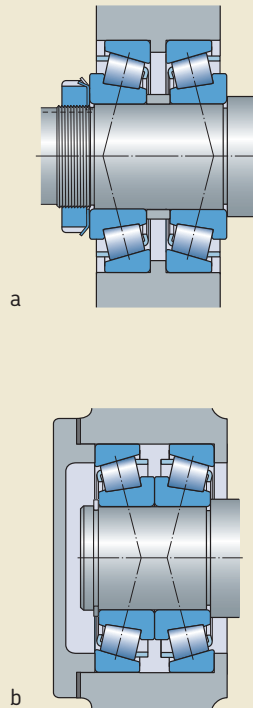
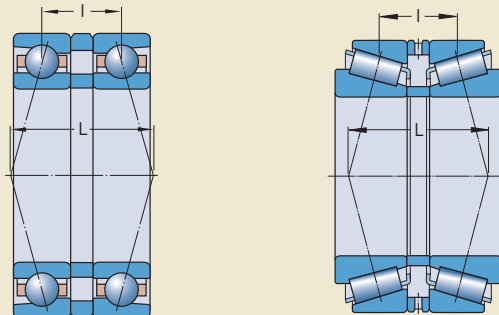


Bild 35



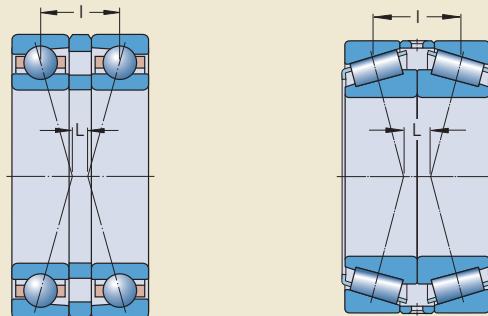
vorgespannt werden. Einreihige Schrägkugellager und Kegelrollenlager (→ **Bild 34**), die im Allgemeinen stets zusammen mit einem zweiten Lager der gleichen Art in O- (**a**) oder X-Anordnung (**b**) eingebaut werden müssen, werden axial vorgespannt. Rillenkugellager werden normalerweise ebenfalls axial vorgespannt; Voraussetzung ist allerdings, dass die Lager eine größere Radialluft (z.B. C3) aufweisen, damit sich, wie beim Schrägkugellager, ein Berührungswinkel größer null einstellt.

Sowohl bei Schrägkugellagern als auch bei Kegelrollenlagern ist der Abstand L zwischen den Druckmittelpunkten im Vergleich zum Abstand l der beiden Lagermittelpunkte bei O-Anordnung größer (→ **Bild 35**), bei X-Anordnung dagegen kleiner (→ **Bild 36**). In O-Anordnung können daher die Lager selbst bei verhältnismäßig kleinem Lagermittenabstand ein großes Kippmoment aufnehmen. Außerdem sind die aus der Momentenbelastung resultierenden Radialkräfte und die dadurch hervorgerufenen Verformungen in den Lagern kleiner als bei X-Anordnung.

Wird die Welle im Betrieb wärmer als das Gehäuse, so steigt im Allgemeinen die während des Einbaus bei Umgebungstemperatur eingestellte Lagervorspannung an, und zwar bei X-Anordnung stärker als bei O-Anordnung. In beiden Fällen wirken sich die Wärmedehnungen in radialer Richtung dahingehend aus, dass das Lagerspiel verringert wird bzw. die Vorspannung steigt. Diese Tendenz wird durch die axialen Wärmedehnungen bei der X-Anordnung noch verstärkt, bei der O-Anordnung dagegen abgeschwächt. Einen

bestimmten Lagerabstand und gleiche Wärmedehnkoeffizienten für Lager und Gegenstücke vorausgesetzt, gleichen sich – allerdings nur bei O-Anordnung – die radialen und axialen Wärmedehnungen aus, sodass sich die Vorspannung nicht ändert.

Bild 36



Auswirkungen der Vorspannung

Die hauptsächlichen Auswirkungen der Lagervorspannung sind

- eine höhere Steifigkeit
- ein geräuschärmerer Lauf
- eine genauere Führung der Welle
- der Ausgleich von Verschleiß und Setzvorgängen im Betrieb
- eine lange Gebrauchsdauer.

Hohe Steifigkeit

Die Lagersteifigkeit (in $\text{kN}/\mu\text{m}$) ist definiert als das Verhältnis zwischen der auf das Lager wirkenden Kraft und den elastischen Verformungen im Lager. Bei einem vorgespannten Lager sind die belastungsbedingten elastischen Verformungen innerhalb eines bestimmten Belastungsbereichs geringer als beim nicht vorgespannten Lager.

Geräuscharmer Lauf

Je geringer das Betriebsspiel eines Lagers ist, um so besser werden die Wälzkörper in der unbelasteten Zone geführt und um so geräuscharmer läuft das Lager.

Genaue Wellenföhrung

Die Lagerung einer Welle in vorgespannten Lagern ergibt eine genauere Wellenföhrung, weil Ausweichbewegungen der Wellenachse unter Belastung aufgrund der Vorspannung erschwert sind. Die genauere Föhrung und die höhere Steifigkeit gewährleisten beispielsweise bei Ritzel- und Differentiallagerungen von Achsantrieben einen gleichbleibend genauen Zahngriff und damit auch niedrigere dynamische Zusatzkräfte. Als Folge davon ergeben sich ein geräuscharmer Lauf und eine lange Lebensdauer der Verzahnung.

Ausgleich von Verschleiß und Setzvorgängen

Verschleiß und Setzvorgänge in der Lagerung während des Betriebs erzeugen Spiel, das durch die Vorspannung ausgeglichen wird.

Lange Gebrauchsdauer

Vorgespannte Lagerungen sind in bestimmten Anwendungsfällen gleichbedeutend mit verbesserter Betriebssicherheit und längerer Gebrauchsdauer. Eine richtig bemessene Vorspannkraft kann sich günstig auf die Lastverteilung in den

Lagern und damit auf die Lagerlebensdauer auswirken (→ Abschnitt "Einhalten der richtigen Vorspannung", Seite 216).

Ermitteln der Vorspannkraft

Die Vorspannung kann durch die Vorspannkraft oder den Vorspannweg ausgedrückt werden, wobei die Vorspannkraft die primäre Bestimmungsgröße ist. Je nach dem Anstellverfahren wird die Vorspannung auch indirekt mit dem Reibungsmoment des Lagers in Beziehung gesetzt.

Von bewährten Konstruktionen liegen Erfahrungswerte über die optimale Vorspannkraft vor, die sich auf vergleichbare Konstruktionen übertragen lassen. Bei Neukonstruktionen empfiehlt es sich, die geeignete Vorspannkraft rechnerisch zu ermitteln und durch Versuche zu überprüfen. Da im Allgemeinen aber nicht alle Einflussgrößen des wirklichen Betriebs exakt erfassbar sind, können in der Praxis Korrekturen notwendig sein. Die Zuverlässigkeit der Berechnung hängt vor allem davon ab, wie weit die getroffenen Annahmen über die Temperaturverhältnisse im Betrieb und das elastische Verhalten der Gegenstücke – vor allem der Gehäuse – mit den tatsächlichen Verhältnissen übereinstimmen.

Bei der Ermittlung der Vorspannung geht man von der Vorspannkraft im Betrieb aus, die erforderlich ist, damit Steifigkeit, Lebensdauer und Betriebssicherheit optimal aufeinander abgestimmt sind. Anschließend wird die Vorspannkraft bestimmt, mit der die Lager im kalten Zustand und ohne Einwirkung der Betriebsbelastungen beim Einbau angestellt werden müssen.

Die zweckmäßige Vorspannkraft im betriebswarmen Zustand richtet sich nach den Lagerbelastungen. Ein Schrägkugellager oder ein Kegelrollenlager kann gleichzeitig radiale und axiale Kräfte aufnehmen. Unter radialer Belastung wird im Lager eine in axialer Richtung wirkende Kraft hervorgerufen, die im Allgemeinen von einem zweiten, spiegelbildlich angeordneten Lager aufgenommen werden muss. Bei rein radialer Verschiebung der Lagerringe zueinander ist der halbe Lagerumfang oder entsprechend die Hälfte der Wälzkörper belastet. Die im Lager hervorgerufene Axialkraft beträgt in diesem Fall

$$F_a = R F_r \text{ bei Schrägkugellagern und} \\ F_a = 0,5 F_r / Y \text{ bei Kegelrollenlagern,}$$

wobei F_r die radiale Lagerbelastung ist (→ Bild 37).

