



Berthold Schlecht

# Maschinenelemente 2

Getriebe – Verzahnungen – Lagerungen



# Wälzlager und Wälzlagerungen

15

15.1	Einleitung .....	125
15.2	Funktion und Wirkung von Wälzlagern .....	126
15.3	Gestaltung von Wälzlagerungen .....	165
15.4	Beanspruchung und Beanspruchbarkeit von Wälzlagern .....	181
15.5	Wälzlagerschäden und deren Diagnose .....	233
	Zusammenfassung .....	243
	Literatur .....	245

ÜBERBLICK

## Einführung

» In diesem Kapitel werden die Grundlagen zur Auslegung und Berechnung von Wälzlagern sowie die Gestaltung von Wälzlagerungen behandelt. Hierzu werden zunächst die verschiedenen Arten und Bauformen von Kugel- und Rollenlagern vorgestellt. Ergänzend wird auch auf die Pressung, Schmiegun g und Wälzkörperführung innerhalb des Lagers sowie auf die elastische Verformung und die Federungseigenschaften eingegangen. Weiterhin werden die Besonderheiten zu den eingesetzten Werkstoffen und die sich aus der Reibung und Schmierun g ergebenden Temperaturverhältnisse im Hinblick auf die Funktion des Wälzlagers erläutert.

Ausgehend vom einzelnen Wälzlager wird die Gestaltung von Wälzlagerungen durch die Kombination verschiedener Wälzlager in Festlager-Loslager-Anordnung, als angestellte Lagerung in X-Anordnung sowie in O-Anordnung, Tandemanordnung oder als schwimmende Lagerung behandelt. Dabei wird auch auf die Möglichkeiten zur Passungswahl, die Gestaltung des Lagerumfeldes sowie den Ein- und Ausbau von Wälzlagern eingegangen.

Abschließend erfolgt der Vergleich von Beanspruchung und Beanspruchbarkeit, indem zunächst die statische und die dynamische Tragfähigkeit und die jeweils zugehörige äquivalente Lagerbelastung erläutert werden. Auf der Grundlage der einwirkenden Lagerkräfte werden dann die Verfahren zur Berechnung der nominellen Lebensdauer, der angepassten nominellen Lebensdauer und der modifizierten Referenz-Lebensdauer nach DIN ISO 281 ausführlich behandelt. Ferner wird auf die zulässigen Drehzahlen von Wälzlagern eingegangen.

Ergänzend zur Lebensdauerberechnung schließt das Kapitel mit einer Übersicht zu häufigen Wälzlagerschäden und deren Diagnose im Betrieb. <<

### LERNZIELE

- Kennenlernen der grundlegenden Aufgaben von Wälzlagern und ihr Einsatz in antriebstechnischen Anwendungen
- Kennenlernen der Anforderungen und des Betriebsverhaltens von Wälzlagern
- Kennenlernen der grundlegenden Gestaltungsrichtlinien beim Einsatz von Wälzlagern
- Zusammenstellung der Berechnungsgrundlagen zur Auslegung von Wälzlagern
- Kennenlernen ausgewählter Wälzlagerschäden und Möglichkeiten zur Diagnose

## 15.1 Einleitung

Die Wälzlager dienen genauso wie die Gleitlager zur Sicherung der Lage von zueinander beweglichen Maschinenelementen im Raum und zur Übertragung der dabei auftretenden Kräfte (s.a. Kapitel 14). Allerdings wird die Relativbewegung zwischen den beiden abzustützensden Teilen durch Wälzkörper ermöglicht, die kugel- oder rollenförmig ausgebildet sein können. Abbildung 15.1 zeigt beispielhaft das Radsatzgetriebe der Lokomotive aus Abbildung 1.1 und die darin verwendeten Rillenkugellager und Zylinderrollenlager zur Führung der Wellen.

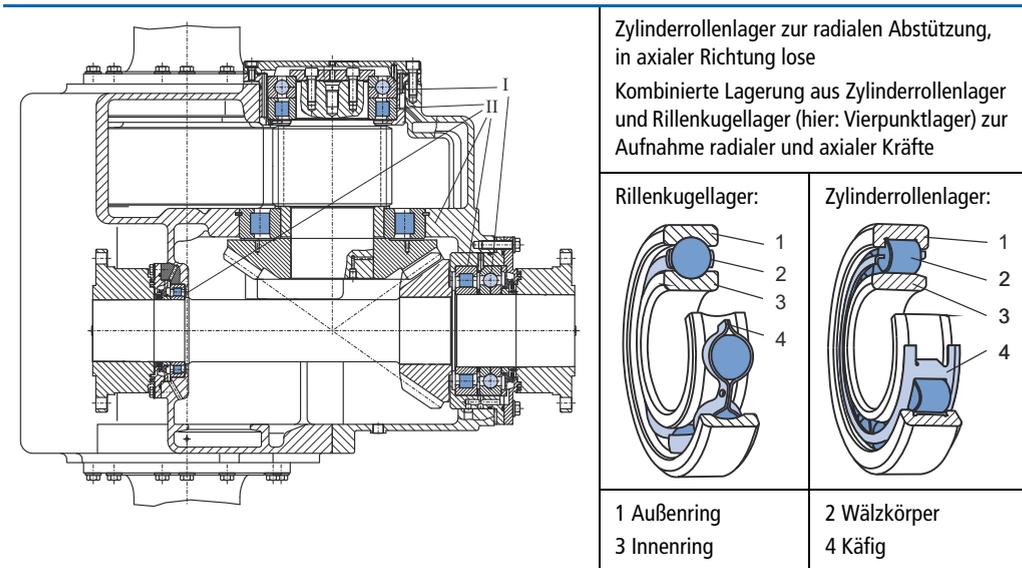


Abbildung 15.1: Lagerungen im Radsatzgetriebe der Lokomotive G 2000 nach Abbildung 1.1

Auch wenn erste Patente und Einsatzbeispiele von Wälzlagern aus der Zeit zwischen 1800 und 1880 stammen, wurden die heute bekannten einbaufertigen Bauformen in den Jahren 1902 (Schulterkugellager), 1907 (Pendelkugellager), 1909 (Zylinderrollenlager) und 1912 (Tonnenlager) entwickelt, maßgeblich getrieben durch die seinerzeit stetig wachsende Automobilindustrie [15.81]. Im Vergleich zu Gleitlagern weisen die Wälzlager folgende Vorteile auf:

- Bedingt durch das Wälzprinzip tritt bei Anlauf und kleinen Drehzahlen nur geringe Reibung auf (Reibungsbeiwert  $\mu = 0,002 \dots 0,01$ ), d.h. das Anlaufmoment ist nur geringfügig größer als das Betriebsmoment (wesentlicher Vorteil bei Antriebssystemen).
- Zur Erzielung der günstigen Reibungsverhältnisse und als Korrosionsschutz (fast wartungsfreie Dauerschmierung) sind nur geringe Schmierstoffmengen erforderlich, die Lager benötigen keine Einlaufzeit.
- Eine Reihe von Lagertypen kann sowohl Radial- als auch Axialkräfte aufnehmen, bezogen auf die Einbaubreite ist die Tragfähigkeit sehr groß.
- Die weitgehende Normung erlaubt eine einfache Beschaffung und den herstellerunabhängigen Austausch von Ersatzlagern.

Diesen Vorteilen stehen die folgenden Nachteile gegenüber:

- Die ständigen Überrollungen (Wälzkörper – Laufbahn) führen zur Materialermüdung, sodass Wälzlager nicht dauerfest sind, was die Berechnung einer ertragbaren Lebensdauer erfordert. Ferner ist abhängig von der Baugröße aufgrund einwirkender Fliehkräfte auf die umlaufenden Bauteile (Wälzkörper und Käfig) die zulässige Drehzahl begrenzt (je größer das Lager, desto geringer die zulässige Drehzahl).
- Die Punkt- bzw. Linienberührung (Kugel- bzw. Rollenlager) zwischen Wälzkörpern und Laufbahnen bedingt hohe Hertz'sche Pressungen, sodass Wälzlager empfindlich sind gegen Erschütterungen und Stöße.
- Die Empfindlichkeit gegenüber Verschmutzung erfordert häufig einen hohen Abdichtungsaufwand, der zu Verschleißstellen mit entsprechenden Leistungsverlusten führen kann.
- Der radiale Raumbedarf ist, bedingt durch die erforderlichen Abmessungen der Wälzkörper, größer als beim Gleitlager, ferner ist eine radiale Teilung ungünstig, weshalb diese nur in besonderen Fällen eingesetzt wird [15.4], [15.70].

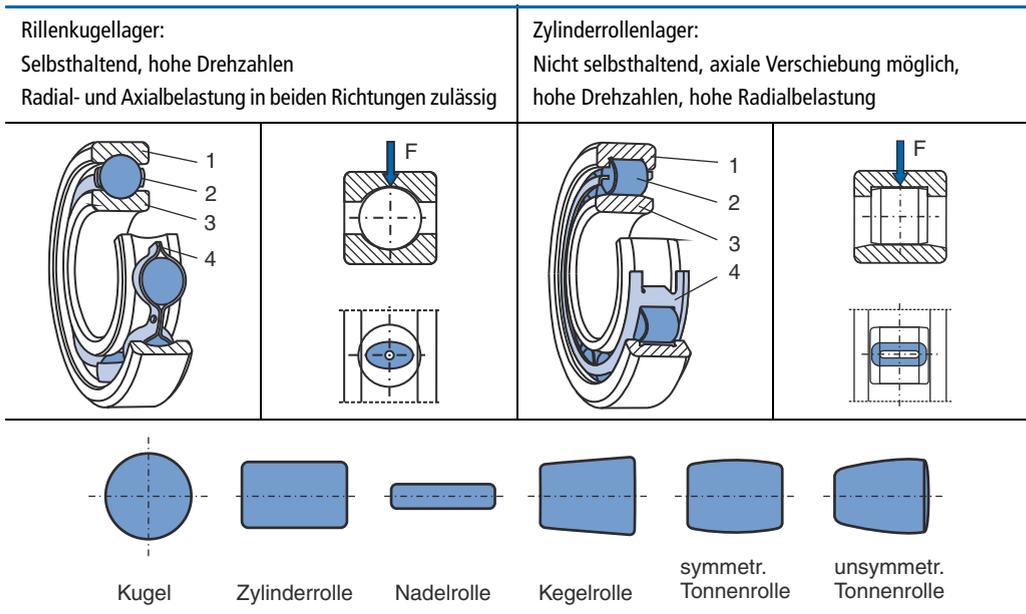
Aufgrund der überwiegenden Vorteile haben sich die Wälzlager in den meisten antriebstechnischen Anwendungen durchgesetzt. Es sei aber darauf hingewiesen, dass nicht nur umlaufende Wellen, sondern auch andere Maschinenelemente (z.B. Kurbelschwingen in Mechanismen, Kranhaken in einer Unterflasche, Abbildung 10.23) oder aber ganze Baugruppen, die teilweise nur Schwenkbewegungen ausführen müssen, wälzgelagert sein können. Hierzu gehören Schiffsrudder, Kranausleger, Schleusentore und Klappen im Stahlwasserbau, Drehbrücken und schwenkbare Oberbauten von Kranen und Tagebaugroßgeräten [15.4], [15.110], [15.120].

## 15.2 Funktion und Wirkung von Wälzlagern

In der Regel besteht ein Wälzlager gemäß Abbildung 15.2 aus zwei Laufringen (Innenring und Außenring) bzw. Scheiben beim Axiallager (s.a. Abbildung 15.8), einem Satz Wälzkörper und einem Käfig. Der Käfig hat gemäß Abbildung 15.3 die Aufgaben, die Wälzkörper nach der Montage gleichmäßig über dem Umfang verteilt zu führen und die gegenseitige Berührung der einzelnen Wälzkörper mit der doppelten Umfangsgeschwindigkeit zu verhindern. Als Wälzkörper werden Kugeln, Zylinder-, Kegel- oder Tonnenrollen und sogenannte Nadeln verwendet.

In Analogie zum Gleitraum beim Gleitlager wird der mit Schmierstoff gefüllte und unter hoher Pressung stehende Kontaktbereich zwischen Laufringen und Wälzkörpern als Wälzraum bezeichnet [15.63]. Im Gegensatz zum Gleitlager ist der Wälzraum primär jedoch nicht nach den Erfordernissen der Schmierstoffzufuhr gestaltet, sondern funktionsbedingt ist die relative Wälzbewegung zwischen Laufringen und Wälzkörpern zu ermöglichen. Unter Wälzbewegung wird dabei ein Rollen mit einem überlagerten Gleitanteil verstanden. Dieser unerwünschte Gleitanteil – ideal wäre eine reine Rollbewegung – ist ursächlich zurückzuführen auf die Lagerkinematik, die unterschiedlichen elastischen Verformungen der einander berührenden Wälzkörper und Laufbahnen sowie die Krümmung der Hertz'schen Kontaktflächen.

Um den aus der Wälzbewegung entstehenden Verschleiß gering zu halten und mögliche Fresserscheinungen zu vermeiden, ist eine Trennung der Wirkflächen durch flüssige oder feste Schmierstoffe erforderlich. In Sonderfällen werden auch reibungsmindernde Beschichtungen (z.B. Keramik, Kunststoffe) verwendet. Der flüssige oder fließfähige Schmierstoff bewirkt im Wälzraum hauptsächlich eine günstigere Kraftüberleitung (Pressungsverteilung) in den einzelnen Berührstellen, wobei die Drücke wegen der konzentrierten Belastungen in den Hertz'schen Punkt- und Linienkontakten grundsätzlich höher sind als in Gleitlagern. Abbildung 15.2 zeigt die Hertz'sche Punktberührung beim Rillenkugellager und die Linienberührung beim Zylinderrollenlager. Aufgrund der Werkstoffelastizitäten entstehen unter der einwirkenden Last  $F$  tatsächlich ellipsenförmige und rechteckige Belastungszonen.



**Abbildung 15.2:** Grundsätzlicher Aufbau eines Kugellagers und eines Rollenlagers mit zugehöriger Belastungsart (Hertz'sche Punkt- und Linienberührung) und möglichen Wälzkörpergeometrien

Die Schmierstoffzufuhr erfolgt indirekt durch die Transportwirkung des Käfigs, durch Schmierstoffmitnahme der Wälzkörper außerhalb des Bereiches der Einzeldruckzonen oder durch Zu- und Abtransport von Schmierstoffströmen im verbleibenden freien Raum zwischen den inneren Bauteilen des Wälzlagers, wobei der Druckaufbau im Schmierfilm ausschließlich nach dem hydrodynamischen Prinzip erfolgt. Im Vergleich zum Gleitlager sind die hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeiten beim Wälzlager größer, da sich die Oberflächen von Laufbahn und Wälzkörper relativ zueinander gleichsinnig bewegen. Damit kann bereits bei sehr niedrigen Drehzahlen eine Trennung der Festkörperoberflächen erfolgen, was letztlich auch den geringen Bewegungswiderstand eines Wälzlagers beim Anlaufen aus dem Stillstand bedingt.

Des Weiteren sind die Scherverluste geringer als bei reinen Gleitbewegungen, sodass die Erwärmung und die damit einhergehende Viskositätsabnahme auch bei extrem dünnen

Schmierfilmen kleiner sind. Deshalb ist im Vergleich zum Gleitlager der Bedarf an Schmierstoff zum Aufbau der Schmierfilme und zur Abfuhr der Reibungswärme immer geringer, sodass eine Fettschmierung oder eine Minimalmengenschmierung mit Öl in den meisten Anwendungsfällen ausreicht.

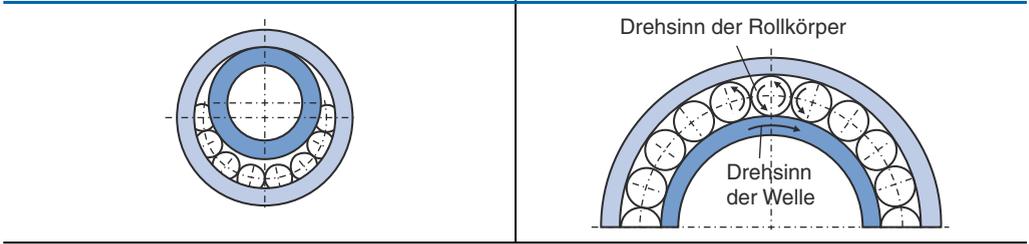


Abbildung 15.3: Montage eines Rillenkugellagers (links) und doppelte Umfangsgeschwindigkeit bei Berührung der Wälzkörper und fehlendem Käfig (rechts)

### 15.2.1 Druckwinkel und Lastwinkel

Auch wenn Lager aufgrund der im Abschnitt 15.2.2 beschriebenen Bauformen eine bevorzugte Lastrichtung aufweisen, so wird anhand des Beispiels in Abbildung 15.1 deutlich, dass in den überwiegenden Einbaufällen keine reine Radial- oder Axialbelastung vorliegt. Zur Beurteilung der anteilig wirkenden Radial- und Axialkräfte auf ein Wälzlager nutzt man den Druckwinkel und den Lastwinkel  $\beta$  gemäß Abbildung 15.4.

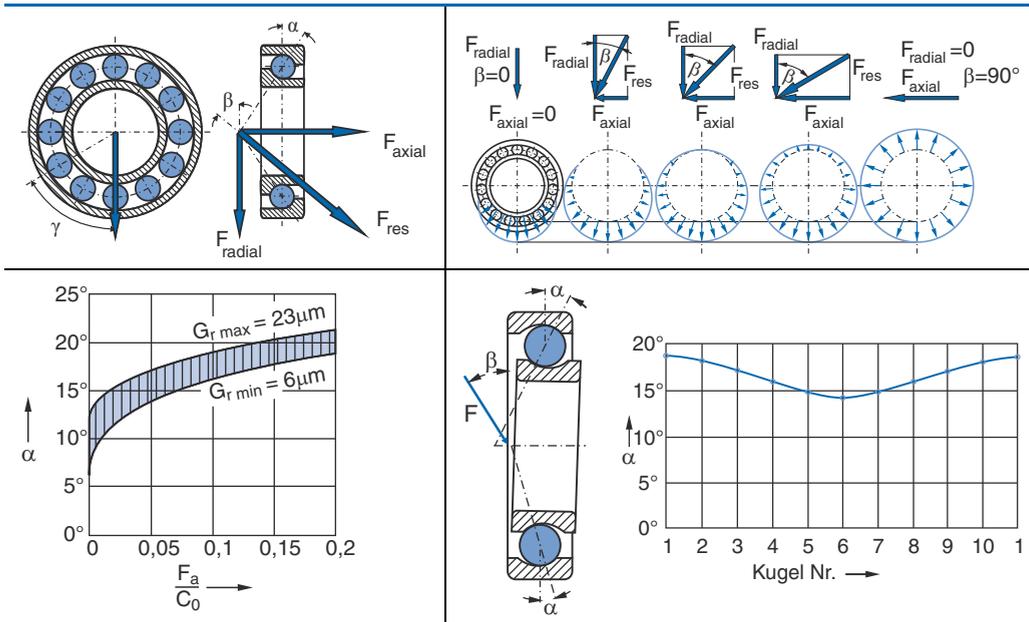


Abbildung 15.4: Druckwinkel  $\alpha$  und Lastwinkel  $\beta$  eines Kugellagers und Einfluss des Kraftverhältnisses  $F_r/F_a$  auf die Größe der belasteten Zone [15.81]

Als Druckwinkel  $\alpha$  (seltener Berührungs- oder Kontaktwinkel) wird der kleinste Winkel der Drucklinie gegenüber der lotrechten Radialebene bezeichnet. Die Drucklinie entsteht aus der theoretischen Betrachtung, dass der einzelne Wälzkörper (hier die Kugel in einem Radial-Rillenkugellager) die Laufbahnen am Innenring und Außenring in je genau einem Punkt berührt. Verbindet man diese Berührungspunkte, so erhält man die Drucklinie, die genau durch den Mittelpunkt des Wälzkörpers geht.

Somit beschreibt die Drucklinie die Wirkungslinie, auf der eine äußere, am Lager angreifende Kraft von einem Rollbahnelement über die Wälzkörper auf das andere Rollbahnelement übertragen wird. Der Schnittpunkt der Drucklinie mit der Wälzlagerachse wird als Druckmittelpunkt bezeichnet. Seine Lage wird bezogen auf die jeweiligen Lager als Abstandsmaß  $a$  angegeben.

Radiallager weisen einen Druckwinkel zwischen  $0^\circ \leq \alpha \leq 45^\circ$  und Axiallager einen Druckwinkel zwischen  $45^\circ < \alpha \leq 90^\circ$  auf. Bei einem Radial-Rillenkugellager unter reiner Radialbelastung beträgt der Druckwinkel  $\alpha = 0^\circ$ . Gleiches gilt auch für das radial belastete Radial-Zylinderrollenlager, wobei hier die infolge leichter Balligkeit vorliegenden Berührungspunkte in der Symmetrieachse der Rolle angenommen werden können. Dagegen weist ein nur axial belastbares Axial-Rillenkugellager einen Druckwinkel von  $\alpha = 90^\circ$  auf. Bei Schräg- und Schulterkugellagern können die Druckwinkel je nach innerer Gestaltung  $15^\circ$  bis  $45^\circ$  betragen. Lager mit Kegelrollen oder unsymmetrischen Tonnenrollen weisen unterschiedliche, aber feste Druckwinkel an den Laufbahnen von Innen- und Außenring auf (s.a. Abschnitt 15.2.2). Die axiale Tragfähigkeit eines Lagers steigt mit zunehmendem Druckwinkel  $\alpha$ , die Eignung für hohe Drehzahlen nimmt jedoch wegen der ungünstigeren Zerlegung der Fliehkräfte und des größeren Bohrschlupfes ab (s.a. Abschnitt 15.4.3).

Ferner ist zu beachten, dass beim Radial-Rillenkugellager und beim einreihigen Radial-Pendelrollenlager der Druckwinkel  $\alpha$  merklich von der Größe der Axialkraftkomponente und der anfänglichen radialen Lagerluft abhängt. Diese Lager zeigen also unter Axiallast einen veränderlichen (lastabhängigen) Druckwinkel  $\alpha$  [15.4].

Berechnet man aus den einwirkenden Radial- und Axiallasten  $F_{radial}$  und  $F_{axial}$  die resultierende Lagerlast  $F_{res}$ , so entsteht gemäß Abbildung 15.4 zwischen der Wirkungslinie von  $F_{res}$  und der Radialebene der vom Druckwinkel  $\alpha$  verschiedene Lastwinkel  $\beta$ :

$$F_{res} = \sqrt{F_{radial}^2 + F_{axial}^2} \quad (15.1)$$

Dabei kennzeichnet der Lastwinkel  $\beta$  gemäß Abbildung 15.4, inwieweit die Wälzkörper und die sich bewegende Laufbahn nur kurzzeitig oder ständig beansprucht werden.

Sowohl der Druckwinkel  $\alpha$  als auch der Lastwinkel  $\beta$  sind beim Vergleich von Beanspruchung und Beanspruchbarkeit im Rahmen einer Lebensdauerberechnung für ein Wälzlager von besonderer Bedeutung (s.a. Abschnitt 15.4), da die ertragbare Lebensdauer (Beanspruchbarkeit) für ein Radiallager ausschließlich aufgrund einwirkender Radiallasten im Versuch ermittelt wird, beim Axiallager werden demzufolge nur Axiallasten aufgebracht. Mithilfe des Lastwinkels  $\beta$  lässt sich die in den meisten Fällen einwirkende kombinierte Radial-Axial-Belastung auf eine ideelle oder äquivalente Radialbelastung (Axialbelastung beim Axiallager) zurückführen, die dann mit einer derartig versuchstechnisch ermittelten Radialbelastung

(Axialbelastung) im Rahmen einer Lebensdauerberechnung verglichen werden kann. Zur Erzielung der maximalen Lebensdauer und Ausnutzung der vollen Tragfähigkeit eines Lagers sollte eine Lagerbauform mit einem Druckwinkel  $\alpha$  gewählt werden, der kaum vom Lastwinkel  $\beta$  abweicht.

### 15.2.2 Arten und Bauformen

Wälzlager lassen sich entsprechend der bevorzugten Lastrichtung in Radiallager und Axiallager einteilen. Bauartbedingt ist dann nochmals zwischen Kugellagern und Rollenlagern zu unterscheiden. Grundsätzlich besteht jedoch keine strenge Unterscheidung, da bis auf wenige Ausnahmen die meisten Arten der Radiallager auch Axialkräfte aufnehmen können und manche Bauarten der Axiallager für die Aufnahme von Radialkräften geeignet sind. Zu beachten ist lediglich, dass bei den vorwiegend für Radialkräfte geeigneten Arten, den Radiallagern, die Tragfähigkeit für reine Radialkräfte angegeben wird, während die Angaben über die Tragfähigkeit der Axiallager sich auf eine reine in der Achsrichtung wirkende Belastung beziehen. Entsprechend der seinerzeitigen Entwicklung und der Komplexität des Aufbaus werden in Abbildung 15.5 zunächst die Radial-Kugellager mit ihren wesentlichen Eigenschaften vorgestellt.

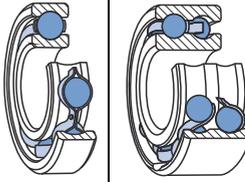
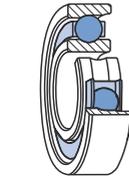
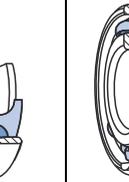
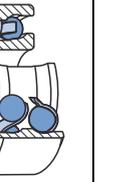
Rillenkugellager DIN 625 [15.14]		Schulterkugellager DIN 615 [15.8]	Schräggugellager DIN 628 [15.15]	Schräggugellager DIN 628 [15.15]	Pendelkugellager DIN 630 [15.16]
Einreihig	Zweireihig	Einreihig	Einreihig	Zweireihig	Zweireihig
					
Selbsthaltend		Nicht selbsthaltend	Nicht selbsthaltend	Selbsthaltend	Selbsthaltend
Mittlere Radial- und Axialbelastung beidseitig zulässig		Mittlere Radial- und Axialbelastung nur einseitig zulässig	Mittlere Radialbelastung, Axialbelastung nur einseitig zulässig	Hohe Radial- und Axialbelastung beidseitig zulässig	Hohe Radial- und kleinere Axialbelastung beidseitig zulässig
Hohe Drehzahlen		Normale Drehzahlen	Normale Drehzahlen	Normale Drehzahlen	Geringe Drehzahlen
Nenndruckwinkel: $\alpha = 0^\circ$ (radial verschoben), $\alpha = 5^\circ$ bis $15^\circ$ (axial verschoben)		Nenndruckwinkel: $\alpha = 0^\circ$ (radial verschoben), $\alpha = 5^\circ$ bis $15^\circ$ (axial verschoben)	Nenndruckwinkel: $\alpha = 15^\circ$ bis $40^\circ$	Nenndruckwinkel: $\alpha = 25^\circ$ bis $45^\circ$	Nenndruckwinkel: $\alpha = 5^\circ$ bis $20^\circ$
Kaum Winkeleinstellbarkeit (max. $16'$ )		Keine Winkeleinstellbarkeit	Keine Winkeleinstellbarkeit	Keine Winkeleinstellbarkeit	Gute Winkeleinstellbarkeit bis $4^\circ$

Abbildung 15.5: Radial-Kugellager und ihre wesentlichen Eigenschaften

Die am weitesten verbreitete Ausführung ist das Rillenkugellager, das zwar überwiegend für Radialkräfte vorgesehen ist, aufgrund seiner Geometrie jedoch auch die Aufnahme erheblicher Axialkräfte, gerade auch bei höheren Drehzahlen, erlaubt. Als starres Lager ermöglicht es nur eine geringe Winkeleinstellbarkeit. Wellenverlagerungen sind kaum ausgleichbar, sodass genau fluchtende Lagerstellen erforderlich sind. Sonderbauformen werden zwecks Verhinderung des Eindringens von Verunreinigungen mit Deckscheiben versehen. Dichtscheiben verhindern den Austritt einer werksseitig erfolgten Fettbefüllung. Eine Ringnut am Außenring erlaubt die raumsparende axiale Festlegung des Lagers im Gehäuse mit Sprengring. Das zweireihige Rillenkugellager kann Kippkräfte aufnehmen, ist also von Vorteil für kurze Wellen, die mit nur einem Lager versehen werden sollen (z.B. Spannrollen).

Schulterkugellager haben im Vergleich zum Rillenkugellager wegen ungünstiger Schmiegungsverhältnisse eine geringere Tragfähigkeit. Sie sind nur bis 30 mm Durchmesser genormt und kommen überwiegend zur Lagerung in Messgeräten, kleinen E-Maschinen und Haushaltsgeräten zum Einsatz.

Beim Schrägkugellager entsteht bedingt durch den Druckwinkel eine innere Axialkraftkomponente im Lager. Wird diese innere Axialkraft nicht durch eine äußere Axialkraft im Gleichgewicht gehalten, z.B. bei wechselnder axialer Belastungsrichtung oder ausschließlich radialer Belastung, ist für die jeweils andere Lastrichtung ein weiteres Stützlager einzubauen, vorzugsweise ein weiteres Schrägkugellager. Alternativ kann ein zweireihiges Schrägkugellager verwendet werden. Schrägkugellager eignen sich wegen der hohen axialen Belastbarkeit gut als Festlager. Radialkräfte sind nur bei gleichzeitig vorliegender Axialbelastung übertragbar. Haupteinsatzgebiete sind Werkzeugmaschinen und fördertechnische Anwendungen (z.B. Seilrollenlagerung). Zweireihige Schrägkugellager entsprechen bereits einem gegeneinander angestellten Schrägkugellagerpaar. Sie sind aufgrund der großen Stützbreite wesentlich kippsteifer und ermöglichen eine besonders hohe Führungsgenauigkeit. Zweireihige Schrägkugellager werden bevorzugt eingesetzt zur Lagerung möglichst kurzer biegesteifer Wellen, bei größeren Radial- und Axialkräften (z.B. Schneckenwellen, Wellen mit Schrägstirnrädern oder Kegelrädern sowie Fahrzeugachsen).

Das Vierpunktlager ist eine Sonderbauart des einreihigen Schrägkugellagers mit einem Nenn-druckwinkel von  $\alpha \approx 35^\circ$ . Da die Laufbahnen aus zwei in der Mitte spitz zusammenlaufenden Kreisbögen bestehen, kommt es zwischen jeder Kugel und den Laufbahnen an vier Punkten zu einer Berührung. Das Vierpunktlager sieht ähnlich aus wie ein Rillenkugellager, hat jedoch einen geteilten Innenring, der es ermöglicht, mehr Kugeln unterzubringen, wodurch bei geringerer Baubreite eine hohe radiale und eine sehr hohe axiale Tragfähigkeit in beiden Richtungen erzielt wird, weshalb man es häufig in Getrieben mit hohen Axiallasten einsetzt (Abbildung 15.1).

Pendelkugellager sind wegen der kugelig ausgebildeten Laufbahn des Außenringes besonders unempfindlich gegen Fluchtungsfehler und größere Wellendurchbiegungen. Die Hauptanwendungsgebiete sind z.B. Land-, Förder- und Holzbearbeitungsmaschinen sowie Ventilatoren.

Die Entwicklung der Rollenlager gemäß Abbildung 15.6 erfolgte zeitlich nach den Kugellagern. Die Zylinderrollenlager eignen sich besonders gut zur Aufnahme hoher Radialkräfte und je nach Ausführung auch für Axialkräfte und hohe Drehzahlen. Die in Abbildung 15.7 gezeigten Bauarten NU und N ermöglichen wegen fehlender Borde eine Längenausdehnung

und damit den Einsatz als Loslager. Dagegen können die Bauformen NUP und NJ mit Winkelring HJ wegen vorhandener Borde auch Axialkräfte aufnehmen. Dabei ist jedoch die Reibung wegen des Gleitens der Wälzkörper an den Borden zu beachten. Mehrreihige Zylinderrollenlager verfügen üblicherweise über höhere Tragzahlen, die größere Breite führt jedoch zu einer weiteren Absenkung der ohnehin schon geringen Winkeleinstellbarkeit. Zylinderrollenlager werden käfiggeführt oder vollrollig geliefert. Wegen der geringeren Rollenanzahl hat das käfiggeführte Zylinderrollenlager nur 65 bis 85 % der Tragfähigkeit des vollrolligen Lagers. Dafür beträgt die Grenzdrehzahl des vollrolligen Lagers wegen der höheren Reibungsverluste nur ca. 50 % der Drehzahl des käfiggeführten Lagers.

Zylinderrollenlager DIN 5412 [15.34]	Tonnenrollenlager DIN 635 [15.17]	Pendelrollenlager DIN 635 [15.17]	Kegelrollenlager DIN 720 [15.20]	Nadellager DIN 617 [15.10]
Nicht selbsthaltend	Selbsthaltend	Selbsthaltend	Nicht selbsthaltend	Nicht selbsthaltend
Hohe Radial-, aber nur geringe Axialbelastung beidseitig zulässig, axiale Verschiebung möglich	Hohe Radial- und geringe Axialbelastung beidseitig zulässig	Hohe Radial- und mittlere Axialbelastung beidseitig zulässig	Hohe Radial- und Axialbelastung einseitig zulässig	Hohe Radial-, aber nur geringe Axialbelastung beidseitig zulässig, axiale Verschiebung möglich
Nenndruckwinkel: $\alpha = 0^\circ$	Nenndruckwinkel: $\alpha = 0^\circ$	Nenndruckwinkel: $\alpha = 4^\circ$ bis $18^\circ$	Nenndruckwinkel: $\alpha = 9^\circ$ bis $30^\circ$	Nenndruckwinkel: $\alpha = 0^\circ$
Hohe Drehzahlen	Normale Drehzahlen	Geringe Drehzahlen	Normale Drehzahlen	Geringe Drehzahlen
Kaum Winkeleinstellbarkeit (max. $4'$ )	Gute Winkeleinstellbarkeit bis $4^\circ$	Gute Winkeleinstellbarkeit bis $2^\circ$	Kaum Winkeleinstellbarkeit (max. $4'$ )	Kaum Winkeleinstellbarkeit (max. $2'$ )

Abbildung 15.6: Radial-Rollenlager und ihre wesentlichen Eigenschaften

Zylinderrollenlager Bauform N und NJ	Zylinderrollenlager Bauform NUP	Zylinderrollenlager Bauform NJ mit Winkelring	Zylinderrollenlager Bauform NN, zweireihig	Toroidalrollenlager (CARB-Lager)

Abbildung 15.7: Weitere Bauarten von Zylinderrollenlagern und Toroidalrollenlager

Als Kompromiss zwischen beiden Ausführungen wurde das Zylinderrollenlager mit Scheibenkäfig entwickelt. Haupteinsatzgebiete der Zylinderrollenlager sind Industriegetriebe, Elektromotoren, Radsatzlager von Schienenfahrzeugen und Walzenlagerungen in Walzwerken, also generell Anwendungen mit hohen Radialbelastungen. Bauartbedingt bietet sich in vielen Fällen der Einsatz als Loslager an.

Das Tonnenrollenlager ist gut geeignet für stoßartige Radialkräfte und größere Fluchtungsfehler (wegen des kugelförmig ausgebildeten Außenringes) bei vergleichsweise geringen Axialkräften.

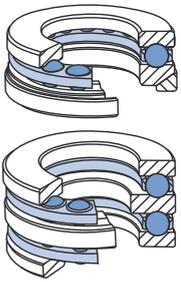
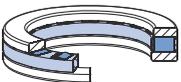
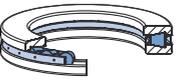
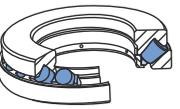
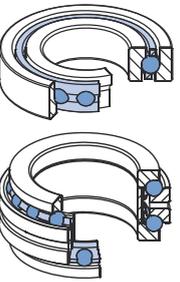
Die Kombination aus zwei symmetrischen Reihen mit Tonnenrollen führt zum Pendelrollenlager, welches für höchste radiale und axiale Belastung geeignet ist. Auch hier erlaubt die hohlkugelige Ausformung des Außenringes eine große Winkelbeweglichkeit zum Ausgleich großer Fluchtungsfehler. Eine besonders hohe Tragfähigkeit erreicht die Lagerbauart ohne Mittelbord am Innenring, da in diesem Fall längere Tonnenrollen mit größerer Tragfähigkeit eingebaut werden können. Zur Erleichterung der Montage gibt es auch geteilte Pendelrollenlager, die Innenbohrung wird bei allen Bauarten zylindrisch oder kegelförmig ausgeführt. Haupteinsatzgebiete sind hoch belastete Lagerstellen in fördertechnischen und schiffstechnischen Anwendungen (Schwerlastlaufräder, Seilrollen, Schiffswellen, Ruderschäfte) und Kurbelwellen.

Kegelrollenlager sind radial und axial gleichermaßen hoch belastbar, da sie über kegelförmige Laufbahnen verfügen. Der bordlose Außenring ist abnehmbar und erlaubt einen leichten Ein- und Ausbau der Lager. Bedingt durch die kegelförmigen Laufbahnen bewirken Radialkräfte immer innere Axialkräfte, weshalb Kegelrollenlager üblicherweise paarweise spiegelbildlich zueinander eingebaut werden. Das Lagerspiel ist einstellbar, was besonders bei der Lagerung von Schnecken- und Kegelradwellen genutzt wird, um eine optimale Tragfähigkeit der Verzahnung zu erreichen. Weitere Einsatzgebiete sind Radnabenlagerungen von Kraftfahrzeugen und Spindellagerungen von Werkzeugmaschinen sowie Lagerungen mit hohen Anforderungen an die radiale und axiale Belastbarkeit (z.B. in Industriegetrieben).

Das Nadellager ist eine Sonderbauart des Zylinderrollenlagers und verfügt demzufolge über vergleichbare Eigenschaften. Nadellager werden in verschiedenen Varianten ausgeführt, z.B. mit und ohne Innenring, als Nadelkranz nach DIN 5405, Nadelhülse und Nadelbüchse nach DIN 618 und als kombiniertes Nadel-Axial-Rillenkugellager nach DIN 5405 [15.11], [15.31], [15.32]. Mit Ausnahme des letzteren Lagers sind alle Bauarten ausschließlich für Radiallasten geeignet. Im Vergleich zum Zylinderrollenlager verfügen sie über kleinere Baudurchmesser. Gegenüber allen anderen Wälzlagerbauformen haben sie eine größere radiale Steifigkeit sowie eine geringe Stoßempfindlichkeit. Nadelkränze können direkt auf der Welle bzw. im Gehäuse laufen, was jedoch eine entsprechende Härte der Laufflächen von 58 bis 65 HRC und eine entsprechende Genauigkeit sowie Oberflächengüte ( $R_a \leq 0,2 \mu\text{m}$ ) voraussetzt. Die Hauptanwendung sind kleine bis mittlere Drehzahlen und Pendelbewegungen, z.B. bei Pleuellagerungen, Kipphebellagerungen, Spindellagerungen und Pendelachsen bei Kraftfahrzeugen sowie bei allgemein radial begrenztem Bauraum.

Der große Vorteil der hohen radialen Tragfähigkeit von Zylinderrollenlagern und Nadellagern ist mit dem Nachteil behaftet, dass im Falle nicht fluchtender Lagerstellen hohe Kantenpressungen zwischen Rollen und Laufbahnen auftreten können, die zu hohem Verschleiß führen.