Der Wert für die Variable R , die die inneren Berührungsverhältnisse in Schrägkugellagern berücksichtigt, muss gemäß Abschnitt "Bestimmung der Axialkraft für Einzellager und Lager in Tandem-Anordnung" ab Seite 415 ermittelt werden.

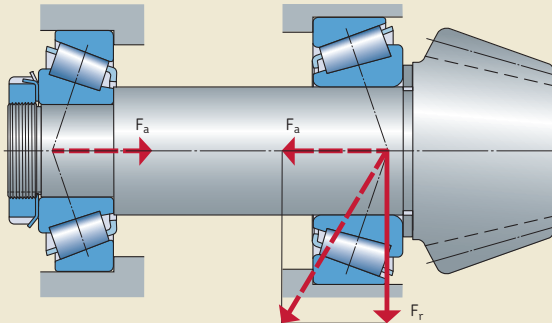
Die Werte des Axialfaktors Y für Kegelrollenlager sind in den Produkttabellen aufgeführt.

Bei einem mit F_r belasteten Einzellager muss demnach eine äußere Axialkraft F_a der vorstehend angegebenen Größe vorhanden sein, damit entsprechend der für Tragzahlangaben gültigen Voraussetzung der halbe Lagerumfang belastet ist. Ist F_a kleiner, so verringert sich die Anzahl der tragenden Wälzkörper und damit die Tragfähigkeit des Lagers.

Bei einer Lagerung, die aus zwei einreihigen Schrägkugellagern oder Kegelrollenlagern in O- oder X-Anordnung besteht, nehmen die beiden Lager wechselseitig die entstehenden Axialkräfte auf. Wenn beide Lager gleich sind, die Radialbelastung in der Mitte zwischen den Lagern angreift und die Lagerung spielfrei angestellt ist, stellt sich von selbst die Lastverteilung ein, bei der der halbe Lagerumfang belastet ist. In anderen Belastungsfällen, vor allem bei Auftreten einer äußeren Axialbelastung, kann es erforderlich sein, die Lagerung vorzuspannen, damit das durch die belastungsbedingten elastischen Verformungen im axial belasteten Lager hervorgerufene Spiel ausgeglichen wird und sich im entlasteten Lager eine möglichst günstige Lastverteilung einstellt.

Durch Vorspannen wird auch die Steifigkeit der Lagerung erhöht. Bei allen Betrachtungen über die Steifigkeit ist zu beachten, dass nicht allein die Federung der Lager eine Rolle spielt, sondern dass auch die Elastizität der Gegenstücke, die Passung der Lagerringe und die elastischen Verformungen aller anderen im Kraftfluss liegenden Teile einschließlich der Anlageflächen einen beträchtlichen Anteil an der Gesamtfederung haben. Die axiale und radiale Federung eines Lagers hängt von seiner inneren Konstruktion ab, d.h. von den Berührungsverhältnissen (Punkt- oder Linienberührung), der Anzahl und dem Durchmesser der Wälzkörper sowie dem Berührungswinkel. Je größer der Berührungswinkel, um so größer ist die Lagersteifigkeit in axialer Richtung.

Bild 37



Gestaltung der Lagerungen

Nimmt man in erster Näherung eine lineare Abhängigkeit der Federung von der Belastung an, d.h. eine konstante Federrate, dann zeigt sich bei einem Vergleich, dass bei gleicher äußerer Axialkraft K_a die axiale Verschiebung in einer Lagerung mit Vorspannung kleiner ist als bei einer Lagerung ohne Vorspannung (\rightarrow **Diagramm 2**). Eine Ritzzellagerung z.B. besteht im Allgemeinen aus zwei verschieden großen Kegelrollenlagern A und B mit den Federkonstanten c_A und c_B . Wirkt die äußere Axialkraft K_a auf das Lager A, so wird bei der mit der Kraft F_0 vorgespannten Lagerung das Lager B entlastet, wobei die zusätzliche Belastung des Lagers A und die axiale Verschiebung δ_a der Ritzwelle kleiner sind als bei einer Lagerung ohne Vorspannung. Übersteigt jedoch die äußere Axialkraft den Wert

$$K_a = F_0 \left(1 + \frac{c_A}{c_B} \right)$$

dann ist das Lager B von der axialen Vorspannkraft entlastet, und die axiale Verschiebung wird bei weiterer Belastung, wie bei einer nicht vorgespannten Lagerung, allein von der Federkonstanten des Lagers A bestimmt. Um eine völlige Entlastung des Lagers B zu vermeiden, wenn Lager A mit K_a belastet wird, ist demnach folgende Vorspannkraft erforderlich

$$F_0 = K_a \frac{c_B}{c_A + c_B}$$

Die Kräfte und elastischen Verschiebungen in einer vorgespannten Lagerung lassen sich ebenso wie die Auswirkungen einer Änderung der Vorspannkraft am einfachsten an einem Vorspannkraft-Vorspannweg-Schaubild veranschaulichen (\rightarrow **Diagramm 3**). Aus dem Schaubild, das sich aus den Federkennlinien der miteinander verspannten Teile zusammensetzt, können die Zusammenhänge abgelesen werden

- zwischen der Vorspannkraft und dem Vorspannweg innerhalb der vorgespannten Lagerung oder
- zwischen einer äußeren, an der vorgespannten Lagerung angreifenden Axialkraft K_a und den Lagerbelastungen sowie der elastischen Verformung, die durch die äußere Kraft erzeugt wird.

In dem Schaubild **Diagramm 3**, sind alle durch die Betriebskräfte zusätzlich belasteten Bauteile in der von links nach rechts ansteigenden Federkennlinie und alle entlasteten Bauteile in den von rechts nach links ansteigenden Federkennlinien zusammengefasst, wobei die Kennlinien 1 bis 3 für unterschiedliche Vorspannkräfte (F_{02} , $F_{02} < F_{01}$ and $F_{03} = 0$) gelten. Die gestrichelten Linien beziehen sich jeweils auf das Lager allein, die durchgezogenen Linien auf die gesamte Lagerstelle.

Mit **Diagramm 3** lassen sich beispielsweise die Verhältnisse bei einer Ritzwellenlagerung verdeutlichen, wenn das Lager A über Welle und Gehäuse gegen das Lager B vorgespannt ist (\rightarrow **Bild 39, Seite 213**). Die äußere Axialkraft K_a (Axialkomponente der Zahnkraft) überlagert sich der Vorspannkraft F_{01} (Kennlinie 1) in der Weise, dass das Lager A zusätzlich belastet, das Lager B entlastet wird. Die Belastung an der Lagerstelle A ist mit F_{aA} , die an der Lagerstelle B mit F_{aB} bezeichnet.

Unter dem Einfluss der Kraft K_a , verschiebt sich die Ritzwelle in diesem Fall axial um den Betrag δ_{a1} . Die kleinere Vorspannkraft F_{02} (Kennlinie 2) ist so groß gewählt, dass das Lager B durch die Axialkraft K_a gerade entlastet wird, d.h. $F_{aB} = 0$ und $F_{aA} = K_a$. Die Ritzwelle verschiebt sich in diesem Fall um den Betrag $\delta_{a2} > \delta_{a1}$. Bei nicht vorgespannter Lagerung (Kennlinie 3) ist die Axialverschiebung der Ritzwelle am größten ($\delta_{a3} > \delta_{a2}$).