Aus diesem Grund wurde das sogenannte Toroidalrollenlager bzw. CARB-Lager entwickelt (Compact Aligning Roller Bearing), Abbildung 15.7. Die Rollen des CARB-Lagers sind erheblich länger als beim Zylinderrollenlager, jedoch mit einer größeren Balligkeit versehen als Pendelrollen. Demzufolge verfügt das CARB-Lager über alle Vorteile der Zylinder-, Rollen- und Nadellager, nämlich hohe radiale Tragfähigkeit, geringe Querschnittshöhe und große Winkelbeweglichkeit. Da Innen- und Außenring keinen Schiebesitz benötigen, sind ein Wandern der Ringe und die Gefahr von Passungsrost ausgeschlossen. Hauptanwendungsgebiete des CARB-Lagers sind Konstruktionen, bei denen Einsparungen durch kompaktere und leichtere Bauart die Mehrkosten des Lagers ausgleichen (z. B. Trockenwalzenlagerungen in Papiermaschinen).

Axial-Rillenkugellager einreihig und zweireihig DIN 711, DIN 715 [15.18], [15.19]	Axial-Zylinderrollenlager DIN 722 [15.21]	Axial-Kegelrollenlager DIN 720 [15.20]	Axial-Pendelrollenlager DIN 728 [15.22]	Axial-Schräggugellager einreihig und zweireihig DIN 728 [15.22]
				
Nicht selbsthaltend	Nicht selbsthaltend	Nicht selbsthaltend	Nicht selbsthaltend	Nicht selbsthaltend
Nur hohe Axialbelastung einseitig zulässig	Hohe Radial- und mittlere Axialbelastung einseitig zulässig	Hohe Radial- und Axialbelastung einseitig zulässig	Hohe Radial- und Axialbelastung einseitig zulässig	Hohe Radial- und Axialbelastung einseitig zulässig
Nenndruckwinkel: $\alpha = 90^\circ$	Nenndruckwinkel: $\alpha = 90^\circ$	Nenndruckwinkel: $\alpha = 50^\circ$	Nenndruckwinkel: $\alpha = 50^\circ$	Nenndruckwinkel: $\alpha = 60^\circ$
Normale Drehzahlen	Geringe Drehzahlen	Normale Drehzahlen	Hohe Drehzahlen	Hohe Drehzahlen
Winkeleinstellbarkeit nur über kugelige Gehäusescheibe	Keine Winkeleinstellbarkeit	Keine Winkeleinstellbarkeit	Gute Winkeleinstellbarkeit bis $2^\circ$	Keine Winkeleinstellbarkeit

**Abbildung 15.8:** Axial-Kugel- und -Rollenlager und ihre wesentlichen Eigenschaften

Die Hauptbauarten von ausschließlich axial belastbaren Lagern sind in Abbildung 15.8 zusammengestellt. Das einreihige Axial-Rillenkugellager verfügt zur Axialkraftaufnahme in nur einer Richtung über eine Wellenscheibe und eine Gehäusescheibe, zwischen denen sich die Wälzkörper (Kugeln) befinden. Demgegenüber hat das zweireihige Axial-Rillenkugellager eine zusätzliche Gehäusescheibe und einen zusätzlichen Wälzkörpersatz, sodass Axialkräfte in beiden Richtungen aufgenommen werden können. In beiden Fällen sind weder eine radiale Kraftaufnahme noch höhere Drehzahlen möglich, da die Fliehkräfte auf die Wälzkörper

ungünstige Laufverhältnisse bedingen. Zum Ausgleich von Fluchtungsfehlern können die Gehäuseauflageflächen kugelförmig ausgebildet werden. Haupteinsatzgebiete sind Werkzeugmaschinen (Bohrspindeln, Reitstockspitzen) sowie Schnecken- und Bewegungsschraubengeräte im Getriebebau und in der Fördertechnik.

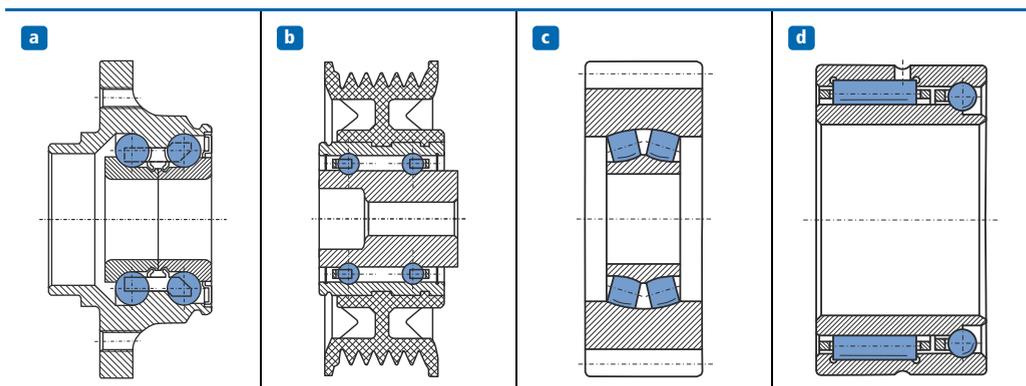
Beim Axial-Zylinderrollenlager werden Rollen anstelle von Kugeln verwendet. Daraus entstehen hohe Reibanteile, da Rolleninnen- und Rollenaußenseite unterschiedliche Umfänge zurücklegen müssen. Bei breiteren Lagern werden deshalb häufig zwei Reihen von Zylinderrollen nebeneinander geführt.

Zur Vermeidung dieses Nachteiles bieten sich Axial-Kegelrollenlager an, da aufgrund der verschiedenen Rollenradien in der Berührfläche kein Zwangsschlupf auftritt. Axial-Kegelrollenlager werden häufig als kompakte Einheit im Kraftfahrzeugbau als Lenkschenkellager eingesetzt.

Beim Axial-Pendelrollenlager erfolgt die Kraftübertragung zwischen Laufbahnen und Wälzkörpern unter einem Winkel von ca.  $45^\circ$  zur Lagerachse, sodass neben Axialkräften auch begrenzt Radialkräfte übertragen werden können ( $F_r \leq 0,55 \cdot F_a$ ). Durch die pendelnde Abstützung besteht eine gute Winkeleinstellbarkeit bis zu  $3^\circ$ . Häufige Anwendungsgebiete sind die Fördertechnik (Spurlager von Kransäulen und Wellen in Förderschnecken) und der Schiffsmaschinenbau (z. B. Schiffsschrauben).

Axial-Schräggugellager kommen hauptsächlich in einreihiger und zweireihiger Ausführung im Werkzeugmaschinenbau zum Einsatz, wo eine hohe axiale Steifigkeit und genaue Führung durch eine definierte Vorspannung erreicht wird.

Neben diesen serienmäßig verfügbaren Lagern werden in zunehmendem Maße Sonderbauarten entwickelt, die in kompakter Form mehrere Funktionen erfüllen. Abbildung 15.9 zeigt beispielhaft die Radlagereinheit eines PKWs, die Spannrolle für einen Riementrieb, eine Planetenradeinheit und ein kombiniertes Nadel-Schräggugellager. So wird bei den ersten drei Beispielen aus Platzgründen auf den Innen- oder den Außenring oder auf beide verzichtet. Grundvoraussetzung für eine einwandfreie Funktion dieser raumsparenden, kompakten und beanspruchungsgerecht gestalteten Lagereinheiten sind gehärtete und geschliffene Laufflächen (Wellen und Gehäuse müssen aus härtbarem Werkstoff sein).

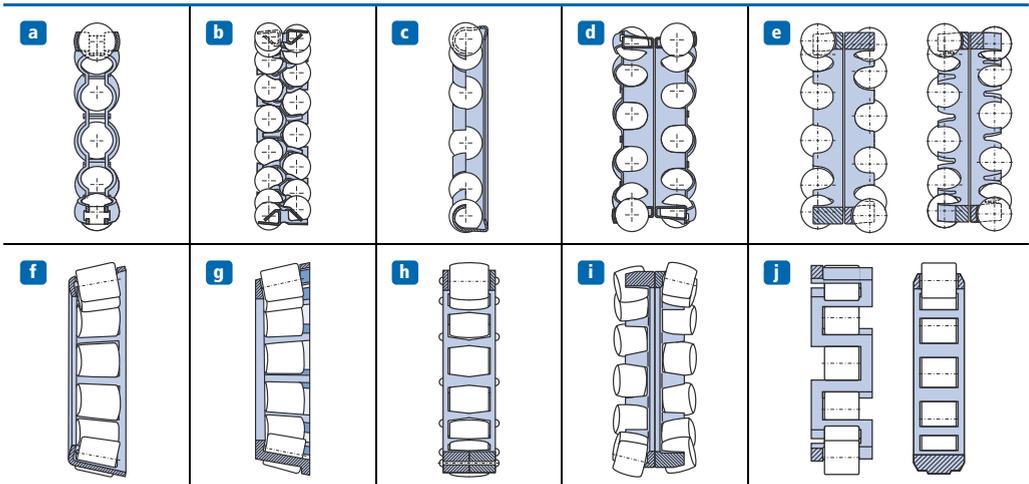


**Abbildung 15.9:** Sonderbauformen von Lagern – a) Radlager eines PKWs, b) Spannrolle für Riementrieb, c) Planetenradeinheit, d) Nadel-Schräggugellager [15.4], [15.73]

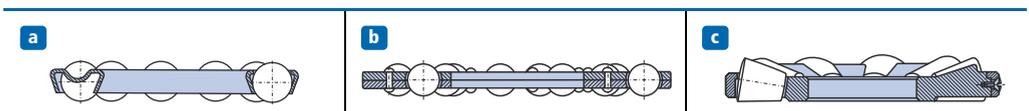
Mit Ausnahme von vollrolligen Lagern verfügen alle anderen der hier vorgestellten Lagerbauarten über Käfige gemäß Abbildung 15.10 und Abbildung 15.11, die folgende Funktionen erfüllen müssen:

- Gleichmäßige Verteilung der Wälzkörper über dem Umfang bei teilgefüllten Lagern (z.B. Rillenkugellager)
- Verhinderung der Berührung der Wälzkörper, da sich anderenfalls wegen der einander entgegengerichteten Umfangsgeschwindigkeiten an den Berührstellen der Wälzkörper kein hydrodynamischer Schmierfilm aufbauen kann
- Zusammenfassung der Wälzkörper gleichen Durchmessers (max. Abweichung ca. 0,001 mm) mit einem Laufring zu einer montierbaren Einheit
- Führung der Wälzkörper bzw. Begrenzung des Schräglaufes (Schränken), insbesondere bei Nadellagern, da Rollen vorrangig durch die Lagerborde und nur in zweiter Linie durch den Käfig geführt werden
- Weiterleitung von Massen- und Schlupfkraften

Im Gegensatz zu metallischen Käfigen können Kunststoffkäfige auch bei Führung auf den Wälzkörpern einteilig gestaltet werden, da infolge der Elastizität die Wälzkörper in die Taschen einschnappen können. Weitere Vorteile sind der elastische Abbau von Zerrkräften sowie die guten Notlaufeigenschaften, d.h. im Gegensatz zu metallischen Käfigen tritt kein katastrophales Versagen mit Blockieren des Lagers auf.



**Abbildung 15.10:** Bauarten von Käfigen für radiale Kugel- und Rollenlager – a) Rillenkugellager, b) Pendelkugellager, c) Schrägkugellager (einreihig), d) Schrägkugellager (zweireihig), e) Massivkäfige für zweireihige Rillenkugellager, f) Kegelrollenlager (gestanzt), g) Kegelrollenlager (Guss), h) Tonnenrollenlager (massiv), i) Pendelrollenlager (massiv), j) Zylinderrollenlager (Mäanderform und Fensterkäfig)



**Abbildung 15.11:** Bauarten von Käfigen für Axiallager – a) Gestanzter Käfig für einreihiges Kugellager, b) Genietetes Käfig für zweireihiges Kugellager, c) Massivkäfig für Kegelrollenlager

Die Eigenschaften und Anwendungsbereiche der Käfige sind in Tabelle 15.1 zusammengestellt.

	<b>Gestanzter Blechkäfig aus Stahl oder Messing</b>	<b>Spanend bearbeiteter Massivkäfig aus Messing, Stahl, Leichtmetall oder Sintermetall</b>	<b>Spanend bearbeiteter Massivkäfig aus Phenolharz</b>	<b>Spritzgusskäfig aus Kunststoff (i.A. glasfaserverstärkter PA66)</b>
<b>Drehzahlgrenze</b>	Drehzahlgrenze des Lagers	Drehzahlgrenze des Lagers kann erhöht werden (genauer Rundlauf).	Führung i.A. durch einen der Ringe, Drehzahlgrenze des Lagers kann dadurch erhöht werden (genauer Rundlauf).	Drehzahlgrenze des Lagers
<b>Temperatur</b>	Keine Einschränkungen der Betriebstemperatur des Lagers (normal 300 °C)	Keine Einschränkungen der Betriebstemperatur des Lagers (normal 300 °C)	Maximal 110 °C im Dauerbetrieb	PA66. GF 120 °C im Dauerbetrieb, 150 °C für mehrere Stunden, Spitzen bis 180 °C. Modifizierte Polyamide bis 300 °C
<b>Schmierung</b>	Berührung Metall/Metall, daher Schmierung erforderlich	Kleinste Reibungszahl Metall/Metall; Bietet ausreichend Raum für Schmierstoff	Kleine Reibungszahl; ölbenetzter Käfig: optimale Lager-schmierung	Niedrige Reibungszahl; unempfindlich gegen Mangel-schmierung
<b>Vibrationsbeständigkeit</b>	Begrenzt durch mechanische Festigkeit, Montageart, evtl. Unwucht	Ausgezeichnete Beständigkeit, insbesondere bei ringgeführten Käfig; Käfigführung bleibt auch bei dynamischer Unwucht erhalten.	Gutes Verhalten bei ringgeführtem Käfig; geringe Trägheit; Gute Gleichgewichtsstellung	Geringe Schwingbruchgefahr, geringes Gewicht, hohe Elastizität
<b>Starke Beschleunigungen</b>	Bruchgefahr	Hohe mechanische Festigkeit, jedoch mangelnde Flexibilität; große Trägheit	Ausgezeichnetes Verhalten durch geringe Trägheit und hohe mechanische Festigkeit	Hervorragendes Verhalten, geringes Gewicht, hohe Elastizität
<b>Fluchtungsfehler</b>	Bruchgefahr, empfindlich gegen Verkippen	Verwendung nicht empfehlenswert	Verwendung nicht empfehlenswert	Unempfindlich gegen Verkippen; hohe Elastizität
<b>Bemerkungen, Anwendung</b>	Billig; geklammert für kleine Lager, große Stückzahlen; genietet oder geschweißt bei dicken Blechen (für mittlere Stückzahlen)	Teuer; für mittelgroße und große Lager; in feuchter Umgebung anfällig für elektrolytische Reaktionen	Teuer; für mittelgroße Lager; Verwendung i.A. nur bei Hochgenauigkeitslagern bzw. Lagern mit hohen Drehzahlen	Austausch gegen Blechkäfig in zahlreichen Lagerarten; mehr Wälzkörper am Umfang, unempfindlich gegen Feuchtigkeit, kostengünstig

**Tabelle 15.1:** Eigenschaften und Anwendungsbereiche von Käfigen verschiedener Bauart [15.101]

In den meisten Fällen wird der Käfig wälzkörpergeführt. Dies kann über die Querstege und die äußeren Mantelflächen der Wälzkörper oder über Bolzen in mit Bohrungen versehenen Rollen erfolgen, wodurch sich eine größere Rollenanzahl im Lager erreichen lässt. Liegen hohe Beschleunigungen und Drehzahlen vor, so wird die Käfigführung über die Lagerborde vorgenommen. Dabei nutzt man bevorzugt einteilige Fensterkäfige, da die Verbindungsstellen bei mehrteiligen genieteten, geklammerten, geschweißten oder geschraubten Käfigen Schwachstellen darstellen.

### 15.2.3 Pressung, Schmiegun g und Wälzkörperführung

Bedingt durch die von außen einwirkenden Kräfte entsteht zwischen Wälzkörpern und Laufbahnen im Kontaktbereich die Hertz'sche Pressung. Die Grundlagen hierzu wurden in Kapitel 3 behandelt. Die Höhe der maximalen Hertz'schen Pressung im Kontaktbereich zwischen Wälzkörper und Laufbahn wird maßgeblich von der Schmiegun g  $\kappa$  beeinflusst, mit der man gemäß Abbildung 15.12 das auf den Wälzkörperradius bezogene Rillenübermaß bezeichnet. Eine enge Schmiegun g führt zu einer hohen Tragfähigkeit des Lagers, während eine weite Schmiegun g geringe Reibungsverluste und eine geringe Empfindlichkeit gegen Kippen bedingt. Typische Werte für Rillenkugellager mit günstigen Berührungsverhältnissen sind  $\kappa \approx 0,02 \dots 0,05$ , die dadurch erreicht werden, dass der Rillennradius beim Rillenkugellager am Innenring um 4 % und am Außenring um 8 % größer ist.

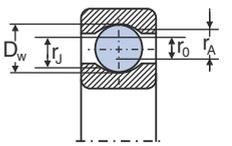
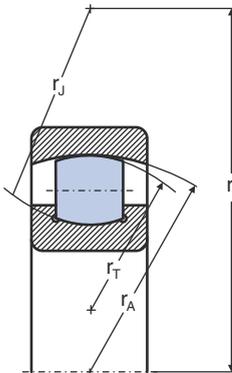
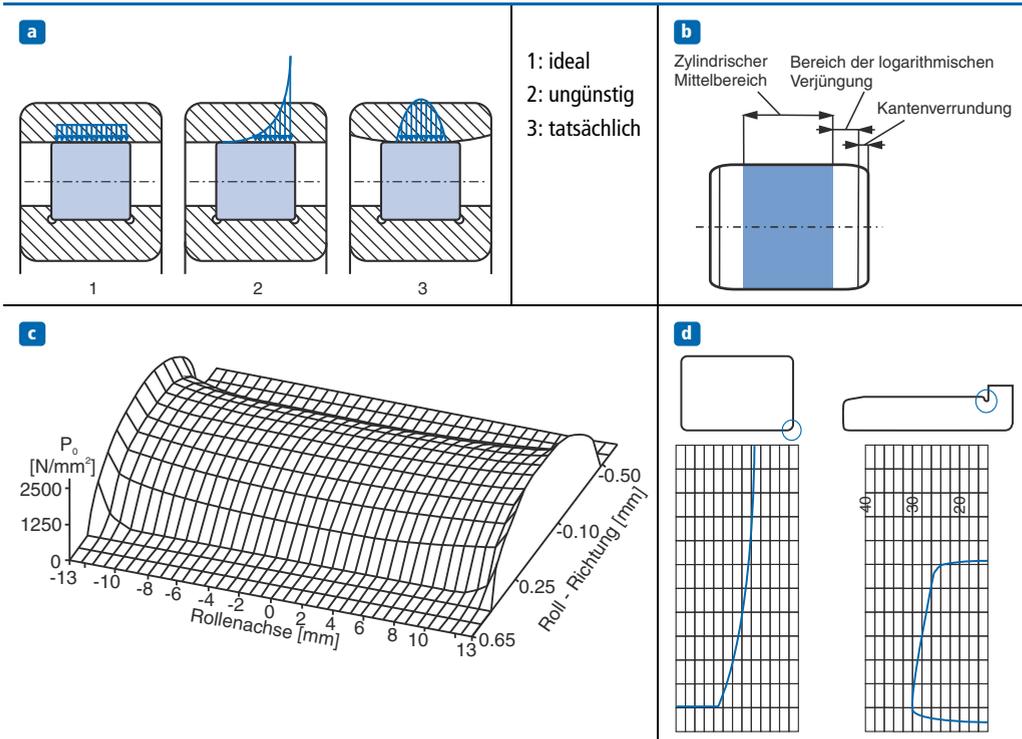
	Innenring	Außenring	Mittelwert
	Rillenkugellager		
	$\kappa_J = \frac{2 \cdot r_J}{D_W} - 1$ (15.2)	$\kappa_A = \frac{2 \cdot r_A}{D_W} - 1$ (15.3)	$\kappa = \frac{1}{2} \cdot (\kappa_J + \kappa_A)$ (15.4)
	Pendelrollen- und Tonnenlager		
	$\kappa_J = \frac{r_J}{r_T} - 1$ (15.5)	$\kappa_A = \frac{r_A}{r_T} - 1$ (15.6)	$\kappa = \frac{1}{2} \cdot (\kappa_J + \kappa_A)$ (15.7)
	$r_0 = \frac{1}{2} \cdot (\kappa_J + \kappa_A) \cdot D_W = \kappa \cdot D_W$ (15.8)		
$D_W$ : Wälzkörperdurchmesser $r_J, r_A$ : Laufbahn-Rillennradius am Innen- bzw. Außenring $r_T$ : Radius des Profils der Rolle $r_0$ : Abstand der Krümmungsmittelpunkte			

Abbildung 15.12: Schmiegun g zwischen Wälzkörper und Laufbahnen

Betrachtet man gemäß Abbildung 15.13 ein Zylinderrollenlager, so entstehen bei genau zylindrischer Geometrie der Rollen und Laufbahnen an den Rollen- und Laufbahnenenden Spannungsspitzen, die zu einer deutlichen Minderung der Lebensdauer führen können.

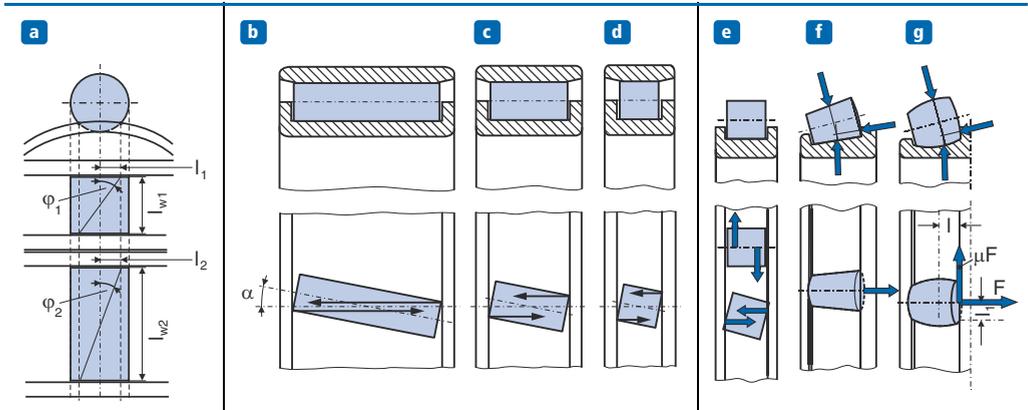


**Abbildung 15.13:** Spannungsspitzen durch Kantentragen bei Zylinderrollen – a) Idealer, ungünstigster und tatsächlicher Spannungsverlauf, b) Logarithmisches Zylinderrollenprofil zur Vergleichmäßigung der Spannung, c) Ungünstiger Spannungsverlauf über der Rollenbreite mit Spannungsspitzen im Randbereich, d) Rücknahmen an der Rollenstirnseite und am Bord [15.4]

Zur Vermeidung dieser Problematik werden die Zylinderrollen im Außenbereich der Lauffläche mit einem logarithmischen Profil versehen, sodass eine modifizierte Linienberührung entsteht. Dadurch erfolgt eine Entlastung des Randbereiches bei gleichzeitiger Erhöhung der Beanspruchungen im zylindrischen Mittelbereich. Zur Vergleichmäßigung der Beanspruchungen in den Laufbahnflächen verfügen häufig auch die Innen- und Außenringe über dieses logarithmische Profil [15.92]. Damit sind die Lager weniger empfindlich gegen Wellendurchbiegung und Fluchtungsfehler. Durch die gezielte Profilierung wird erreicht, dass bei Schiefstellungen zwischen Innen- und Außenring bis etwa  $4^\circ$  bei normaler Belastung keine Lebensdauer mindernden Kantenspannungen auftreten.

Zur Verbesserung der axialen Tragfähigkeit, die beim Zylinderrollenlager überwiegend durch den Kontakt zwischen Rollenstirnseite und Bord gegeben ist – ein Teil der Axialkraft wird auch durch Reibung zwischen Rolle und Laufbahn übertragen –, sind gemäß Abbildung 15.13 d) die laufbahnseitigen Bordflächen der Lagerringe leicht nach außen geneigt. In Verbindung mit der modifizierten Rollenstirnseite ergibt das eine Kontaktgeometrie, die im Betrieb die Bildung eines hydrodynamischen Schmierfilms zwischen Rollenstirn und Bord begünstigt, der reibungsarmen Lauf bei gleichzeitig hoher axialer Tragfähigkeit ermöglicht.

Der Einfluss der Rollenlänge auf die Bordbeanspruchung bei gleichem Schränkwinkel  $\alpha$  ist in Abbildung 15.14 dargestellt. Demzufolge nehmen die Bordbeanspruchung und damit die Gefahr des Fressens mit größer werdender Rollenlänge zu. Ferner wird die Führungsluft größer, da die Toleranz der Rollenlänge und der Bordweite größer wird.



**Abbildung 15.14:** Spielführung und Spannführung sowie Einfluss der Rollenlänge auf die Bordbeanspruchung und den Führungswinkel [15.81]

Ebenso steigen aber auch die Schränkkräfte, da die absoluten Abweichungen von der Zylinderform bei den Laufbahnen mit der Rollenlänge zunehmen. Somit wird die Führung umso besser, je größer der Führungswinkel  $\varphi$  gemäß Abbildung 15.14 c) ist. Aus Untersuchungen ist bekannt, dass die Bordführung nur bis zu einem Verhältnis von Wälzkörperlänge zu Wälzkörperdurchmesser von  $l_w : d_w \approx 2$  zweckmäßig ist. Anderenfalls muss die Führung der Rollen durch den Käfig oder die Laufbahn erfolgen, woraus allerdings ungünstigere Reibungsverhältnisse und die Gefahr des Fressens entstehen können [15.81].

Im Gegensatz zu dieser sogenannten Spielführung beim Zylinderrollenlager bezeichnet man die Rollenführung beim Kegelrollenlager als Spannführung. Unabhängig vom Spiel zwischen Rollenstirnseite und Bord verhindert die „Einspannung“ der Kegelrolle zwischen den kegeligen Laufbahnen in der belasteten Zone des Lagers ein Schränken der Rollen. Entsprechend Abbildung 15.14 könnte ein Schränken eintreten, wenn das Moment  $\mu \cdot F \cdot l > F \cdot l_1$  wird. Da jedoch selbst für  $l \approx l_1$  die Kraft  $F$  immer ein Vielfaches der Reibkraftkomponente  $\mu \cdot F$  beträgt, kann die Reibung der Kegelrolle durch Bordkontakt nicht zu einer Schiefstellung der Rolle führen.

### 15.2.4 Lagerluft, Spiel und Kippwinkel

Die Ringe eines Rillenkugellagers mit dem Radialspiel  $G_r$  lassen sich gemäß Abbildung 15.15 aus der Symmetrielage in axialer Richtung bis zur spannungsfreien Berührung um  $G_a/2$  gegeneinander verschieben. Da diese axiale Verschiebemöglichkeit in beiden Richtungen möglich ist, ergeben sich für das gesamte Axialspiel  $G_a$  abhängig vom Radialspiel  $G_r$  die in Abbildung 15.15 dargestellten Zusammenhänge.

Bei zweireihigen Lagern mit unveränderlichem Druckwinkel – hierzu gehören zweireihige oder spiegelbildlich angeordnete einreihige Kegelrollenlager sowie Pendelrollenlager und Pendelkugellager – lässt sich gemäß Abbildung 15.16 das Axialspiel aus dem Radialspiel wie folgt bestimmen:

$$\frac{G_a}{G_r} = \cot \alpha_0 \quad \text{bzw.} \quad G_a = G_r \cdot \cot \alpha_0 \quad (15.9)$$

Die Werte für die wichtigsten Lagerreihen sind in Abbildung 15.16 aufgeführt. Bei den Lagerreihen, bei denen sich der Druckwinkel  $\alpha_0$  von Lager zu Lager unterscheidet, ist der Wert von  $G_a/G_r$  als Vielfaches vom sogenannten Axialfaktor der statischen Tragfähigkeit  $Y_0$  angegeben, der ebenfalls von  $\alpha_0$  abhängt und in den Wälzlagerkatalogen angegeben ist.

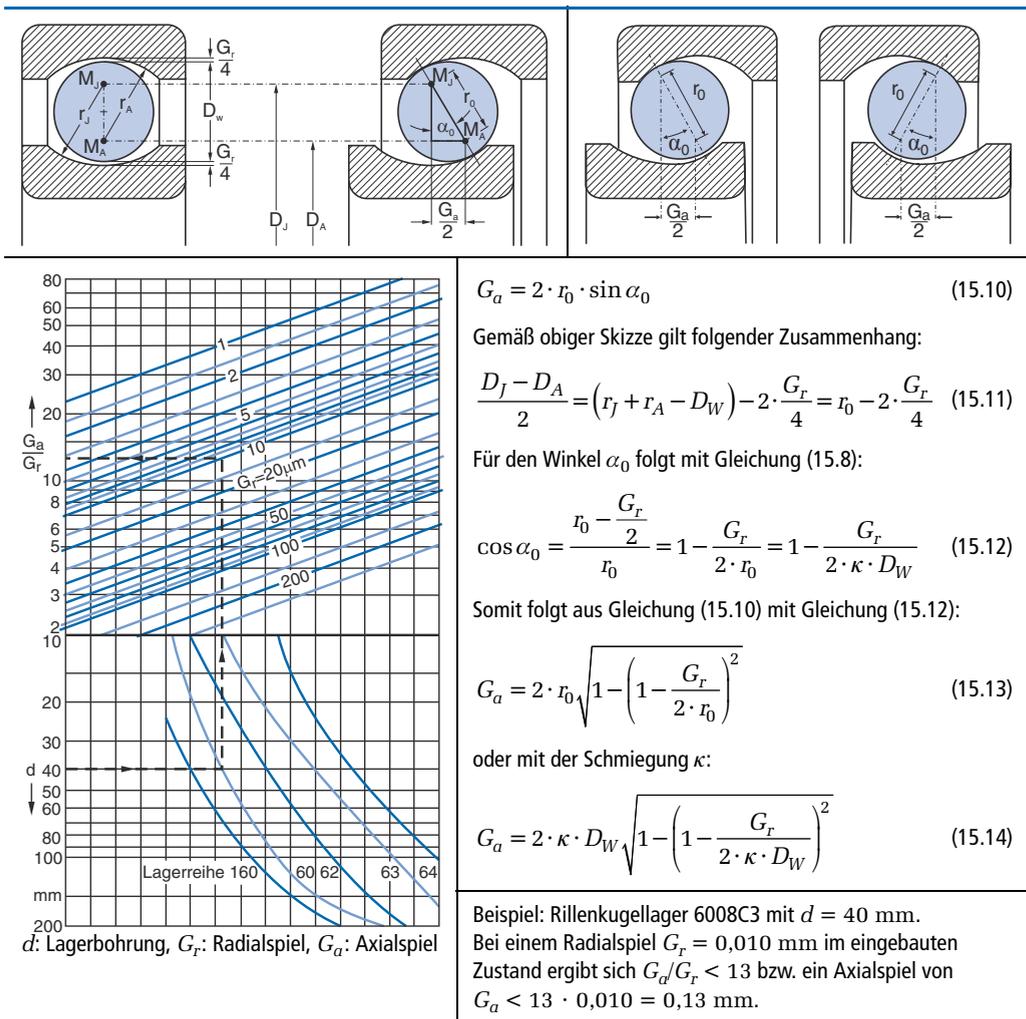
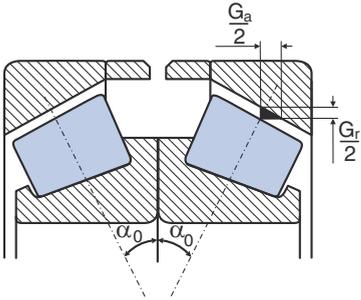


Abbildung 15.15: Radialspiel und Axialspiel bei Rillenkugellagern und Maximalpositionen [15.4]



Lagerbauart	$G_a/G_r$
Pendelkugellager, Pendelrollenlager, Kegelrollenlager zweireihig, $Y_0$ -Wert aus Katalog	$2,3 \cdot Y_0$
Kegelrollenlager, einreihig, paarweise angeordnet, $Y_0$ -Wert des einreihigen Lagers	$4,6 \cdot Y_0$
Schrägkugellager, zweireihig, Reihe 32 und 33	1,4
Schrägkugellager, zweireihig, Reihe 72B und 73B paarweise angeordnet	1,2
Vierpunktlager	1,4

**Abbildung 15.16:** Zusammenhang zwischen Axialspiel  $G_a$  und Radialspiel  $G_r$  beim zweireihigen Lager mit unveränderlichem Druckwinkel [15.4]

Die Werte für die Schrägkugellager und Vierpunktlager sind Näherungswerte, da streng genommen wie bei den Rillenkugellagern die Schmiegungsverhältnisse berücksichtigt werden müssten. Für Lager mit einem Nenndruckwinkel von  $\alpha_0 > 30^\circ$  sind die angeführten Werte jedoch ausreichend genau.

Bei Rillenkugellagern mit einem bestimmten Radialspiel bzw. Axialspiel kann entsprechend Abbildung 15.17 der Innenring aus der Mittellage verkippen und zwar um den Lagermittelpunkt (Kippwinkel  $\Theta_m$  in rad) oder aber um die unterste Kugel (Kippwinkel  $\Theta_u$  in rad). In beiden Fällen sollen die Scheitelkugeln an der Innen- und Außenlaufbahn spannungsfrei anliegen. Da beide Kippwinkel sehr klein sind, kann man in guter Näherung die Bogenbewegung des Innenrings beim Verkippen durch eine geradlinige Axialverschiebung ersetzen.

Beim Verkippen um den Lagermittelpunkt verteilt sich das Radialspiel  $G_r$  in der Ausgangslage gleichmäßig auf alle vier Berührstellen, sodass der Innenring daher an der obersten und untersten Kugel um  $G_r/2$  ausschwenken kann. Das Axialspiel  $G_a$  ist aus dem Radialspiel  $G_r$  mithilfe des Diagrammes aus Abbildung 15.15 zu bestimmen. So ergibt sich beispielsweise für das Rillenkugellager 6210 mit dem mittleren Radialspiel  $G_r = 0,0015$  mm und  $D_{pw} \approx (50 + 90) / 2 = 70$  mm der Kippwinkel  $\Theta_m = 0,0023$  rad =  $8'$ .

Demgegenüber verteilt sich beim Verkippen um die unterste Kugel das Radialspiel in der Ausgangslage gleichmäßig auf die Berührstellen der oberen Kugel zu  $G_r/2$ . Das wirksame Radialspiel  $G_r^*$  an der oberen Kugel ist demzufolge doppelt so groß wie bei der Verkipfung um den Lagermittelpunkt ( $G_r^* = 2 \cdot G_r$ ), sodass sich eine deutlich größere axiale Verschiebemöglichkeit von  $G_a^*/2$  ergibt. Der Abstand vom Schwenkmittelpunkt ist dann der Teilkreisdurchmesser  $D_{pw}$ . Unter Verwendung von Abbildung 15.15 lässt sich  $G_a^*$  wiederum aus dem Radialspiel  $G_r^* = 2 \cdot G_r$  bestimmen. Für obiges Beispiel ergibt sich dann der Kippwinkel zu  $\Theta_u = 0,0016$  rad ( $\Theta_u \approx 5,5'$ ). Im Vergleich zur Verkipfung um die Lagermitte ergibt sich bei der Verkipfung um die unterste Kugel ein deutlich kleinerer Kippwinkel.

Anhaltswerte für die Winkeleinstellbarkeit sind Abschnitt 15.2.2 bzw. den jeweiligen Wälzlagerkatalogen zu entnehmen.

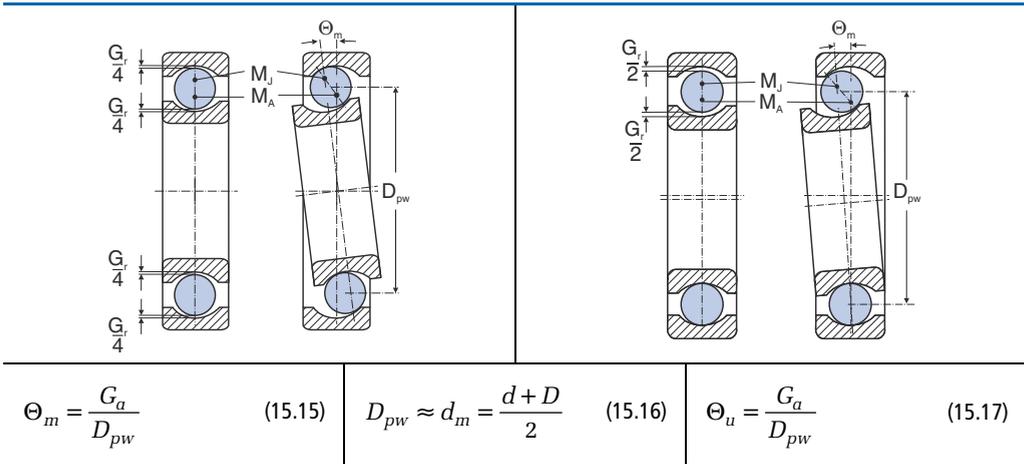


Abbildung 15.17: Verkipfung – a) um den Lagermittelpunkt, b) um die unterste Kugel [15.4]

### 15.2.5 Überrollen, Schwenkbewegungen und Abwälzen

In vielen Fällen ist für eine konstruktiv gut durchgestaltete Lagerung und für die Überwachung der Lagerung im Betrieb (s.a. Abschnitt 15.5) die genaue Kenntnis der Wälzkörper- und Käfigdrehzahlen notwendig. Im Folgenden sollen gemäß Abbildung 15.18 die Geschwindigkeitsverhältnisse eines Kegelrollen- und eines Schrägkugellagers im üblichen Drehzahlbereich betrachtet werden, sodass der Einfluss der Massenträgheitskräfte vernachlässigt werden kann.

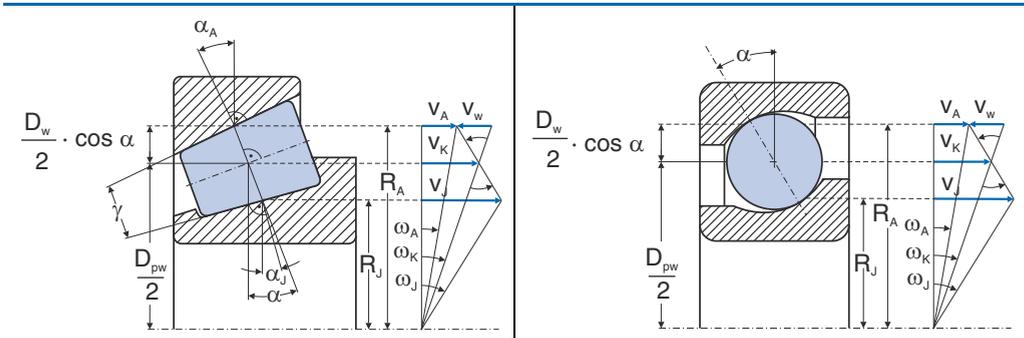


Abbildung 15.18: Erforderliche Daten zur Bestimmung der Käfig- und Rollkörperdrehzahl [15.4]

Betrachtet man den allgemeinen Fall, so können beide Ringe eines Wälzlagers im gleichen Drehsinn umlaufen und zwar der Innenring mit der Drehzahl  $n_J$  und der Außenring mit der Drehzahl  $n_A$  (mathematisch positiv (+) entgegen dem Uhrzeigersinn). Die Rollkörper berühren die Laufbahnen unter dem Betriebsdruckwinkel  $\alpha$  und rollen ohne Schlupf ab. Dabei haben die Innen- und Außenringlaufbahnen des Kegelrollenlagers unterschiedliche Winkel  $\alpha_J$  und  $\alpha_A$ . Da der Rollenwinkel  $\gamma$  im Allgemeinen sehr klein ist, kann der Betriebsdruckwinkel  $\alpha$  in der weiteren Betrachtung als  $\alpha = (\alpha_J + \alpha_A) / 2$  eingesetzt werden.

Für einen Körper, der mit der Drehzahl  $n$  [ $\text{min}^{-1}$ ] um eine Achse rotiert, berechnen sich die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  und die Umfangsgeschwindigkeit  $v$  zu:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad \text{und} \quad v = R \cdot \omega = R \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad (15.18)$$

Für den Innen- und Außenradius folgt mit dem Wälzkörperdurchmesser  $D_w$  und  $D_{pw}$  nach Gleichung (15.16):

$$R_J = 0,5 \cdot D_{pw} - 0,5 \cdot D_w \cdot \cos \alpha \quad R_A = 0,5 \cdot D_{pw} + 0,5 \cdot D_w \cdot \cos \alpha \quad (15.19)$$

Demzufolge berechnen sich die Umfangsgeschwindigkeiten des Innen- und Außenrings zu:

$$v_J = \frac{\pi \cdot n_J}{60} \cdot (D_{pw} - D_w \cdot \cos \alpha) \quad v_A = \frac{\pi \cdot n_A}{60} \cdot (D_{pw} + D_w \cdot \cos \alpha) \quad (15.20)$$

Die Umfangsgeschwindigkeit  $v_K$  des Käfigs wird im Abstand  $D_{pw}/2$  von der Lagerachse aus gemessen, sie entspricht also der Geschwindigkeit der Wälzkörpermittelpunkte. Ist jedoch gemäß Abbildung 15.4 der Druckwinkel bei einem radial und axial belasteten Rillenkugellager an den einzelnen Kugeln verschieden groß, so eilen die Kugeln während eines Umlaufs relativ zum Käfig vor bzw. nach. Extrem ungünstige Verhältnisse ausgenommen, kann der Einfluss dieser Geschwindigkeitsschwankungen auf die Umfangsgeschwindigkeit des Käfigs vernachlässigt werden.

Unter Annahme eines konstanten Druckwinkels  $\alpha$  berechnet sich mit Gleichung (15.20) die Käfiggeschwindigkeit  $v_K$  als arithmetisches Mittel aus den Umfangsgeschwindigkeiten  $v_J$  und  $v_A$ :

$$v_K = \frac{1}{2} \cdot (v_J + v_A) = \frac{\pi \cdot D_{pw}}{60} \cdot \left[ \left( 1 - \frac{D_w \cdot \cos \alpha}{D_{pw}} \right) \cdot \frac{n_J}{2} + \left( 1 + \frac{D_w \cdot \cos \alpha}{D_{pw}} \right) \cdot \frac{n_A}{2} \right] \quad (15.21)$$

Für die Drehzahl  $n_K$  gilt entsprechend:

$$n_K = \left( 1 - \frac{D_w \cdot \cos \alpha}{D_{pw}} \right) \cdot \frac{n_J}{2} + \left( 1 + \frac{D_w \cdot \cos \alpha}{D_{pw}} \right) \cdot \frac{n_A}{2} \quad (15.22)$$

Rotiert nur ein Lagerring (Innenring oder Außenring), so ergeben sich die folgenden Zusammenhänge, wobei das Minuszeichen bei rotierendem Innenring und das Pluszeichen bei rotierendem Außenring gelten:

$$v_K = \frac{\pi \cdot D_{pw}}{60} \cdot \left( 1 \mp \frac{D_w \cdot \cos \alpha}{D_{pw}} \right) \cdot \frac{n}{2} \quad \text{und} \quad n_K = \left( 1 \mp \frac{D_w \cdot \cos \alpha}{D_{pw}} \right) \cdot \frac{n}{2} \quad (15.23)$$

Zur Berechnung der Umfangsgeschwindigkeiten und Drehzahlen der Wälzkörper wird ebenfalls zunächst der allgemeine Fall betrachtet, d.h. der Innen- und der Außenring laufen im gleichen Drehsinn um.

Für Schrägkugellager gilt die Voraussetzung, dass die Drehachse der Kugeln parallel zur Laufbahntangente verläuft (s. a. Abbildung 15.21). Die Umfangsgeschwindigkeit  $v_W$  des Wälzkörpers berechnet sich dann gemäß Abbildung 15.18 als Differenz der Umfangsgeschwindig-

keit  $v_A$  des Außenrings im Berührungspunkt von Rollkörper und Außenring und der Umfangsgeschwindigkeit des Käfigs in demselben Punkt:

$$v_W = v_A - \omega_K \cdot R_A \quad (15.24)$$

Unter Nutzung der Gleichungen (15.18) bis (15.23) erhält man nach einigen Umformungen die Umfangsgeschwindigkeit  $v_W$  des Wälzkörpers, bezogen auf seinen Mittelpunkt:

$$v_W = \frac{\pi \cdot D_{pw}}{60} \cdot \left( \frac{D_{pw}}{D_w} - \frac{D_w \cdot \cos^2 \alpha}{D_{pw}} \right) \cdot \frac{n_A - n_J}{2} \quad (15.25)$$

Für die Drehzahl  $n_W$  gilt entsprechend:

$$n_W = \left( \frac{D_{pw}}{D_w} - \frac{D_w \cdot \cos^2 \alpha}{D_{pw}} \right) \cdot \frac{n_A - n_J}{2} \quad (15.26)$$

Rotiert nur einer der beiden Ringe, so gilt mit einem Minuszeichen für den rotierenden Innenring und mit einem Pluszeichen für den rotierenden Außenring:

$$n_W = \mp \frac{n}{2} \cdot \left( \frac{D_{pw}}{D_w} - \frac{D_w \cdot \cos^2 \alpha}{D_{pw}} \right) \quad (15.27)$$

Entsprechend der eingangs getroffenen Definition zeigt dann ein positiver  $n_W$ -Wert, dass sich der Wälzkörper entgegen dem Uhrzeigersinn dreht.

Im Weiteren wird nun von den Drehzahlen auf die Überrollungen geschlossen. Jede Umdrehung eines Wälzlagers führt zur mehrmaligen Überrollung aller Punkte der Innen- und der Außenlaufbahn. Die genaue Anzahl der Überrollungen hängt ab von der Rollkörperanzahl  $z$  und der Relativbewegung des Rollkörperkranzes bzw. des Käfigs gegenüber dem betrachteten Lagerring. Dabei bleibt unberücksichtigt, ob der betrachtete Laufbahnpunkt belastet oder lastfrei überrollt wird.

Unter der Voraussetzung, dass nur ein Lagerring umläuft, werden der Innenring  $(n_J - n_K) \cdot z$ -mal und der Außenring  $(n_A - n_K) \cdot z$ -mal in der Minute überrollt. Unter Verwendung von Gleichung (15.23) für die Käfigdrehzahl  $n_K$  lässt sich die Anzahl der Überrollungen auf eine Umdrehung des umlaufenden Ringes beziehen. Bei einer Umdrehung wird demnach der gesamte Umfang der Innenringlauffläche  $u_J$ -mal und der Außenringlauffläche  $u_A$ -mal überrollt:

$$u_J = \frac{z}{2} \cdot \left( 1 + \frac{D_w \cdot \cos \alpha}{D_{pw}} \right) \quad \text{und} \quad u_A = \frac{z}{2} \cdot \left( 1 - \frac{D_w \cdot \cos \alpha}{D_{pw}} \right) \quad (15.28)$$

Häufig führen Wälzlager anstelle umlaufender Bewegungen lediglich Schwenkbewegungen aus (z.B. in Mechanismen, bei Gelenkwellen, Kranauslegern). Bei derartigen Anwendungen sollte der Schwenkwinkel so groß sein, dass die überrollten Laufbahnabschnitte an beiden Ringen ineinander übergehen, damit etwaige Eindrücke in den Laufbahnen örtlich nicht begrenzt auftreten. Sollten die betreffenden Lager abwechselnd Schwenkbewegungen und Umlaufbewegungen unterliegen, führen diese Eindrücke in den Laufbahnen bei anschließender Umlaufbewegung nicht zu unrundem Lauf bzw. zu stärkerem Laufgeräusch.

Unter der Annahme, dass der Außenring stillsteht, wird der gesamte Umfang der Innenringlauffläche bei jeder Umdrehung des Innenringes gemäß Gleichung (15.28)  $u_J$ -mal überrollt, woraus sich gemäß Abbildung 15.19 der Schwenkwinkel  $\varphi_J$  in Grad berechnen lässt, bei dem jeder Punkt der Innenringlaufbahn genau einmal überrollt wird.

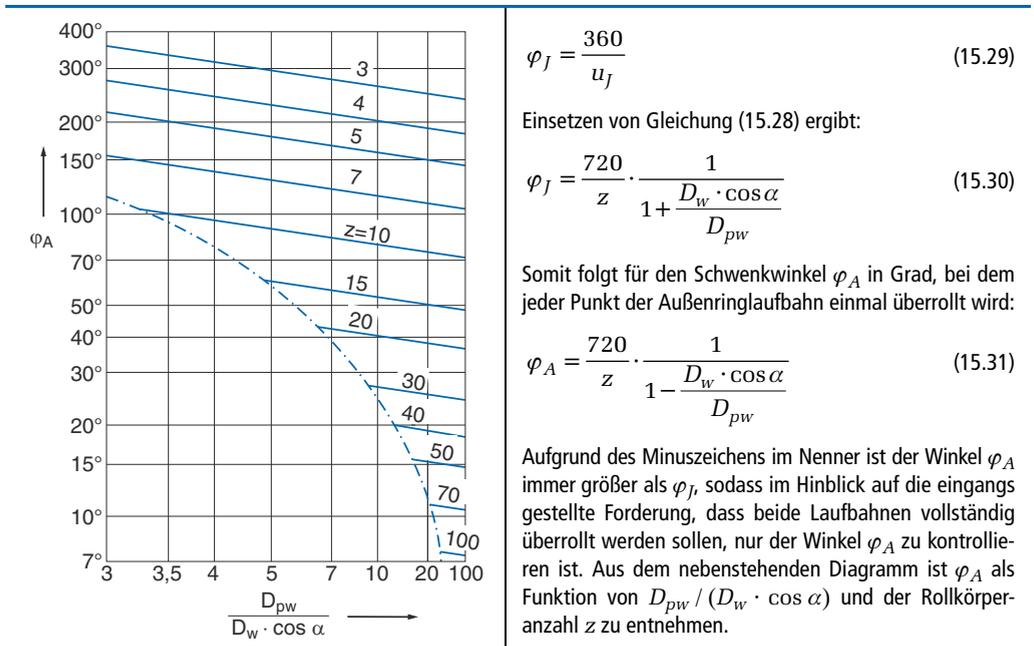


Abbildung 15.19: Zur Größe und Berechnung des Schwenkwinkels  $\varphi_A$  [15.4]

Abschließend werden noch die Abwälzverhältnisse in einem Wälzlager betrachtet. Unter der Annahme, dass die Wälzkörper die Laufbahnen spannungsfrei berühren, ist eine reine Rollbewegung nur möglich, wenn sich die verlängerten Berührungslinien von Rollkörpern und Wälzlagerlaufbahnen in einem Punkt auf der Lagerachse schneiden. Abbildung 15.20 zeigt, dass diese idealen Bedingungen bei Kegelrollenlagern ohne Einschränkungen vorliegen. Der theoretische Grenzfall liegt bei Zylinder- und Rillenkugellagern vor, denn hier liegt der Schnittpunkt mit der Lagerachse im Unendlichen, sodass die Berührungslinien parallel zur Lagerachse verlaufen.

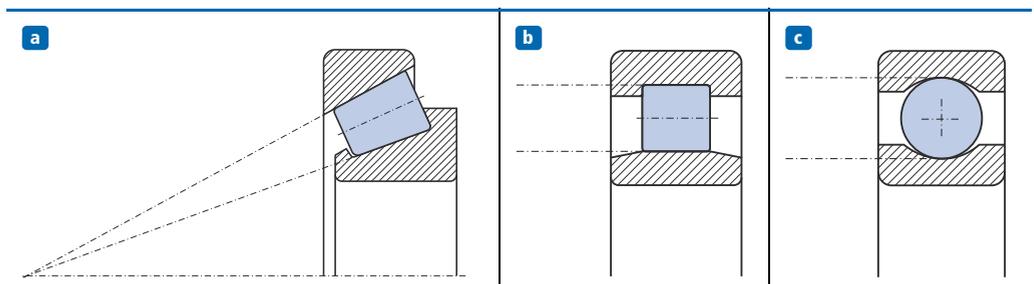
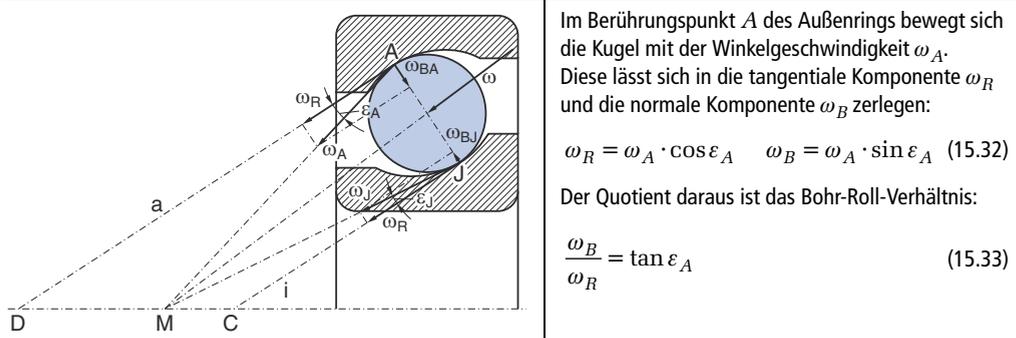


Abbildung 15.20: Abwälzverhältnisse und Berührungslinien – a) Kegelrollenlager, b) Zylinderrollenlager, c) Rillenkugellager

Praktisch liegen jedoch nur bei Kegelrollenlagern die besten Bedingungen für den kinematischen Zustand „Reines Rollen“ vor. Bei Zylinderrollenlagern ist nämlich aufgrund der Spielführung der Rollen ein zusätzliches Gleiten unvermeidbar (s.a. Abschnitt 15.2.3).

Die genauen Verhältnisse bei Kugellagern werden anhand des Schrägkugellagers in der folgenden Abbildung 15.21 deutlich. Die Kugeln berühren die beiden Laufbahnen in je einer Berührungsstelle  $A$  und  $J$ . Aus Gleichgewichtsgründen müssen die Berührungsstellen genau einander gegenüber liegen, sodass die Berührungstangenten  $a$  und  $i$  parallel verlaufen und sich nicht auf der Lagerachse schneiden, wie es für den kinematischen Zustand „Reines Rollen“ vorausgesetzt wird. In diesem Fall dreht sich die Kugel mit der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  um eine Achse, die die Lagerachse im allgemeinen Fall in einem zwischen  $C$  und  $D$  liegenden Punkt  $M$  schneidet [15.4], [15.78]. Die Beziehungen für den Berührungspunkt  $A$  sind in Abbildung 15.21 zusammengestellt, am Berührungspunkt  $J$  mit dem Innenring liegt die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_J$  vor.



**Abbildung 15.21:** Drehvektoren in einem Schrägkugellager (allgemeiner Fall) [15.4]

Demzufolge ergibt sich zusätzlich zur Rollbewegung (die Kugel rollt mit  $\omega_R$  auf der Laufbahn ab) eine sogenannte Bohrbewegung, da sich die Kugel zugleich mit  $\omega_B$  um die Berührungsnormale dreht, sodass die Bedingung „Reines Rollen“ praktisch auch hier nicht mehr erfüllt wird.

Dabei gibt das Bohr-Roll-Verhältnis gemäß Gleichung (15.33) an, wie groß die Bohrbewegung im Verhältnis zur Rollbewegung ist. Ein großer Wert für  $\tan \varepsilon_A$  deutet auf ungünstige Abwälzverhältnisse mit großem Bohranteil hin, während  $\tan \varepsilon_A = 0$  dem Idealfall des „Reinen Rollens“ entspricht. Aus Versuchen ist bekannt, dass die Kugeln eines Schrägkugellagers normalerweise an einem Lagerring fast keine Bohrbewegung ausführen, während an dem anderen nahezu die gesamte Bohrbewegung auftritt [15.79], [15.128]. Häufig werden die Kugeln am Innenring an einer Bohrbewegung gehindert, da bei den meisten Schrägkugellagern die Schmiegun am Innenring enger und die unter Belastung am Innenring entstehende Druckfläche länger ist als am Außenring. Man spricht dann von einer Führung am Innenring, die ganze Bohrbewegung tritt am Außenring auf. Bei sehr schnell laufenden Lagern dagegen kann die Druckfläche am Außenring wegen der auf die Kugeln einwirkenden Fliehkraft länger werden als am Innenring. Dann liegt eine Führung am Außenring vor und die Bohrbewegung tritt am Innenring auf.



Die folgenden Berechnungen berücksichtigen deshalb zunächst nur die Auswirkungen der elastischen Formänderungen an den Berührstellen von Wälzkörpern und Laufbahnen unter Last, wobei vorausgesetzt wird, dass ein Wälzkörper immer genau in Lastrichtung steht. Dabei können die während der Drehung des Wälzkörperkranzes auftretenden geringfügigen Änderungen des Federweges vernachlässigt werden [15.97].

Sollen dagegen die nicht zu vernachlässigenden Gehäuseverformungen im Federungsverhalten berücksichtigt werden, kann in erster Näherung das Doppelte des nur für das Lager berechneten Federweges angenommen werden. Bei größeren Maschinen und Anlagen (weiche Konstruktion) können die Werte noch größer werden, kleinere Konstruktionen zeigen dagegen ein steiferes Verhalten mit geringeren Federwegen. Genaue Ergebnisse lassen sich nur durch aufwändigere Untersuchungen, z.B. mittels Finite-Elemente-Analysen, erzielen. Die genauen Federungseigenschaften einzelner Lager (ohne den Einfluss der Umgebungskonstruktion) werden üblicherweise auf Anfrage von den Lagerherstellern zur Verfügung gestellt.

Zur Bestimmung des radialen Federweges  $f_r$  von radial belasteten Radial-Rillenkugellagern mit Spiel oder Vorspannung können die Diagramme in Abbildung 15.23 genutzt werden.

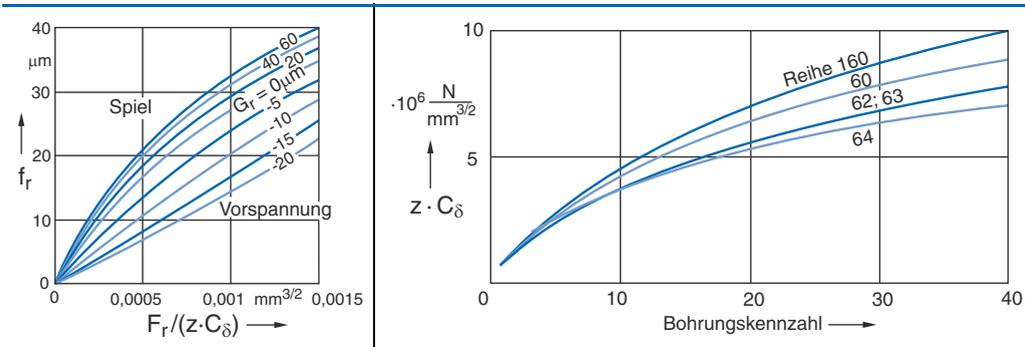


Abbildung 15.23: Federweg  $f_r$  und Werte  $z \cdot C_\delta$  für radial belastete Radial-Rillenkugellager [15.4]

Der radiale Federweg  $f_r$  hängt ab von der Belastung des Lagers  $F_r$ , der Kugelanzahl  $z$  und der Verformungskonstanten  $C_\delta$ . Die Verformungskonstante der Gesamtverformung  $C_\delta$  lässt sich aus den Hertz'schen Gleichungen für Punktberührung wie folgt herleiten (s. a. Kapitel 3) [15.4]:

$$\frac{\delta_{kJ} + \delta_{kA}}{D_w} = (c_{\delta J} + c_{\delta A}) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{Q}{D_w^2}\right)^2} \tag{15.34}$$

Hierin bezeichnen  $\delta_{kJ}$  und die  $\delta_{kA}$  die elastischen Verformungen an den Kontaktstellen zwischen Innenring und Kugel sowie Außenring und Kugel,  $c_{\delta J}$  und  $c_{\delta A}$  die zugehörigen Verformungskonstanten,  $D_w$  den Kugeldurchmesser und  $Q$  die einwirkende Kraft. Durch Zusammenfassen von  $\delta_{kJ}$  und  $\delta_{kA}$  zur Gesamtverformung  $\delta$  und Umformen ergibt sich:

$$Q = \frac{\sqrt{D_w}}{\sqrt{(c_{\delta J} + c_{\delta A})^3}} \cdot (\delta_{kJ} + \delta_{kA})^{3/2} = C_\delta \cdot \delta^{3/2} \tag{15.35}$$

Die Verformungskonstanten  $c_{\delta j}$  und  $c_{\delta A}$  hängen gemäß Abbildung 15.24 (links) vom Verhältnis  $D_{pw}/(D_w \cdot \cos \alpha)$  und der Schmiegun  $\kappa$  ab. Da die Summe der Verformungen nur eine geringe Abhängigkeit von  $D_{pw}/(D_w \cdot \cos \alpha)$  aufweist, kann  $C_\delta$  vereinfachend aus dem rechten Diagramm abhängig vom Wälzkörperdurchmesser  $D_w$  und von der Schmiegun  $\kappa$  ermittelt werden, wobei für geringfügig unterschiedliche Schmiegun am Innen- und Außenring mit der mittleren Schmiegun nach Gleichung (15.7) zu rechnen ist. Für die üblichen Schmiegunswerte  $\kappa < 0,1$  bei Rillenkugellagern lässt sich die Konstante  $C_\delta$  auch vereinfacht berechnen zu:

$$C_\delta = \frac{34300 \cdot D_w^{1/2}}{\kappa^{0,35}} \left[ N / mm^{3/2} \right] \tag{15.36}$$

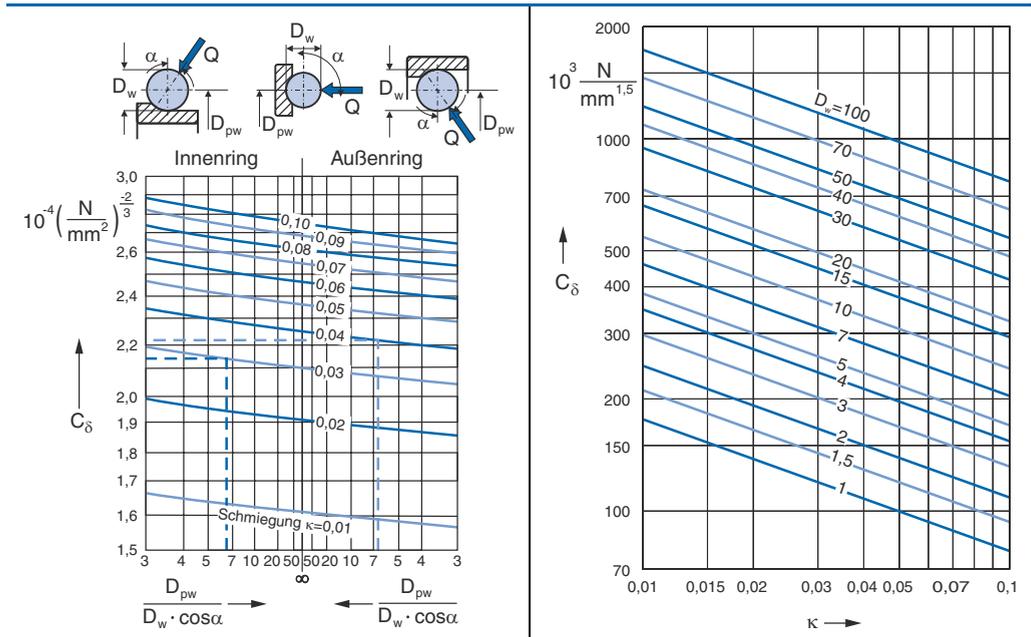


Abbildung 15.24: Nomogramme zur Ermittlung der Konstanten  $C_\delta$  für Rillenkugellager und Axial-Rillenkugellager [15.4]

Der radiale Federweg  $f_r$  von radial belasteten Zylinderrollen- und Nadellagern lässt sich analog zum Vorgehen bei Kugellagern mit den Diagrammen in Abbildung 15.25 bestimmen.

Neben der Radialkraft  $F_r$  und der Rollenanzahl  $z$  wird die Verformungskonstante  $C_{\delta L}$  für Linienberührung benötigt, die sich wie folgt bestimmen lässt. Angenommen wird, dass zwei achsparallele Zylinder durch die Kraft  $Q$  gegeneinander gedrückt werden. Auch wenn sich die Verformung  $\delta_k$  für Linienberührung nach Hertz nicht berechnen lässt, wurde aufgrund theoretischer Untersuchungen folgende Abhängigkeit von der Kraft  $Q$  und der effektiven Rollenlänge  $l_{eff}$  hergeleitet, die sich aus der Rollenlänge  $l_w$  abzüglich Kanten- oder Laufbahnabrundungen  $r$  bestimmen lässt [15.3], [15.57], [15.87], [15.93]:

$$\delta_k = \frac{4,05}{10^5} \cdot \frac{Q^{0,925}}{l_{eff}^{0,85}} \quad \text{mit} \quad l_{eff} = l_w - 2 \cdot r \tag{15.37}$$

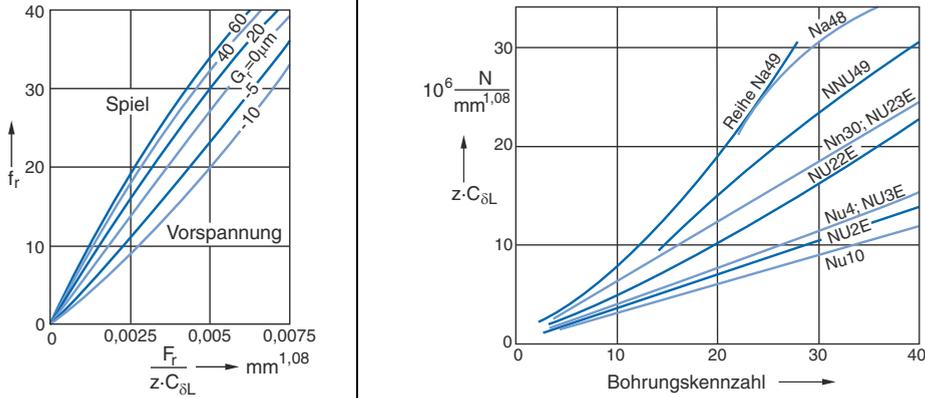


Abbildung 15.25: Federweg  $f_r$  und Werte  $z \cdot C_{\delta L}$  für radial belastete Zylinderrollen- und Nadellager [15.4]

Es fällt auf, dass die elastische Verformung  $\delta_k$  bei Linienberührung unabhängig ist vom Rollendurchmesser, was auch experimentell bestätigt werden konnte [15.85], [15.86]. Da in einem Wälzlager zwei Kontaktstellen zwischen Innenring, Rolle und Außenring vorliegen, ist die elastische Gesamtverformung  $\delta$  doppelt so groß wie der Wert, der sich für eine Berührstelle ergibt:

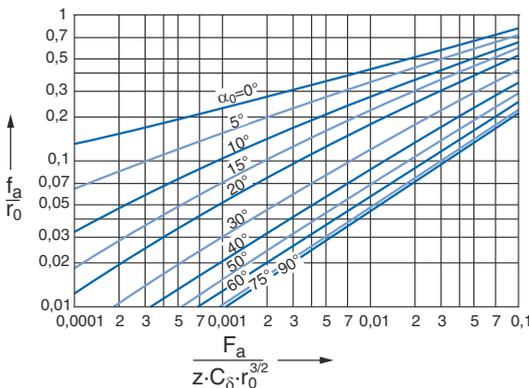
$$\delta = 2 \cdot \delta_k = 2 \cdot \frac{4,05}{10^5} \cdot \frac{Q^{0,925}}{l_{eff}^{0,85}} \quad \text{mit} \quad l_{eff} = l_w - 2 \cdot r \quad (15.38)$$

Durch Umformen erhält man den folgenden Zusammenhang mit der Verformungskonstanten  $C_{\delta L}$ :

$$Q = C_{\delta L} \cdot \delta^{1,08} \quad (15.39)$$

$$C_{\delta L} = 26200 \cdot l_{eff}^{0,92} \quad [N/mm^{1,08}] \quad (15.40)$$

Zur Ermittlung der axialen Federung  $f_a$  ist als weitere Einflussgröße der Druckwinkel  $\alpha_0$  zu berücksichtigen, Abbildung 15.26.



$\alpha_0 = 0^\circ$  für spielfreie Radial-Rillenkugellager

$\alpha_0 = 90^\circ$  für Axial-Rillenkugellager

Für Radial-Rillenkugellager mit dem Radialspiel  $G_r$  gilt:

$$\cos \alpha_0 = \frac{1 - G_r}{2 \cdot r_0} \quad (15.41)$$

Abbildung 15.26: Axialer Federweg  $f_a$  von Kugellagern für Druckwinkel  $\alpha_0 = 0^\circ$  bis  $90^\circ$  [15.4]

Dabei lässt sich der Nenner des Abszissenausdrucks näherungsweise gemäß Abbildung 15.27 als Vielfaches der statischen Tragzahl  $C_0$  ausdrücken.

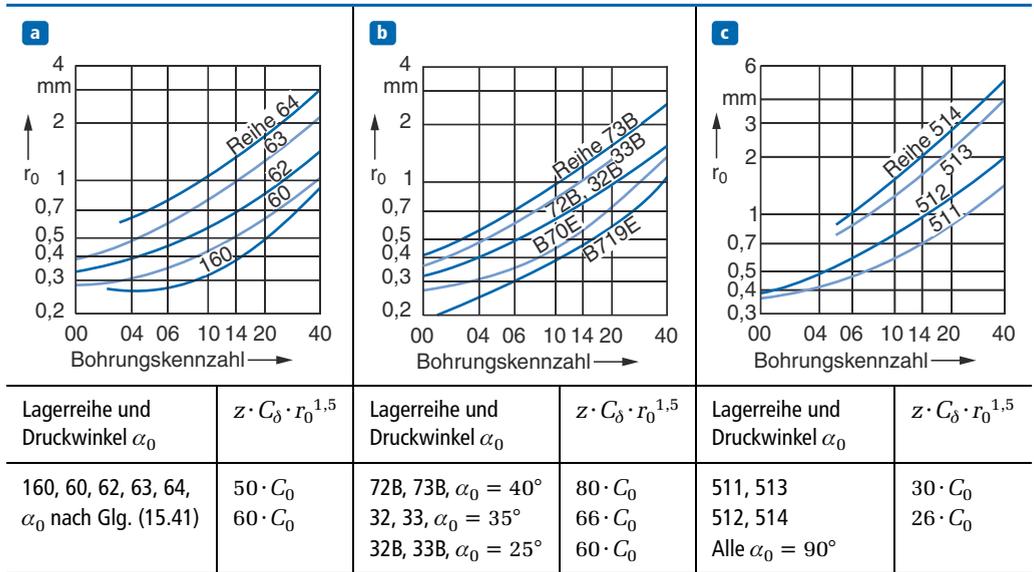


Abbildung 15.27: Diagramme für  $r_0$  – a) Radial-Rillenkugellager, b) Schrägkugellager, c) Axial-Rillenkugellager [15.4]

Mithilfe der Diagramme aus Abbildung 15.27 lässt sich für den jeweiligen Lagertyp der Wert  $r_0$  ermitteln, sodass aus dem Diagramm in Abbildung 15.26 durch Multiplikation mit  $r_0$  letztlich der axiale Federweg  $f_a$  bestimmt werden kann.

Entsprechend den Diagrammen in Abbildung 15.28 können für axial belastete Kegelrollenlager und Axial-Zylinderrollenlager die Federwege  $f_a$  ermittelt werden.

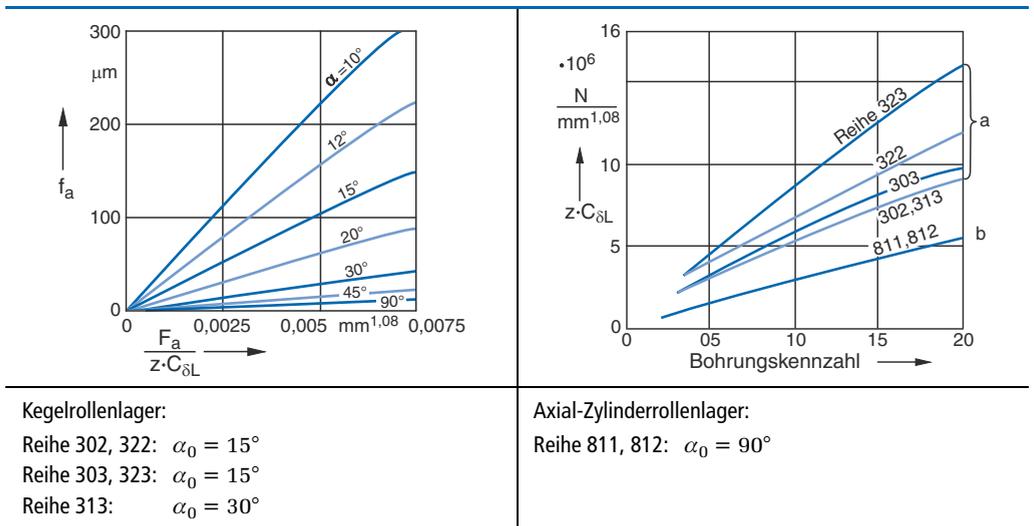
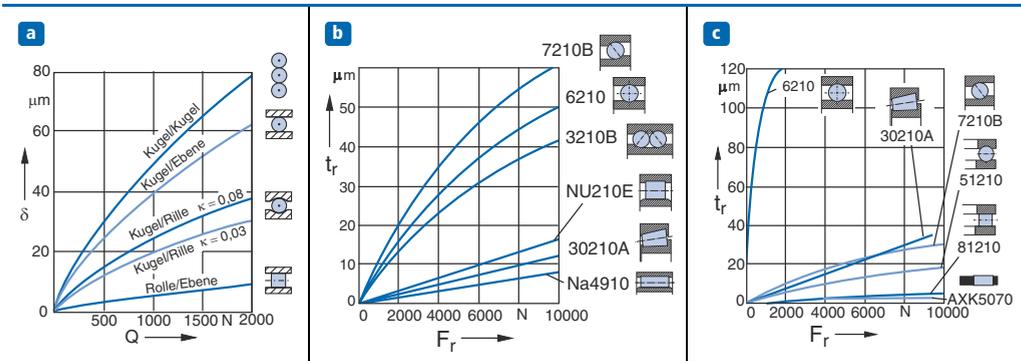


Abbildung 15.28: Federweg  $f_a$  und Werte  $z \cdot C_{\delta L}$  für axial belastete Kegelrollen- und Axial-Zylinderrollen [15.4]

Abschließend ist in Abbildung 15.29 nochmals das Federungsverhalten für generelle Kontaktsituationen sowie für verschiedene Lagertypen mit 50 mm Bohrung in radialer und axialer Belastungsrichtung zusammengefasst.



**Abbildung 15.29:** Steifigkeitsverhalten – a) Rollen und Kugeln allgemein, b) radiale Federung einiger Lager mit 50 mm Bohrung, c) axiale Federung einiger Lager mit 50 mm Bohrung [15.4]

## 15.2.7 Werkstoffe und Eigenschaften

Die besondere Belastungssituation im Wälzkontakt mit Hertz'schen Pressungen von 1.000 bis 2.000 N/mm<sup>2</sup> (in Sonderfällen bis zu 4.000 N/mm<sup>2</sup>) erfordert eine ausreichend hohe Härte bei gleichzeitiger Zähigkeit, weshalb der Reinheitsgrad des Werkstoffes von großer Bedeutung ist. So stellte bereits Richard Stribeck (1861 – 1950, Prof. für Maschinenelemente an der TU Dresden von 1892 – 1898) fest, dass ein durchhärterbarer, schwach legierter Chromstahl neben statischer Belastbarkeit bei trennendem Schmierfilm auch für dynamische Überbeanspruchung bei normalen Betriebstemperaturen recht gut geeignet ist [15.133], [15.134], [15.135].

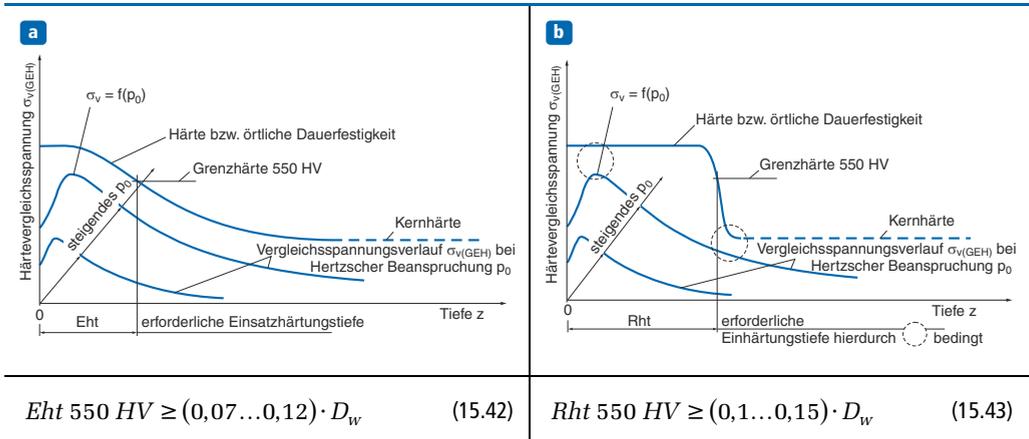
Heute stellen durchhärterbare Stähle wie der 100 Cr 6 oder der für Flamm- und Induktionshärtung geeignete Einsatzstahl 17 MnCr 5 in normaler, ultrareiner oder vakuumentgaster Qualität bei einer Härte der betriebsbereiten Lagerelemente (Wälzkörper) von mehr als 58 HRC, meistens  $62 \pm 3$  HRC, die gebräuchlichsten Wälzlagerelemente dar [15.47]. Üblicherweise werden die Laufringe meistens einen Härtegrad niedriger ausgeführt als die Wälzkörper.

Bei starker Stoß- und Biegewechselbeanspruchung oder bei nicht vermeidbaren Relativbewegungen zwischen Welle und Laufring mit der Gefahr der örtlichen Überhitzung (z.B. bei Zylinderrollenlagern in Walzwerken) werden generell Einsatzstähle (z.B. 16 MnCr 5) bevorzugt. Müssen die Lagerringe gemäß Abbildung 15.9 zusätzliche Bauteilfunktionen übernehmen, kommen Vergütungsstähle (z.B. 42 CrMo 4) zum Einsatz, wobei nur die Laufbahnen und Dichtungsflächen flamm- oder induktivgehärtet werden. Dabei kann die Oberflächenhärte unter 58 HRC liegen, was bei der Tragfähigkeitsberechnung zu berücksichtigen ist.