Diagramm 2

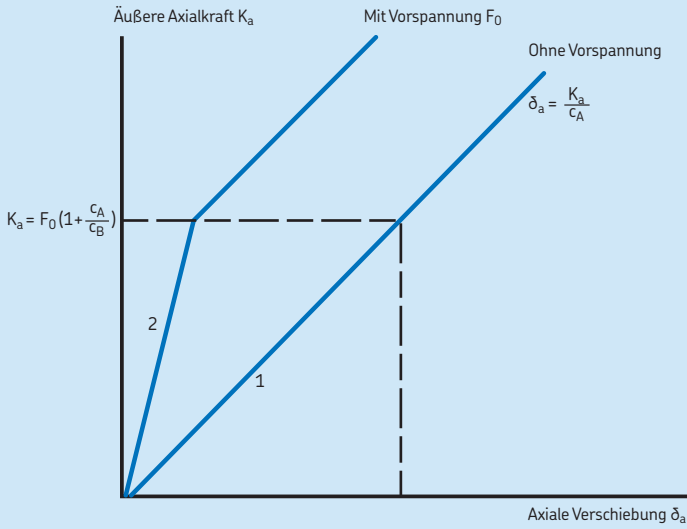
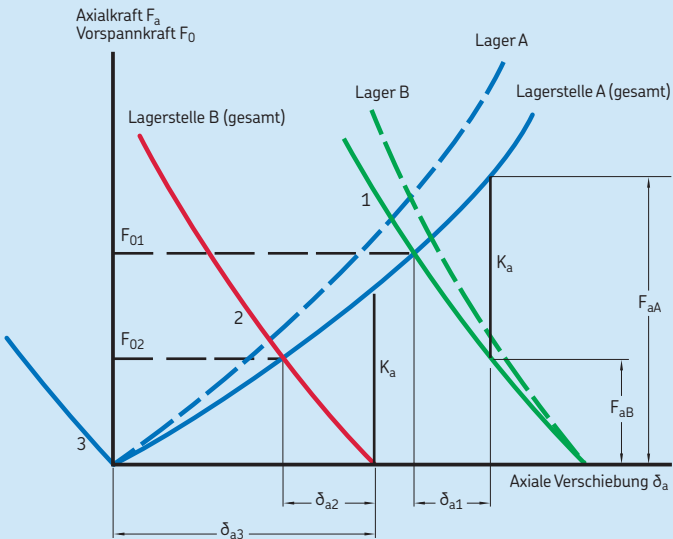


Diagramm 3



Anstellverfahren

Unter Anstellen wird das Vorspannen einer Lagerung ebenso verstanden wie das Einstellen der Lagerluft (→ Abschnitt "Einbau" ab Seite 261).

Bei der beispielsweise für Zylinderrollenlager, zweireihige Schrägkugellager und zum Teil auch für Rillenkugellager üblichen radialen Vorspannung wird die Vorspannkraft dadurch aufgebracht, dass die ursprüngliche Radialluft des Lagers durch eine entsprechend feste Passung für einen oder auch für beide Lagerringe aufgehoben wird und sich im Betrieb das gewünschte negative Betriebsspiel, d.h. die Vorspannung, einstellt.

Besonders geeignet für radiale Vorspannung sind Lager mit kegeliger Bohrung, bei denen durch Auftreiben des Lagers auf den kegeligen Sitz (Wellenzapfen, Spann- oder Abziehhülse) die Vorspannung feinfühlig verändert werden kann.

Bei der für einreihige Schrägkugellager, Kegelrollenlager und auch für Rillenkugellager üblichen axialen Vorspannung wird die Vorspannkraft dadurch aufgebracht, dass einer der Ringe des einen Lagers in axialer Richtung um eine der gewünschten Vorspannkraft entsprechende Strecke, den Vorspannweg, verschoben wird. Dem Prinzip nach unterscheidet man in diesem Fall zwei Hauptgruppen von Anstellverfahren: das individuelle und das kollektive Anstellen.

Individuelles Anstellen

Beim individuellen Anstellen wird jede Lagerung einzeln mit Hilfe von Muttern, Passscheiben, Abstandshülsen, verformbaren Zwischenhülsen usw. vorgespannt, wobei Mess- und Kontrollvorgänge sicherstellen, dass der festgelegte Nennwert der Vorspannkraft mit möglichst geringen Abweichungen eingehalten wird. Je nach dem wie viele Lager montiert werden, kommen verschiedene Verfahren zum Einsatz

- Anstellen über den Vorspannweg
- Anstellen über das Reibungsmoment
- Anstellen mit direkter Kraftmessung.

Individuelles Anstellen hat den Vorteil, dass die einzelnen Teile mit normalen Toleranzen gefertigt werden können und die gewünschte Vorspannung mit verhältnismäßig großer Genauigkeit erreicht wird.

Anstellen über den Vorspannweg

Dieses Anstellverfahren wird häufig dann angewendet, wenn die Teile der Lagerung so weit wie möglich vormontiert werden können. Bei einer Ritzzellagerung beispielsweise wird die Vorspannung erreicht

- durch Einpassen von Zwischenringen zwischen die Außen- und Innenringe der beiden Lager (→ Bild 38)
- durch Einlegen von Passscheiben zwischen eine Gehäuseschulter und einen Lageraußenring oder zwischen eine Flanschbüchse und dem Gehäuse (→ Bild 39)
- durch Einpassen eines Abstandsrings zwischen eine Wellenschulter und einen der Lagerinnenringe (→ Bild 40) oder zwischen die Innenringe der beiden Lager.

Bild 38

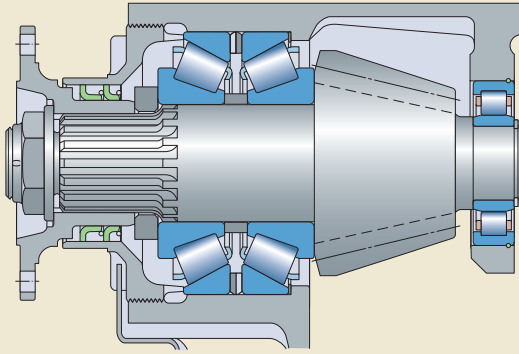


Bild 39

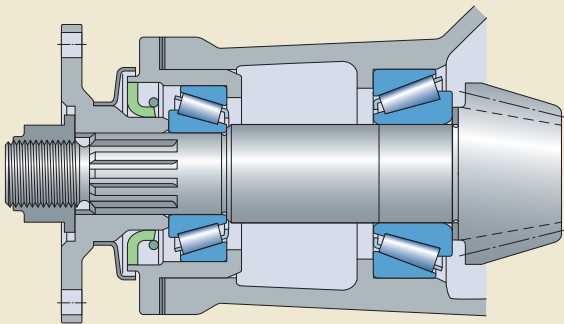
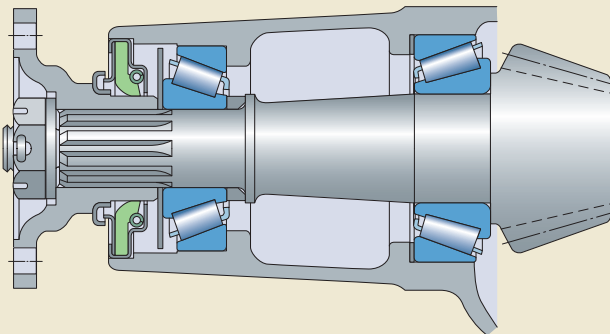


Bild 40



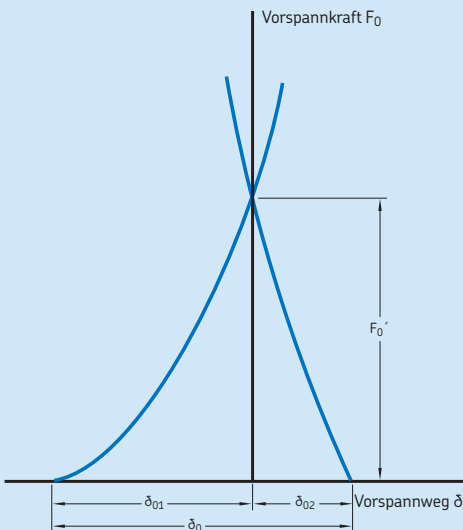
Gestaltung der Lagerungen

Die Breite der Passscheiben, Zwischenringe oder Abstandsringe ist bestimmt durch

- den Abstand der Wellen- und Gehäuse-schultern
- die Gesamtbreite der beiden Lager
- den der gewünschten Vorspannkraft entsprechenden Vorspannweg
- einen Korrekturwert für den Vorspannweg zur Berücksichtigung der Wärmedehnungen im Betriebszustand
- die Fertigungstoleranzen aller Teile, die vor dem Einbau durch Ausmessen der Teile festgestellt werden
- einen Korrekturwert zur Berücksichtigung des Vorspannkraftabfalls nach einer gewissen Betriebszeit.