Abbildung 15.30 zeigt schematisch den zur Mitte des Werkstückquerschnittes hin abnehmenden Verlauf von Härte und Festigkeit. Zur Vermeidung plastischer Verformungen der Kontaktstelle oder Ermüdungsschäden im statischen oder dynamischen Betrieb ist abhängig von Belastung und Kontaktgeometrie (Kontaktdurchmesser, Schmiegun) die erforderliche Einhärtungstiefe  $Eht$ , bei der noch eine Grenzhärte von 550 HV (Härtegrade nach Vickers)

vorliegt, abhängig vom Wälzkörperdurchmesser  $D_w$  zu bestimmen. Bei der Flamm- und Induktionshärtung ist in entsprechender Art die Einhärtungstiefe  $Rht$  zu bestimmen.

Unter der Maßgabe, dass der zur Hertz'schen Beanspruchung gehörende dargestellte Vergleichsspannungsverlauf (ermittelt nach der GEH) unterhalb der Kurve des ertragbaren Härtetiefenverlaufes liegt (Beanspruchbarkeit), ist das Lager dauerhaft.



**Abbildung 15.30:** Erforderliche Einhärtungstiefe  $Eht$  (links) und Einhärtungstiefe  $Rht$  (rechts) abhängig von der Hertz'schen Beanspruchung nach der Gestaltänderungsenergiehypothese GEH [15.4], [15.131]

Für Sonderanwendungen in korrosiver Umgebung bieten sich zwei Möglichkeiten an. Zum einen sind das Stähle (z.B. X 45 Cr 13), die aufgrund ihres niedrigen Kohlenstoffgehaltes geringere Oberflächenhärten, einhergehend mit einer geringeren Tragfähigkeit als normale Wälzlagerstähle, erreichen. Zum anderen gibt es Stähle höherer Festigkeit (z.B. X 102 CrMo 17), die jedoch legierungsbedingt (hoher Kohlenstoff- und Chromgehalt) große Karbide im Gefüge aufweisen, die bei der Endbearbeitung der Wälzkontaktflächen freigelegt oder sogar herausgerissen werden, was ein erhöhtes Laufgeräusch bedingt [15.4]. Als Alternative dazu sind korrosionsbeständige Stähle des Typs X 65 Cr 13 zu sehen, die bei ausreichender Härte nur wenige gefügebundene Nachteile aufweisen. Bei höher beanspruchten Lagern der Luftfahrt und Lebensmittelindustrie verwendet man hochaufgestockte martensitische HNS-Stähle (High Nitrogen Steel) des Typs X 30 CrMoN 15 oder X 15 CrMoN 15, die zwecks Korrosionsschutz teilweise zusätzlich mit metallischen oder nichtmetallischen Überzügen versehen werden (z.B. Dünnschichtverchromung) [15.4].

Die HNS-Stähle, warmfeste Stähle (z.B. 80 MoCrV 42 16) sowie gegossene oder gesinterte Hartlegierungen (Stellite) eignen sich für höchste Temperaturen bis zu 600 °C und Betriebsbedingungen, wie sie z.B. in Flugtriebwerken vorliegen [15.4].

Bei besonders hohen Ansprüchen an die Lagerung hinsichtlich hoher Drehzahlen, erschwerten Schmierbedingungen, Korrosionsbeständigkeit, Verschleißfestigkeit oder hohen Temperaturen bieten sich Lager mit Wälzkörpern aus Keramik (sogenannte Hybridlager) oder auch Voll-Keramikwälzlager aus Siliziumnitrid oder Zirkonoxid an. Während die Hybridlager vorzugsweise bei hohen Drehzahlen (geringere Fliehkräfte der Wälzkörper durch das

kleinere spezifische Gewicht) und bei erschwerten Schmierbedingungen zum Einsatz kommen, haben sich Voll-Keramikwälzlager als vorteilhaft bei hohen Temperaturen (beständig und tragfähig bis über 1.000 °C) und in korrosiver Umgebung (chemische Korrosionsbeständigkeit gegenüber nahezu allen Substanzen) erwiesen. Darüber hinaus sind sie wegen ihrer Härte von 80 HRC extrem verschleißfest und Trockenlauf oder aber Schmierung durch Umgebungsmedien wie Wasser, Säuren und Laugen ist möglich. Außerdem haben sie gegenüber Stahllagern ein um 60% geringeres Gewicht, sind wegen des 40% geringeren Reibmoments besonders leicht laufend, unmagnetisch und verfügen über hervorragende Isolationseigenschaften. Von Nachteil sind die deutlich geringeren statischen und dynamischen Tragzahlen (sowohl bei Hybrid- als auch bei Voll-Keramiklagern) und das unterschiedliche Wärmeausdehnungsverhalten im Vergleich zu Stahl.

In den bisher beschriebenen Anwendungen kommen die Wälzlagerkäfige in der Regelausführung aus gestanztem Stahlblech, bei sehr kleinen Lagern auch aus Messingblech zum Einsatz. Ebenso werden Geräusch dämpfende Polyamide und Hartgewebe, zum Teil mit Füllstoff, verwendet. Große massive Käfige bestehen aus Leichtmetall, Messing oder Sondergusseisen. Bei zulässigen Betriebstemperaturen der Lagerelemente aus Stahl von 120 °C ohne Abminderung der Tragfähigkeit sind die Käfigwerkstoffeigenschaften besonders zu berücksichtigen, s.a. Tabelle 15.1.

Bezüglich der Maßstabilität unterliegen normal wärmebehandelte Standardlager keinen Maßänderungen aufgrund von Gefügeänderungen, sofern eine Betriebstemperatur von 120 °C nicht überschritten wird. Für höhere Betriebstemperaturen ist eine spezielle Anlassbehandlung notwendig, um die Maßstabilität des Lagers zu erhalten. Dabei tritt allerdings eine Härteminderung auf, die bei der Tragfähigkeitsberechnung entsprechend zu berücksichtigen ist.

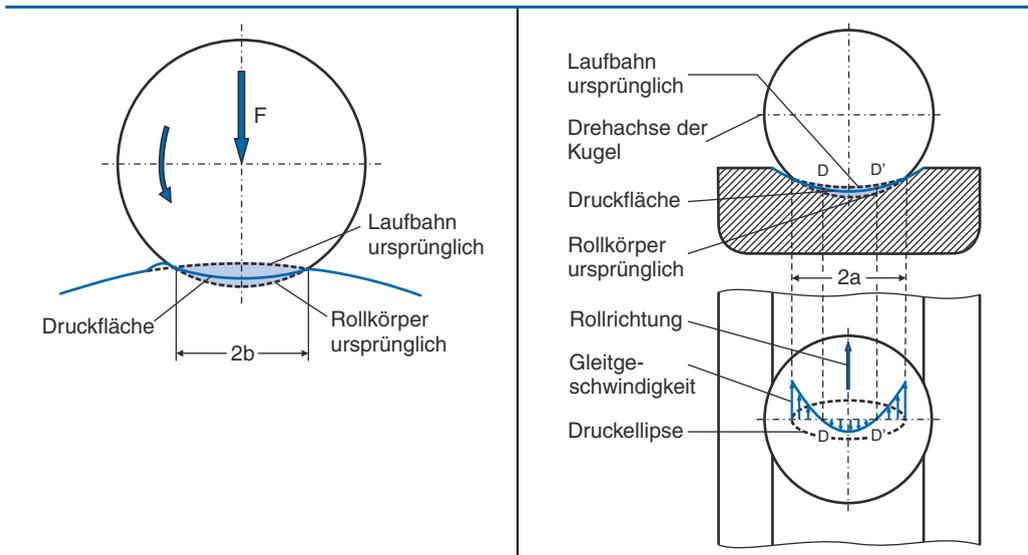
### 15.2.8 Reibung, Temperatur und Schmierung

Die wesentlichen Vorteile der Wälzlager sind die niedrige Reibung und die geringen Ansprüche an die Schmierung. Dennoch treten bei der Bewegung Widerstände auf, die sich im Wesentlichen aus den folgenden Reibungsanteilen zusammensetzen:

- Rollreibung – beim Abrollen des Wälzkörpers auf der Laufbahn,
- Gleitreibung – an den Führungsflächen der Wälzkörper im Käfig, den Käfigführungsflächen bei bordgeführten Käfigen und bei Rollenlagern zwischen Wälzkörperstirnflächen und Borden,
- Schmierstoffreibung – aus der inneren Reibung an den Kontaktstellen sowie aus der Plansch- und Walkarbeit des Schmierstoffes.

Die bei der Rollreibung auftretenden komplexen Vorgänge zwischen einem Wälzkörper und der Laufbahn gehen sowohl auf Gleitwiderstände als auch auf elastische Hysterese des Werkstoffes zurück. Dabei werden gemäß Abbildung 15.31 die in Umfangsrichtung vor dem Wälzkörper liegenden Bereiche verformt, während hinter dem Wälzkörper teilweise wieder eine Entlastung erfolgt, weshalb ein Teil der zugeführten Arbeit in Wärme umgewandelt wird. Innerhalb der Druckflächenbreite  $2b$  der Hertz'schen Kontaktfläche werden der Wälzkörper gestaucht und die Laufbahn gedehnt.

Aufgrund der tatsächlichen Ausformung des Wälzkörperringes mit einer Krümmung quer zur Rollrichtung entstehen zusätzliche Gleitbewegungen in der Druckellipse, Abbildung 15.31 (rechts). Aus den unterschiedlichen Abständen der einzelnen Druckflächenpunkte von der Kugeldrehachse ergeben sich verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten, sodass der mittlere Abschnitt der Kugeloberfläche entgegen der Rollrichtung und die äußeren Abschnitte in Rollrichtung gleiten. In den Punkten  $D$  und  $D'$  tritt kein Gleiten auf. Mit stärkerer Schmierung und wachsender Belastung nehmen die Gleitungen und die daraus entstehende Reibung zwischen Wälzkörper und Laufbahnprofil zu. Hinzu kommt bei Lagern mit einem Betriebsdruckwinkel  $\alpha > 0$  noch die Bohrreibung, die gemäß Abbildung 15.21 bei Gleitungen entsteht, die sich aus der Drehung des Rollkörpers um die Berührungsenkrechte ergeben (s. a. Abschnitt 15.4.3).



**Abbildung 15.31:** Verformung eines umlaufenden Wälzkörpers und der Laufbahn (links) und zusätzliche Gleitbewegungen (rechts), hervorgerufen durch die Krümmung der Druckfläche [15.4]

Die Gleitreibungsanteile gehen zurück auf Kräfte, die an den Führungsflächen wirken. Hierzu gehören die Käfigtaschen und bei Lagern mit bordgeführtem Käfig die Bohrungs- oder Mantelfläche des Käfigs sowie bei Rollenlagern die Stirnflächen der Wälzkörper (Kontakt Stirnfläche – Bord). Die Kräfte hängen ab vom Gewicht des Käfigs und aus der durch das Käfigtaschenspiel bedingten Schwerpunktverlagerung, die sich drehzahlabhängig als Fliehkraft auswirkt. Ferner wirken Kräfte von den Wälzkörpern auf den Käfig aufgrund von Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgängen beim Eintritt in und Austritt aus der belasteten Zone. Hinzu kommen noch Massenkräfte aus Anfahr- und Abbremsvorgängen sowie generellen Drehzahlschwankungen. Bei Kugellagern ergeben sich zusätzlich Kräfte aus Verkipnungen des Innenrings gegenüber dem Außenring bzw. Schwankungen des Druckwinkels über dem Lagerumfang, sodass einige Kugeln relativ zum Käfig auf variierenden Laufbahnradien vor- und nacheilen können (s. a. Abschnitt 15.2.5). Bei guter Schmierung und unter

normalen Betriebsverhältnissen sind die auf den Käfig wirkenden Kräfte klein und demzufolge die Reibungswiderstände gering. Allerdings steigt bei Mangelschmierung, Verschmutzung und auch mit zunehmender Drehzahl die Reibung deutlich an, insbesondere wenn eine Störung der idealen Laufverhältnisse vorliegt (z.B. durch starkes Verkippen der Laufringe eines Kugellagers gegeneinander).

Die Schmierstoffreibung hängt hauptsächlich von der Menge und Zähigkeit des Schmierstoffes ab. Zusätzlichen Einfluss hat die Lagergeometrie in Form der Wälzkörpergröße, Größe des Führungspaltes zwischen Käfig und Laufringbord und freier Durchtrittsräume von einer Lagerseite zur anderen. Ist die Schmierstoffreibung bei niedrigen Drehzahlen im Allgemeinen gering, so steigt sie jedoch abhängig von der Ölviskosität bzw. der Fettkonsistenz mit wachsender Drehzahl deutlich an. Die Schmierstoffreibung ist ebenfalls höher, wenn z.B. zwecks guter Wärmeabfuhr größere Ölmengen durch ein Lager gepumpt werden müssen. Bei Fettschmierung tritt erhöhte Reibung auf, wenn z.B. die Hohlräume des Lagers mit Fett gefüllt werden und seitlich nicht genügend Freiraum ist, in dem sich überschüssiges Fett absetzen kann, sodass die eingeschlossene Fettmenge vom Käfig und den Rollkörpern durchgewalzt wird und Heißlaufgefahr besteht (s.a. Abbildung 15.33). Steht jedoch genügend Raum zur Verfügung, ist die Reibung bei Fettschmierung ähnlich niedrig wie bei einer Öl-Minimalmengenschmierung.

Ungeachtet der komplexen Zusammenhänge lässt sich überschlägig das gesamte Reibungsmoment  $M_R$  eines Wälzlagers mit dem Durchmesser der Lagerbohrung  $d$  abhängig von der einwirkenden Kraft  $F_{res}$  nach Gleichung (15.1) wie folgt bestimmen:

$$M_R = \mu \cdot F_{res} \cdot \frac{d}{2} \quad (15.44)$$

Hierin bezeichnet  $\mu$  den von der Lagerbauart abhängigen Reibungsbeiwert bei mittlerer Belastung (d.h. das Verhältnis von Äquivalentlast  $P$  zu dynamischer Tragzahl  $C$  sollte  $P/C \approx 0,1$  betragen) gemäß Tabelle 15.2. Weiterhin darf keine Zusatzbeanspruchung durch Verkippung und radiale oder axiale Verspannung vorliegen. Der Lastwinkel  $\beta$  sollte in dem für die einzelnen Lagerbauarten üblichen Bereich liegen, d.h. Radiallager werden überwiegend radial, Zylinderrollenlager und Nadellager nur radial und Axiallager ausschließlich axial belastet. Ferner sollte das Lager ohne gleitende Dichtungen in gutem Schmierungszustand bei mittlerer Drehzahl betrieben werden. Hierunter ist der 0,3- bis 0,7-fache Wert der kinematisch zulässigen Drehzahl (Katalogangabe: Grenzdrehzahl  $n_C$ ) zu verstehen. Wird von diesen Bedingungen abgewichen, können die Reibungsbeiwerte ein Vielfaches der Tabellenwerte betragen, so liegen z.B. die Reibungsverluste aufgrund einer berührenden Lagerabdichtung bis zu einer Zehnerpotenz höher. Ebenso ist beim Anlauf mit ungefähr dem Zwei- bis Dreifachen der Tabellenwerte zu rechnen. Genauere Berechnungsverfahren, bei denen in lastunabhängige und lastabhängige Reibungsmomentenanteile unterschieden wird, können bei Bedarf der Fachliteratur entnommen werden [15.4]. Abschließend sei darauf hingewiesen, dass im allgemeinen Maschinenbau die Reibungsverluste von Wälzlagern in der Regel vernachlässigt werden, während in der Feinwerktechnik die Reibungsverluste von Wälzlagern immer zu berücksichtigen sind.

Lagerbauart	Reibungszahl $\mu$	Lagerbauart	Reibungszahl $\mu$
Rillenkugellager	0,0015	Nadellager	0,0025
Pendelkugellager	0,0013	Pendelrollenlager	0,0020
Schrägkugellager, einreihig	0,0020	Kegelrollenlager	0,0018
Schrägkugellager, zweireihig	0,0024	Axial-Rillenkugellager	0,0015
Vierpunktlager	0,0024	Axial-Pendelrollenlager	0,0020
Zylinderrollenlager	0,0013	Axial-Zylinderrollenlager	0,0040
Zylinderrollenlager, vollrollig	0,0020	Axial-Nadellager	0,0050

**Tabelle 15.2:** Reibungszahl  $\mu$  verschiedener Wälzlager [15.4]

Die Betriebstemperatur einer Lagerung hängt einerseits ab von der im Lager entstehenden Erwärmung aufgrund von Lagerreibung, Dichtungsreibung und möglicher Fremderwärmung aus der Umgebung sowie von der Wärmeabführung über die Umgebungsstruktur an die Umwelt. Nach dem Anlauf steigt die Temperatur an und bleibt konstant, sobald die Betriebstemperatur erreicht ist, d.h. es liegt ein Gleichgewicht zwischen Wärmeerzeugung und Wärmeabgabe vor. Häufig liegt keine Fremderwärmung vor, insbesondere bei mittleren Drehzahlen und Belastungen, sodass für Anhaltswerte von Betriebstemperaturen Tabelle 15.3 verwendet werden kann. Bei zusätzlicher Fremderwärmung ergeben sich gemäß Tabelle 15.4 erheblich höhere Betriebstemperaturen des Lagers.

Betriebstemperatur	Lagerungsbeispiel
bis 40 [°C]	Messerwelle Hobelmaschine, Wellen in Bohrwerken -maschinen und Kreissägen
bis 45 [°C]	Blockbrammengerüst
bis 50 [°C]	Drehmaschinenspindel, Karusseldrehbank, Spindel einer Holzfräse
bis 55 [°C]	Kalenderwalze einer Papiermaschine, Stützwalzenlagerung Warmbandstraße, Flächenschleifmaschine
bis 60 [°C]	Backenbrecher, Radsatzlagerung Lok oder Reisezugwagen, Hammermühle
bis 65 [°C]	Walzenlagerung Drahtstraße
bis 70 [°C]	Vibrationsmotor, Verseilmaschine
bis 80 [°C]	Schwingsieb, Schlägermühle, Schiffspropeller-Drucklager
bis 90 [°C]	Vibrationswalze

**Tabelle 15.3:** Betriebstemperaturen von Lagern bei 20 °C Umgebungstemperatur [15.4]

Grundsätzlich ist die möglichst genaue Kenntnis der Lagertemperatur wichtig für die Wahl der Lagerbauart (maßstabilierte Lager, Käfigwerkstoffe, Lagerluft), Dichtungen und Schmierung. Ungeachtet vieler mittlerweile vorliegender Detailinformationen gestaltet sich die genaue Berechnung der Betriebstemperatur recht schwierig, da Wärmezu- und -abfuhr nur sehr ungenau bestimmt werden können. So wird auch in der Fachliteratur von einer Berech-

nung abgeraten und auf die treffsichere Temperaturermittlung im Versuch unter realistischen Betriebsbedingungen hingewiesen [15.4].

Lagerung	Fremderwärmung	Betriebstemperatur des Lagers [°C]
Elektrischer Fahrmotor	Elektr. Erwärmung vom Anker, Kühlung des Gehäuses durch Fahrtwind	80 ... 90
Trockenzylinder von Papiermaschinen	Heizdampf von 140 ... 150 °C durch Lagerzapfen	120 ... 130
Heißgasventilatoren	Wärmeleitung von dem mit Heißgas beaufschlagten Flügelrad durch die Welle zum Lager	90
Wasserpumpe im Kfz-Motor	Wärme von Kühlwasser und Motor	120
Turbokompressoren	Ableitung der Kompressionswärme durch die Welle	120
Kurbelwellen von Verbrennungskraftmaschinen	Ableitung der Verbrennungswärme durch die Kurbelwelle; Gekühltes Gehäuse	120
Kalander für Plastische Massen	Zufuhr 200 ... 240 °C warmer Heizflüssigkeit durch den Lagerzapfen	180
Radlager von Brennofenwagen	Wärmestrahlung und -leitung vom Brennraum	200 ... 300

**Tabelle 15.4:** Betriebstemperaturen von fremd erwärmten Lagern [15.4]

Zur Verminderung der Reibung im Lager erfolgt die Schmierung mit Fett oder Öl mit dem Ziel, einen tragfähigen Schmierfilm im Wälzkontakt aufzubauen, wobei folgende günstige und weniger günstige Reibungszustände auftreten können:

- 1** Es liegen ideale elasto-hydrodynamische Bedingungen vor (EHD-Bedingungen), d.h. der Schmierfilm ist ausreichend dick, um Wälzkörper und Lauftring zu trennen. Somit können selbst bei hohen Hertz'schen Pressungen bis zu  $2.000 \text{ N/mm}^2$  keine Schäden an den Kontaktflächen auftreten, sodass Dauerfestigkeit möglich ist.
- 2** Bedingt durch hohe Belastung, niedrige Schmierstoffviskosität und Formabweichungen ist der Schmierfilm nicht mehr ausreichend dick und es liegt Mischreibung vor. Somit treten in den Kontaktflächen größere tangential Reibungskräfte auf, einhergehend mit zusätzlichem Verschleiß und demzufolge begrenzter Lebensdauer.
- 3** Größere Fremdkörper gelangen zwischen die Kontaktflächen und bedingen adhäsiven oder abrasiven Verschleiß sowie Eindrückungen, in deren Folge Grübchenschäden entstehen.

Grundvoraussetzung zur Erzielung des optimalen 1. Schmierungszustandes ist eine ausreichende Viskosität des eingesetzten Schmierstoffes Fett oder Öl, wobei eine hohe Viskosität allerdings auch zu höheren Walk- und Reibungsverlusten und damit zu höheren Temperaturen führt. Können die optimalen EHD-Bedingungen nicht erreicht werden, bieten sich als Schmierstoffzusatz EP-Additive (Extreme Pressure) an. Abhängig von den Einsatzbedingun-

gen muss der Schmierstoff weitere Funktionen erfüllen. Hierzu gehören z.B. der Korrosionsschutz bei Betrieb in korrosiven Medien und die Abdichtung, z.B. durch Fettkragen in Labyrinthdichtungen. Erfolgt die Schmierung mit Öl, so können zusätzlich Verlustwärme und Verunreinigungen abgeführt werden, die sich bei einer Ölumlaufschmierung auch noch herausfiltern lassen.

Fett als Schmiermittel verfügt zunächst nicht über diese vorteilhaften Eigenschaften. Dafür benötigt eine Fettschmierung aber nur geringe Schmierstoffmengen und einfache Schmiereinrichtungen mit niedrigem Wartungsaufwand bei gleichzeitig hervorragender Speicher- und Abdichtungswirkung. Aufgrund dieser Eigenschaften ist die Fettschmierung von Wälzlagern zunächst immer der Ölschmierung vorzuziehen, wobei aber die Drehzahlgrenzbedingungen gemäß Tabelle 15.5 einzuhalten sind [15.63].

Fettschmierung von Rillenkugel- und Zylinderrollenlagern für $n < n_{Fett}$	$n_{Fett} \leq \frac{300000}{\sqrt{0,02 \cdot d^3}} \quad (15.45)$
Fettschmierung von Pendel- und Kegelrollenlagern für $n < n_{Fett}$	$n_{Fett} \leq \frac{160000}{\sqrt{0,02 \cdot d^3}} \quad (15.46)$

$d$ : Lagerdurchmesser in mm,  $n_{Fett}$ : Drehzahlgrenze in  $\text{min}^{-1}$

**Tabelle 15.5:** Drehzahlgrenzen (Anhaltswerte) für Fettschmierung [15.63]

Eine Übersicht zur Schmierstoffauswahl gibt Tabelle 15.6. Darüber hinaus sind zusätzliche Informationen der weiterführenden Literatur und den Angaben der Wälzlagerhersteller zu entnehmen [15.4].

Grundsätzlich werden weiche Fette verwendet, wenn die Reibung im Lager besonders klein sein muss (z.B. bei kleinen, ruckfreien Einstellbewegungen oder aber bei Antriebsmaschinen, bei denen nur die Lagerreibung zu überwinden ist), das Fett nur durch lange Kanäle zu den Schmierstellen gepresst werden kann oder aber zügige Anfahrvorgänge aus kaltem Zustand erforderlich sind.

Werden dagegen geringe Laufgeräusche gefordert, so sind steifere Fette einzusetzen. Das gilt ebenfalls, wenn zur Vermeidung des Eintritts von Staub, Fremdkörpern oder Wasser das Fett am Wellenaustritt einen dichtenden Kragen bilden soll. Besonders haftfähige Fette mit höherer Gebrauchstemperatur sind zu wählen, wenn das Fett durch höhere Temperaturen sehr weich werden kann und zusätzlich die Gefahr besteht, dass das Fett infolge seiner Schwerkraft aus dem Lager austreten kann (z.B. bei senkrecht stehenden Wellen).

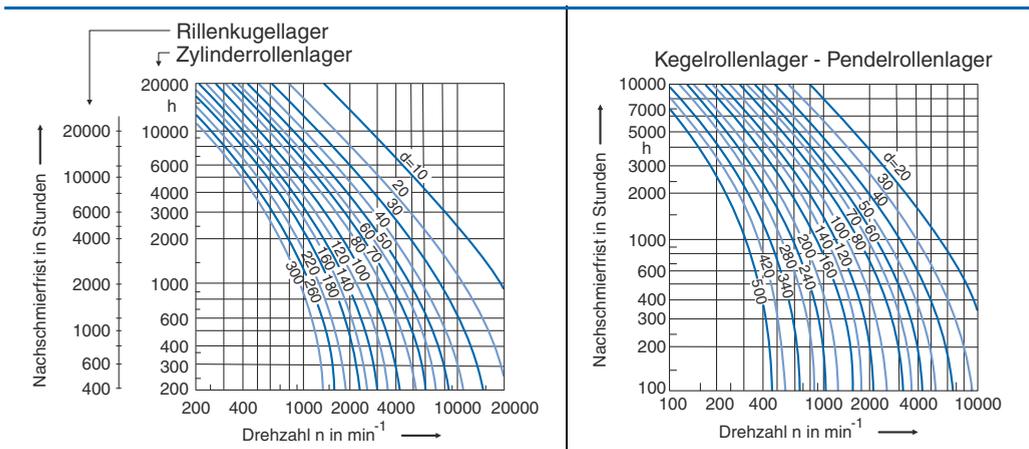
Die einzufüllende Fettmenge hängt hauptsächlich von der Betriebsdrehzahl ab, wobei die eigenen Hohlräume des Wälzlagers voll gefüllt sein sollen, damit alle Funktionsflächen Schmierstoff erhalten. Bei einem neu voll befüllten Wälzlager stellt sich die notwendige Fettmenge drehzahlabhängig erst nach einer gewissen Einlaufzeit selbstständig ein, sofern das überschüssige Fett vom Gehäuseaum aufgenommen werden kann. Bei fettgeschmierten Lagern für höhere Drehzahlen ist zunächst während einer Einlaufzeit mit niedrigeren Drehzahlen zu fahren, damit sich das Fett ohne zu starke Temperaturerhöhung im Lager verteilen kann.

Schmierstoff und Schmierverfahren	Merkmale und Eigenschaften
Fettschmierung, geeignet für alle Lagerbauarten, außer Axial-Pendelrollenlager (abhängig von Drehzahl und Fettart)	
Fettschmierung – For-Life	Einmalige Fettfüllung, geringe Menge, gegebenenfalls Dichtung Einfache Konstruktionen, wartungsfrei, Dichtwirkung (Fett), Temperatur begrenzt (ca. 100 °C), max. Drehzahlkennwert: $n \cdot d_m \approx 0,5 \cdot 10^6$ [mm/min]
Fettschmierung – Nachschmierung Fettschmierung – Sprühschmierung	Zuführung durch Rohre oder Bohrungen (z.B. Schmiernippel), Menge vorzugeben, evtl. Fettmengenregler, Auffangraum für Altfett, Füllung ca. 2/3 des Freiraums Aufwändigere Konstruktion, Fett austauschbar, max. Drehzahlkennwert: $n \cdot d_m \approx 1 \cdot 10^6$ [mm/min]
Ölschmierung, geeignet für alle Lagerbauarten	
Ölsumpschmierung, größere Menge, z.T. For-Life	Eintauchen in Ölbad (bis Mitte unterer Wälzkörper) oder Spritzöl, mittlere Menge, Gehäuse mit ausreichendem Ölvolumen vorsehen Gemeinsame Schmierung mit anderen Maschinenelementen (z.B. Zahnräder), gute Wärmeabfuhr, hohe Drehzahlen, Planschverluste, max. Drehzahlkennwert: $n \cdot d_m \approx 0,5 \cdot 10^6$ [mm/min]
Ölumlaufschmierung, größere Menge, z.T. For-Life	Versorgung durch Pumpe, Ablaufbohrungen, große Menge, evtl. Förderwirkung der Lager berücksichtigen Sehr gute Wärmeabfuhr, Filterung möglich (ca. 25 µm), Aufwändige Konstruktion, max. Drehzahlkennwert: $n \cdot d_m \approx 1 \cdot 10^6$ [mm/min]
Öleinspritzschmierung, größere Menge	Ölzulauf durch gerichtete Düsen, Versorgung durch Pumpe Wie Umlaufschmierung, max. Drehzahlkennwert: $n \cdot d_m \approx 4 \cdot 10^6$ [mm/min]
Öltropfschmierung, Ölimpulschmierung (Minimalmenge)	Spritzöl, Tropföler Geringe Reibung, schlechte Wärmeabfuhr, max. Drehzahlkennwert: $n \cdot d_m \approx 1,5 \cdot 10^6$ [mm/min], (abhängig von Lagerbauform und Ölviskosität)
Ölnebel- und Öl-Luftschmierung (Minimalmenge)	Ölnebelanlage, Mikroskopische Öltröpfchen mit Druckluft Öl-Luftanlage, Makroskopische Öltröpfchen mit Druckluft Geringe Reibung, sichere Schmierung, hohe Drehzahlen, teuer, aufwändig, Geruch, max. Drehzahlkennwert: $n \cdot d_m \approx 1 \cdot 10^6$ [mm/min], (abhängig von Lagerbauform, Ölviskosität, Konstruktion)
Festschmierstoff – Schmierung, geeignet im Vakuum, bei extrem hohen Betriebstemperaturen, in der Kerntechnik (hohe radioaktive Bestrahlung) und Lebensmittel- und Druckindustrie, vorwiegend Rillenkugellager	
Feststoffschmierung – For-Life Feststoffschmierung – Nachschmierung	Mo <sub>2</sub> und Graphit (als Pulver, Paste, Gleitlack), selten Weichmetallfilme (Kupfer, Gold) u. PTFE, Sonderfall: „selbstschmierende“ Käfige (Käfig mit eingelagerten Schmierstoff) Temperaturstabil, nicht fließend, hohe Reibung, teuer, max. Drehzahl-Kennwert: $n \cdot d_m \approx 1.500$ [mm/min]

Tabelle 15.6: Schmierstoffe und Schmierverfahren für Wälzlager nach [15.4]

Die Fettgebrauchsdauer liegt lediglich bei kleinen Rillenkugellagern oberhalb der Lagerlebensdauer, weshalb bei dieser Lagerart oft eine sogenannte For-Life-Schmierung (Lebensdauerschmierung) mit Abdichtung durch Deckscheiben vorgesehen wird. Grundvoraussetzung für eine Lebensdauerschmierung sind walkstabile und alterungsbeständige Fette (z.B. Lithiumseifenfette) mit Gebrauchstemperaturen deutlich oberhalb der zu erwartenden Betriebstemperaturen, da die Fette bei höheren Temperaturen rasch altern. Auch wenn der Trend eindeutig zur Lebensdauerschmierung geht, ist insbesondere bei größeren Lagern eine Nachschmierung in regelmäßigen Abständen erforderlich und konstruktiv zu berücksichtigen. Abbildung 15.32 zeigt beispielhaft die Nachschmierfristen in Stunden für lithiumverseifte Standardfette abhängig von der Drehzahl und der Lagerbauart. Anhaltswerte für die Nachschmiermengen sind in Tabelle 15.7 zusammengestellt. Dabei ist zu beachten, dass sich bei Betriebstemperaturen oberhalb von 70 °C je 15 °C Erhöhung die ermittelten Nachschmierfristen halbieren, weitere Verkürzungen ergeben sich für erschwerende Betriebsbedingungen, z.B. Schwingungsbelastung, Verschmutzung und besonders hohe Betriebsbelastungen.

Grundlegende konstruktive Gesichtspunkte bei einer Fettschmierung sind in Abbildung 15.33 a) und b) dargestellt. Entsprechend der Betriebsdrehzahl  $n$  und der Grenzdrehzahl  $n_G$  (Katalogwert) soll der Gehäuseraum neben dem Lager bei  $n/n_G < 0,2$  voll, bei  $n/n_G < 0,2 \dots 0,8$  zu einem Drittel gefüllt werden und bei  $n/n_G > 0,8$  leer bleiben. Bei überwiegend niedrigen Betriebsdrehzahlen kann die Nachschmierfrist durch eine größere Fettmenge verlängert werden, da die Walkreibung im Fett nicht stört. Kleinere Wälzlager mit beidseitigen Dichtscheiben (siehe Kap. Dichtungen) werden zwecks Lebensdauerschmierung mit 20 bis 30 % Fett gefüllt.



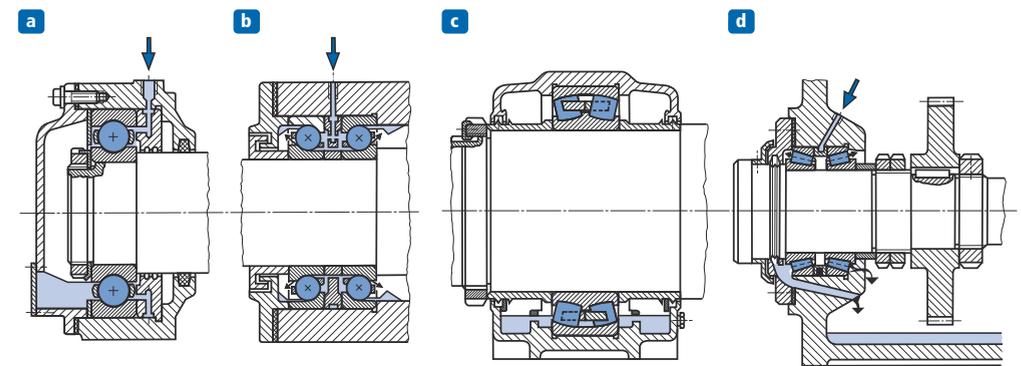
**Abbildung 15.32:** Nachschmierfristen für lithiumverseifte Standardfette abhängig von Drehzahl und Lagerbauart bei Betriebstemperaturen bis 70 °C – Bei höheren Betriebstemperaturen muss je 15 °C der ermittelte Wert um die Hälfte reduziert werden [15.103].

Nachschmierfrist	Wöchentlich	Monatlich	Jährlich
Nachschmiermenge in Gramm	$D \cdot B \cdot 0,002$	$D \cdot B \cdot 0,003$	$D \cdot B \cdot 0,004$
Bei guter Fettmengenabführung (z.B. über Fettmengenregler) gilt generell: $D \cdot B \cdot 0,01$			
$D$ : Lageraußendurchmesser in mm		$B$ : Lagerbreite in mm	

**Tabelle 15.7:** Anhaltswerte für Nachschmiermengen bei Fettschmierung [15.103]

Bei dem Lager in Abbildung 15.33 a) erfolgt die Fettzufuhr durch Bohrungen in einer Scheibe rechts neben dem Lager. Dadurch wird die gesamte Lagerumgebung mit Fett gefüllt, was auch insgesamt die Abdichtung verbessert. Durch regelmäßiges Nachschmieren wird das alte Fett in die Kammer unten links verdrängt, wo es regelmäßig entfernt werden muss. In Abbildung 15.33 b) werden beide Lager in ähnlicher Weise in Höhe der Wälzkörper mit Fett versorgt. Fliehkraftbedingt wird ein Fettstau vermieden, auch hier muss regelmäßig das nach außen beförderte Fett beseitigt werden. Zur Vermeidung einer Überschmierung bieten sich Fettmengenregler oder Zentralschmieranlagen an.

Eine Ölschmierung gemäß Abbildung 15.33 c) und d) setzt man überwiegend bei Anlagen ein, wo bereits aufgrund anderer Schmierstellen Öl benötigt wird, z.B. bei Getrieben (Verzahnungen) und Motoren. Bei der einfachen Tauchschmierung entsprechend Abbildung 15.33 c) tauchen die Wälzkörper bei jeder Umdrehung in den Ölsumpf ein und werden dort mit Öl benetzt. Der maximale Ölstand sollte ungefähr bis zum halben Wälzkörperdurchmesser reichen, da bei höherem Ölstand Planschverluste auftreten, die zu größeren Verlusten und Öltemperaturen führen. Das Öl altert schneller und es tritt Schaumbildung auf. Lediglich bei langsam laufenden Anwendungen bis  $n/n_G < 0,4$  darf mehr Öl eingefüllt werden.



**Abbildung 15.33:** Fettschmierung eines Rillenkugellagers (a) und zweier Schrägkugellager (b) sowie Ölschmierung als Tauchschmierung (c) und Umlaufschmierung (d) [15.73]

Während in einfach aufgebauten Zahnradgetrieben häufig das durch die Zahnräder aufgewirbelte Öl zur Lagerschmierung ausreicht, erfordern komplizierter gestaltete mehrstufige Getriebe bei mittleren bis hohen Drehzahlen eine Ölumlaufschmierung gemäß Abbildung 15.33 d). Dabei werden sämtliche Lagerstellen (und auch Zahneingriffe in Getrieben) durch eigene Zuleitungen mit Öl versorgt, das durch ein externes Pumpen- und Filtersystem in bedarfsgerechten Mengen zugeteilt wird. Meistens erfolgt die Zufuhr des gefilterten und gekühlten Öls an einer Stirnseite des Lagers über Bohrungen, während die Abfuhr an der anderen Stirnseite über Kanäle oder direkt in den Pumpensumpf (Sammelbehälter) erfolgt. Üblicherweise wird das Öl vom kleineren zum größeren Durchmesser gepumpt, da es dann besser ablaufen und auch Schmutzpartikel mitnehmen kann. Vor Staustellen, hierzu gehören auch Wellendichtringe, ist eine Druckentlastung vorzusehen. Auch wenn mittels Umlaufschmierung nahezu beliebig große Ölströme bereitgestellt werden können, lässt sich bauartabhängig nicht beliebig viel Öl durch ein Lager pumpen. Abbildung 15.34 gibt einen Über-

blick über die erforderlichen Ölmengen abhängig vom Lagerdurchmesser und die hierfür erforderlichen Ablaufquerschnitte [INA]. Eine einfachere Alternative zur Umlaufschmierung stellt bei schnell laufenden Lagern die Ölnebelschmierung dar. Dabei wird Druckluft über ein Saugrohr geblasen, welches mit seinem unteren Ende im Ölumpf steht. Die Druckluft saugt das Öl an und verwirbelt es gleichzeitig, wobei wegen des Luftstromes zusätzlich noch eine leichte Kühlung erfolgt. Bedingt durch den herrschenden Überdruck wird zusätzlich das Eindringen von Staub und Fremdkörpern verhindert.

Liegen besondere Betriebsbedingungen vor, z.B. sehr hohe Temperaturen oder Vakuum, werden auch Festschmierstoffe wie Grafit, Wolframdisulfid, Molybdänsulfid, Polytetrafluorethylen (PTFE) oder Weichmetallfilme aus Silber eingesetzt (s.a. Tabelle 15.6).

Neben den hier vorgestellten überschlägigen Verfahren zur Schmiermittelmengenbestimmung sind auch weitere einfache Berechnungsverfahren bekannt, die jedoch vieler Annahmen und Abschätzungen bedürfen, sodass keine genaueren Ergebnisse zu erwarten sind [15.4], [15.73].

Generell ist noch zu beachten, dass die Art der Schmierung (Fett oder Öl) die Gehäuseausbildung sowie die Gestaltung der Schmiermittelfuhr und Dichtung beeinflusst. Des Weiteren ist bei der Wahl der Käfigwerkstoffe die Verträglichkeit mit dem Schmiermittel zu beachten, da einige Additive die Käfiggebrauchsdauer herabsetzen können. Dies gilt auch für zu hohe Lagertemperaturen aufgrund gealterten Öls, weshalb die vorgeschriebenen Ölwechselfristen einzuhalten sind.

Da die Lagerlebensdauer durch das Fernhalten von Verunreinigungen vom Wälzkontakt steigt, ist eine gelegentliche Lagerreinigung (z.B. im Zuge einer Neubefettung) ebenfalls vorteilhaft.

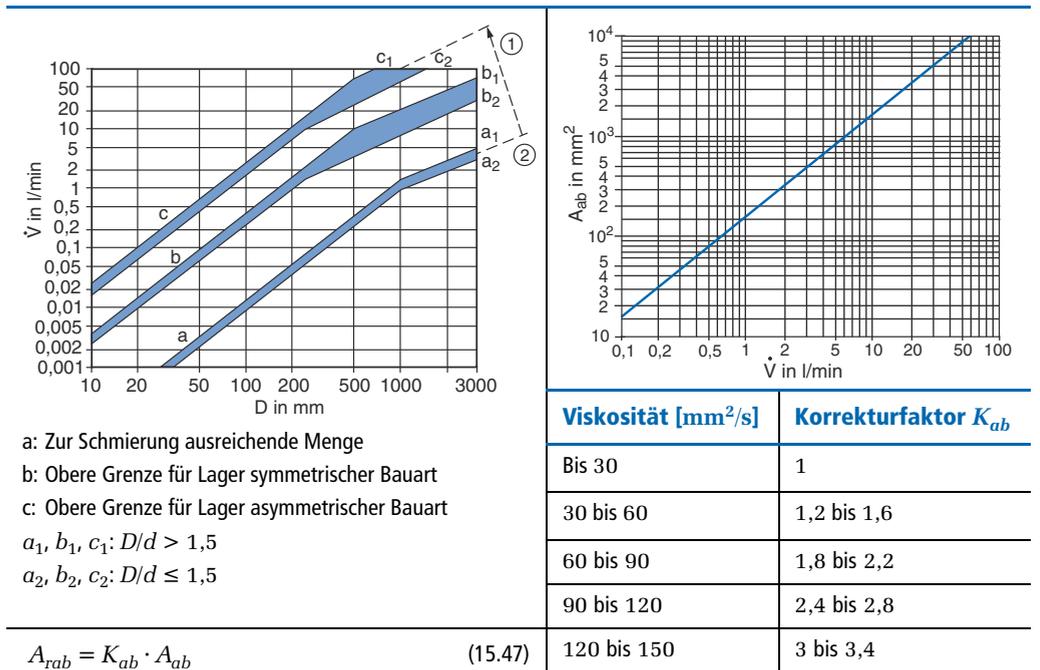
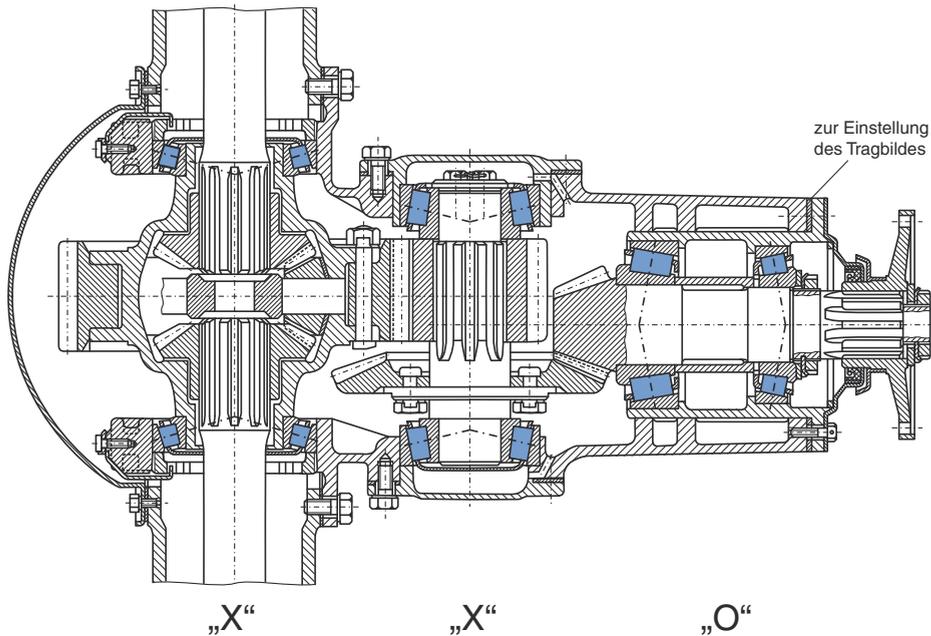


Abbildung 15.34: Erforderliche Ölmengen abhängig vom Lagerdurchmesser und erforderliche Ablaufquerschnitte [15.73]

## 15.3 Gestaltung von Wälzlagern

In Erweiterung der im vorherigen Abschnitt beschriebenen funktionalen Grundlagen eines Wälzlagers besteht die konstruktive Ausführung einer statisch bestimmten Lagerung aus zwei Lagern. Zur Vermeidung großer Verformungen (z.B. Durchbiegung bei langen Wellen) kann auch eine statisch überbestimmte Lagerung mit mehr als zwei Lagern erforderlich sein. Ergänzend zur Anwendung von Rillenkugel- und Zylinderrollenlagern im Radsatzgetriebe eines Bahnfahrzeuges (Abbildung 15.1) zeigt Abbildung 15.35 die Nutzung von Kegelrollenlagern im Hinterachsgetriebe eines Lastkraftwagens.



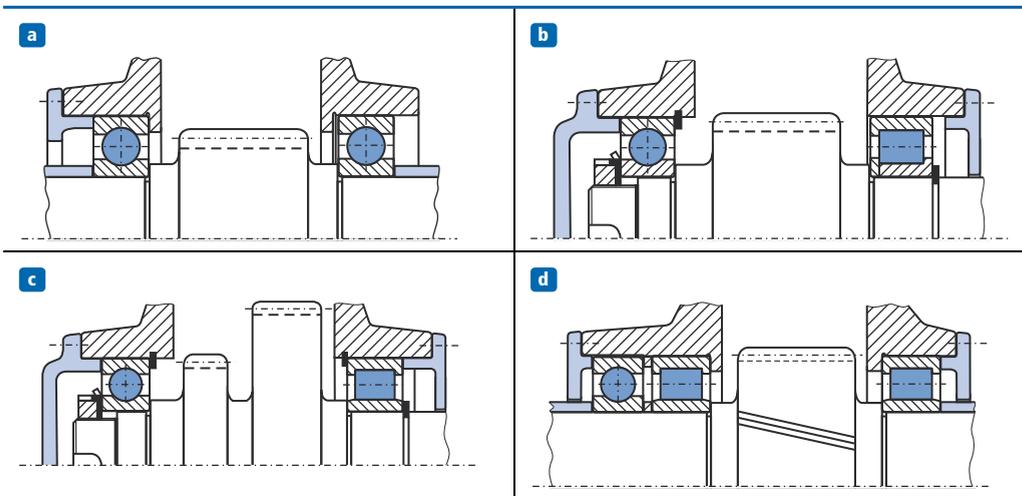
**Abbildung 15.35:** Kegelrollenlager in X- und O-Anordnung im Hinterachsgetriebe eines LKWs

Anhand der beiden Beispiele wird deutlich, dass grundsätzlich bei der Gestaltung von Lagerungen die eigentliche Lagerauswahl, die Kombination unterschiedlicher Lagertypen sowie Passungen, Bohrungsanlagen und Wellensitze unter Beachtung der folgenden Punkte zu berücksichtigen sind:

- Festlegung der Lagerringe zur sicheren Kraftübertragung durch Absätze, Sicherungsringe, Wellenmuttern oder Deckel
- Auswahl einer geeigneten Tolerierung von Gehäusebohrung und Welle
- Verhinderung von Relativbewegungen zwischen den Lagerringen und dem jeweiligen Wellen- und Gehäusesitz
- Einbau der Lager in eine möglichst steife Umgebungsstruktur zur Vermeidung der Verformung der Lagerringe
- Möglichkeiten zur beschädigungsfreien Montage und Demontage unter Sicherstellung der Einstellerfordernisse



Für die meisten allgemeinen Anwendungen ist die Festlager-Loslager-Anordnung gemäß Abbildung 15.37 zweckmäßig (s.a. Abbildung 15.1). Während die radiale Abstützung durch beide Lager erfolgt, ist die axiale Führung nur durch das Festlager vorgesehen, das Loslager ist in axialer Richtung frei verschiebbar. Hierdurch lassen sich Fertigungstoleranzen und temperaturbedingte Längenänderungen im Betrieb ausgleichen. Ideale Loslager sind Zylinderrollenlager mit Käfig N und NU sowie Nadellager, da sich der Rollenkranz auf der Laufbahn des bordlosen Lagerringes frei verschieben kann. Andere Lagerbauarten lassen sich nur dann als Loslager einsetzen, wenn ein Lagerring durch entsprechende Passung verschiebbar montiert wird. Die Auswahl der Festlagerbauart hängt von der Höhe der Axialkraft und den Genauigkeitsanforderungen an die Führung ab. Vorteile dieser Anordnung sind die einfache Montierbarkeit und die kostengünstige Fertigung. Von Nachteil sind die geringe axiale Steifigkeit sowie das konstruktiv bedingte axiale Spiel im Festlager, welches insbesondere im Resonanzfall zu gefährlichen Axialschwingungen mit schädigenden Kraftamplituden führen kann.



**Abbildung 15.37:** Festlager-Loslager-Anordnung – a) Linkes Rillenkugellager fest, rechtes im Gehäuse verschiebbar, b) Rillenkugellager fest und Zylinderrollenlager im Gehäuse verschiebbar, c) Rillenkugellager fest und Zylinderrollenlager auf Innenring verschiebbar, d) Rillenkugellager fest und beide Zylinderrollenlager bei hohen Radiallasten axial verschiebbar

Eine angestellte Lagerung in X-Anordnung oder O-Anordnung gemäß Abbildung 15.38 besteht üblicherweise aus zwei spiegelbildlich angeordneten Schrägkugel- oder Kegelrollenlagern, bei denen ein Lagerring auf seinem Sitz so weit verschoben wird, bis die Lagerung die notwendige Vorspannung oder das gewünschte Spiel aufweist. Die Vorteile sind Spielfreiheit und eine hohe Steifigkeit, da zwei Lager axial tragen. Im Vergleich zur Festlager-Loslager-Anordnung ist der Fertigungs- und Montageaufwand größer. Aus der axialen Vorspannung entsteht immer eine erhöhte Lagerreibung. Bei der X-Anordnung erfolgt die Anstellung über die Außenringe und da die Spitzen S der Druckkegel nahe beieinander liegen, ergibt sich ein geringer rechnerischer Lagerabstand. Hauptanwendungen sind Lagerungen von Stirn- und Schneckenrädern (s.a. Abbildung 15.35). Bei der Einstellung der Axialluft ist die Wärme-

dehnung zu berücksichtigen, da bei gleichen Wellen- und Gehäusewerkstoffen und einem Temperaturgefälle von der Welle zum Gehäuse die Axialluft vermindert wird.

Bei der angestellten Lagerung in O-Anordnung wird die Anstellung über die Innenringe vorgenommen und es ergibt sich ein großer rechnerischer Lagerabstand zwischen den Spitzen S der Druckkegel. Damit verfügt die O-Anordnung über ein geringeres Kippspiel und kann Kippmomente besser aufnehmen. Das Hauptanwendungsgebiet sind fliegende Lagerungen, Abbildung 15.38 b). Hinsichtlich des Einflusses der Wärmeausdehnung auf das eingestellte Spiel sind gemäß Abbildung 15.38 und Abbildung 15.39 drei Fälle zu unterscheiden.

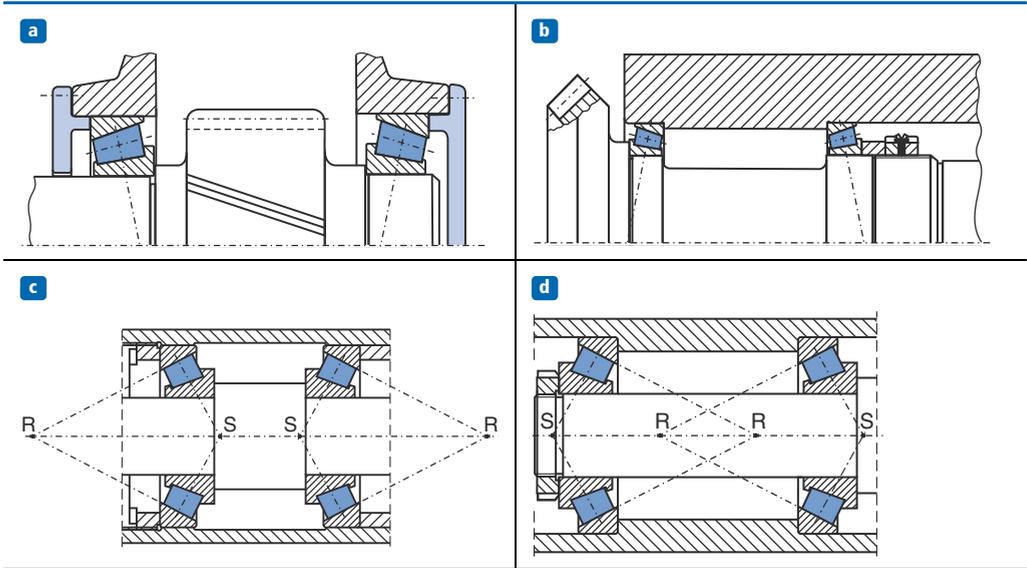


Abbildung 15.38: Angestellte Lagerung in X- und O-Anordnung und Lage der Rollkegelspitzen R

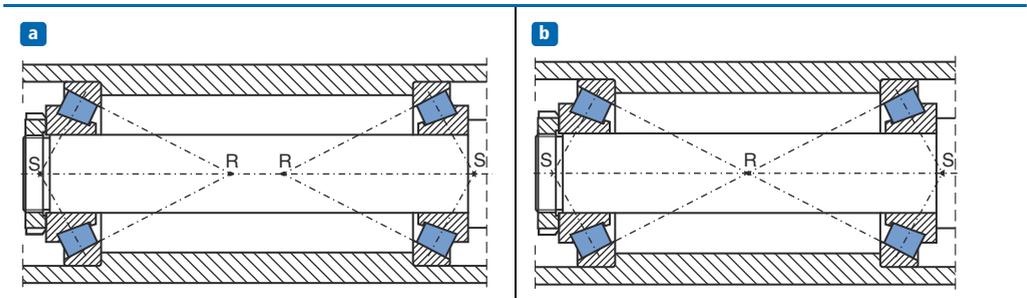
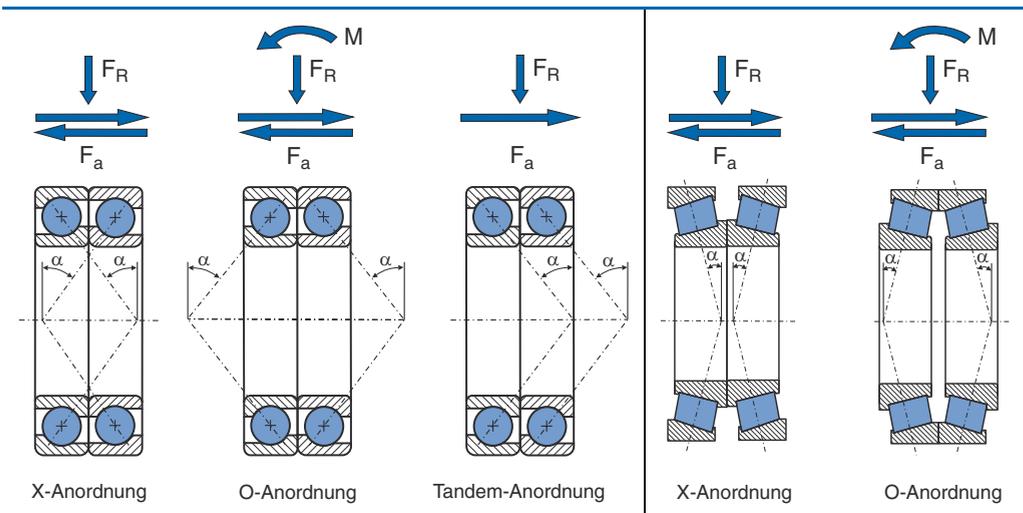


Abbildung 15.39: Weitere Möglichkeiten der Lage der Rollkegelspitzen bei O-Anordnung

Die Rollkegelspitzen R stellen den Schnittpunkt der Verlängerung der geneigten Außenringlaufbahn mit der Lagerachse dar. Überschneiden sich bei kurzem Lagerabstand gemäß Abbildung 15.38 d) die Rollkegel, hat die radiale Dehnung einen größeren Einfluss auf das Lagerpiel als die axiale Dehnung und das Lagerspiel nimmt ab. Überschneiden sich die Rollkegel

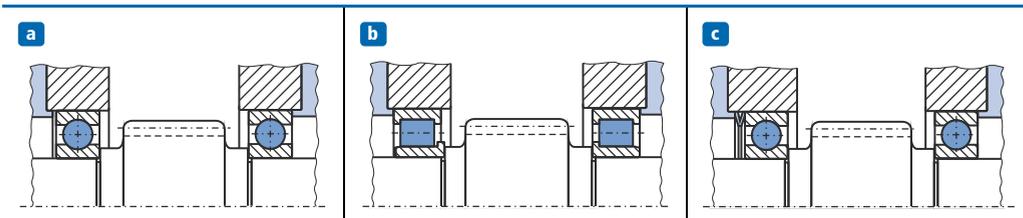
bei größeren Lagerabständen gemäß Abbildung 15.39 a) nicht, hat die axiale Dehnung einen größeren Einfluss und das Lagerspiel wird größer. Lediglich wenn die Rollkegelspitzen entsprechend Abbildung 15.39 b) in einem gemeinsamen Punkt zusammenfallen, gleichen sich axiale und radiale Dehnung aus und das eingestellte Lagerspiel bleibt erhalten. In allen Fällen müssen Welle und Gehäuse aus dem gleichen Werkstoff bestehen, die Innenringe mit der Welle eine gemeinsame Temperatur  $T_1$  aufweisen und die Außenringe mit dem Gehäuse über eine gemeinsame Temperatur  $T_2$  verfügen, wobei  $T_1 > T_2$  sein muss.

Ergänzend zur X- und O-Anordnung sei noch auf die Tandemanordnung von Schrägkugellagern gemäß Abbildung 15.40 verwiesen, bei der große Axialkräfte nur in einer Lastrichtung aufgenommen werden können. Im Vergleich dazu lassen sich Kegelrollenlager nur in X- oder O-Anordnung zu einem kompakten Festlager paaren.



**Abbildung 15.40:** Schrägkugellager in X-, O- und Tandemanordnung gepaart (links) und Kegelrollenlagerpaar als Festlager in X- und O-Anordnung

Möglichkeiten der Anordnung einer schwimmenden Lagerung sind in Abbildung 15.41 zusammengestellt. Die kostengünstigste schwimmende Lagerung kommt immer dann zum Einsatz, wenn keine enge axiale Führung der Welle oder des Bauteils erforderlich ist.



**Abbildung 15.41:** Beispiele für schwimmende Lagerung mit – a) Rillenkugellagern, b) Zylinderrollenlagern, c) Rillenkugellagern mit einseitiger Vorspannung durch Tellerfedern

Unterschieden werden die axial freien Ausführungen mit einem axialen Führungsspiel von 1 bis 2 mm und die axial geführten Ausführungen mit einem axialen Führungsspiel zwischen 0,3 und 0,8 mm, wobei das Spiel abhängig von der geforderten Führungsgenauigkeit so festzulegen ist, dass auch bei ungünstigsten thermischen Verhältnissen keine Verspannung eintreten kann. Geeignete Lagerbauarten sind Rillenkugellager, Pendelkugellager und Pendelrollenlager. Üblicherweise wird der Außenring verschiebbar gestaltet. Bei Zylinderrollenlagern findet der Ausgleich in den Lagern statt. Soll das vorhandene Axialspiel bis zu einem bestimmten Wert vermieden werden, so bietet sich eine leichte axiale Vorspannung durch Federelemente an (z.B. Tellerfedern in Abbildung 15.41 c)). Konstruktion und Montage einer schwimmenden Lagerung sind sehr einfach, von Nachteil sind die praktisch nicht vorhandene Steifigkeit in axialer Richtung, das Wandern der Welle bei Wechsel der Axialkraftichtung und die Schwingungsanfälligkeit. Anwendungsbeispiele für axial nicht geführte Lagerungen sind Seilrollen und Zahnräder mit Pfeilverzahnung, die axial geführte Ausführung kommt in Elektromotoren und Haushaltsgeräten zum Einsatz.

Bei allen Lagerkombinationen kann die jeweilige axiale Festlegung unter Beachtung der Zugänglichkeit gemäß Abbildung 15.42 durch folgende Elemente erfolgen:

- Innenring – Wellenschultern, Spannhülsen, Abziehmutter, Mutter mit Sicherungsblech, Endscheibe, Bördelrand, Querpresspassung, Sicherungsring, Abstandshülse
- Außenring – Lagerdeckel und Ansatz in Gehäusebohrung, Lagerdeckel und Sicherungsring, zwei Lagerdeckel, zwei Sicherungsringe, Absatz in Gehäusebohrung, Abstandshülse

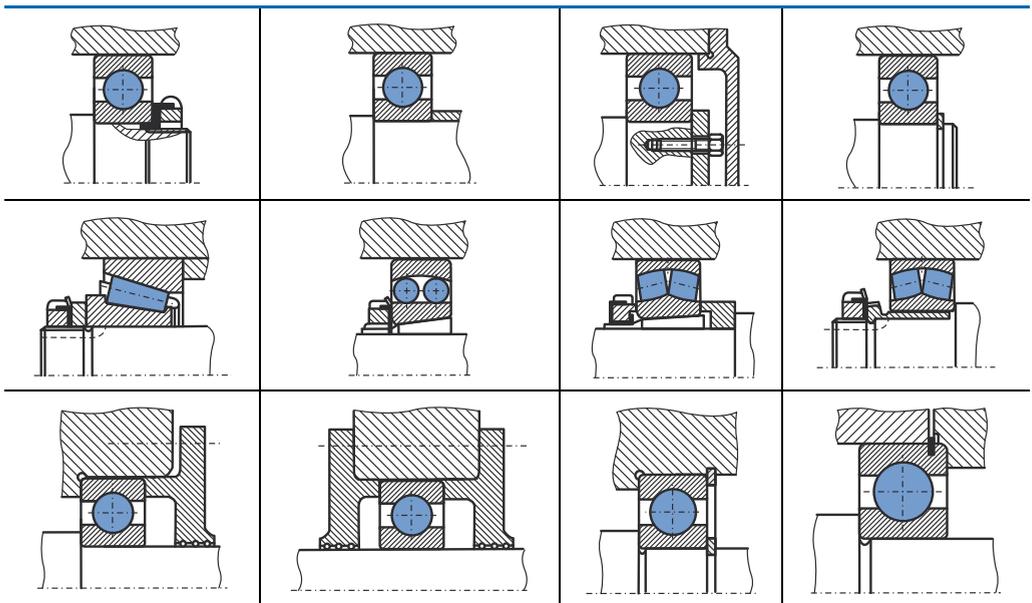


Abbildung 15.42: Konstruktive Möglichkeiten zur Festlegung von Innen- und Außenring [15.63]

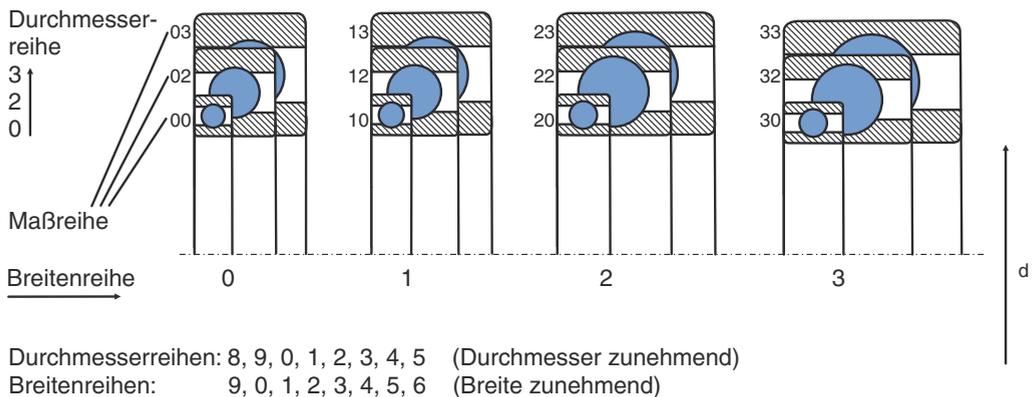
Die Höhen der Wellenschultern und die Dicken der Stützbunde sollen eine ausreichende Anlagefläche bieten. Mit dem Rundungsradius  $r$  an den Lagerringen folgt für die Höhe der Wellenschultern  $h \geq 1,8 \cdot r$ . Ferner ist eine ausreichend große Seitenfläche zum Angreifen eines Abziehwerkzeugs frei zu lassen, anderenfalls sind Abziehnuten bzw. Abdrückgewinde in der Wellenschulter anzubringen. Zusätzlich ist zu beachten, dass die ausschließlich axiale Festlegung mit Sicherungsringen nie spielfrei sein kann, weil alle Teile mit Längstoleranzen behaftet sind.

Da der anzustellende Lagerring leicht verschiebbar sein muss, ist entsprechend dem folgenden Abschnitt eine geeignete Passung unter Berücksichtigung der Belastungsverhältnisse auszuwählen.

### 15.3.2 Bezeichnungen, Toleranzen und Passungswahl

Im Gegensatz zu den herstellerspezifisch unterschiedlichen inneren Abmessungen sind die äußeren Abmessungen der Wälzlager nach DIN 616 und DIN ISO 355 gemäß Abbildung 15.43 in Durchmesserreihen und Breitenreihen eindeutig festgelegt [15.9], [15.54]. Ferner lässt sich jedes Wälzlager gemäß Tabelle 15.8 durch ein eindeutiges Kurzzeichen beschreiben, das die Bauart, die Abmessungen, Toleranzen, Lagerluft und weitere wichtige Merkmale enthält. Dadurch werden Lager unterschiedlicher Hersteller mit gleicher Kennzeichnung austauschbar.

Das Basiszeichen besteht aus den Zeichen für die Lagerreihe und die Lagerbohrung. Vorsetzzeichen kennzeichnen Einzelteile vollständiger Lager, z.B. R – Ring eines Zylinder- oder Kegelrollenlagers mit Rollkörpern und Käfig, jedoch ohne den abziehbaren Ring, WS – Wellenscheibe eines Axiallagers oder K – Käfig mit Rollkörpern. Das Nachsetzzeichen enthält zusätzliche Angaben über Abweichungen der inneren Konstruktion, über die äußere Form, Abdichtung, Käfigausführung, Toleranzen, Lagerluft und die Wärmebeständigkeit. Für Kegelrollenlager ist nach DIN ISO 355 eine neue Kennzeichnung zu beachten: T steht für Kegelrollenlager (Tapered Roller Bearing), anschließend folgt für den Druckwinkel die Winkelreihe (2, 3, 4, 5, 7), die Durchmesserreihe (B, C, D, E, F, G), die Breitenreihe (B, C, D, E) und der dreistellige Bohrungsdurchmesser in mm [15.54].



Außenmaße und äußere Form	K	Lager mit kegelförmiger Bohrung (Kegel 1:12)		
	N, NR	Lager mit Ringnut im Außenring, Ringnut und Sprengring		
Abdichtung	ZR, 2ZR	Lager mit einer bzw. zwei Deckscheiben		
	RSR, 2RSR	Lager mit einer bzw. zwei Dichtscheiben		
Käfigwerkstoffe	J, Y	Käfig aus Stahlblech, Messingblech		
	M, F, L	Massivkäfig aus Messing, Stahl, Leichtmetall		
	T, TV	Massivkäfig aus Kunststoff mit Gewebeeinlage oder aus glasfaserverstärktem Polyamid		
Maß- und Laufgenauigkeit	P0 (PN)	Normaltoleranzklasse (wird nicht angegeben)		
	P6	Genauer als P0	P5	Genauer als P6
	P4	Genauer als P5	P2	Genauer als P4
Lagerluft	C0 (CN)	Lagerluft normal (wird nicht angegeben)		
	C2	Kleiner als C0	C1	Kleiner als C2
	C3	Größer als C0	C4	Größer als C3
Nachsetzzeichen für maßstabilisierte Lager	SOB (SN)	Innen- und Außenring für Betriebstemperaturen bis 150 °C stabilisiert		
	S1	Bis 200 °C stabilisiert	S2	Bis 250 °C stabilisiert
	S3	Bis 300 °C stabilisiert	S4	Bis 350 °C stabilisiert

Beispiel: Lager 6208.2RSR.M.C3

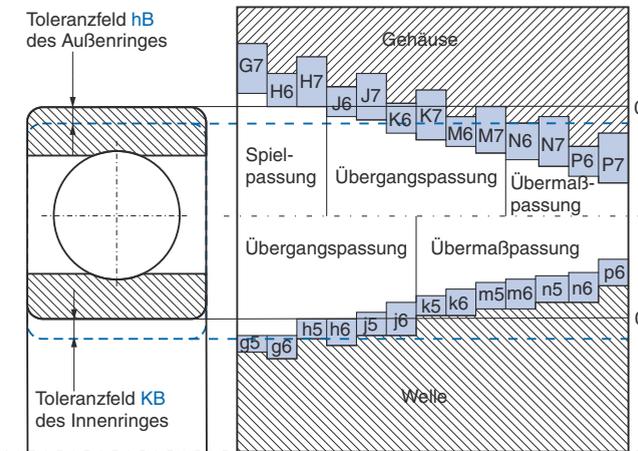
Rillenkugellager (Lagerart 6), Breitenreihe 2, Durchmesserreihe 0, Wellendurchmesser 40 mm ( $08 \cdot 5 = 40$ ), zwei Dichtscheiben, Massivkäfig aus Messing, Lagerluft größer als normal

**Tabelle 15.8:** Auswahl von Nachsetzzeichen zur Lagerbezeichnung [15.4]

Damit die Lager die berechnete Lebensdauer erreichen, muss eine ordnungsgemäße Befestigung im Gehäuse und auf der Achse bzw. Welle erfolgen. Insbesondere dürfen die Lagerringe unter tangentialer Belastung nicht rutschen. Dies wird am einfachsten durch die richtige Passungswahl erreicht, die mithilfe der ISO-Toleranzklassen für Wellen und Bohrungen zu bestimmen ist. Bohrungsdurchmesser  $d$ , Außendurchmesser  $D$  und Lagerbreite  $B$  haben generell Minustoleranzen, d.h. das Nennmaß ist immer das zulässige Größtmaß. Nach DIN 620 sind abweichend von den ISO-Toleranzklassen für  $d$  das Toleranzfeld KB und für  $D$  das Toleranzfeld hB festgelegt [15.12]. In Abbildung 15.44 sind die Lage der üblichen ISO-Toleranzfelder für Wellen und Bohrungen zur Bohrungstoleranz KB und zur Außendurchmessertoleranz hB der Wälzlager sowie Hinweise zu den Toleranzklassen P wiedergegeben.

Damit Tragfähigkeit und Lebensdauer der Lager voll ausgenutzt werden können, sind ein strammer Sitz auf bzw. in möglichst formgenauen und starren Gegenstücken und eine gute Unterstützung der verhältnismäßig dünnen Lagerringe über ihrem gesamten Umfang erforder-

derlich. Allerdings vermindern stramme Sitze gleichzeitig das Radialspiel im eingebauten Zustand, wodurch ein einwandfreier Lauf beeinträchtigt wird.



Wälzlager selbst werden zur Kennzeichnung der Laufgenauigkeit in Toleranzklassen P eingeteilt (s.a. Tabelle 15.8). Bei normalen Anforderungen des allgemeinen Maschinenbaus genügt die Normaltoleranz P0 (PN). Bei höheren Anforderungen an die Laufruhe und Maßgenauigkeit (z.B. in Werkzeugmaschinen und Messgeräten) sind die Toleranzklassen P6, P5, P4 und für höchste Anforderungen P2 vorzusehen. Ferner gibt es für extreme Anforderungen nicht genormte Speziallager der Toleranzklassen SP (Spezial-Präzision), UP (Ultra-Präzision) und HG (Hoch-Genau). Beim Einsatz hochgenauer Wälzlager ist zu beachten, dass Rundheit, Oberflächen-güte und Lage der radialen und axialen Sitzflächen von Welle und Gehäuse der Qualität der Lager entsprechen müssen und unter Belastung ihre Formgenauigkeit beibehalten.

**Abbildung 15.44:** Wälzlagentoleranzen kB und hB sowie Wellen- und Gehäusetoleranzklassen

Während die axiale Befestigung der Lager zumeist formschlüssig erfolgt, wird die radiale und tangentielle Festlegung kraftschlüssig vorgenommen. Entscheidend für die Wahl der Passung sind Größe und Art der Wälzlager, die dynamische Tragzahl C, die Belastung (äquivalente Lagerbelastung P), die axiale Verschiebemöglichkeit von Loslagern und insbesondere die Umlaufverhältnisse gemäß Abbildung 15.45 und Abbildung 15.46. Grundsätzlich wird bei der Belastung auf den einzelnen Ring zwischen Punkt- und Umfanglast unterschieden. So liegt Umfanglast vor, wenn der Lagerring relativ zur Lastrichtung umläuft, bei Punktlast steht dieser relativ zur Lastrichtung still. Zur Erleichterung der Montage oder zum Längenausgleich kann der Ring mit Punktlast einen losen Sitz erhalten. Treten aber Änderungen der Lastrichtung auf (z.B. bei Reversierbetrieb), so ist für den Ring mit Punktlast ein fester Sitz empfehlenswert.

Der Ring mit Umfanglast muss jedoch immer unbedingt einen festen Sitz haben, damit unter keinen Umständen Relativbewegungen oder sogar ein Wandern der Ringe auftreten kann. Ähnlich wie beim Pressverband führen Relativbewegungen zu Passungsrost ( $\text{Fe}_2\text{O}_3$ ), der einerseits wegen seiner scharfen Schneidfähigkeit den Verschleiß der Lagersitze beschleunigt, andererseits können von der verquetschten und versprödeten Oberfläche bei Wechselbeanspruchung Anrisse entstehen, die wiederum Ursprung von Dauerbrüchen der Lagerringe sein können. Aber auch wenn kein Bruch auftreten sollte, führen wandernde Lagerringe in der Regel zu ausgeschlagenen oder ovalisierten Bohrungen, sodass das Lager die ihm zuge-dachte Führungsfunktion nicht mehr übernehmen kann. In Getrieben können daraus dann z.B. Verzahnungsschäden entstehen, da wegen der Lagerfehlfunktion ungünstige Lastverteilungen im Zahneingriff vorliegen.

Schema und Bewegungsverhältnisse		Passung für	$\frac{P}{C} < 0,8$ $d < 40 \text{ mm}$	$\frac{P}{C} > 0,2$ $d > 500 \text{ mm}$	Lagerbauart
	Innenring rotiert, Außenring steht still, Lastrichtung unveränderlich (z. B. Welle unter Gewichtsbelastung, Getriebewelle)	Innenring feste Passung notwendig	j6 j6	n6 p6	Kugellager Rollenlager und Nadellager
	Innenring steht still, Außenring rotiert, Lastrichtung rotiert mit Außenring (z. B. Nabenlagerung mit großer Unwucht)	Außenring lose Passung zulässig	H7	H7	Loslager mit leicht verschiebbarem Außenring
Für hohe Anforderungen an Laufgenauigkeit und Laufruhe eine Toleranz feiner					

**Abbildung 15.45:** Belastungsverhältnisse – Umfangslast am Innenring, Punktlast am Außenring

Schema und Bewegungsverhältnisse		Passung für	$\frac{P}{C} < 0,8$ $d < 40 \text{ mm}$	$\frac{P}{C} > 0,2$ $d > 500 \text{ mm}$	Lagerbauart
	Innenring steht still, Außenring rotiert, Lastrichtung unveränderlich (z. B. Kfz-Radlager, Laufrolle-Nabenlagerung)	Innenring lose Passung zulässig	g6 g6	h6 h6	Kugellager Rollenlager und Nadellager
	Innenring rotiert, Außenring steht still, Lastrichtung rotiert mit dem Innenring (z. B. Zentrifuge, Schwingsieb, Unwucht)	Außenring feste Passung notwendig	K7	P7	
Für hohe Anforderungen an Laufgenauigkeit und Laufruhe eine Toleranz feiner					

**Abbildung 15.46:** Belastungsverhältnisse – Punktlast am Innenring, Umfangslast am Außenring

Hauptursache des Wanderns sind am Laufring angreifende Tangentialkräfte, die aus der Wälzbewegung entstehen und die Gleitbewegung unterstützen, indem sie ab einer bestimmten Höhe die Haftreibung zwischen Lagerring und Welle oder Lagerring und Gehäuse überwinden, was insbesondere durch höher schwingende Belastungen (Erschütterungen) und große Stöße begünstigt wird. Die unter derartigen Belastungen entstehenden Stauchungen und Dehnungen der Lagerringe sind häufig auch die Ursache dafür, dass sich zunächst im Gehäuse oder auf der Welle ausreichend vorgespannte Ringe im Laufe der Zeit lockern, sobald die durch die Belastung hervorgerufene Dehnung größer wird als die durch das Übermaß erzeugte Spannung. Deshalb muss auch der Lagersitz eine entsprechend hohe Oberflächenqualität aufweisen, damit nicht das Einebnen von Rauheitsspitzen zu einem Abfall der Vorspannung führen kann.

Abschließend sei darauf hingewiesen, dass die einzig wirksame Maßnahme zur Vermeidung des Wanderns von Lagerringen die Erzeugung einer ausreichend hohen Vorspannung ist, was sich durch die geeignete Passungswahl, das Einhalten enger Formtoleranzen und z.B. warmes Montieren mit 70 °C bis 100 °C erreichen lässt (s.a. Abschnitt 15.3.4), wobei eine mögliche Entlastung nach dem Einbau ebenfalls zu berücksichtigen ist. Die Verwendung zusätzlicher formschlüssiger Elemente (z.B. Stifte, Kugeln) ist wirkungslos.

Angaben zur Passungswahl sind Abbildung 15.45 und Abbildung 15.46 sowie den Wälzlagerkatalogen zu entnehmen [15.73], [15.103], [15.129]. Beispiele zur axialen Befestigung und Einstellung der Lagerringe sind in Abbildung 15.37 bis Abbildung 15.42 dargestellt. Weiterhin sind Bohrungen mit gleicher Achse möglichst mit gleichem Durchmesser, gleicher Passung, ohne Absätze und mit hoher Oberflächengüte in einer Aufspannung zu bearbeiten, damit die Lagersitze absolut fluchten.