Die Grundlage für dieses Verfahren bildet die Abhängigkeit zwischen der Vorspannkraft und den elastischen Verformungen innerhalb des vorgespannten Systems. Der erforderliche Vorspannweg kann aus einem Vorspannkraft-Vorspannweg-Schaubild abgelesen werden (→ **Diagramm 4**).

Diagramm 4



F_0' Vorspannkraft an der Ritzelwelle (Lagerung)

δ_{01} Vorspannweg für das ritzelseitige Lager und die umgebenden Bauteile

δ_{02} Vorspannweg für das flanschseitige Lager und die umgebenden Bauteile

δ_0 gesamter Vorspannweg für die Ritzellagerung

Anstellen über das Reibungsmoment

Dieses Anstellverfahren ist wegen des geringen Zeitaufwandes und der Möglichkeit weitgehender Automatisierung vor allem bei Serienfertigung üblich. Da zwischen der Lagerbelastung und dem Reibungsmoment im Lager ein eindeutiger Zusammenhang besteht, kann bei laufender Kontrolle des Reibungsmomentes der Anstellvorgang abgebrochen werden, sobald das der erforderlichen Vorspannkraft entsprechende Reibungsmoment erreicht ist. Zu beachten ist dabei allerdings, dass das Reibungsmoment von Lager zu Lager streut und außerdem von dem verwendeten Konservierungsmittel oder dem Schmierzustand und von der Drehzahl abhängt.

Anstellen mit direkter Kraftmessung

Da das Anstellen von Lagern den Zweck hat, eine bestimmte Vorspannkraft in den Lagern zu erzeugen, liegt es nahe, nach Möglichkeit ein Verfahren anzuwenden, bei dem die Kraft auf direktem Wege erzeugt oder direkt gemessen wird. In der Praxis werden allerdings indirekte Verfahren wie das Anstellen über den Vorspannweg oder über das Reibungsmoment vorgezogen, weil sie einfacher sind und mit einem geringeren Aufwand durchgeführt werden können.

Kollektives Anstellen

Bei diesem Anstellverfahren werden die Lager, ihre Gegenstücke, die Abstandsringe oder -hülsen usw. serienmäßig gefertigt und voll austauschbar zusammengebaut. Bei Kegelrollenlagern erstreckt sich die Austauschbarkeit auch auf die einzelnen Lagerringe. Um einen unwirtschaftlichen Aufwand für die Fertigung sehr genauer Lager und Gegenstücke zu vermeiden, geht man von der Annahme aus, dass die Grenzwerte der Toleranzen – statistisch gesehen – selten zusammentreffen. Wenn allerdings die Vorspannkraft mit einer möglichst geringen Streuung eingehalten werden soll, müssen die Fertigungstoleranzen eingengt werden. Der Vorteil der kollektiven Anstellung besteht darin, dass keine Kontrollen und keine besonderen Einrichtungen erforderlich sind.

Vorspannen durch Federn

Bei kleinen Elektromotoren und vergleichbaren Anwendungsfällen wird durch Vorspannen der Lager das Laufgeräusch verringert. Die Lagerung besteht in diesen Fällen aus je einem Rillenkugellager an jedem Wellenende. Die Vorspannung wird in einfacher Weise durch eine Feder oder ein Federpaket aufgebracht (→ **Bild 41**). Die Feder wirkt auf den Außenring eines der beiden Lager, der in axialer Richtung verschiebbar sein muss. Die Vorspannkraft bleibt auch bei axialen Verschiebungen des Lagers aufgrund thermischer Längenänderungen der Läuferwelle praktisch konstant. Die erforderliche Vorspannkraft lässt sich abschätzen mit Hilfe der Formel

$$F = k d$$

Hierin sind

F die Vorspannkraft, kN

k ein Beiwert, siehe nachfolgenden Absatz

d der Bohrungsdurchmesser des Lagers, mm

Für den Beiwert k können z.B. je nach Konstruktion eines Elektromotors Werte zwischen 0,005 und 0,01 angesetzt werden. Wenn die Vorspannung überwiegend zum Schutz der Lager gegen Stillstandserschütterungen dient, sollte die Vor-

spannkraft größer sein; in diesem Fall ist mit $k = 0,02$ zu rechnen.

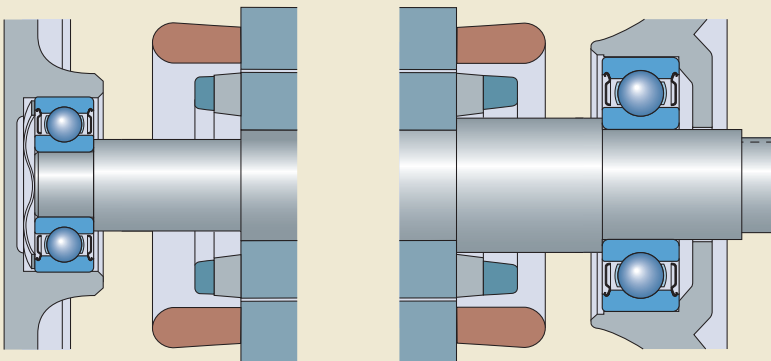
Vorspannen durch Federn ist auch bei schnell laufenden und in Hochgenauigkeits-Schrägkugellagern gelagerten Schleifspindeln gebräuchlich. Nicht geeignet dagegen ist diese Art der Vorspannung für Lagerungen, bei denen eine hohe Steifigkeit gefordert wird, die Lastrichtung wechselt oder nicht näher bestimmbare Stoßbelastungen auftreten.

Einhalten der richtigen Vorspannung

Bei der Wahl der Vorspannkraft für eine Lagerung ist zu beachten, dass sich die Steifigkeit nur noch unwesentlich erhöht, sobald die Vorspannung einen bestimmten optimalen Wert überschreitet. Dagegen nimmt die Reibung und damit auch die Erwärmung zu; außerdem fällt die Lebensdauer der Lager wegen der ständig wirkenden zusätzlichen Belastung stark ab.

Diagramm 5 zeigt qualitativ die Abhängigkeit der Lagerlebensdauer von der Vorspannung bzw. Lagerluft. Wegen des Risikos, das eine zu hohe Vorspannung für die Betriebssicherheit einer Lagerung mit sich bringt und wegen den erforderlichen komplexen Berechnungen, empfiehlt es sich, den Technischen SKF Beratungsservice einzuschalten.

Bild 41

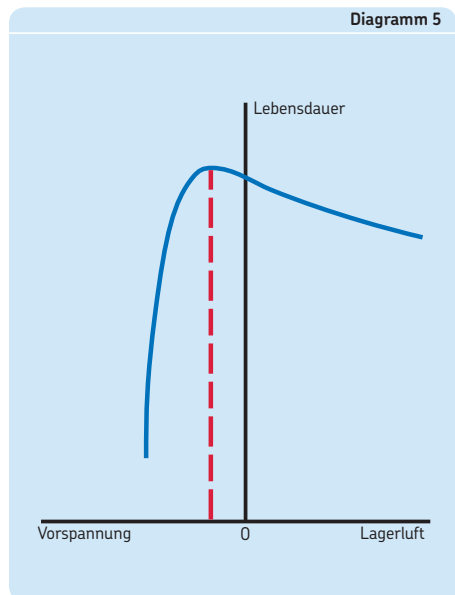


Wichtig ist auch, beim Anstellen einer Lagerung mit Vorspannung durch geeignete Maßnahmen sicherzustellen, dass der errechnete oder aufgrund von Erfahrungen festgelegte Wert für die Vorspannkraft mit möglichst geringer Streuung eingehalten wird. Dazu gehört z.B. bei Lagerungen mit Kegelrollenlagern, dass die Lager während des Anstellens mehrmals gedreht werden, damit die Rollen nicht schränken und die Rollenstirflächen gut am Innenring-Führungsbord anliegen. Anderenfalls wird das Kontrollergebnis verfälscht, und die endgültige Vorspannung kann unter Umständen weit unter dem gewünschten Wert liegen.