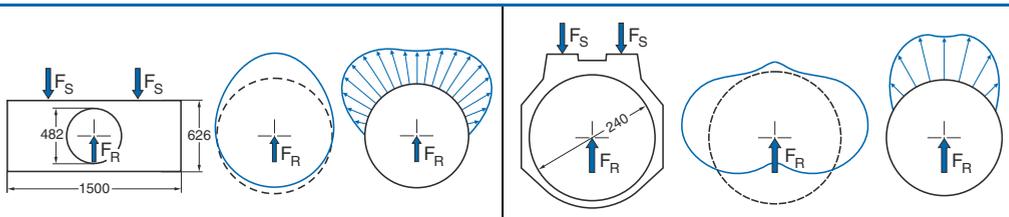
Wird für die Umgebungs konstruktion des Lagers ein von Gusseisen oder Stahl verschiedener Werkstoff verwendet, sind für den Festsitz zusätzlich die verschiedenen Wärmeausdehnungskoeffizienten und E-Moduli der unterschiedlichen Werkstoffe zu berücksichtigen. Für Gehäuse aus Aluminium, dünnwandige Gehäuse und Hohlwellen sind bei Bedarf engere Passungen zu wählen, um den gleichen Kraftschluss wie bei Gusseisen, Stahl oder Vollwellen zu erreichen.

Beim Einbau von Axiallagern, die nur Axiallasten aufnehmen, ist zu beachten, dass diese nicht radial geführt werden dürfen. Ausgenommen hiervon ist das Axial-Zylinderrollenlager, da hier der Freiheitsgrad in radialer Richtung wegen der ebenen Laufbahnen vorhanden ist. Bei Axiallagern mit rillenförmigen Laufbahnen (z.B. Axial-Rillenkugellagern) ist er nicht gegeben und muss durch einen losen Sitz der stillstehenden Scheibe geschaffen werden. Für die umlaufende Scheibe wird meistens ein fester Sitz gewählt. Nehmen Axiallager zusätzlich auch Radialkräfte auf (z.B. Axial-Pendelrollenlager), sind die Passungen wie für Radiallager zu wählen. Die Anlageflächen der Gegenstücke müssen senkrecht zur Drehachse stehen (Planlauf toleranz nach IT5 oder besser), damit sich die Belastung gleichmäßig auf die Wälzkörper verteilt [15.73].

### 15.3.3 Lagerumbauteile und Gehäusekörper

Die Außen- und Innenringe von Wälzlagerungen sind aufgrund ihrer vergleichsweise geringen Wanddicke sehr elastische Bauteile, die die auf das Lager einwirkenden Kräfte nur sicher übertragen können, wenn die Umgebungs konstruktion die Ringe vollständig umschließt und eine ausreichende Steifigkeit aufweist. Mit zunehmender Größe der Maschinen und Anlagen und der darin verwendeten Wälzlager wird es immer schwieriger, die Lagerumgebungs konstruktion so steif auszuführen, dass man bei der Ermittlung der Lagerbeanspruchung von einer starren Anschluss konstruktion ausgehen kann. So lassen sich insbesondere im Groß- und Schwermaschinenbau die Blechstärken und Wanddicken der Stütz konstruktion nicht mehr so vergrößern, dass man im Vergleich zu kleinen Wälzlagergehäusen (z.B. im Automobilbau) eine entsprechend hohe Gehäusesteifigkeit erreichen könnte.

Welchen Einfluss die Elastizität der Anschlusskonstruktion auf die Lastverteilung im Lager hat, zeigt Abbildung 15.47 anhand des massiv ausgeführten Einbaustückes von Arbeitswalzen in einem Walzgerüst und eines relativ dünnwandigen Gehäuses eines Radsatz-Rollenlagers für Schienenfahrzeuge. Unter der Radiallast  $F_R$  verformt sich die Außenringlaufbahn in dem 362 mm breiten Einbaustück, in dem ein 318 mm breites vierreihiges Kegelrollenlager mit 42 Rollen pro Reihe eingebaut ist, zu einem stehenden Oval. Dabei stellt sich eine relativ gleichmäßige Druckverteilung über rund  $180^\circ$  ein. Beim Radsatz-Rollenlager sind zwei Pendelrollenlager 23130 eingebaut, die mit  $F_R = 350$  kN belastet werden. Hieraus resultiert eine Maximalverformung von  $31 \mu\text{m}$ . Aufgrund der eng beieinander liegenden Abstützkräfte  $F_S$  ist die belastete Zone deutlich kleiner als  $180^\circ$ , jedoch ergibt sich noch eine relativ gleichmäßige Druckverteilung, sodass die Beanspruchung der Lager in erträglichen Grenzen bleibt.



**Abbildung 15.47:** Lagerbelastung abhängig von der Gehäusekontur – Arbeitswalzen-Einbaustück (links) und Eisenbahn-Radsatzlager (rechts) [15.4]

Als besonders günstig für eine gleichmäßige Lastverteilung hat sich die tangentiale Lasteinleitung herausgestellt. In Abbildung 15.48 links ist zunächst der ungünstige Fall für ein ungeteiltes Stahllagergehäuse dargestellt. Aufgrund der unten liegenden Abstützpunkte entstehen „harte Punkte“, das sind Steifigkeitsunterschiede in der Gegenkonstruktion, die im Vergleich zu ideal starren Verhältnissen zu sehr ungünstigen Maximalbelastungen der Wälzkörper führen, wie die Druckverteilung im dritten Bild von links zeigt. Die Druckverteilung ließe sich zwar durch stärkere Gehäusewände vergleichmäßigen, was jedoch ein größeres Gewicht und höhere Herstellkosten verursachen würde. Die bessere Alternative ist die Verlegung der Abstützpunkte in Richtung der waagerechten Lagermittellinie, sodass die Kräfte nahezu tangential eingeleitet werden. Im unteren Lagerbereich umschließt das Gehäuse vergleichbar einem elastischen Band den Lagerring. Die „harten Punkte“ verschwinden und es kommt zu einer deutlich gleichmäßigeren Druckverteilung im Lager, Abbildung 15.48 rechts. Darüber hinaus lässt sich im Fußbereich Stahlgussmaterial einsparen, da das Lager nun auf Böcken in kostengünstiger Schweißausführung mit der Umgebungskonstruktion verbunden wird. Außerdem liegt die Wälzkörperbelastung niedriger als im starren Gehäuse. Eine hohe Steifigkeit bei möglichst geringem Gehäusegewicht wird durch am Umfang angeordnete Rippen erreicht, die in der Wirkungslinie der Wälzkörperkräfte liegen. Die Rippen werden zum Gehäusefuß hin breiter, da dort die Einleitung der Radial- und Axialkräfte vom Gehäuse rundkörper in die Gehäusefußkonstruktion erfolgt. Zur zusätzlichen Versteifung und zur Übertragung der Axialkräfte ist auf der einen Seite des Gehäuses eine massive Schulter angegossen. Ein großes Anwendungsgebiet derartiger Konstruktionen sind momentan die Hauptlager (Rotorlager) von Windenergieanlagen, Abbildung 15.48 unten.

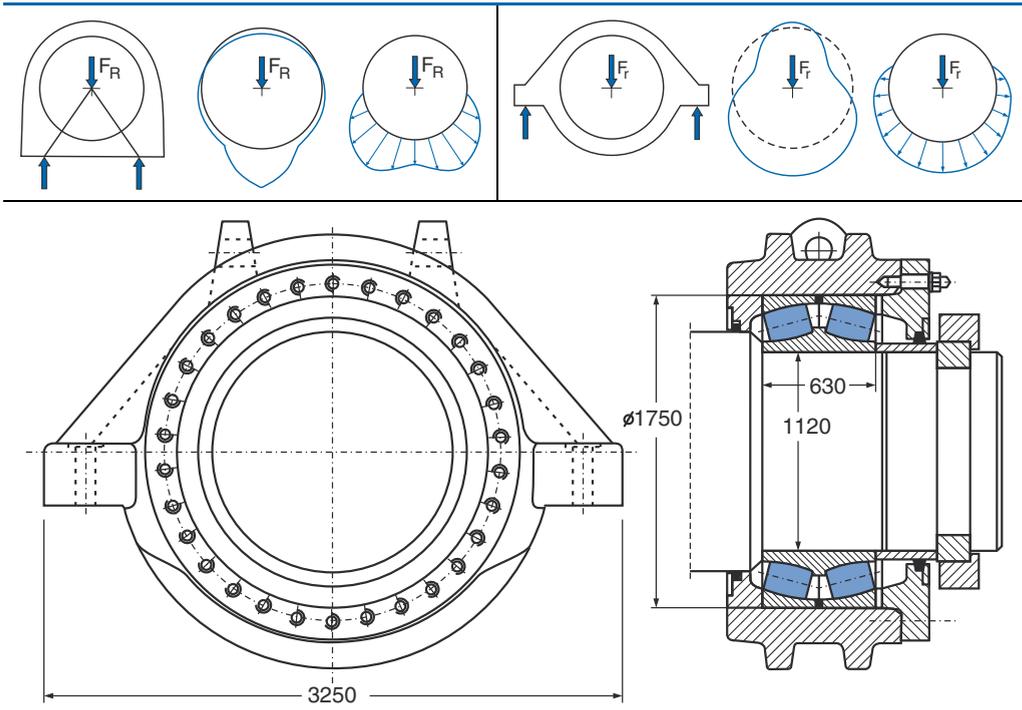


Abbildung 15.48: Optimale Gehäuseform durch hochgezogene Gehäusefüße [15.4]

Weitere Ausführungen zu Stehlagern finden sich in der Fachliteratur und den Herstellerkatalogen [15.4], [15.73], [15.103], [15.129]. Auch wenn die hier dargestellten Besonderheiten bei Lagerungen in Getriebegehäusen nicht auftreten, ist dennoch auf eine ausreichend und gleichmäßig steife Ausführung der umgebenden Konstruktion der Lager zu achten.

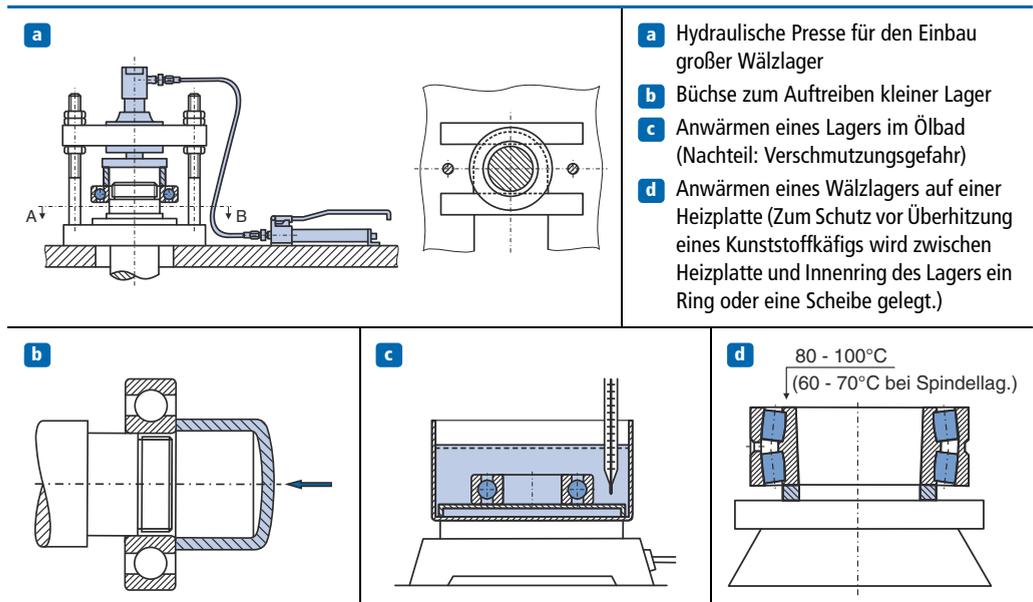
### 15.3.4 Ein- und Ausbau von Wälzlagern

Bedingt durch die engen Passungen erfordert der Ein- und Ausbau von Wälzlagern große Kräfte bei gleichzeitig größter Sorgfalt, da Wälzlager zum einen Präzisionsteile sind und zum anderen die Ein- und Ausbaukräfte nicht über die Wälzkörper geleitet werden dürfen, um Lebensdauer mindernde Eindrücke bzw. Abplattungen in den Rollkontaktflächen unbedingt zu vermeiden. Oftmals schränken die Montagebedingungen die Lagerauswahl erheblich ein, weshalb nicht nur der Monteur, sondern auch der konstruierende Ingenieur einige Grundlagen zum Wälzlagerein- und -ausbau beherrschen sollte.

Gemäß Abbildung 15.49 lassen sich mit einer mechanischen oder hydraulischen Presse kleinere Lager mit zylindrischen Sitzflächen bei nicht allzu großen Übermaßen auf die Welle bzw. in das Gehäuse pressen. Oftmals reicht auch eine Schlagbüchse aus weichem Stahl aus.

Demgegenüber hat das Aufziehen im warmen Zustand durch ein induktives Anwärmsgerät, einen Elektro-Ofen, ein sauberes Ölbad oder eine thermostatgeregelte Heizplatte nach Abbildung 15.49 c) und d) den Vorteil, dass nur geringe Kräfte benötigt werden. Für die bei Wälz-

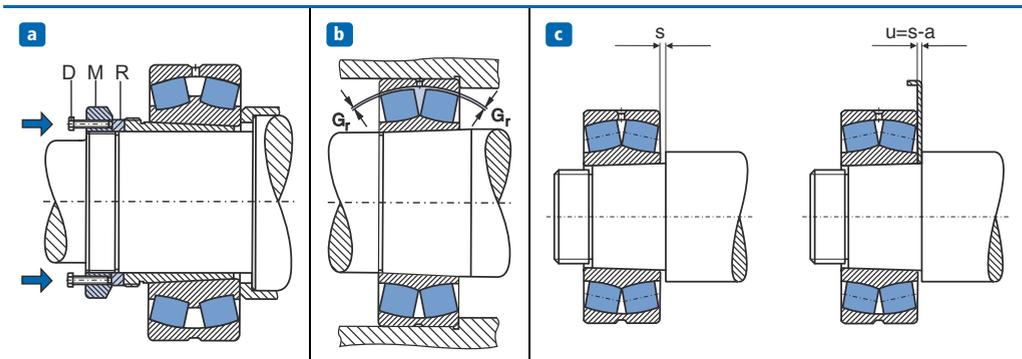
lagersitzen üblichen Übermaße genügt ein Anwärmen der Lager auf etwa 80 °C bis höchstens 100 °C, Spindellager erwärmt man auf 60 bis 70 °C. Damit die Härte der Ringe nicht infolge Anlasswirkung abfällt, wird die Temperatur direkt am Innenring gemessen und thermostatgeregelt genau eingehalten. Da der Innenring schneller aufgeheizt wird als der Außenring, kann das Lager bei nur geringer Erwärmung des Außenringes gleichzeitig auf die Welle und in das Gehäuse eingesetzt werden. Lager, deren Außenringe im Gehäuse stramm sitzen müssen, werden auch in gekühltem Zustand montiert. Dabei wird zur Kühlung eine Mischung aus Trockeneis und Alkohol verwendet. Das Verfahren ist teuer, weshalb es nur in Sonderfällen benutzt wird. Zudem entsteht Kondenswasser, das wegen Korrosionsgefahr nach der Montage mit Öl restlos auszuspülen ist.



**Abbildung 15.49:** Hilfsmittel für den Einbau von Wälzlagern

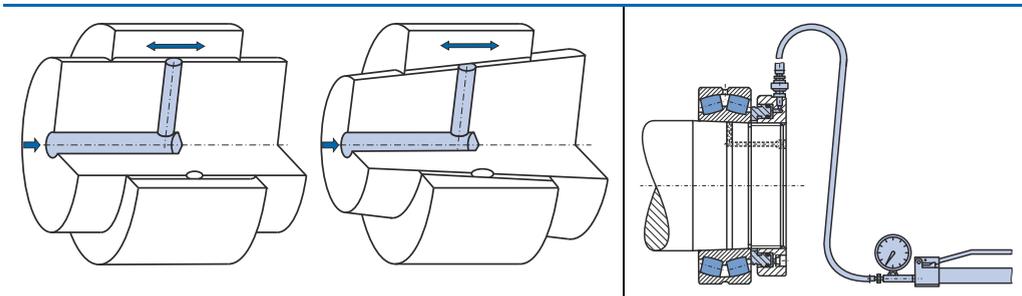
Bei kegeligen Sitzflächen wird der erforderliche feste Sitz gemäß Abbildung 15.50 durch axiales Aufpressen des Innenringes erreicht. Ob ein genügend fester Sitz erreicht ist, erkennt man an der Aufweitung des Innenringes und damit an der Verminderung der Radialluft oder am axialen Verschiebeweg auf dem Kegel, entsprechend tabellierte Werte finden sich im Lagerkatalog. Da sich die Radialluftverminderung aus der Differenz der Radialluft vor und nach dem Einbau des Lagers ergibt, ist diese zunächst vor dem Einbau zu messen. Mittels einer Fühllehre kann dann das Radialspiel während des Aufpressens ständig kontrolliert werden, bis der gewünschte Festsitz erreicht ist. Bei Pendelrollenlagern ist an beiden Rollenreihen zu messen, da nur bei gleichen Luftwerten der Innenring zum Außenring nicht seitlich versetzt ist. Alternativ kann auch der axiale Verschiebeweg auf dem Kegel gemessen werden. Dabei entspricht die axiale Verschiebung bei einem Wellensitz mit normalem Kegel 1:12 ungefähr dem 15-Fachen der Radialluftminderung. Hierin ist schon berücksichtigt, dass sich bei Vollwellen das Übermaß der Passflächen nur bis zu 75 bis 85 % als Aufweitung der Innenringlaufbahn auswirkt.

Während bei der kalten Montage mit Druckmutter über den Druckring R die notwendige axiale Verschiebekraft aufgebracht wird, in dem sich die Druckschrauben D beim gleichmäßigen Anziehen in der nur leicht angezogenen Druckmutter M abstützen können, lassen sich Lager mit kegelförmiger Bohrung auch im warmen Zustand montieren, Abbildung 15.50 a) und c). Dabei wird die axiale Stellung des Innenringes mit Passtücken kontrolliert, die nur bei der Montage verwendet werden. Das Maß  $u$  ergibt sich aus der Differenz des Abstandes  $s$  des kalt aufgesetzten Lagers und des für den festen Sitz erforderlichen axialen Verschiebeweges  $a$ .



**Abbildung 15.50:** Lagermontage – a) Einpressen von Abziehhülsen mittels Druckmutter M, Druckring R und Druckschrauben D, b) Messen der Radialluft bei Pendelrollenlagern, c) Aufschieben eines angewärmten Lagers mit Passtücken der Dicke  $u$

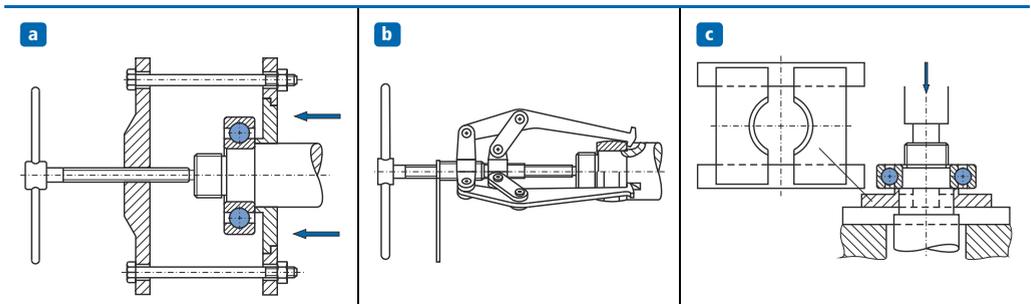
Bei der Montage größerer Lager werden zum Aufschieben des Lagers oder zum Einpressen der Hülse hydraulische Ringkolbenpressen gemäß Abbildung 15.51 verwendet, die es für alle gängigen Hülsen und Wellengewinde gibt.



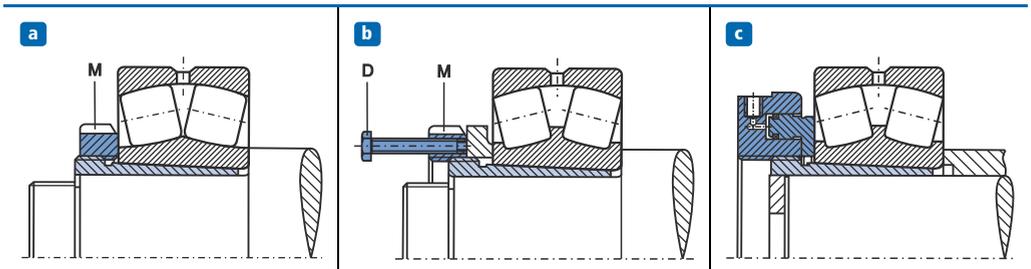
**Abbildung 15.51:** Hydraulikmontage von Wälzlagern (bevorzugt ab  $D = 200$  mm) – a) Prinzip, b) Ringkolbenpresse

Bei allen hydraulischen Montageverfahren wird Öl zwischen die Sitzflächen gepresst, das zum einen den Lagerring geringfügig aufweitet und zum anderen durch den Flüssigkeitsfilm die zu passenden Teile voneinander trennt, sodass sie mit geringem Kraftaufwand und ohne Beschädigung der Oberflächen verschoben werden können. Konische Bauteile lassen sich so montieren und demontieren, zylindrische Teile nur demontieren. Hinweise zur Lage und Dimensionierung der Ölnuten sind den jeweiligen Herstellerunterlagen zu entnehmen [15.73], [15.103], [15.129]. Spann- und Abziehhülsen weisen diese Kanäle oftmals bereits werksseitig auf.

Während sich große Wälzlager nur hydraulisch oder durch induktive Erwärmung und Aufweitung des zu demontierenden Ringes demontieren lassen, können kleinere Wälzlager mit den Hilfsmitteln entsprechend Abbildung 15.52 zerstörungsfrei demontiert werden, wobei auch hier die Demontagekräfte nicht über die Wälzkörper übertragen werden dürfen. Ein weiteres Hilfsmittel zur Erleichterung der Demontage ist die Abziehhülse gemäß Abbildung 15.53, bei der die kegelige Hülse über Abdrückmutter, Druckschrauben oder auch eine hydraulische Ringkolbenpresse ausgebaut wird.



**Abbildung 15.52:** Hilfsmittel für den Ausbau kleinerer Lager – a) Abziehvorrückung mit Zugankern, b) Abziehvorrückung mit verstellbaren Armen, c) Presse [15.4]



**Abbildung 15.53:** Ausbau einer Abziehhülse – a) mit Abdrückmutter, b) mit Druckschrauben, c) mit Ringkolbenpresse [15.4]

Generell sollten bereits bei der Konstruktion sämtliche Gesichtspunkte der Montage und Demontage bedacht werden. So muss z.B. bei einem feststehenden Innenring die Stirnfläche zur Demontage frei zugänglich sein, was sich durch eine Begrenzung des Durchmessers der Wellenschulter oder aber durch Vorsehen von Nuten erreichen lässt, Abbildung 15.52 b). Abstands- und Labyrinthringe sind ebenfalls so zu gestalten, dass sie bei der Demontage nicht stören. Bei topfförmigen Gehäusen mit fester Stirnwand ist der Ausbau des Lageraußenringes nur möglich, wenn Aussparungen für das Abziehwerkzeug oder Gewindebohrungen für Abdrückschrauben vorgesehen werden. Oftmals erfolgt die Lagerauswahl ausschließlich den Kriterien des leichten Ein- und Ausbaus, weshalb z.B. zerlegbare Lager wie Schulterkugellager, Kegelrollenlager, Zylinderrollenlager und Nadellager anderen Bauarten vorgezogen werden.

## 15.4 Beanspruchung und Beanspruchbarkeit von Wälzlager

Zum Vergleich der Beanspruchung und Beanspruchbarkeit von Wälzlager sind die beiden folgenden Betriebszustände zu unterscheiden:

- 1** Stillstand und kleine Schwenkbewegungen bzw. Zustellbewegungen (statische Berechnung)
- 2** Stationärer Betrieb sowie An- und Auslauf (dynamische Berechnung)

Im ersten Fall ist zur Auslegung bzw. Bemessung die statische Tragfähigkeit, im zweiten Fall die dynamische Tragfähigkeit maßgeblich. Dabei ist zu beachten, dass eine statische Beanspruchung der Rollbahnringe und -scheiben sowie Wälzkörper nur im Sonderfall des länger gleichbleibend belasteten, stillstehenden Lagers vorliegt. Demgegenüber führt nicht nur jede Bewegungs- und Belastungsänderung, sondern bereits der stationäre Lauf bei gleichbleibender Belastung zu einer periodischen Wechselbeanspruchung sämtlicher Wälzlagerbauelemente, die sich früher oder später bei einem bestimmten Beanspruchungsniveau als ermüdungsbedingte Schädigung äußert.

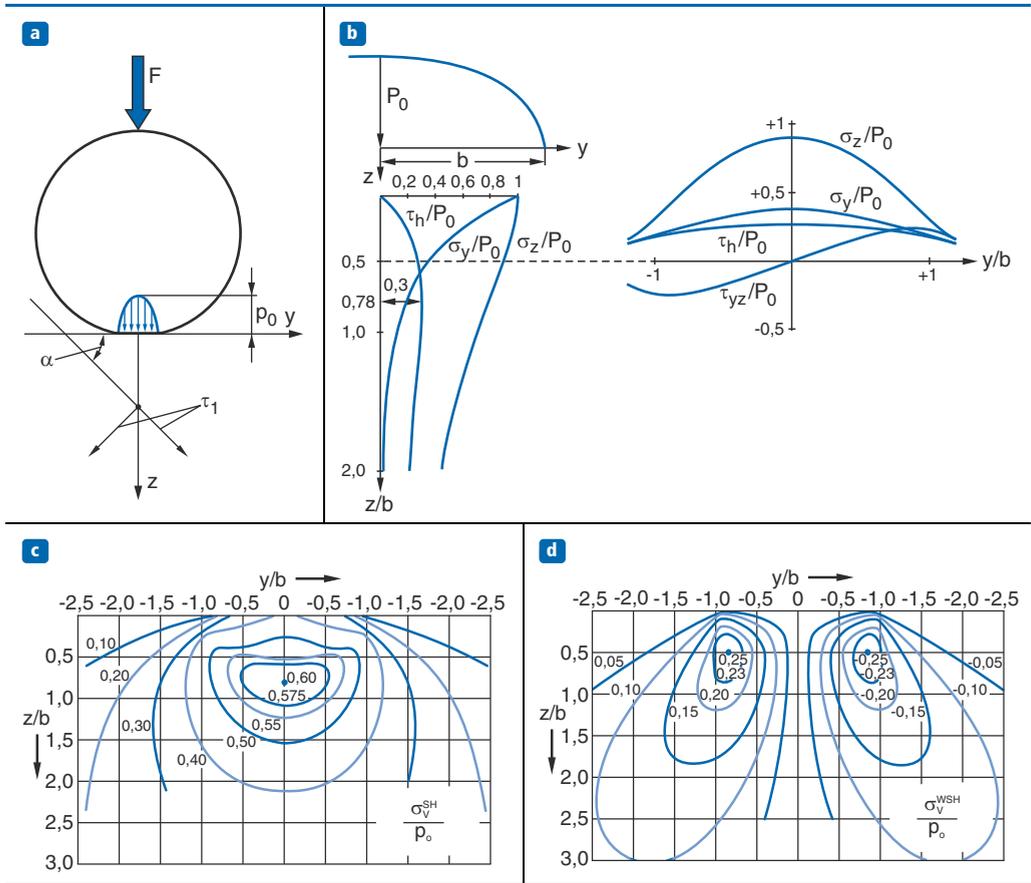
Die Hauptursache für die Ermüdung eines Wälzlager ist die dynamische Beanspruchung des Werkstoffes im Wälzkontakt beim Überrollen. Hinzu kommen noch Reibungseinflüsse und Verschleiß. Der genaue Zeitpunkt, bei dem das Bauteilversagen wegen Ermüdung eintritt, hängt von der Höhe der Beanspruchung und der Aufsummierung (Schadensakkumulation) der einzelnen Schädigungsanteile ab (s.a. Kapitel 3). Dabei wird der komplexe, mehrachsige Spannungszustand im Wälzkontakt mithilfe der nachfolgenden Festigkeitshypothesen in einen einachsigen Beanspruchungszustand überführt. Zur Erklärung der Ermüdungsvorgänge bei Wälzlager werden die Hauptschubspannungshypothese, die Wechselschubspannungshypothese und die Gestaltänderungsenergiehypothese gleichberechtigt nebeneinander verwendet.

Während sich Hertz in den Originalarbeiten zum Wälzkontakt ausschließlich mit der Verteilung der Normalspannungen in der Berührungsfläche befasste, wurden erst in späteren Untersuchungen die Spannungen unter der Oberfläche für Punkt- und Linienberührung erforscht [15.2], [15.62], [15.80], [15.87], [15.94], [15.130], [15.139]. Dabei wurde als kritische Beanspruchung die Hauptschubspannung  $\tau_h$  als größte auftretende Schubspannung erkannt.

Abbildung 15.54 zeigt zunächst die Hauptspannungen unter der Druckflächenmitte abhängig von der Tiefe  $z$  für den Fall einer idealen Linienberührung. Sämtliche Spannungen sind auf die maximale Normalspannung  $p_0$  in der Oberfläche bezogen dargestellt. Die Spannung  $\sigma_z$  ist an der Oberfläche gleich der Normalspannung  $p_0$  und nimmt mit zunehmender Tiefe langsam ab. Die Spannung  $\sigma_y$  zeigt in Richtung der Druckflächenbreite  $b$  und fällt in  $z$ -Richtung schneller ab. Aus  $\sigma_z$  und  $\sigma_y$  wird die Hauptspannung  $\tau_H = 0,5 \cdot (\sigma_z - \sigma_y)$  berechnet, die ihr Maximum in der Tiefe  $z = 0,786 \cdot b$  erreicht. Die maximale Schubspannung  $\tau_{max}$  schließt mit der Oberfläche einen Winkel von  $45^\circ$  ein.

Ergänzend ist im rechten oberen Diagramm der Abbildung 15.54 b) der Verlauf der Spannungen über der Druckflächenbreite  $2b$  und zwar in der Tiefe  $z_0 = 0,5 \cdot b$  eingezeichnet, in der die Orthogonalschubspannung  $\tau_{yz}$  am größten ist. Beim Überrollvorgang wachsen die Spannungen  $\sigma_z$ ,  $\sigma_y$  und  $\tau_H$  an, bis sie auf der  $z$ -Achse ihren Maximalwert erreichen, um dann

wieder abzufallen. Es sind also Schwellspannungen. Anders verhält es sich mit der Orthogonalschubspannung  $\tau_{yz}$ , die orthogonal zur äußeren Belastung, also parallel zur Oberfläche, und auch parallel zur  $y$ -Achse steht.

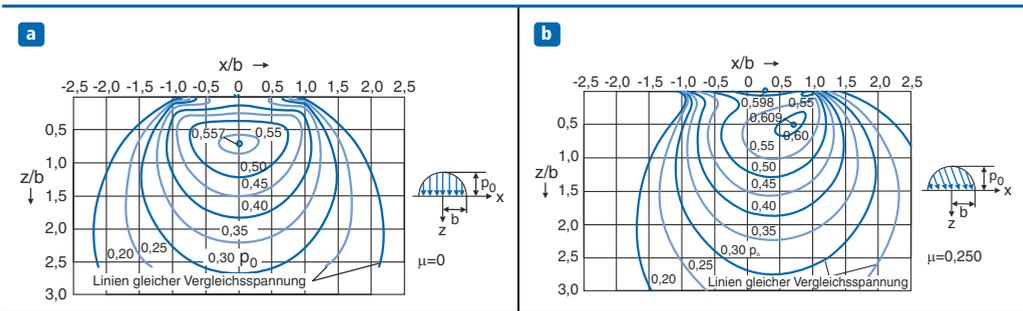


**Abbildung 15.54:** Spannungen unter der Oberfläche bei idealer Linienberührung – a) Ideale belastungssituation, b) Spannungsverläufe, c) Spannungen unter der Oberfläche nach der – c) Schubspannungshypothese (SH), d) Wechselschubspannungshypothese (WSH)

Beim Überrollvorgang hat  $\tau_{yz}$  in dem Gebiet vor der  $z$ -Achse die gleiche Richtung wie die Rollbewegung; auf der  $z$ -Achse ist  $\tau_{yz}$  Null und im Gebiet dahinter ist  $\tau_{yz}$  der Rollbewegung entgegengesetzt. Es handelt sich also um eine Wechselschubspannung. Die Extremwerte betragen  $+0,25 \cdot p_0$  und  $-0,25 \cdot p_0$ , sodass sich für Doppelamplitude  $0,5 \cdot p_0$  ergibt. In der Originalarbeit von Lundberg und Palmgren wird diese Hypothese damit begründet, dass die meisten Ermüdungsrisse bei überrollten Elementen in einer Tiefe festgestellt werden, in der die Wechselschubspannung  $\tau_{yz}$  ihr Maximum erreicht [15.96]. Die Diagramme in Abbildung 15.54 c) und d) zeigen die jeweiligen Spannungsverläufe für die Schubspannungshypothese und die Wechselschubspannungshypothese. Liegt eine Punktberührung (Kugellager) vor, sind die Spannungsverhältnisse unter der Oberfläche vergleichbar. Während die größte Orthogonalschubspannung  $\tau_{yz}$  bei Linienberührung in der Tiefe  $z = 0,5 \cdot b$  auftritt und ihre Doppel-

amplitude  $0,5 \cdot p_0$ , beträgt, ergeben sich für Punktberührung und eine kreisförmige Druckfläche die Tiefe zu  $0,35 \cdot b$  und die Doppelamplitude zu  $0,43 \cdot p_0$  (s.a. Kapitel 3).

Im Zusammenhang mit der Entwicklung größerer Wälzlager und weiter zurückliegenden Grundlagenuntersuchungen wurde festgestellt, dass sich die Werkstoffanstrengung beim Überrollen auch sehr gut mit der Gestaltänderungsenergiehypothese (GEH) beschreiben lässt [15.110], [15.119], [15.143], [15.145]. Dabei wird davon ausgegangen, dass nicht der Spannungszustand in einem einzelnen Punkt des Körpers, sondern in einem größeren Gebiet, z.B. unter der Oberfläche die charakteristische Größe ist [15.62]. Der Ort der größten Gestaltänderungsarbeit stimmt nahezu mit dem Ort der Hauptschubspannung überein [15.94]. Abbildung 15.55 zeigt die Beanspruchungen unter der Druckfläche bei Linienberührung (Rolle gegen Laufbahn) nach der Gestaltänderungsenergiehypothese.



**Abbildung 15.55:** Beanspruchungen unter der Druckfläche bei Linienberührung (Rolle gegen Laufbahn) nach der Gestaltänderungsenergiehypothese – a) Normalbeanspruchung unter idealen elastohydrodynamischen Schmierbedingungen (EHD), b) Überlagerte Normal- und Tangentialbeanspruchung unter Mischreibungsbedingungen [15.4]

Das vollständige Ausschöpfen der Leistungsfähigkeit von Wälzlagern setzt ideale elastohydrodynamische Schmierungsbedingungen (EHD-Bedingungen) voraus, die bei reversibler elastischer Deformation der am Wälzen teilnehmenden Lagerelemente einen trennenden Schmierfilm von annähernd  $1 \mu\text{m}$  Dicke ermöglichen. Dabei steht der untere Grenzwert der Filmdicke in direktem Verhältnis zur Oberflächenqualität, weil die Mikroerhebungen direkt, Schleifriefen oder Mikroporen indirekt (durch Reduzieren der Kontaktfläche) zu lokalen Erhöhungen im Pressungs- und zugehörigen Spannungsverlauf führen. Vergleichbar mit Abbildung 15.54 liegt die größte Werkstoffbeanspruchung bei vernachlässigbarer Reibung, d.h. bei weitgehend schlupffreiem Wälzen und vollkommen intaktem Schmierfilm (EHD-Bedingungen) unterhalb der Oberfläche, wobei die maßgebende Vergleichsspannung  $\sigma_v$  an der Oberfläche bei reiner Normalbelastung gemäß Abbildung 15.55 (links) bereits einen Betrag von 40% der maximalen Hertz'schen Pressung  $p_0$  aufweist. Entstehen infolge Reibung (hier  $\mu = 0,25$ ) zusätzliche Tangentialkräfte an der Oberfläche, nimmt die Werkstoffbeanspruchung nicht nur an der Oberfläche auf ca. 66% von  $p_0$  zu, sondern auch unter der Oberfläche tritt bei Relativbewegung für  $\sigma_x$  prinzipiell statt einer Druck-Schwellspannung eine Druck-Zug-Wechselspannung mit einem schädlichen Zugspannungsanteil auf. Dieser Verlauf ist typisch für das Vorliegen eines negativen Schlupfes, wie er z.B. entsprechend Abbildung 15.31 durch partielles Gleiten von Kugel und Rollbahn zwischen den Schnittpunkten  $D$  der

momentanen Drehachse mit der sich einstellenden gekrümmten Berührungszone beim Rillenkugellager kinematisch bedingt ist.

Weitere Untersuchungen haben gezeigt, dass bereits bei einem Reibungseinfluss von  $\mu = 0,08$  unter Beachtung des Entstehens von Wärme- und Eigenspannungen das absolute Spannungsmaximum  $\sigma_{vmax}$  in Höhe von 51 % von  $p_0$  an der Oberfläche auftreten kann, wobei das unterhalb der Oberfläche liegende Maximum aufgrund der dort ausgleichenden Wirkung der Eigenspannungen geringfügig kleiner ist. Die dann von der Oberfläche ausgehenden Risse folgen der Richtung der Fließlinien, d. h. dem kleinsten Winkel der Hauptschubspannung zur Oberfläche, und sind so stets der Reibungskraft entgegengesetzt. Allerdings kann eine begrenzte Oberflächenqualität in Verbindung mit festigkeitsmindernden, chemisch bedingten Vorgängen bereits bei noch kleineren Reibungszahlen zu hohen örtlichen Beanspruchungen führen, was die Gebrauchsdauer des Wälzlagers herabsetzt. Aus experimentellen Untersuchungen sind zwei Schädigungsbereiche bekannt, nämlich unterhalb der Lauffläche in einer Tiefe von rund 50  $\mu\text{m}$  und von der Lauffläche ausgehend bis in eine Tiefe von etwa 20  $\mu\text{m}$  reichend. Diese Schädigungen können weitgehend vermieden werden, wenn ein ausreichendes Schmierstoffangebot und eine entsprechende Sauberkeit im Schmier-spalt vorhanden sind [15.100].

Da die einzelnen Hypothesen in ihrer Auswirkung auf die praktische Wälzlagerberechnung kaum einen Unterschied zeigen, wird die Ermüdungstheorie weiterhin auf die Wechselschubspannungshypothese bezogen. Die aktuell in der internationalen ISO-Normung niedergelegten Wälzlagerberechnungsverfahren stützen sich historisch bedingt ebenfalls auf die Wechselschubspannungshypothese (s. a. Abschnitt 15.4.4 und 15.4.5) [15.95], [15.96].

Die Anwendung der Gestaltänderungsenergiehypothese hat jedoch den entscheidenden Vorteil, dass anstelle von kostenintensiven Versuchen an großen Wälzlagern und deren Komponenten zur Ermittlung der Lebensdauer sogenannte synthetische Wöhlerlinien als statistisch abgesicherte Kennfunktionen der Beanspruchbarkeit im Rahmen einer Lebensdauerabschätzung für Wälzlager herangezogen werden können. Die Berechnung muss also nicht mehr auf der Grundlage Hertz'scher Pressungen erfolgen, sondern es können normale Werkstoffkennwerte aus Dauerfestigkeitsversuchen an Werkstoffproben unter Beachtung bewährter Umrechnungsmethoden zur Bemessung herangezogen werden [15.65], [15.72], [15.110].