Lager und Lagersätze für vorgespannte Lagerungen

Für bestimmte Anwendungsfälle liefert SKF Einzellager oder zusammengepasste Lagersätze in verschiedenen Sonderausführungen, die einfacher und zuverlässiger angestellt werden können oder bereits bei der Fertigung so aufeinander abgestimmt werden, dass sich nach dem Einbau ein vorher festgelegter Wert für die Vorspannung ergibt. Dazu gehören

- Kegelrollenlager der Ausführung CL7C für Ritzel- und Differentiallagerungen in Kraftfahrzeugen (→ Abschnitt "Einreihige Kegelrollenlager" ab **Seite 605**)
- Einreihige Schrägkugellager in der Universalagerausführung für den satzweisen Einbau (→ Abschnitt "Einreihige Schrägkugellager" ab **Seite 409**)
- Einreihige, paarweise zusammengepasste Kegelrollenlager, z.B. für stationäre Getriebe (→ Abschnitt "Zusammengepasste einreihige Kegelrollenlager" ab **Seite 671**)
- Zusammengepasste Rillenkugellager (→ Abschnitt "Rillenkugellager" ab **Seite 289**).



Abdichten der Lagerung

Lagerungen gleich welcher Art umfassen nicht nur die Lager, sondern auch die unmittelbar daran anschließenden Bauteile. Neben Welle und Gehäuse vor allem auch die Dichtungen, deren Funktion von ausschlaggebender Bedeutung für die Sauberkeit des Schmierstoffs ist. Diese wiederum hat beträchtliche Auswirkungen auf die Gebrauchsdauer der Lagerung. Für den Konstrukteur bedeutet dies, Lager und Dichtung als System zu verstehen und auch so zu behandeln.

Wenn es um Dichtungen für Wälzlager geht, ist zwischen Dichtungen zu unterscheiden, die im Lager integriert sind und solchen, die außerhalb des Lagers angeordnet werden. Abgedichtete Lager werden vor allem dort eingesetzt, wo eine ausreichende äußere Abdichtung aus Platzgründen nicht untergebracht oder aus Kostengründen nicht vorgesehen werden kann.

Dichtungsarten

Dichtungen haben die Aufgabe, den Durchtritt von Medien gleich welcher Art zwischen den Fugen zweier miteinander verbundener, ruhender oder bewegter Flächen zu verhindern.

Hierzu müssen die Dichtungen leicht genug verformbar sein, um eventuelle Ungenauigkeiten auszugleichen aber auch eine ausreichende Festigkeit aufweisen, um den Betriebsdrücken standzuhalten. Auch müssen die Werkstoffe die erforderliche Temperatur- und Chemikalienbeständigkeit aufweisen.

Bei den Dichtungen unterscheidet man z.B. in DIN 3750 generell zwischen

- Berührungsdichtungen an ruhenden Flächen
- Berührungsdichtungen an gleitenden Flächen
- Berührungsfreie Dichtungen
- Bälge und Membranen.

Bei den Berührungsdichtungen an ruhenden Flächen hängt die Dichtwirkung von der radialen oder axialen Verformung ihres Querschnitts im eingebauten Zustand ab. Typische Beispiele für diese statischen Dichtungen sind Flachdichtungen (→ **Bild 42**) und Dichtungen mit O-Ringen (→ **Bild 43**).

Berührungsdichtungen an gleitenden Flächen werden zur Abdichtung von Durchgangsstellen zwischen in Längs- oder Umfangsrichtung relativ zueinander bewegten Maschinenteilen ein-

Bild 42

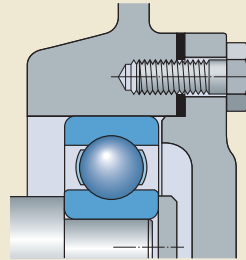


Bild 43

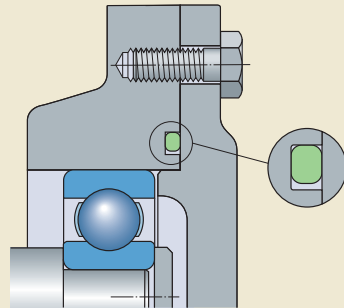
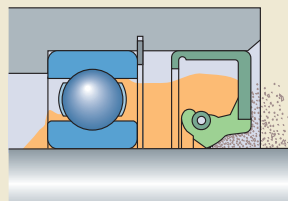


Bild 44



gesetzt. Diese sogenannten dynamischen Dichtungen haben Schmierstoffe zurückzuhalten, Verunreinigungen auszuschließen, unterschiedliche Medien voneinander getrennt zu halten oder Druckunterschieden standzuhalten.

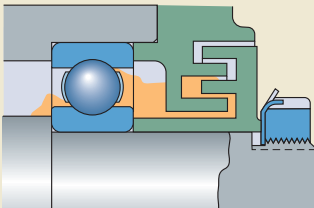
Bei den dynamischen Dichtungen gibt es eine Vielzahl von Bauarten, zu denen unter anderen auch die Stangen- und Kolbendichtungen gehören, die vornehmlich zur Abdichtung bei Längsbewegungen eingesetzt werden. Den Hauptteil der dynamischen Dichtungen stellen jedoch die Wellendichtringe (→ **Bild 44**), die in vielen Ausführungsformen in allen Bereichen der Industrie verwendet werden.

Die berührungsfreien Dichtungen beruhen auf der Dichtwirkung eines engen, mehr oder weniger langen Spalts, der axial, radial oder gleichzeitig axial und radial angeordnet sein kann. Dichtungen dieser Art, zu denen die einfachen Spaltdichtungen aber auch vielgängige Labyrinthdichtungen (→ **Bild 45**) zählen, weisen praktisch keine Reibung und keinen Verschleiß auf.

Bälge und Membranen werden zur Abdichtung von Teilen mit begrenzter gegenseitiger Beweglichkeit verwendet.

In Anbetracht der Bedeutung, die Radial-Wellendichtringen für die funktionsichere Abdichtung von Wälzlagerungen zukommt, werden nachstehend fast ausschließlich Angaben über diese Dichtungsart, ihre möglichen Bauformen und Ausführungen sowie ihrer Einsatzmöglichkeiten gemacht.

Bild 45



Auswahl der Dichtung

Dichtungen für Wälzlagerungen sollen auch unter ungünstigen Betriebsbedingungen bei einem Minimum an Reibung und Verschleiß und ein Maximum an Funktionssicherheit bieten. Da Verunreinigungen die Lagerlebensdauer wesentlich beeinflussen, sind die Wirksamkeit der Dichtung sowie die Leistungsfähigkeit und Gebrauchsdauer des Lagers auf das Engste miteinander verknüpft. Ausführliche Angaben über den Einfluss von Verunreinigungen auf die Leistungsfähigkeit von Lagern enthält der Abschnitt "Bestimmung der Lagergröße" ab **Seite 49**.

Viele Faktoren beeinflussen die Auswahl der zweckmäßigsten Dichtung für eine Lagerstelle. Dazu gehören unter anderem

- die Art der Schmierung: mit Öl oder Fett
- die Umfangsgeschwindigkeit an der Dichtfläche
- die Wellenanordnung: waagrecht oder senkrecht
- die eventuelle Schiefstellung der Welle
- der zur Verfügung stehende Platz
- die Reibung in der Dichtung und die daraus resultierende thermische Beanspruchung
- die Umgebungseinflüsse
- die vertretbaren Kosten.

Für die einwandfreie Funktion eines Lagers ist deshalb die Auswahl der geeigneten Dichtung von ausschlaggebender Bedeutung. Die Anforderungen an die Dichtung müssen daher ebenso wie die äußeren Bedingungen genau definiert werden.

Wenn die Betriebsbedingungen im Detail bekannt sind, helfen die folgenden SKF Veröffentlichungen bei der Auswahl von Dichtungen

- Broschüre "Leitfaden zur Gestaltung von Abdichtungen"
- Katalog "Industrial shaft seals",
- "Interaktiver SKF Lagerungskatalog" online unter www.skf.com.

Wenn nur wenige oder keine Erfahrungen für einen bestimmten Anwendungsfall vorliegen, kann der Technische SKF Beratungsservice bei der Auswahl von Dichtungen mitwirken oder Vorschläge für die Abdichtung ausarbeiten.

Gestaltung der Lagerungen

Für die Abdichtung von Wälzlagern kommen normalerweise zwei Arten von Dichtungen in Betracht

- die nicht schleifenden (berührungsfreien) Dichtungen und
- die schleifenden Berührungsdichtungen.

Ihre Auswahl richtet sich nach den jeweiligen Anforderungen des Anwendungsfalls.

Berührungsfreie Dichtungen

Die Wirkungsweise von berührungsfreien Dichtungen beruht im Prinzip auf der Dichtwirkung eines engen Spalts zwischen umlaufenden und stillstehenden Teilen. Der Dichtspalt kann dabei radial, axial oder gleichzeitig radial und axial angeordnet sein (→ **Bild 46**). Diese Dichtungen können als einfache Spaltdichtung oder als Labyrinthdichtung ausgeführt sein. Berührungsfreie Dichtungen weisen praktisch keine Reibung und keinen Verschleiß auf und sind normalerweise gegenüber Beschädigungen durch feste Verunreinigungen unempfindlich. Sie sind besonders für hohe Drehzahlen und hohe Temperaturen geeignet. Zur Verbesserung der Dichtwirkung kann der Spalt in Labyrinthdichtungen mit Schmierfett gefüllt werden.

Berührungsdichtungen

Die Wirkungsweise schleifender Berührungsdichtungen beruht darauf, dass eine relativ schmale Dichtlippe oder -fläche mit einem bestimmten Anpressdruck an einer Gegenlauf-

fläche anliegt (→ **Bild 47**). Der Anpressdruck ergibt sich entweder aus

- der Rückstellkraft des elastischen Dichtungswerkstoffs (**a**)
- der Anstellung der Dichtlippe gegenüber der Gegenauflagefläche (**b**)
- der Tangentialkraft einer über der Dichtlippe angeordneten ringförmigen Zugfeder (**c**).

Berührungsdichtungen dichten in der Regel sehr zuverlässig ab, vor allem wenn bei entsprechender Oberflächenqualität der Gegenauflagefläche und Schmierung der Dichtkante der Verschleiß gering ist. Nachteilig sind dagegen die Reibung der Dichtung auf der Gegenauflagefläche und die dadurch hervorgerufene Temperaturerhöhung. Berührungsdichtungen sind deshalb nur bis zu bestimmten Umfangsgeschwindigkeiten verwendbar, die wiederum von der Dichtungsausführung und der Rauheit der Gegenauflagefläche abhängen. Außerdem sind sie empfindlich gegen mechanische Beschädigungen, z.B. durch feste Verunreinigungen oder bei unsachgemäßem Einbau. Um Beschädigungen durch Fremdkörper zu verhindern, wird häufig eine berührungsfreie Dichtung vorgeschaltet, die grobe Verunreinigungen von der Berührungsdichtung abhalten soll.

Bild 46

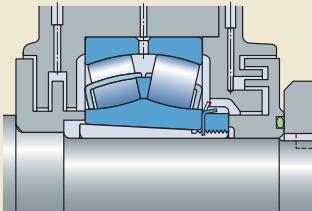
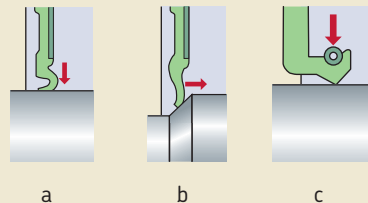


Bild 47



Dichtungen im Lager

SKF liefert eine Vielzahl von Lagern unterschiedlicher Bauarten mit integrierten Dichtungen auf einer oder beiden Seiten. Mit diesen Lagern lassen sich viele Abdichtungsprobleme besonders wirtschaftlich und Platz sparend lösen. Die Lager mit berührungsfreien Deckscheiben oder Berührungsdichtungen auf beiden Seiten sind mit Fett gefüllt und sind im Allgemeinen wartungsfrei. Angaben über die jeweils verfügbaren Dichtungen und ihre Ausführungen sind in den einleitenden Texten der betreffenden Produktabschnitte enthalten.

Lager mit Deckscheiben

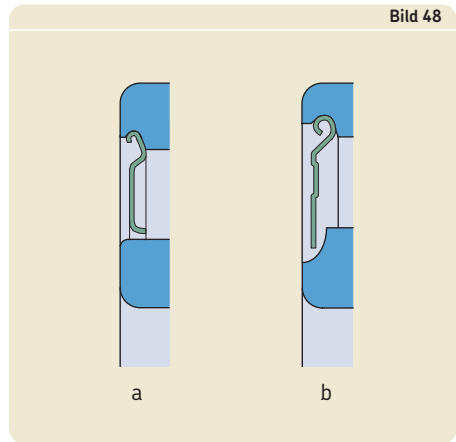
Die Lager mit Deckscheiben (→ Bild 48) finden vor allem für Lagerungen Verwendung, bei denen die Gefahr der Verschmutzung gering ist, nicht mit dem Zutritt von Wasser, Dampf usw. gerechnet werden muss oder wenn die Reibungsfreiheit dieser Dichtungen im Hinblick auf die Drehzahl oder Betriebstemperatur der Lager ausschlaggebend ist.

Die Deckscheiben sind aus Stahlblech gefertigt und bilden entweder

- einen langen Dichtspalt mit der Innenringsschulter (a) oder
- ein wirksames Labyrinth mit einer Eindrehung an der Innenringsschulter (b).

Lager mit Berührungsdichtungen

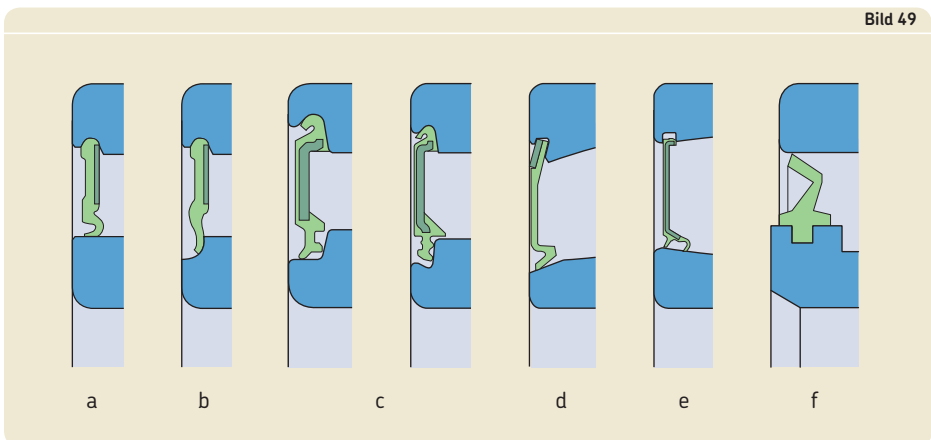
Lager mit Dichtscheiben werden bevorzugt dort eingesetzt, wo der Zutritt von Feuchtigkeit, Spritzwasser usw. nicht ausgeschlossen werden



kann oder eine lange Gebrauchsdauer ohne Wartung erreicht werden soll.

SKF Lager sind mit auf die jeweilige Lagerart abgestimmten Dichtscheiben ausgerüstet (→ Bild 49). Bei diesen Dichtscheiben erfolgt die Abdichtung je nach Lagerart und/oder -größe gegen

- die Innenringsschulter (a) bzw. gegen Eindrehungen in der Innenringsschulter (b, c) oder
- eine Gleitfläche an bzw. auf der Innenringlaufbahn (d, e) oder
- die Außenringlaufbahn (f).



Gestaltung der Lagerungen

SKF Rillenkugellager stehen zusätzlich noch mit Berührungsdichtungen der besonderen Art zur Verfügung (→ **Bild 50**). Es sind dies

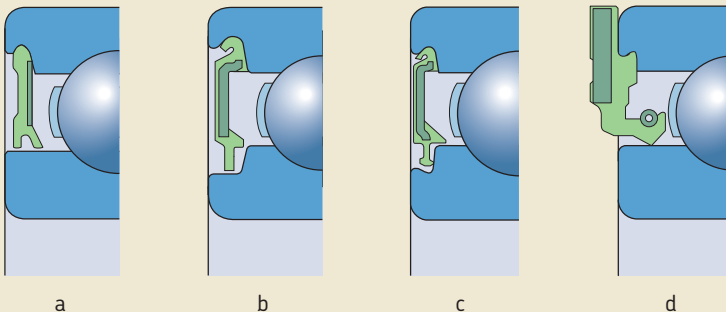
- die reibungsarmen Dichtscheiben (**a, b, c**), die sehr hohen Anforderungen hinsichtlich der Abdichtung bei reibungsarmen Lauf entsprechen und
- die hoch wirksamen zugfederbelasteten SKF WAVE Radial-Wellendichtringe (**d**), die auf einer Seite der ICOS Lager-Dichtungseinheiten zum Einsatz kommen.