Aus Ergebnissen anderer Untersuchungen zu Schädigungsmechanismen wird die getrennte Ermittlung von Tragfähigkeiten für die einzelnen Hauptbaugruppen eines Wälzlagers (Innenring, Außenring, Wälzkörper und Käfig) auf der Grundlage von Wöhlerlinien für ertragbare Hertz'sche Pressungen abgeleitet [15.126], [15.127]. Vor dem Hintergrund häufiger vorzeitiger Ausfälle von Wälzlagern größerer Bauarten in Windenergieanlagen scheint entsprechender Handlungsbedarf durchaus gegeben [15.125]. Momentan beziehen sich alle angegebenen Kennwerte der Beanspruchbarkeit von Wälzlagern auf den Innenring, da dieser wegen der größeren Krümmung in Rollrichtung in der Regel das höher beanspruchte Bauteil ist.

Ausgehend von diesen grundlegenden Schädigungsmechanismen wird in den folgenden Abschnitten auf die Ermittlung der äquivalenten statischen und dynamischen Lagerbelastung (Kennwerte der Beanspruchung) und die statische und dynamische Tragfähigkeit der Lager (Kennwerte der Beanspruchbarkeit) eingegangen.

### 15.4.1 Statische Tragfähigkeit und äquivalente statische Lagerbelastung

Die statische Beanspruchung eines Wälzlagers liegt vor, wenn von dem Wälzlager bei vorwiegend stillstehenden Wälzkörpern Kräfte übertragen werden müssen, das heißt das gelagerte Bauteil (Achse oder Welle) führt keine umlaufenden Drehbewegungen aus oder es finden nur kleinere Schwenkbewegungen und Zustellbewegungen statt. Auch bei Drehbewegungen bis  $n \cdot d_m = 4.000 \text{ min}^{-1} \cdot \text{mm}$  ( $n$ : Drehzahl,  $d_m$ : mittlerer Lagerdurchmesser =  $0,5 \cdot (D + d)$ ,  $D$ : Außendurchmesser,  $d$ : Bohrungsdurchmesser) können manche Lagerungen bei der Dimensionierung als statisch beansprucht betrachtet werden. Des Weiteren ist die statische Tragfähigkeit zu überprüfen, wenn umlaufende Lager kurzzeitig starke Stoßbelastungen ertragen müssen. In allen Fällen kann die Belastung konstant oder veränderlich sein, der Begriff „statisch“ bezieht sich demzufolge auf den Betriebszustand des Lagers und nicht auf die Art der Belastung.

Die bei diesen Betriebszuständen auftretenden Kräfte dürfen erfahrungsgemäß bereits geringe plastische Verformungen in den Berührungszonen hervorrufen, ohne jedoch die Laufeigenschaften des Lagers bei anschließenden Drehbewegungen zu beeinträchtigen.

Dabei ist die zulässige plastische Verformung eines Wälzlagers so definiert, dass die an der am höchsten beanspruchten Berührstelle auftretende bleibende Gesamtverformung von Wälzkörper und Laufbahn 0,01 % des Wälzkörperdurchmessers  $D_w$  nicht überschreitet. Bei einer Kugel mit 10 mm Durchmesser entspricht die plastische Verformung beider Körper dann 1  $\mu\text{m}$ . Abhängig vom Lagertyp lassen sich zu dieser zulässigen plastischen Gesamtverformung folgende Hertz'sche Pressungen angeben, die aus umfangreichen Versuchen an Wälzkörpern verschiedener Größe ermittelt wurden [15.4], [15.5], [15.48]:

- 4.600 N/mm<sup>2</sup> bei Pendelkugellagern und Schulterkugellagern
- 4.200 N/mm<sup>2</sup> bei allen anderen Kugellagern
- 4.000 N/mm<sup>2</sup> bei allen Rollenlagern

Bei sehr geringen Anforderungen an die Laufruhe oder nur langsam umlaufenden Wälzlagern dürfen diese Werte auch noch überschritten werden. Physikalisch begründet werden diese Grenzwerte durch das „Shakedown-Limit“, oberhalb dessen lokales Fließen bei jeder Überrollung trotz Eigenspannungsaufbau und Verfestigung weiter fortschreitet [15.98].

Aufbauend auf diesen experimentell ermittelten Zusammenhängen wird als Kenngröße der statischen Beanspruchbarkeit die statische Tragzahl  $C_0$  verwendet. Die statische Tragzahl  $C_0$  in  $N$  ist definiert als die statische Radialbelastung oder zentrisch wirkende statische Axialbelastung, die eine bleibende Verformung – als Summe der Verformung beider sich berührender Körper – von der Größe des 0,0001-fachen Wälzkörperdurchmessers zwischen Wälzkörper und Rollbahnring oder -scheibe hervorruft.

Sinngemäß entspricht die statische Tragzahl  $C_0$  eines Lagers aus gehärtetem Wälzlagerstahl genau der – unter definierten Betriebsbedingungen auftretenden maximalen – Belastung, bei der die oben angeführten Maximalwerte der Hertz'schen Pressungen erreicht werden. Deshalb lässt sich unter Einbeziehung der Wälzkörper- und Laufbahngeometrien (Wälzkörperdurchmesser  $D_w$ , Teilkreisdurchmesser  $D_{pw}$ , Nenndruckwinkel  $\alpha_0$  des unbelasteten Lagers,

Anzahl  $i$  der Wälzkörperreihen, Anzahl  $z$  der Wälzkörper je Reihe und der effektiven Berührlinienlänge  $l_{eff}$  bei Rollenlagern) die statische Tragzahl  $C_0$  abhängig vom Lagertyp gemäß Tabelle 15.9 und Tabelle 15.10 rechnerisch ermitteln [15.4]. Die so berechneten Werte beziehen sich immer auf den stärker belasteten Innenring und sind in der Norm DIN ISO 76 sowie den Lagerkatalogen als Herstellerangabe zur Lagerdimensionierung für jedes Lager angegeben [15.48]. Werden Werkstoffe mit geringerer Härte als 58 HRC verwendet, ist die Tragzahl  $C_0$  (Katalogwert) durch einen Faktor  $f_H$  gemäß Abbildung 15.56 abzumindern [15.4].

Radial- und Schrägkugellager $C_0 = f_0 \cdot i \cdot z \cdot D_w^2 \cdot \cos \alpha_0$ (15.48)	Axial-Kugellager $C_0 = f_{0a} \cdot i \cdot z \cdot D_w^2 \cdot \sin \alpha_0$ (15.49)
Radial- und Schrägrollenlager $C_0 = f_0 \cdot i \cdot z \cdot D_w \cdot l_{eff} \cdot \cos \alpha_0$ (15.50)	Axial-Rollenlager $C_0 = f_{0a} \cdot z \cdot D_w \cdot l_{eff} \cdot \sin \alpha_0$ (15.51)

**Tabelle 15.9:** Statische Tragzahlen abhängig vom Lagertyp [15.4]

$\frac{D_w \cdot \cos \alpha_0}{D_{pw}}$	Rillen- und Schrägkugellager $f_0$	Pendelkugellager $f_0$	Schulterkugellager $f_0$	Axial-Kugel- und Axial-Schrägkugellager $f_{0a}$
0	14,7	1,9	1,9	61,6
0,1	16,4	2,4	2,1	53,5
0,2	14	2,8	2,3	45,7
0,3	11,6	3,3	2,5	38,2
0,4	9,4	2,7	2,7	---

Radial-Rollenlager $f_0 = 44 \cdot \left( 1 - \frac{D_w \cdot \cos \alpha_0}{D_{pw}} \right)$ (15.52)	Axial-Rollenlager $f_{0a} = 220 \cdot \left( 1 - \frac{D_w \cdot \cos \alpha_0}{D_{pw}} \right)$ (15.53)
--	---

Weitere Werte können der Norm bzw. der Literatur entnommen werden [15.4], [15.48].

**Tabelle 15.10:** Beiwerte  $f_0$  zur Berechnung der statischen Tragzahlen abhängig vom Lagertyp (Auswahl) [15.4]

Ausgehend von diesen durch den Lagerhersteller gegebenen statischen Tragzahlen  $C_0$  kann nun in einfacher Weise die statische Tragfähigkeit bzw. Laufgüte eines Lagers durch die Kennzahl der statischen Beanspruchung  $f_s$  wie folgt bestimmt werden:

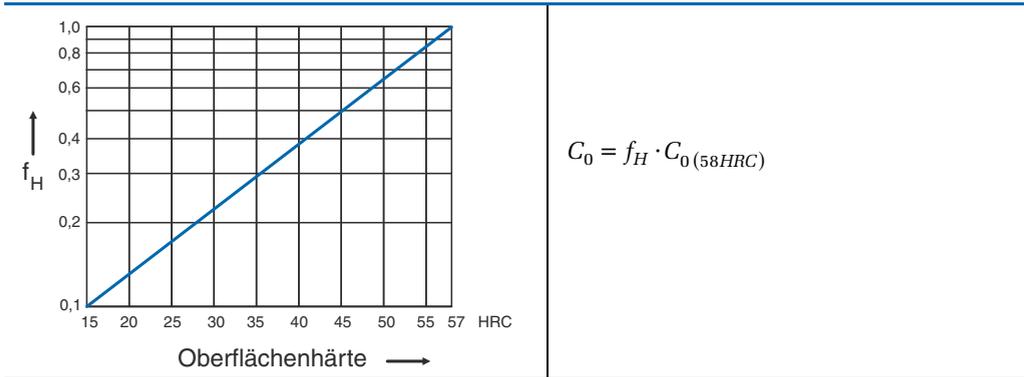
$$f_s = \frac{C_0}{P_0} \quad (15.54)$$

Hierin bezeichnet  $P_0$  die äquivalente statische Lagerbelastung, die bei einem Radiallager der reinen Radialbelastung  $F_r$  und bei einem Axiallager der reinen Axialbelastung  $F_a$  entspricht. Da jedoch in den meisten Betriebsfällen die Radiallasten  $F_r$  und die Axiallasten  $F_a$  gleich-

zeitig wirken, erfolgt eine Umrechnung dieser kombiniert auftretenden Lasten in die äquivalente statische Lagerbelastung  $P_0$  mithilfe des Radialfaktors  $X_0$  und des Axialfaktors  $Y_0$ :

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a \quad (15.55)$$

Diese statischen Radial- und Axialfaktoren hängen ab vom Lagertyp und dem Druckwinkel  $\alpha$  und werden gemäß Tabelle 15.11 vom Lagerhersteller angegeben. Dabei bewirkt die äquivalente statische Lagerbelastung  $P_0$  die gleiche Flächenpressung in der Mitte der höchstbelasteten Berührstelle zwischen Wälzkörper und Laufbahn wie diejenige reine Radialbelastung beim Radiallager (Axiallast beim Axiallager), mit der die Tragzahl  $C_0$  ermittelt wurde.



**Abbildung 15.56:** Faktor  $f_H$  zur Abminderung der Tragzahl bei verminderter Oberflächenhärte

Für die Radial-Zylinderrollenlager und Nadellager setzt man grundsätzlich  $X_0 = 1$  und  $Y_0 = 0$ . Bei einem Axial-Kugellager berechnet sich die äquivalente statische Axialbelastung zu:

$$P_0 = F_a \quad (15.56)$$

Ist der Nenndruckwinkel  $\alpha_0 < 90^\circ$ , d.h. es liegen im Stillstand axiale und radiale Belastungen vor, dann wird  $P_0$  wie folgt berechnet:

$$P_0 = F_a + 2,3 \cdot F_r \cdot \tan \alpha \quad \text{mit} \quad F_r < 0,44 \cdot F_a \cdot \cot \alpha_0 \quad (15.57)$$

Für Axial-Pendelrollenlager mit unsymmetrischen Rollen gilt:

$$P_0 = F_a + 2,7 \cdot F_r \quad \text{mit} \quad F_r \leq 0,37 \cdot F_a \quad (15.58)$$

Anhaltswerte für die einzuhaltende statische Tragsicherheit  $f_s$  aus Gleichung (15.54) sind abhängig von den Anforderungen an die Laufgüte, den Bewegungszustand, den Lagertyp und die Betriebsweise in Tabelle 15.12 zusammengestellt.

Auch wenn die meisten Wälzlager überwiegend dynamisch beansprucht werden, sollte neben der Berechnung auf Lebensdauer immer auch die statische Tragfähigkeit kontrolliert werden, insbesondere wenn zeitweise sehr hohe oder stoßartige Belastungen auftreten. Gleiches gilt für den nicht umlaufenden Schwenkbetrieb oder bei sehr niedrigen Drehzahlen.

Abschließend sei darauf hingewiesen, dass die Kennzahl  $f_s$  nicht als „Sicherheit gegen Bruch“, sondern als „Sicherheit gegen zu große örtliche Verformung“ aufzufassen ist. Die tatsächliche Bruchbelastbarkeit eines richtig eingebauten und unterstützten Wälzlagers liegt beim fünf- bis achtfachen Wert der statischen Tragzahl [15.4], [15.138].

Lagerbauart	einreihig		zweireihig	
	$X_0$	$Y_0$	$X_0$	$Y_0$
Radial-Rillenkugellager <sup>1)</sup>	0,6	0,5	0,6	0,5
Radial-Schrägkugellager <sup>2)</sup>				
$\alpha_0 = 20^\circ$	0,5	0,42	1	0,84
$\alpha_0 = 25^\circ$	0,5	0,38	1	0,76
$\alpha_0 = 30^\circ$	0,5	0,33	1	0,66
$\alpha_0 = 35^\circ$	0,5	0,29	1	0,58
$\alpha_0 = 40^\circ$	0,5	0,26	1	0,52
Radial-Pendelkugellager	0,5	$0,22 \cdot \cot \alpha_0$	1	$0,44 \cdot \cot \alpha_0$
Radial-Pendelrollenlager	0,5	$0,22 \cdot \cot \alpha_0$	1	$0,44 \cdot \cot \alpha_0$
Radial-Kegelrollenlager	0,5	$0,22 \cdot \cot \alpha_0$	1	$0,44 \cdot \cot \alpha_0$

<sup>1)</sup> Es muss stets  $P_0 \geq F_r$  sein. Für  $P_0 < F_r$  ist immer  $X_0 = 1$  und  $Y_0 = 0$  einzusetzen.

<sup>2)</sup> Für gleich große einreihige Schrägkugellager in X- und O-Anordnung sind die Werte für zweireihige Lager einzusetzen, für Lager in Tandemanordnung (nicht angestellt) dagegen die Werte für einreihige Lager.

**Tabelle 15.11:** Radialfaktor  $X_0$  und Axialfaktor  $Y_0$  für statisch beanspruchte Radiallager

Betriebsweise	Umlaufende Lager – Anforderungen an die Laufruhe						Nicht umlaufende Lager	
	gering		normal		hoch			
	Kugellager	Rollenlager	Kugellager	Rollenlager	Kugellager	Rollenlager	Kugellager	Rollenlager
Ruhig, erschütterungsarm	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Stark stoßbelastet <sup>1)</sup>	$\geq 1,5$	$\geq 2,5$	$\geq 1,5$	$\geq 3$	$\geq 2$	$\geq 4$	$\geq 1$	$\geq 2$

Für Axial-Pendelrollenlager sollte  $f_s \geq 4$  sein, da ein großer Teil der Belastung vom Bord der Wellenscheibe aufgenommen werden muss. Wird bei diesen Lagern die Gehäusescheibe nicht radial abgestützt, sollte aus Festigkeitsgründen sogar  $f_s = 6$  gewählt werden.

<sup>1)</sup> Bei Stoßbelastungen nicht näher bekannter Größe sind mindestens die angegebenen Werte in die Formel einzusetzen. Wenn sich die Stoßbelastungen genauer bestimmen lassen, können diese Anhaltswerte auch unterschritten werden. Für  $f_s = 2$  ergibt sich eine plastische Verformung von  $\delta_b / D_w \approx 0,003\%$ .

**Tabelle 15.12:** Anhaltswerte für die statische Tragsicherheit  $f_s$  [15.73], [15.129]

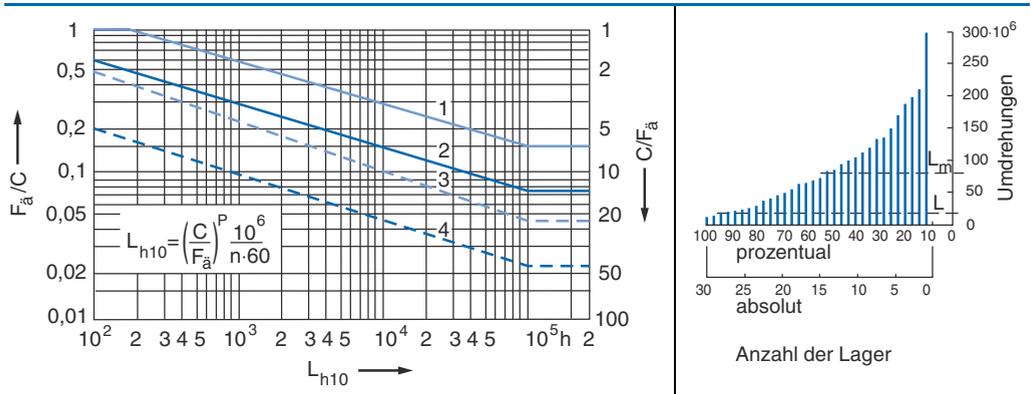
### 15.4.2 Dynamische Tragfähigkeit und nominelle Lebensdauer nach DIN ISO 281

Entsprechend den Ausführungen in den Kapiteln 1 und 3 unterliegen die meisten Maschinen und Anlagen einer dynamischen Beanspruchung. Beim Wälzlager liegt eine dynamische Beanspruchung vor, wenn von diesem über die Lagerringe oder -scheiben und die um ihre Achse rotierenden Wälzkörper Kräfte übertragen werden. Dabei ergibt sich der dynamische Beanspruchungsfall beim Wälzlager – unabhängig von einer gleichbleibenden oder veränderlichen äußeren Belastung – bereits durch die relativ zueinander bewegten und Kraft übertragenden Bauelemente – ähnlich wie beim periodischen Zahneingriff (s. a. Abbildung 1.20).

Bedingt durch diesen dynamischen Beanspruchungsfall treten selbst unter guten Bedingungen des Schmierzustandes, der äußeren Bauteilqualität und normalen Belastungen entsprechend dem makroskopischen Beanspruchungsfeld im Material an Schwachstellen, Inhomogenitäten oder Eindrückungen überrollter Feststoffpartikel feine Anrisse auf, die bei weiterem Einsatz des Lagers so anwachsen, dass grubchenartige Ausbrüche, sogenannte Pittings, entstehen (s. a. Abbildung 1.9). Im Bereich des Wälzkontaktes können derartige Schädigungen in mikroskopischer Dimension auch durch merkliche Oberflächenunregelmäßigkeiten oder vor allem durch feste Verunreinigungen im Schmierpalt hervorgerufen werden. Demzufolge treten abhängig von der Belastung über der Laufzeit klassische Ermüdungserscheinungen auf, die zunächst zu übermäßigem Körper- und Luftschall (Erschütterungen und Geräusche) und durch Ausweiten der Schädigung (z. B. Ablösen ganzer Werkstoffschichten) zum Funktionsausfall führen. Diese Zusammenhänge führen zum klassischen Verlauf einer Wöhlerlinie gemäß Abbildung 15.57, wobei die äußere Belastung  $P$  nicht größer als die dynamische Tragzahl  $C$  wird und Lebensdauerwerte über 100.000 Stunden einer Dauerbeanspruchbarkeit entsprechen [15.107]. Bei den heute verwendeten Wälzlagerstählen liegt die dauerfest ertragbare Hertz'sche Pressung für Wälzkontakte mit Punktberührung bei  $2.000 \text{ N/mm}^2$  und für Linienberührung bei  $1.500 \text{ N/mm}^2$ . Deutlich bessere Werte werden erreicht, wenn sich zwischen den Kontaktflächen ein voll tragender Schmierfilm ausbildet (s. a. Abschnitt 15.4.4).

Auch wenn die in Abbildung 15.57 dargestellten Wöhlerlinien eine gewisse Bestimmtheit der Ausfälle vortäuschen, so erkannte bereits zu Beginn des 20. Jahrhunderts Richard Stribeck (1861–1950, Prof. für Maschinenelemente an der TU Dresden von 1892–1898) die Schwierigkeit der rechnerischen Erfassung der Lebensdauer eines Wälzlagers (damals noch Haltbarkeitsdauer genannt), weshalb er statistisch abgesicherte Versuche mit einer großen Anzahl von Prüflagern empfahl. Arvid Palmgren (1890–1971, technischer Direktor der SKF von 1937–1955) beschäftigte sich um 1918 auch zunächst theoretisch mit der Problematik, erkannte jedoch sehr bald die Richtigkeit der Erkenntnisse Stribecks, sodass er auf der Grundlage vieler Versuchsergebnisse 1924 empirisch den Zusammenhang zwischen spezifischer Belastung, Werkstoffart, bleibender Formänderung, Schadensgrenzen und Lebensdauer gefunden hat [15.104]. Die für gleiche Versuchsbedingungen festgestellten großen Streuungen der Laufzeiten der Wälzlager im Verhältnis 1:40 führten dann zum noch heute verwendeten Begriff der nominellen Lebensdauer. Das Diagramm in Abbildung 15.57 rechts zeigt als Beispiel eine nach der erreichten Anzahl von Umdrehungen geordnete Zusammenstellung des Laufverhaltens von 30 Rillenkugellagern der Lagerbauform 6309, wie es auf gleichartigen Prüfständen unter glei-

chen und gleichbleibenden Betriebsverhältnissen festgestellt wurde [15.58]. Die erreichten Lebensdauerwerte schwankten zwischen  $13 \cdot 10^6$  und  $300 \cdot 10^6$  Umdrehungen, also etwa im Verhältnis 1:20. Die Ausfallzeitpunkte streuen stärker, wenn wenige Ausfallursachen bzw. hohe Bauteilqualitäten vorliegen, da dann die den ersten Schaden verursachende Störstelle zufällig früh oder auch spät ansprechen kann. Entsprechend weniger gute Qualitäten oder höhere Beanspruchungen führen bereits bei kleinerer Streuung zum Ausfall.



**Abbildung 15.57:** Zeit- und Dauerbeanspruchbarkeit von Wälzlagern (links) und geordnete Anzahl der erreichten Umdrehungen von 30 Rillenkugellagern bis zum Ausfall durch Ermüdungsschaden (rechts)

Aufbauend auf der 1939 von Ernst Weibull (1887–1979, Prof. für Technische Physik an der TH Stockholm von 1941–1952) aufgestellten statistischen Festigkeitstheorie entwickelten Lundberg und Palmgren in den Jahren 1947 bis 1950 die Grundlage einer allgemein gültigen Lebensdauerberechnung, die auch auf dem Gebiet der allgemeinen Betriebsfestigkeitsberechnung zur Anwendung kommt (s.a. Kapitel 3) [15.96], [15.140]. Erfasst man nämlich aus Abbildung 15.57 rechts den Anteil der Lager, der bis zu einem bestimmten Laufzeitwert ausgefallen ist (ersatzweise kann auch die Anzahl der ohne Schaden erreichten Umdrehungen herangezogen werden), so gewinnt man als quantitative Aussage über die statistische Verteilung der Ermüdungslaufzeiten die sogenannte Ausfallwahrscheinlichkeit.

Das daraus entstehende Diagramm ist in Abbildung 15.58 wiedergegeben und zeigt – in Kurvenform über der prozentualen Anzahl der funktionierenden Lager (obere Leiste) aufgetragen – die auf den für 10% der ausgefallenen Lager maßgebenden Wert der Laufzeit  $L$  (nominelle Lebensdauer) bezogene Laufzeit der Einzellager  $L_i$  (rechte Leiste). Die Kurven 1 bis 3 verdeutlichen eine im Laufe der Zeit entwicklungsbedingte Wandlung des Verlaufs der Streuung. Überträgt man diese Funktionen in ein sogenanntes Weibull-Netz, wird die gute Eignung der sogenannten Weibull-Funktion unter Verwendung der Lebensdauer-Kennzahl  $w$  zur Beschreibung der Verteilung der tatsächlichen Lebensdauer der Einzellager deutlich, wobei mit  $N_{min} = 0$  gilt [15.138]:

$$w = \frac{(N - N_{min})}{(N_E - N_{min})} = \left( \frac{\ln \frac{1}{R}}{\ln \frac{1}{R_E}} \right)^k \quad \text{bzw.} \quad \frac{N}{N_E} = \left( \frac{\ln \frac{1}{R}}{\ln \frac{1}{R_E}} \right)^k \quad \text{oder} \quad \frac{N}{N_N} = \left( \frac{\ln \frac{1}{R}}{\ln \frac{1}{R_N}} \right)^k \quad (15.59)$$

Hierin bezeichnen  $N$  die Anzahl der Umdrehungen bzw. Lebensdauer des Einzellagers  $L_j$ ,  $N_E$  den Erwartungswert der Anzahl der Umdrehungen,  $N_N$  die nominelle Anzahl der Umdrehungen bzw. nominelle Lebensdauer  $L$ ,  $R$  die Überlebenswahrscheinlichkeit ( $R_N = 0,9$  nominelle Überlebenswahrscheinlichkeit und  $R_E$  als Erwartungswert) sowie  $k$  den Streuungsexponenten (der Kehrwert entspricht der Steigung der Geraden im Weibull-Netz). Durch Umstellen der Gleichungen lassen sich die Überlebenswahrscheinlichkeit  $R$  bzw.  $R(t)$  und als Komplement die Ausfallwahrscheinlichkeit  $F$  bzw.  $F(t)$  bestimmen:

$$R = e^{-\left(\ln \frac{1}{R_N}\right) \left(\frac{N}{N_N}\right)^{\frac{1}{k}}} \quad F = 1 - e^{-\left(\ln \frac{1}{R_N}\right) \left(\frac{N}{N_N}\right)^{\frac{1}{k}}} \quad (15.60)$$

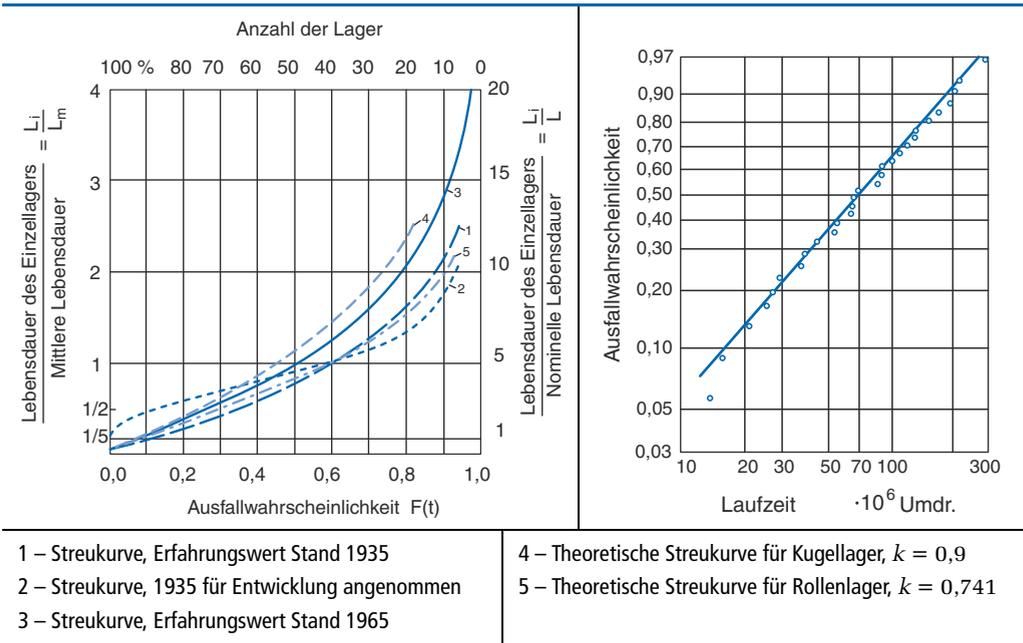


Abbildung 15.58: Streuung der bezogenen Ausfallzeiten von Wälzlagern [15.138]

Entsprechend der Kurven 4 und 5 in Abbildung 15.58 gilt für den Streuungsexponenten bei Kugellagern  $k = 0,9$  und bei Rollenlagern  $k = 0,741$ , wobei im letzten Fall  $N_E$  etwa  $5 \cdot N_N$ , d.h. das Fünffache der nominellen Lebensdauer  $L$  beträgt [15.138]. Für Kugellager gilt dagegen  $N_E/N_N = 7,289$ . Die Weibull-Gerade ist im Allgemeinen über den Bereich der Ausfallwahrscheinlichkeit von 0,07 bis 0,60 sehr gut erfüllt. Außerhalb dieses Bereiches ist die reale Lebensdauer größer als erwartet [15.58].

Ausgehend von diesen Wahrscheinlichkeitsbetrachtungen fanden Lundberg und Palmgren folgenden Zusammenhang. Die nominelle oder rechnerische Lebensdauer  $L$  ist für eine genügend große Menge offensichtlich gleicher Lager die Anzahl der Umdrehungen in Millionen oder Betriebsstunden bei konstanter Drehzahl, die von 90% dieser Lagermenge erreicht oder überschritten wird, bevor erste Anzeichen einer Werkstoffermüdung der aufeinander wälzenden Reibkörper auftreten. Dabei lässt sich die nominelle Lebensdauer  $L$  aus der dyna-

mischen Tragzahl  $C$ , der äquivalenten dynamischen Belastung  $P$  und dem Lebensdauerexponenten  $p$  auf der Grundlage eines Potenzgesetzes berechnen:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad \text{bzw.} \quad L = L_F = L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (15.61)$$

Damit der Bezug zur Ausfallwahrscheinlichkeit  $F(t)$  deutlich wird, schreibt man oftmals auch  $L_F$  oder z.B.  $L_{10}$  bei einer Ausfallwahrscheinlichkeit von 10%. Unter Einbeziehung der Drehzahl  $n$  in  $\text{min}^{-1}$  wird die nominelle Lebensdauer in Betriebsstunden für eine Ausfallwahrscheinlichkeit von  $F(t) = 10\%$  mit  $L_h$  bezeichnet.

$$L_h = L_{h10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60} = L \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60} \quad (15.62)$$

Dieser Zusammenhang entspricht den in Abbildung 15.57 dargestellten Wöhlerlinien mit dem Lebensdauerexponenten  $p$  als Kehrwert der Neigung ( $1/p$ ) der Wöhlerlinie. Aus den Versuchsergebnissen ließ sich ableiten, dass der Lebensdauerexponent für Kugellager (Punktberührung) immer  $p = 3$  und für Rollenlager (Linienberührung)  $p = 10/3$  beträgt (als Erfahrungswert für die Tatsache, dass die volle Linienberührung mit  $p = 4$  nur bei hohen Belastungen ausgeprägt ist, im unteren Lastbereich jedoch ebenfalls Punktberührung vorliegt) [15.90], [15.91], [15.95], [15.96].

Aus der Lebensdauergleichung (15.61) lässt sich die inhaltliche Bedeutung der dynamischen Tragzahl  $C$  ableiten. Sie entspricht für Radiallager der reinen radialen Belastung unveränderlicher Größe, bei der sich für eine genügend große Anzahl an sich gleicher Lager bei umlaufendem Innenring und stillstehendem Außenring die nominelle Lebensdauer von  $1 \cdot 10^6$  Umdrehungen ergibt. Für Axiallager gilt dies analog für eine zentrisch wirkende reine axiale Belastung beim Umlauf einer der Scheiben (beim Axial-Pendelrollenlager der Wellenscheibe). Bei einreihigen, einseitig wirkenden Radial-Schräggugellagern und Radial-Kegelrollenlagern gilt die Definition für Radiallager, d.h., es ist dann beim spielfreien Lager der halbe Umfang der Lagerringe belastet. In allen Fällen darf die Lagertemperatur während der Versuche  $T = 100 \text{ }^\circ\text{C}$  nicht überschreiten.

Die dynamischen Tragzahlen  $C$  der einzelnen Kugel- und Rollenlager wurden bis zu mittleren Lagergrößen durch umfangreiche Lebensdauerexperimente statistisch abgesichert ermittelt. Deshalb lässt sich unter Einbeziehung der Wälzkörper- und Laufbahngeometrien (Wälzkörperdurchmesser  $D_w$ , Teilkreisdurchmesser  $D_{pw}$ , Nenndruckwinkel  $\alpha_0$  des unbelasteten Lagers, Anzahl  $i$  der Wälzkörperreihen, Anzahl  $z$  der Wälzkörper je Reihe und der effektiven Berührlinienlänge  $l_{eff}$  bei Rollenlagern) die dynamische Tragzahl  $C$  abhängig vom Lagertyp auf der Grundlage empirischer Zusammenhänge gemäß Tabelle 15.13 bis Tabelle 15.17 rechnerisch ermitteln [15.4]. Das Berechnungsverfahren ist in der DIN ISO 281 zusammengestellt und sämtliche Werte beziehen sich immer auf den stärker belasteten Innenring [15.49]. Auf der Grundlage dieses Verfahrens berechnete dynamische Tragzahlen werden in den Lagerkatalogen als Herstellerangabe zur Lagerdimensionierung für jedes Lager angegeben. Werden Werkstoffe mit geringerer Härte als 58 HRC verwendet, ist die Tragzahl  $C$  (Katalogwert) durch einen Faktor  $f_H$  gemäß Abbildung 15.56 abzumindern, da die Tragfähigkeit bei niedrigerer Härte entsprechend geringer ist [15.4]. Diese Tatsache ist besonders zu berücksichtigen, wenn

die Wälzkörper direkt auf der Welle oder in einem Bauteil laufen, ohne dass die üblichen Lagerringe verwendet werden (s.a. Abbildung 15.9).

Da sich die in den Wälzlagerkatalogen angegebenen Tragzahlen auf den Standardwärmebehandlungszustand beziehen, sind die Tragzahlen bei maßstabilierten Lagern und höheren Temperaturen ebenfalls mit dem Faktor  $f_H$  nach Abbildung 15.56 zu korrigieren. Die in den folgenden Tabellen zusammengestellten Werte gelten unter Annahme der üblichen Schmiegunen von  $\kappa_j \geq 0,04$  und  $\kappa_A \geq 0,06$  bei Rillen- und Schrägkugellagern und  $\kappa_j \geq 0,06$  bei Pendelkugellagern.

Werden zwei Lager gleichen Typs, gleicher Größe und Ausführung nebeneinander angeordnet, so ergibt sich gemäß der Gleichungen (15.63) und (15.64) für Kugellager mit  $i = 2$  eine Tragzahl der Lagerkombination von  $C_{komb} = 1,625 \cdot C$  und mit Gleichung (15.65) für Rollenlager  $C_{komb} = 1,714 \cdot C$ .

Radial-Kugellager	$C = b_m \cdot f_c \cdot (i \cdot \cos \alpha_0)^{0,7} \cdot z^{2/3} \cdot D_w^{1,8}$ für $D_w \leq 25,4$ mm	(15.63)
	$C = b_m \cdot f_c \cdot (i \cdot \cos \alpha_0)^{0,7} \cdot z^{2/3} \cdot 3,647 \cdot D_w^{1,4}$ für $D_w > 25,4$ mm	(15.64)
Radial-Rollenlager	$C = b_m \cdot f_c \cdot (i \cdot l_{eff} \cdot \cos \alpha_0)^{7/9} \cdot z^{3/4} \cdot D_w^{29/27}$	(15.65)
Axial-Kugellager	$C = b_m \cdot f_c \cdot z^{2/3} \cdot D_w^{1,8}$ für $D_w \leq 25,4$ mm	(15.66)
	$C = b_m \cdot f_c \cdot z^{2/3} \cdot 3,647 \cdot D_w^{1,4}$ für $D_w > 25,4$ mm	(15.67)
Axial-Rollenlager	$C = b_m \cdot f_c \cdot l_{eff}^{7/9} \cdot z^{3/4} \cdot D_w^{29/27}$ für $\alpha_0 = 90^\circ$	(15.68)
	$C = b_m \cdot f_c \cdot (l_{eff} \cdot \cos \alpha_0)^{7/9} \cdot \tan \alpha_0 \cdot z^{3/4} \cdot D_w^{29/27}$ für $\alpha_0 < 90^\circ$	(15.69)

**Tabelle 15.13:** Dynamische Tragzahlen abhängig vom Lagertyp [15.4]

$\frac{D_w \cdot \cos \alpha_0}{D_{pw}}$	Rillenkugellager (einreihig) Schrägkugellager (ein- und zweireihig) $f_c$	Rillenkugellager (zweireihig) $f_c$	Pendelkugellager $f_c$	Schulterkugellager $f_c$	Radial-Rollenlager $f_c$
0,05	46,7	44,2	17,3	16,2	74,1
0,10	55,5	52,6	23,4	21,5	84,2
0,20	59,9	56,8	33,5	30,5	88,7
0,30	56,0	53,0	40,3	37,8	83,8
0,40	48,4	45,8	40,4	40,9	---

Weitere Werte können der Norm bzw. der Literatur entnommen werden [15.4], [15.49].

**Tabelle 15.14:** Beiwerte  $f_c$  zur Berechnung der dynamischen Tragzahlen von Radial-Kugel- und Radial-Rollenlagern abhängig vom Lagertyp (Auswahl) [15.4]

Die in der Tabelle 15.15 für Rollenlager angegebenen  $f_c$ -Faktoren dürfen nur angesetzt werden, wenn die Werkstoffbeanspruchung längs der Kontaktlinie der am höchsten belasteten Rollen- bzw. Laufbahnkontakte durch Modifizierung des Querprofils im Wesentlichen gleichmäßig ist (s. a. Abbildung 15.13).

Auch wenn mit den hier wiedergegebenen Zusammenhängen die dynamische Tragzahl  $C$  scheinbar theoretisch ermittelt werden kann, so ist abschließend nochmals darauf hinzuweisen, dass die dynamische Tragzahl  $C$  einen Katalogwert darstellt, der vom Lagerhersteller auf der Basis statistisch abgesicherter Versuchsreihen für jede Lagerbauart und -größe als Kennwert der Beanspruchbarkeit bereitgestellt werden muss.

$\frac{D_w \cdot \cos \alpha_0}{D_{pw}}$ <sup>1)</sup>	Axial-Rillenkugellager $f_c$ $\alpha_0=90^\circ$	Axial-Schräggugellager $f_c$				Axial-Rollenlager $f_c$ $\alpha_0=90^\circ$	Axial-Rollenlager $f_c$		
		$\alpha_0=45^\circ$	$\alpha_0=60^\circ$	$\alpha_0=75^\circ$	$\alpha_0=50^\circ$		$\alpha_0=65^\circ$	$\alpha_0=80^\circ$	
0,01	46,7	42,1	39,2	37,3	17,3	109,7	107,1	105,6	
0,06	55,5	70,7	65,8	62,7	23,4	160,9	157,0	154,9	
0,10	59,9	79,7	74,2	70,7	33,5	175,5	171,4	169,0	
0,16	56,0	85,1	79,2	---	40,3	183,7	179,3	---	
0,26	48,4	82,8	---	---	40,4	178,7	---	---	

<sup>1)</sup> Beim Axial-Rillenkugellager und Axial-Rollenlager mit  $\alpha_0 = 90^\circ$  ist anstelle von  $(D_w \cdot \cos \alpha_0)/D_{pw}$  nur  $(D_w/D_{pw})$  zu verwenden.

Weitere Werte können der Norm bzw. der Literatur entnommen werden [15.4], [15.49].