In SKF Lager integrierte Dichtscheiben sind aus Elastomerwerkstoffen gefertigt und normalerweise mit einer Scheibe aus Stahlblech armiert. Verwendung finden in Abhängigkeit von Lagerart und -größe aber auch vom Anwendungsfall

- Acrylnitril-Butadien-Kautschuk (NBR)
- Hydrierter Acrylnitril-Butadien-Kautschuk (HNBR)
- Fluor-Kautschuk (FKM)
- Polyurethan (AU).

Bei der Auswahl eines abgedichteten Lagers ist der Werkstoff der Dichtung mit einzubeziehen und hinsichtlich zulässiger Betriebstemperatur und Schmierstoffverträglichkeit zu überprüfen. Informationen über die zulässigen Betriebstemperaturen enthält der Abschnitt "Werkstoffe für Dichtungen" ab **Seite 142**.

Bild 50



Äußere Dichtungen

Für Lagerungen, bei denen weniger der Platzbedarf oder der konstruktive Aufwand, sondern die Wirksamkeit der Abdichtung unter den gegebenen Betriebsbedingungen im Vordergrund steht, stehen eine Vielzahl von möglichen Dichtungsausführungen zur Verfügung.

Im Folgenden finden die im SKF Lieferprogramm enthaltenen Dichtungen besondere Berücksichtigung. Darüber hinaus sind im Handel noch viele weitere einbaufertige Dichtelemente erhältlich. Für alle Dichtungen, die nicht im SKF Lieferprogramm enthalten sind, können die nachfolgenden Angaben nur als unverbindliche Empfehlungen verstanden werden. SKF kann für die einwandfreie Funktion dieser Dichtungen keine Verantwortung übernehmen. Vor dem endgültigen Einsatz dieser Dichtungen empfiehlt es sich deshalb, den betreffenden Dichtungshersteller einzuschalten.

Berührungsfreie Dichtungen

Die einfachste Form einer berührungsfreien Dichtung ist die Spaltdichtung – ein enger glatter Spalt am Durchtritt der Welle durch das Gehäuse (→ Bild 51). Diese Dichtungsausführung reicht zur Abdichtung von fettgeschmierten Lagerstellen in trockenen, staubfreien Räumen aus. Die Dichtwirkung des Spaltes kann verbessert werden, wenn in der Durchgangsbohrung eine oder mehrere konzentrische Rillen angebracht werden (→ Bild 52). Das durch den Spalt nach außen wandernde Fett lagert sich in den Rillen ab und verhindert das Eindringen von Verunreinigungen.

Bei Ölschmierung und waagerechter Welle können schraubenförmige Rillen in der Durchgangsbohrung oder auf der Welle angebracht werden, die je nach der Drehrichtung der Welle rechts- oder linksgängig ausgeführt sein müssen und austretendes Öl in die Lagerstelle zurückfördern (→ Bild 53). Voraussetzung dabei ist allerdings, dass sich die Drehrichtung der Welle nicht ändert.

Ein- oder mehrgängige Labyrinthdichtungen haben eine wesentlich bessere Dichtwirkung als einfache Spaltdichtungen, erfordern jedoch auch einen größeren Fertigungsaufwand. Sie werden vor allem bei Fettschmierung vorgesehen. Die Dichtwirkung kann noch dadurch gesteigert werden, dass von Zeit zu Zeit ein wasserunlösliches Schmierfett, z.B. ein Lithium- oder Kalkseifenfett, durch einen Schmierkanal in die

Bild 51

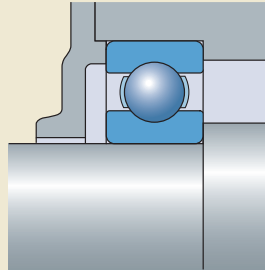


Bild 52

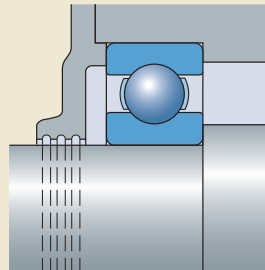


Bild 53

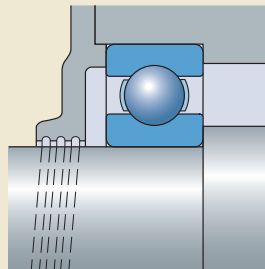
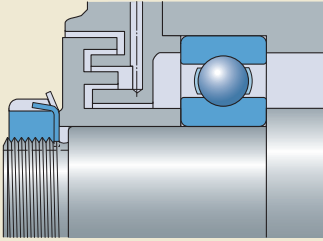


Bild 54



Labyrinthgänge eingepresst wird. Bei ungeteilten Gehäusen werden die Labyrinthgänge in axialer Richtung (→ Bild 54), bei geteilten Gehäusen in radialer Richtung (→ Bild 55) angeordnet. Da die Breite axial verlaufender Spalte bei Verschiebungen der Welle in Achsrichtung während des Betriebs unverändert bleibt, können diese sehr klein bemessen werden. Wenn im Betrieb Schiefstellungen der Welle gegenüber dem Gehäuse vorkommen, werden Labyrinthgänge mit abgeschrägten Labyrinthstegen verwendet (→ Bild 56).

Wirksame und preiswerte Labyrinthdichtungen lassen sich mit handelsüblichen, berührungsfreien Dichtelementen aufbauen, z.B. mit den aus Stahlblech gepressten Dichtungslamellen von SKF (→ Bild 57). Die Dichtwirkung dieser Labyrinthdichtungen nimmt mit der Zahl der eingebauten Lamellensätze zu oder kann durch Einlegen befleckter Dichtscheiben verstärkt werden. Weitere Informationen über Dichtungslamellen enthält der Katalog "Wellendichtungen" innerhalb des "Interaktiven SKF Lagerungskatalogs" online unter www.skf.com.

Um die Dichtwirkung von berührungsfreien Dichtungen zu verbessern, werden in vielen Fällen zusätzlich Stauscheiben (→ Bild 58), bei Ölschmierung vor allem auch Spritzringe, Spritzrillen oder Schleuderscheiben auf der Welle vorgesehen. Das abgeschleuderte Öl wird dann in einer Ringnut im Lagergehäuse aufgefangen und in das Gehäuseinnere zurückgeleitet (→ Bild 59).

Bild 55

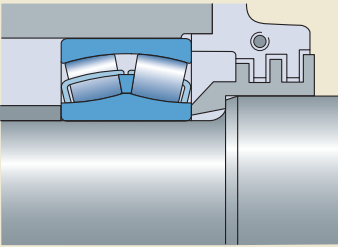


Bild 56

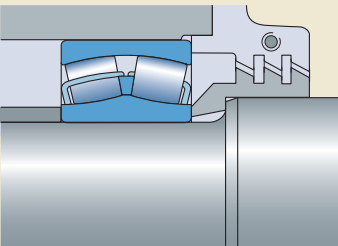
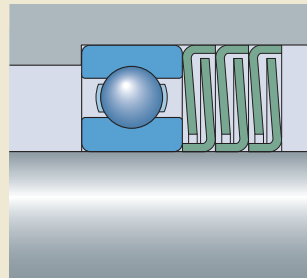


Bild 57



Berührungsdichtungen

Zu den Berührungsdichtungen gehören vor allem Radial-Wellendichtringe, die hauptsächlich für die Abdichtung ölgeschmierter Lager verwendet werden. Wellendichtringe sind einbaufertige Dichtungen aus einem Elastomer-Werkstoff, die normalerweise metallisch versteift sind und deren Dichtlippe meist durch eine Zugfeder belastet wird. Sie können je nach Werkstoff und abzudichtendem Medium normalerweise bei Temperaturen zwischen -60 und $+190$ °C verwendet werden.

Der Kontaktbereich von Dichtlippe und Gegenlauffläche bestimmt die Dichtwirkung. Die Oberflächenhärte der Gegenlauffläche sollte normalerweise bei 55 HRC liegen, die Einhärtetiefe mindestens 0,3 mm betragen. Bei Anwendungsfällen mit niedrigen Drehzahlen, guten Schmierbedingungen und geringer Verschmutzung kann eine geringere Oberflächenhärte ausreichend sein. Der Mittenrauwert R_a sollte im Bereich von 0,2 bis 0,8 μm liegen. Um eine unerwünschte Pumpwirkung durch schraubenförmige Schleifriefen zu vermeiden, empfiehlt es sich, die Lauffläche im Einstichverfahren zu schleifen. Wenn hauptsächlich Schmierstoffaustritt aus dem Gehäuse verhindert werden soll, wird der Wellendichtring mit nach innen gerichteter Dichtlippe eingebaut (\rightarrow Bild 60). Zum Schutz gegen eindringende Verunreinigungen soll dagegen die Dichtlippe nach außen gerichtet sein (\rightarrow Bild 61).

Bild 59

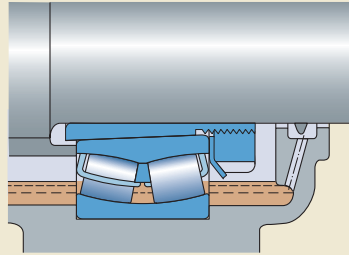


Bild 60

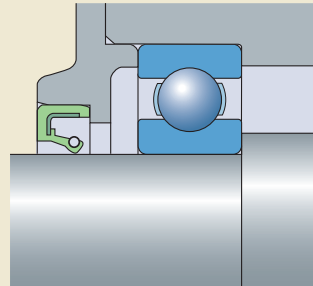


Bild 58

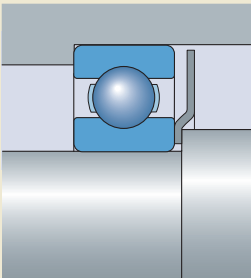


Bild 61

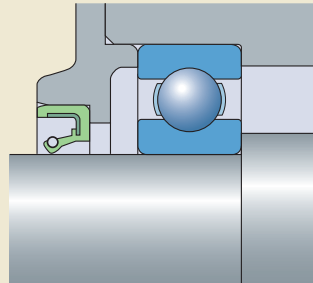
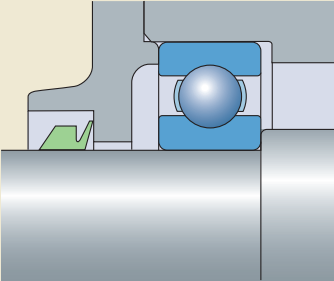
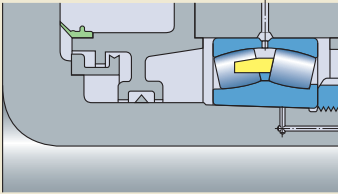


Bild 62



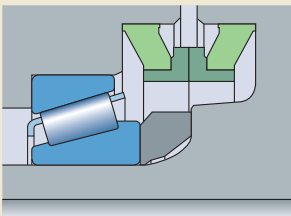
V-Ringdichtungen können sowohl bei Fetts als auch bei Ölschmierung verwendet werden (→ Bild 62). Der gummielastische Ringkörper der Dichtung sitzt fest auf der Welle und läuft mit dieser um, während die Dichtlippe axial unter leichtem Druck an der Gegenlauffläche auf dem stillstehenden Maschinenteil anliegt. Die V-Ringdichtung kann je nach Werkstoff bei Temperaturen zwischen -40 und $+150$ °C eingesetzt werden. Sie ist einfach zu montieren und lässt bei niedrigen Drehzahlen relativ große Schiefstellungen der Welle zu. Für die Gegenlauffläche genügt ein Mittenrauwert R_a von 2 bis 3 μm . Bei Umfangsgeschwindigkeiten ab etwa 8 m/s muss die V-Ringdichtung auf der Welle axial festgelegt sein, bei Umfangsgeschwindigkeiten über 12 m/s ist zusätzlich eine Sicherung gegen Abheben von der Welle erforderlich, z.B. durch einen Stützring aus Stahlblech. Wenn die Umfangsgeschwindigkeit 15 m/s übersteigt, hebt die Dichtlippe von der Gegenlauffläche ab, wodurch die Berührungsdichtung zur Spaltdichtung wird. Die gute Dichtwirkung der V-Ringdichtung beruht vor allem darauf, dass der Ringkörper als Schleuderscheibe wirkt und Schmutz und Flüssigkeiten abschleudert. Daher wird der V-Ring bei Fettschmierung meist auch an der Außenseite, bei Ölschmierung dagegen an der Innenseite des Gehäuses angeordnet. Als Vorschaltdichtung verhindern V-Ringe, dass die eigentliche Dichtung zu sehr durch Verunreinigungen, Feuchtigkeit usw. beaufschlagt wird.

Bild 63



Klemmbare Axialdichtungen sind speziell als Vorschaltdichtung bei großen Durchmessern für Einbaufälle bestimmt, bei denen die Hauptdichtung gegen übermäßige Beanspruchung geschützt werden muss (→ Bild 63). Sie werden mit Hilfe von Spannbändern auf einer Sitzfläche am nicht umlaufenden Maschinenteil befestigt und dichten ähnlich wie die V-Ringdichtungen axial gegen die in diesem Fall umlaufende Dichtfläche ab. Für diese Dichtungsart reichen fein gedrehte Anlaufflächen mit einem Mittenrauwert R_a von 2,5 μm aus.

Bild 64



Gleitringdichtungen (→ Bild 64) eignen sich zur Abdichtung von fett- oder ölgeschmierten Lagerstellen bei relativ niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten in schwierigstem Umfeld. Sie bestehen aus zwei Gleitringen aus Stahl mit feinstbearbeiteten Dichtflächen und zwei Kunststoff-Tellerfedern, die die Gleitringe in den Aufnahmebohrungen der Gegenstücke fixieren und für die erforderliche Vorspannkraft auf die

Dichtflächen sorgen. An die Oberflächengüte der Passflächen in den Aufnahmebohrungen werden keine besonderen Anforderungen gestellt.

Filzdichtungen (→ **Bild 65**) werden vor allem bei Fettschmierung verwendet. Diese Art einer Berührungsdichtung ist einfach, billig und bei Umfangsgeschwindigkeiten bis 4 m/s und Betriebstemperaturen bis +100 °C geeignet. Die Gegenauflflächen müssen geschliffen sein, ihr Mittenrauwert R_a sollte nicht über 3,2 μm liegen. Die Dichtwirkung einer Filzdichtung kann durch einen vorgeschalteten einfachen Labyrinthring erheblich verbessert werden. Vor dem Einlegen in die Gehäusenut sind Filzringe oder -streifen in etwa 80 °C warmem Öl zu tränken.

Federnde Abdeckscheiben (→ **Bild 66**) ergeben eine einfache, billige und Platz sparende Dichtung für fettgeschmierte, nicht winkelbewegliche Lager, insbesondere Rillenkugellager. Die Abdeckscheiben werden entweder gegen den Außenring oder den Innenring festgespannt und liegen am anderen Lagerring axial federnd an. Nach einer bestimmten Einlaufzeit wird diese Berührungsdichtung zu einer Spaltdichtung mit sehr enger Spaltbreite.

Ausführliche Informationen über die SKF Dichtungen enthält der Katalog "Industrial shaft seals" bzw. der "Interaktive SKF Lagerungskatalog" online unter www.skf.com. Angaben über weitere SKF Dichtungen, die in anderen Erzeugnissen, wie z.B. den Lagergehäusen integriert sind, enthalten die jeweiligen Produktbroschüren.

Bild 65

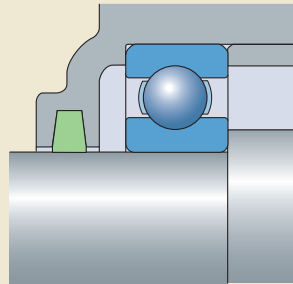


Bild 66