**Tabelle 15.15:** Beiwerte  $f_c$  zur Berechnung der dynamischen Tragzahlen von Axial-Kugel- und Axial-Rollenlagern abhängig vom Lagertyp (Auswahl) [15.4]

Rillen- und Schräggugellager (ein- und zweireihig)	1,30	Zylinderrollenlager, Kegelrollenlager und Nadellager mit geschliffenen Laufbahnen	1,10
Pendel- und Schulterkugellager	1,30	Nadelhülsen und Nadelbüchsen	1,00
Lager mit Füllnuten	1,10	Pendelrollenlager	1,15
Spannlager	1,00		

**Tabelle 15.16:** Lagerbauart-Faktor  $b_m$  für Radial-Kugel- und -Rollenlager [15.4]

Axial-Kugellager	1,30	Axial-Kegelrollenlager	1,10
Axial-Zylinderrollenlager	1,00	Axial-Pendelrollenlager	1,15
Axial-Nadellager	1,10		

**Tabelle 15.17:** Lagerbauart-Faktor  $b_m$  für Axial-Kugel- und -Rollenlager [15.4]

Oftmals wird diese Forderung bzw. Erwartung mit zunehmender Baugröße des Lagers aus Zeit- und Kostengründen nicht erfüllt, da größere Lager auf größeren Belastungseinrichtungen bei gleichbleibender Anzahl von Prüflingen (zur statistischen Absicherung) geprüft werden müssen. Umgekehrt belegen jedoch immer wieder auftretende vorzeitige Ausfälle –

gerade der großen Lager (momentan z.B. in Anwendungen der Windenergieanlagen, s.a. Abbildung 15.48) –, dass eine theoretische Ermittlung dynamischer Tragzahlen mit wenigen ergänzenden Versuchen auf keinen Fall ausreicht, um die gestiegenen Anforderungen an Wälzlager in Anwendungen des Schwermaschinen- und Anlagenbaus zu erfüllen.

Unter der Voraussetzung, dass die dynamische Tragzahl  $C$  durch den Hersteller ermittelt wurde, ist für den auslegenden Konstrukteur vielmehr die mit einem ausgewählten Wälzlager zu erreichende Lebensdauer  $L$  gemäß Gleichung (15.61) von Interesse. Hierzu ist aus den einwirkenden Betriebslasten die äquivalente dynamische Lagerbelastung  $P$  zu ermitteln und einzusetzen. Da für den gewählten Lagertyp die dynamische Tragzahl  $C$  und der Lebensdauerexponent  $p$  aus dem Katalog entnommen werden können, lässt sich sofort die zu erwartende Lebensdauer  $L$  berechnen. Anhaltswerte für die erforderliche Lebensdauer  $L$  abhängig vom Einsatzfall sind in Tabelle 15.18 zusammengestellt, weitere Beispiele sind in den Lagerkatalogen zu finden. Die angegebenen Maximalwerte gelten für Rollenlager. Entsprechend den Herstellerangaben können diese Werte für Kugellager um 10 bis 20% reduziert werden [15.73], [15.103], [15.129].

Bei der Ermittlung der äquivalenten dynamischen Lagerbelastung  $P$  sind im Gegensatz zur äquivalenten statischen Lagerbelastung  $P_0$  erheblich mehr Fallunterscheidungen zu berücksichtigen, weshalb in einem eigenen Abschnitt 15.4.3 ausführlich darauf eingegangen wird.

Da aufgrund des Wahrscheinlichkeitscharakters die Angabe der errechneten Lebensdauer an sich für das Einzellager keine praktische Bedeutung hat, wird als Kennwert für die richtige Dimensionierung auch die Kennzahl der dynamischen Beanspruchung  $f_L$  (dynamische Kennzahl  $f_L$ ) verwendet. Diese lässt sich aus der Lebensdauergleichung wie folgt herleiten. Im Versuch werden  $10^6$  Umdrehungen mit einer Bezugsdrehzahl von  $33\frac{1}{3} \text{ min}^{-1}$  innerhalb von 500 Betriebsstunden (Prüfstunden) erreicht, sodass sich die Lebensdauergleichung (15.62) wie folgt erweitern lässt:

$$\frac{L_h}{500} = \frac{L \cdot 33\frac{1}{3} \cdot 60}{n \cdot 60} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{33\frac{1}{3}}{n} \tag{15.70}$$

Durch Umformen erhält man die dynamische Kennzahl  $f_L$  und den Drehzahlfaktor  $f_n$ :

$$\sqrt[p]{\frac{L_h}{500}} = \sqrt[p]{\frac{33\frac{1}{3}}{n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)} \quad \text{bzw.} \quad f_L = f_n \cdot \left(\frac{C}{P}\right) \quad \text{mit} \quad f_L = \sqrt[p]{\frac{L_h}{500}} \quad \text{und} \quad f_n = \sqrt[p]{\frac{33\frac{1}{3}}{n}} \tag{15.71}$$

Mithilfe des  $f_L$ -Wertes kann nun anhand von Erfahrungswerten für bereits ausgeführte Lagerungen gemäß Tabelle 15.18 eine Lagervorauswahl getroffen werden. Dabei sind die  $f_L$ -Werte so ausgelegt, dass nicht nur eine auf den betreffenden Einbaufall abgestimmte ausreichende Ermüdungslebensdauer erreicht wird, sondern es werden auch eine ausreichende Steifigkeit, ein geringes Gewicht bei Leichtbaukonstruktionen, die Anpassung an vorgegebene Umgebungskonstruktionen und außergewöhnliche Belastungsspitzen abgedeckt. Sollten sich weder in Tabelle 15.18 noch in den Herstellerkatalogen ausreichende Angaben zum  $f_L$ -Wert finden lassen, sind die Anhaltswerte nach Tabelle 15.19 zu verwenden.

Einsatzgebiet	$f_L$ -Wert	Lebensdauer $L_{10h}$ in h
Universalgetriebe, Getriebemotoren	2,0 ... 3,0	4.000 ... 15.000
Industriegetriebe	2,5 ... 3,5	20.000 ... 60.000
Großgetriebe (stationär), Walzwerkgetriebe, Turbogetriebe	4,5 ... 5,5	40.000 ... 150.000
Getriebe von Schienenfahrzeugen	3,0 ... 4,5	14.000 ... 75.000
Kleine Schiffsgetriebe	2,0 ... 3,0	5.000 ... 20.000
Große Schiffsgetriebe	2,5 ... 3,7	14.000 ... 75.000
Kleine Elektromotoren ( $\leq 4$ kW)	3,0 ... 4,0	13.500 ... 32.000
Serienelektromotoren ( $< 100$ kW)	3,5 ... 4,5	21.000 ... 50.000
Große Elektromotoren, Generatoren	4,0 ... 5,0	32.000 ... 110.000
Motorräder, leichte PKWs	1,0 ... 1,6	500 ... 1.700
Schwere PKWs, leichte LKWs, Landmaschinen, Traktoren	1,6 ... 2,0	2.000 ... 5.000
Schwere LKWs, Busse	1,8 ... 2,8	4.000 ... 15.000
Radsatzlager von Lokomotiven und Triebwagen	3,5 ... 5,0	35.000 ... 110.000
Radsatzlager von Leichttriebwagen und Straßenbahnen	3,5 ... 4,0	35.000 ... 50.000
Radsatzlager Reisezug- und Güterzugwagen sowie Abraumwagen	3,0 ... 3,5	20.000 ... 35.000
Schiffswellenauflager	4,0 ... 6,0	50.000 ... 200.000
Schiffsdrucklager	3,0 ... 4,0	20.000 ... 50.000
Baumaschinen, Planierraupen, Lader und Vibrationswalzen	1,5 ... 2,5	1.700 ... 10.000
Bagger, Fahrwerk und Schwenkwerk	1,0 ... 2,0	500 ... 5.000
Fördermaschinen (unstetig), Krane und Hebezeuge	3,0 ... 4,5	30.000 ... 75.000
Fördermaschinen (stetig), Bandanlagen, Schaufelradbagger	4,5 ... 6,0	45.000 ... 150.000
Backenbrecher, Kreiselbrecher, Walzenbrecher, Brikettpressen	3,0 ... 4,0	20.000 ... 35.000
Hammer-, Prall- und Walzenschüsselmühlen, Drehofen-Laufrollen	4,0 ... 5,0	50.000 ... 110.000
Walzgerüste und Rollgänge	1,0 ... 3,5	1.000 ... 35.000
Ventilatoren, Gebläse, Kolben- und Kreiselpumpen	3,5 ... 4,5	21.000 ... 75.000
Hydraulik-Axial- und Radial-Kolbenmaschinen, Zahnrادpumpen	1,0 ... 2,5	500 ... 10.000
Drehspindeln, Frässpindeln	3,0 ... 4,5	14.000 ... 75.000
Werkzeugmaschinengetriebe, Bohrspindeln, Pressen-Schwungräder	3,0 ... 4,0	14.000 ... 50.000
Holzbearbeitungsmaschinen	3,0 ... 4,0	14.000 ... 50.000
Kunststoffmaschinen	3,0 ... 4,5	14.000 ... 75.000
Textilmaschinen	3,5 ... 4,5	14.000 ... 75.000
Papiermaschinen – Nassteil, Trockenteil, Refiner, Kalander	4,5 ... 6,5	75.000 ... 250.000
Druckmaschinen	4,0 ... 4,5	32.000 ... 75.000
Haushaltsmaschinen	1,5 ... 2,0	1.700 ... 4.000

**Tabelle 15.18:** Richtwerte für die dynamische Kennzahl  $f_L$  und die Lebensdauer in Stunden

Maschinen, bei denen ein Lagerwechsel den Betrieb	Kurzzeitbetrieb	8-Stunden-Betrieb	Dauerbetrieb
nicht sehr stört	$f_L = 1,0 \dots 2,5$	$f_L = 2,0 \dots 4,0$	$f_L = 3,5 \dots 5,0$
ernstlich stört	$f_L = 2,0 \dots 3,5$	$f_L = 3,0 \dots 4,5$	$f_L = 4,0 \dots 5,5$

**Tabelle 15.19:** Richtwerte für die dynamische Kennzahl  $f_L$  abhängig von der Betriebsart

Ferner sind bei der Ermittlung der Tragfähigkeit noch die folgenden besonderen Betriebszustände zu berücksichtigen:

- 1** Bei höheren Betriebstemperaturen nimmt die dynamische Tragfähigkeit ab, was durch Multiplikation der dynamischen Tragzahl  $C$  (Katalogwert) mit dem Temperaturfaktor  $f_t$  gemäß Tabelle 15.20 berücksichtigt wird (s. a. Abschnitt 15.2.7):

$$C = f_t \cdot C_{Katalog} \tag{15.72}$$

Temperatur [°C]	100	125	150	200	250	300
Temperaturfaktor $f_t$	1,00	1,00	1,00	0,90	0,75	0,60

**Tabelle 15.20:** Temperaturfaktor  $f_t$ , abgeschätzt nach neueren Untersuchungen [15.103]

- 2** Größere Lager als nach der Berechnung erforderlich, verfügen keinesfalls über eine höhere Sicherheit, sondern sind überdimensioniert. Derartige Lager sind entsprechend 2. durch Schlupf gefährdet. In den meisten Fällen sind Lager mit  $L > 60.000$  Stunden überdimensioniert [15.73].
- 3** Während des Transportes oder im abgestellten Zustand (Ersatzmaschinen) können Lager in Maschinen- und Anlagen unerwünschten Schwingungen unterliegen. Die dabei auftretenden Kräfte in den (stillstehenden) Lagern können infolge Mikrobewegungen zu Verschleiß in den unbelasteten, federnden Kontaktflächen der Laufbahnen und Wälzkörper führen, weshalb Lager üblicherweise durch Transportsicherungen oder Abstützungen zu entlasten sind.

Abschließend sei noch auf den Begriff der Gebrauchsdauer eines Wälzlagers hingewiesen. Hierunter versteht man die tatsächlich erreichte Lebensdauer eines Wälzlagers. Die Gebrauchsdauer kann die nominelle Lebensdauer beträchtlich übersteigen, wenn man erste kleine Schädigungen durch Grübchen bei geringer Beeinträchtigung von Laufruhe und Reibungsarmut zulässt. Umgekehrt können Verschmutzung, nicht ausreichende Schmierung, Fluchtungsfehler, zu hohe Betriebstemperaturen, Schwingungsbelastungen, Stoßbelastungen und Vorschäden aufgrund von Montagefehlern zu einer deutlich geringeren Gebrauchsdauer führen.

Insbesondere die Bedeutung guter Schmierbedingungen ist bereits seit den 1960-er-Jahren bekannt und hat ihren Niederschlag in der erweiterten Lebensdauerberechnung nach DIN ISO 281 gefunden, auf die im Abschnitt 15.4.4 vertiefend eingegangen wird [15.49], [15.52], [15.53].

### 15.4.3 Äquivalente dynamische Lagerbelastung $P$ , maximale Axiallast $F_{a,max}$ und minimale Axiallast $F_{a,min}$

Die versuchstechnische Ermittlung der dynamischen Tragzahl  $C$  erfolgt unter einer Belastung konstanter Richtung und Größe. Bei Radiallagern verläuft die Lastrichtung rein radial so, dass der halbe Lagerumfang belastet wird. Bei Axiallagern wirkt die Belastung rein axial und zentrisch.

Entspricht die im Betrieb einwirkende Lagerbelastung  $F$  genau den Bedingungen, unter denen die dynamische Tragzahl  $C$  ermittelt wurde, dann kann in die Lebensdauergleichung (15.61) für die äquivalente dynamische Lagerbelastung  $P$  direkt die Lagerbelastung  $F$  eingesetzt werden ( $P = F$ ).

In den meisten Fällen werden jedoch dynamisch belastete Radiallager zusätzlich axial belastet, dynamisch belastete Axiallager zusätzlich radial. Andere Lagerbauarten unterliegen generell einer stets gleichzeitig wirkenden Radial- und Axialbelastung. Derartige mehrachsige Belastungen in der Ebene oder im Raum sind in eine gedachte äquivalente dynamische Lagerbelastung  $P$  umzurechnen, die den gleichen Einfluss auf die Lebensdauer hat wie die tatsächlich wirksame Belastung (s.a. Abbildung 15.4), wobei aber aufgrund des geringen Unterschieds der Beanspruchung nicht mehr zwischen Punktlast und Umfangslast unterschieden wird:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (15.73)$$

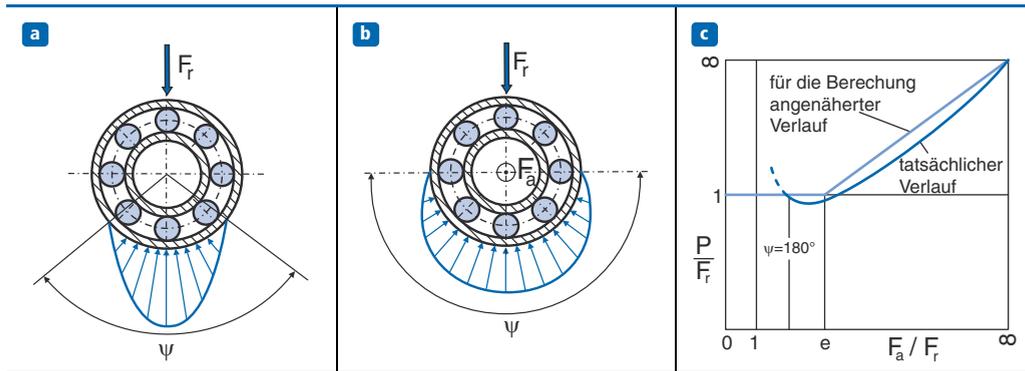
Hierin bezeichnen  $P$  die äquivalente dynamische Lagerbelastung,  $F_r$  die Radialkraft,  $F_a$  die Axialkraft,  $X$  den Radialfaktor und  $Y$  den Axialfaktor. Gleichung (15.73) beschreibt allgemein den Verlauf zweier Näherungsgeraden gemäß Abbildung 15.59, deren Lage und Steigung sich abhängig von der Lagerbauart und der Belastungsrichtung (Nenndruckwinkel  $\alpha_0$ ) ergibt.

Abbildung 15.59 verdeutlicht anhand eines kombiniert belasteten einreihigen Schrägkugellagers, wie der Quotient  $P/F_r$  von dem Verhältnis der Axiallast zur Radiallast  $F_a/F_r$  abhängt. Unter der Voraussetzung, dass das Lager spielfrei angestellt ist und die Laufringe nicht verkippt, sondern nur parallel verschoben werden, ergibt sich aus der Ermüdungstheorie und der Druckverteilung der dargestellte Kurvenverlauf. Wird der halbe Lagerumfang ( $\psi = 180^\circ$ ) beansprucht, so beträgt  $P/F_r = 1$  bei einem Verhältnis von  $F_a/F_r = 1,22 \cdot \tan \alpha_0$  für Kugellager und  $F_a/F_r = 1,26 \cdot \tan \alpha_0$  für Rollenlager. Demzufolge hat bei allen Radiallagern (ausgenommen sind Zylinderrollen- und Nadellager) ein geringer Axiallastanteil eine Minderung der Wälzkörperbeanspruchung zur Folge, da hierdurch mehr Wälzkörper an der Aufnahme der Radiallast beteiligt sind (s.a. Abbildung 15.59 b)). Erst wenn das Verhältnis von  $F_a/F_r < e$  wird, nimmt die Anzahl der tragenden Wälzkörper ab und die äquivalente dynamische Lagerbelastung steigt stark an (gestrichelter Kurvenbereich), d.h. eine höhere Axialkraft führt auch zu einer höheren Wälzkörperbeanspruchung.

Zur Vereinfachung der Berechnung wird der tatsächliche Kurvenverlauf durch zwei Geraden angenähert, die sich bei  $e = F_a/F_r = 1,5 \cdot \tan \alpha_0$  ( $\alpha_0$  Nennkontaktwinkel) schneiden. Bei einreihigen Lagern liegt die Gerade links vom Schnittpunkt  $e$  horizontal, d.h. der Axialfaktor wird zu  $Y = 0$ . Bei zweireihigen, symmetrisch aufgebauten Radiallagern weisen beide Näherungsgeraden links und rechts vom Schnittpunkt  $e$  eine Neigung auf, sodass alle Radial- und Axialfaktoren ungleich Null sind. Eine Auswahl der experimentell ermittelten Faktoren ist

für die wichtigsten Lager in Tabelle 15.21 zusammengestellt, weitere Werte sind den Lagerkatalogen zu entnehmen [15.73], [15.103], [15.129].

Aufgrund dieser Zusammenhänge zwischen Radial- und Axiallast müssen bei verschiedenen Lagertypen Axialkräfte in definierter Höhe vorhanden sein, damit überhaupt die gewünschten Radialkräfte übertragen werden können. Andernfalls steigt die spezifische Belastung der einzelnen Wälzkörper unverhältnismäßig stark an, da weniger als die Hälfte aller Wälzkörper überhaupt tragen. So muss z.B. bei Vierpunktlagern und Schrägkugellagern zur Radialkraftaufnahme stets eine Axialkraft  $F_a > 1,22 \cdot F_r \cdot \tan \alpha$  wirken, für Kegelrollenlager gilt  $F_a > 1,26 \cdot F_r \cdot \tan \alpha$ .



**Abbildung 15.59:** Beanspruchung der Wälzkörper – a) Reine Radialbelastung, b) Überlagerte (kleine) Axialkraft  $F_a$  ( $F_a/F_r < e$ ), c) Äquivalente dynamische Belastung  $P$  für einreihige Schrägkugellager [15.4]

Umgekehrt ist bei Stützlageranordnungen von je zwei einreihigen Schrägkugel-, Schulterkugel- oder Kegelrollenlagern ohne Lagerspiel zu beachten, dass aufgrund der Neigung der Laufbahnen ( $\alpha \neq 0$ ) jede äußere Radialbelastung eine innere Axialbelastung der Lager hervorruft, die gegebenenfalls mit einer von außen wirkenden Axialkraft  $F_{ax}$  gemäß Tabelle 15.22 addiert oder subtrahiert werden muss.

Zylinderrollen- und Nadellager sind dagegen zunächst einmal nur radial belastbar. Verfügen Zylinderrollenlager jedoch über Borde am Innen- und Außenring (Bauformen NJ und NUP) oder über Winkelringe (NH, NUJ), so sind sie als Festlager auch zur Aufnahme ständiger Axialbelastungen geeignet, wenn nicht zu hohe Bordpressungen (max. 500 N/mm<sup>2</sup>) mit niedrigen Gleitgeschwindigkeiten zusammenfallen [15.112]. Die axiale Tragfähigkeit ist am höchsten, wenn zwischen Wälzkörper und Bord elastohydrodynamische Schmierbedingungen vorliegen. Hierzu ist bei geringer Betriebsviskosität und großer Axialkraft eine entsprechend hohe Drehzahl bzw. Umfangsgeschwindigkeit (Berührungsgeschwindigkeit zwischen Rollenstirnfläche und Bord) erforderlich.

Für Zylinderrollenlager mit schmierungstechnisch gut aufeinander abgestimmten Geometrien der Rollenstirn- und Bordflächen (s.a. Abbildung 15.13) ergibt sich die hydrodynamische Grenzbelastung  $F_{aH}$  in N aus der Reibungskurve axial belasteter Zylinderrollenlager wie folgt [15.4]:

$$F_{aH} = \sqrt{\frac{f_b \cdot d_m \cdot n \cdot v \cdot (D^2 - d^2)}{7}} \quad (15.74)$$

Hierin bezeichnen  $d_m = 0,5 \cdot (d + D)$  den mittleren Lagerdurchmesser,  $D$  den Außen- und  $d$  den Bohrungsdurchmesser in mm,  $n$  die Drehzahl in  $\text{min}^{-1}$ ,  $\nu$  die kinematische Viskosität bei Betriebstemperatur in  $\text{mm}^2/\text{s}$  und der Beiwert  $f_b$  beträgt für Lager mit Käfig  $f_b = 0,0048$ , für vollrollige Lager  $f_b = 0,0061$ .

Relative Axiallast bei Lagerart	$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0}^{2)}$	$e$	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
			X	Y	X	Y
Rillenkugellager normale Lagerluft, C0	0,3	0,22	1	0	0,56	2,0
	0,5	0,24	1	0	0,56	1,8
	0,9	0,28	1	0	0,56	1,6
	1,6	0,32	1	0	0,56	1,4
	3,0	0,36	1	0	0,56	1,2
	6,0	0,43	1	0	0,56	1
Schräggugellager $\alpha_0 = 5^\circ$	0,3	0,26	1	0	0,56	2,0
	0,5	0,29	1	0	0,56	1,8
	0,9	0,33	1	0	0,56	1,6
	1,6	0,38	1	0	0,56	1,4
	3,0	0,43	1	0	0,56	1,2
	6,0	0,50	1	0	0,56	1,0
Schräggugellager <sup>1)</sup>	$\alpha_0 = 20^\circ$	0,57	1 (1)	0 (1,09)	0,43 (0,70)	1,00 (1,63)
	$\alpha_0 = 25^\circ$	0,68	1 (1)	0 (0,92)	0,41 (0,67)	0,87 (1,41)
	$\alpha_0 = 30^\circ$	0,80	1 (1)	0 (0,78)	0,39 (0,63)	0,76 (1,24)
	$\alpha_0 = 35^\circ$	0,95	1 (1)	0 (0,66)	0,37 (0,60)	0,66 (1,07)
	$\alpha_0 = 40^\circ$	1,14	1 (1)	0 (0,55)	0,35 (0,57)	0,57 (0,93)
	$\alpha_0 = 45^\circ$	1,34	1 (1)	0 (0,47)	0,33 (0,54)	0,50 (0,81)
Pendelkugellager <sup>1)</sup>		$1,5 \cdot \tan \alpha_0$	1	$0,42 \cdot \cot \alpha_0$	0,65	$0,65 \cdot \cot \alpha_0$
Schulterkugellager		0,20	1	0	0,50	2,5
Pendelrollenlager <sup>1)</sup>		$1,5 \cdot \tan \alpha_0$	1	$0,45 \cdot \cot \alpha_0$	0,67	$0,67 \cdot \cot \alpha_0$
Kegelrollenlager		$1,5 \cdot \tan \alpha_0$	1	0	0,40	$0,4 \cdot \cot \alpha_0$

<sup>1)</sup> zweireihige Lager (Klammerwerte gelten ebenfalls für zweireihige Lager)

<sup>2)</sup> Anhaltswerte für  $f_0$ ; Rillen- und Schräggugellager:  $f_0 \approx 14$ , Rollenlager:  $f_0 \approx 35$ , Pendel- und Schulterkugellager:  $f_0 \approx 2,5$ . Genauere Angaben s.z.B. [15.4].

**Tabelle 15.21:** Radialfaktor  $X$  und Axialfaktor  $Y$  für dynamisch beanspruchte Radiallager

Fall	Belastungsverhältnisse	äußere Axialkraft	resultierende Axialkraft $F_a$	
			Lager A	Lager B
1	$\frac{F_{rA}}{Y_A} \leq \frac{F_{rB}}{Y_B}$	$F_{axial} \geq 0$	$F_a = F_{axial} + 0,5 \cdot \frac{F_{rB}}{Y_B}$ (15.75)	$F_a = 0,5 \cdot \frac{F_{rB}}{Y_B}$ (15.76)
2	$\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$	$F_{axial} \geq 0,5 \cdot \left( \frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$	$F_a = F_{axial} + 0,5 \cdot \frac{F_{rB}}{Y_B}$ (15.77)	$F_a = 0,5 \cdot \frac{F_{rB}}{Y_B}$ (15.78)
3	$\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$	$F_{axial} \leq 0,5 \cdot \left( \frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$	$F_a = 0,5 \cdot \frac{F_{rA}}{Y_A}$ (15.79)	$F_a = 0,5 \cdot \frac{F_{rA}}{Y_A} - F_{axial}$ (15.80)

**X-Anordnung**

**O-Anordnung**

**Tabelle 15.22:** Berechnung der resultierenden Axialkräfte  $F_{aA}$  und  $F_{aB}$  bei angestellter Lagerung. Das Lager, das die äußere Axialkraft  $F_{axial}$  aufnimmt, wird mit *A*, das Gegenlager mit *B* bezeichnet.

Neben den geschwindigkeitsabhängigen Schmierbedingungen im Spalt zwischen Rollenstirnseite und Bord wird die ertragbare Axiallast begrenzt durch die Biegefestigkeit der Borde und die Höhe der Hertz'schen Pressung zwischen Rollenstirnseite und Bord. Hieraus ergibt sich eine direkte Abhängigkeit der ertragbaren Axiallasten bei Zylinderrollenlagern von der Drehzahl bzw. der Umfangsgeschwindigkeit gemäß Abbildung 15.60.

Dabei gilt grundsätzlich, dass eine ausschließliche Axialbelastung ohne gleichzeitige radiale Belastung nicht zulässig ist. Die axial belasteten Borde sind auf der gesamten Höhe zu unterstützen. Bei starken Wellendurchbiegungen können die Borde einer Biegewechselspannung unterliegen, sodass eine zusätzliche Festigkeitsanalyse erforderlich wird, die mit den nachfolgenden Gleichungen zur axialen Belastbarkeit nicht abgedeckt wird.

In der folgenden Tabelle 15.23 sind ergänzend zu Abbildung 15.60 die Zusammenhänge zur axialen Grenzbelastung  $F_{a,max}$  von Zylinderrollenlagern zusammengefasst [15.73]. Die Gleichung zur Ermittlung der zulässigen Axiallast  $F_{a,zul} \leq F_{a,max}$  abhängig von der Drehzahl  $n$  in  $\text{min}^{-1}$  ist Tabelle 15.24 zu entnehmen.

Abschließend ist festzuhalten, dass mit zunehmendem Lagerdurchmesser bei niedrigen Drehzahlen (Umfangsgeschwindigkeiten) die axiale Belastbarkeit zwar ansteigt, bei höheren Drehzahlen jedoch stärker abfällt als bei Lagern mit kleineren Durchmessern.

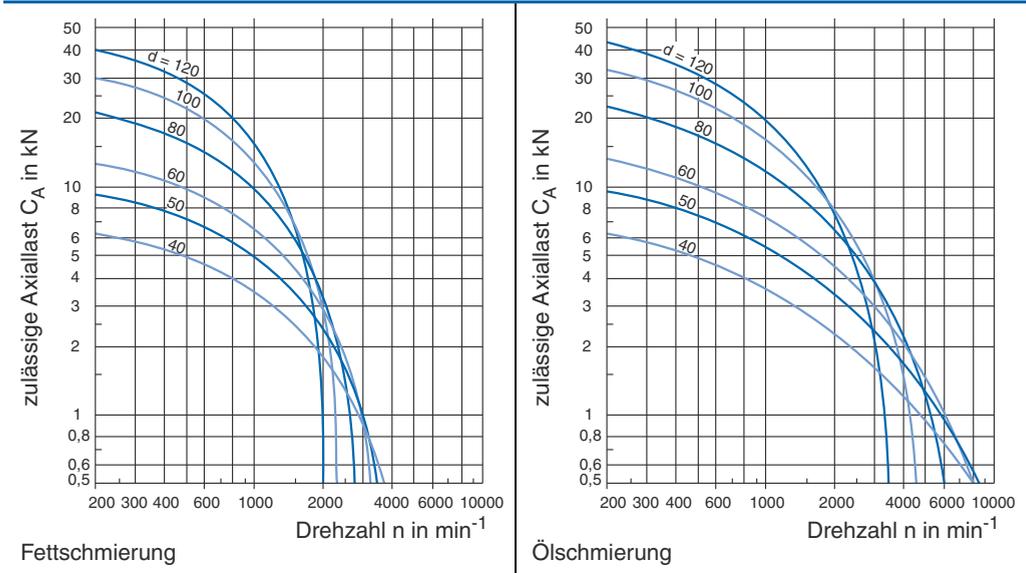


Abbildung 15.60: Zulässige axiale Belastbarkeit eines Zylinderrollenlagers als Funktion der Drehzahl (Umfangsgeschwindigkeit) und der Schmierung [15.103]

Axiale Grenzbelastung $F_{a,max}$	Bauart des Zylinderrollenlagers	Beiwert $k_B$
$F_{a,max} = 0,075 \cdot k_B \cdot \left(\frac{d+D}{2}\right)^{2,1} \quad (15.81)$ <p><math>D</math>: Außendurchmesser des Lagers  <math>d</math>: Innendurchmesser der Lagers</p>	Vollrollig, einreihig, normale Rollenbreite	4,5 bis 11
	Vollrollig, zweireihig, normale Rollenbreite	17
	Vollrollig, einreihig, große Rollenbreite	30
	Mit Winkelring oder Bordscheibe	18 bis 23
	Mit Scheibenkäfig	28

Tabelle 15.23: Axiale Grenzbelastung  $F_{a,max}$  und Lagerbeiwert  $k_B$  abhängig von der Bauart des Zylinderrollenlagers [15.73]

**Zulässige axiale Belastung:** 
$$F_{a,zul} = k_S \cdot k_B \cdot \left(\frac{d+D}{2}\right)^{1,52} \cdot n^{-0,6} \leq F_{a,max} \quad (15.82)$$

Schmierverfahren	Beiwert $k_S$
Minimale Wärmeabfuhr, Tropfölschmierung, Ölnebelschmierung, geringe Betriebsviskosität	7,5 bis 10
Wenig Wärmeabfuhr, Ölumpfschmierung, Spritzölschmierung, geringer Öldurchsatz	10 bis 15
Gute Wärmeabfuhr, Ölumlaufschmierung ohne Rückkühlung (Druckölschmierung)	12 bis 18
Sehr gute Wärmeabfuhr, Ölumlaufschmierung mit Rückkühlung, hohe Betriebsviskosität	16 bis 24

Tabelle 15.24: Zulässige axiale Belastung  $F_{a,zul}$  und Beiwert  $k_S$  für das Schmierverfahren [15.73]

Wird die hydrodynamische Grenzbelastung überschritten, tritt zwischen Rollen und Bord Mischreibung auf, die Reibungsverluste steigen an und es kommt zu Fresserscheinungen oder abrasivem Verschleiß. Die Höhe der Axialbelastung ist bei unterstütztem Bord durch die maximal zulässige Temperatur, die geforderte Lebensdauer und durch das zulässige Belastungsverhältnis von Axial- zu Radiallast  $F_a/F_r \leq 0,4$  begrenzt. Bei Nichteinhaltung des Belastungsverhältnisses kommt es zu unzulässig hohen Rollenverkipnungen wegen ungünstiger Lastübertragungsverhältnisse. Die äquivalente dynamische Lagerbelastung  $P$  wird bei axial belasteten Radial-Rollenlagern gemäß Tabelle 15.25 auf der Grundlage experimentell ermittelter Faktoren zur Bewertung der Radial- und Axialkraftanteile bestimmt.

Maßreihen 19, 10, 2, 3, 4	$\frac{F_a}{F_r} \leq 0,11$	$P = F_r$ (15.83)	$0,4 \geq \frac{F_a}{F_r} > 0,11$	$P = 0,93 \cdot F_r + 0,69 \cdot F_A$ (15.84)
Maßreihen 22, 23, 29	$\frac{F_a}{F_r} \leq 0,17$	$P = F_r$ (15.85)	$0,4 \geq \frac{F_a}{F_r} > 0,17$	$P = 0,93 \cdot F_r + 0,45 \cdot F_A$ (15.86)
Maßreihe 30	$\frac{F_a}{F_r} \leq 0,23$	$P = F_r$ (15.87)	$0,4 \geq \frac{F_a}{F_r} > 0,23$	$P = 0,93 \cdot F_r + 0,33 \cdot F_A$ (15.88)
Maßreihe 50	$\frac{F_a}{F_r} \leq 0,08$	$P = F_r$ (15.89)	$0,4 \geq \frac{F_a}{F_r} > 0,08$	$P = 0,96 \cdot F_r + 0,50 \cdot F_A$ (15.90)

**Tabelle 15.25:** Berechnung der äquivalenten dynamischen Lagerbelastung  $P$  axial belasteter Radial-Rollenlager [15.4]

Auch bei Rillenkugellagern ist die Größe der Axiallast zu überprüfen, da bei zu hoher Kraft die Gefahr besteht, dass die Kugeln auf den Laufbahnkanten laufen und es damit zu einem ungünstigen Lebensdauer mindernden Tragverhalten kommt. Die maximal zulässige Axialkraft  $F_{a,max}$  für Rillenkugellager mit üblicher Schulterhöhe wird auf die statische Tragzahl  $C_0$  bezogen. Anhaltswerte abhängig vom Betriebsradialspiel sind in Tabelle 15.26 zusammengestellt.

Betriebsradialspiel im eingebauten Zustand entsprechend	$F_{a,max}/C_0$							
	$d \leq 60$ mm				$d \geq 60$ mm			
	160	60	62	63, 64	160	60	62	63, 64
CN (Normalluft)	0,30	0,50	0,55	$\geq 0,70$	0,60	0,65	0,75	$\geq 0,70$
C3	0,25	0,45	0,50	$\geq 0,70$	0,55	0,60	0,65	$\geq 0,70$
C4	0,20	0,40	0,45	$\geq 0,70$	0,45	0,55	0,60	$\geq 0,70$

**Tabelle 15.26:** Zulässige Axialbelastung  $F_{a,max}/C_0$  von Rillenkugellagern [15.4]

Da Axial-Rillenkugel-, Axial-Zylinderrollen-, Axial-Nadel- und Axial-Kegelrollenlager mit dem Nenndruckwinkel  $\alpha_0 = 90^\circ$  nur rein axiale Kräfte aufnehmen können, beträgt die äquivalente dynamische Lagerbelastung  $P$  bei zentrisch angreifender Axialkraft  $F_a$ :

$$P = F_a \tag{15.91}$$

Dagegen können die Axial-Schräggugel-, Axial-Pendelrollen- und Axial-Kegelrollenlager mit einem Nenndruckwinkel von  $\alpha_0 < 90^\circ$  neben einer Axialkraft  $F_a$  auch eine Radialkraft  $F_r$  aufnehmen, so dass für die äquivalente dynamische Lagerbelastung  $P_a$  eines Axiallagers gilt:

$$P_a = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (15.92)$$

Entsprechende Werte für die Radial- und Axialfaktoren sind in Tabelle 15.27 zusammengestellt.

	$e$	Einseitig wirkend		Zweiseitig wirkend				
		$F_a/F_r > e$		$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$		
		$X$	$Y$	$X$	$Y$	$X$	$Y$	
Axial-Kugellager	$\alpha_0 = 45^\circ$	1,25	0,66	1	1,18	0,59	0,66	1
	$\alpha_0 = 60^\circ$	2,17	0,92	1	1,90	0,55	0,92	1
	$\alpha_0 = 75^\circ$	4,67	1,66	1	3,89	0,52	1,66	1
Axial-Pendelrollenlager	$1,5 \cdot \tan \alpha_0$	$\tan \alpha_0$	1	$1,5 \cdot \tan \alpha_0$	0,67	$\tan \alpha_0$	1	
Axial-Kegelrollenlager	$1,5 \cdot \tan \alpha_0$	$\tan \alpha_0$	1	$1,5 \cdot \tan \alpha_0$	0,67	$\tan \alpha_0$	1	

Auch wenn für Axiallager  $\alpha_0 > 45^\circ$  ist, so sind die Werte für  $\alpha_0 = 45^\circ$  angegeben, um die Interpolation für Lager zwischen  $45^\circ$  und  $60^\circ$  zu ermöglichen.

**Tabelle 15.27:** Radialfaktor  $X$  und Axialfaktor  $Y$  für Axiallager [15.4]

Schließlich darf auch eine axiale Mindestbelastung nicht unterschritten werden. Beim Axial-Pendelrollenlager mit unsymmetrischen Tonnenrollen gilt für kombinierte Belastung:

$$P = F_a + 1,2 \cdot F_r \quad (15.93)$$

Der Vollständigkeit halber sei darauf hingewiesen, dass für Radial-Nadellager, Axial-Nadellager und Axial-Zylinderrollenlager keine äquivalente dynamische Lagerbelastung  $P$  ermittelt werden kann, da diese Lagerbauarten generell nicht für kombinierte Belastungen zugelassen sind.

Neben der Berücksichtigung maximal zulässiger Lasten ist bei Wälzlagern auch immer eine Mindestbelastung sicherzustellen, damit abhängig vom Einsatzfall ein positives oder negatives Betriebsspiel erreicht wird. Die normale Lagerluft ist so bemessen, dass bei den üblicherweise empfohlenen Passungen und normalen Betriebsbedingungen ein zweckmäßiges Betriebsspiel verbleibt. Häufig wird eine Vorspannung angestrebt (z.B. bei Lagerungen kleiner Elektromotoren oder Lagerungen mit oszillierenden Bewegungen), um eine Mindestbelastung der Lager sicherzustellen, sodass keine Schäden infolge unerwünschter Gleitbewegungen zwischen Wälzkörpern und Laufringen auftreten können.

Die grundsätzlichen Überlegungen zu dieser Problematik lassen sich anhand eines Axiallagers gemäß Abbildung 15.61 verdeutlichen. Bei höheren Drehzahlen drückt die Fliehkraft  $F$  die Kugeln entgegen der Belastung  $Q$  nach außen und wegen der ungünstigeren Abrollverhältnisse kann Gleiten auftreten. Ein weiterer Einfluss kommt aus der stetigen Richtungs-

änderung der Kugeldrehachse und erzeugt das Kreiselmoment  $M_k$  um die tangential an den Kugelteilkreis verlaufende  $y'$ -Achse. Ferner entsteht ein sogenanntes Bohrmoment  $M_s$ , da sich die Kugeln beim Abrollvorgang um die  $x$ -Achse drehen, die  $x$ -Achse jedoch immer auf den Lagermittelpunkt  $L$  gerichtet ist, woraus bei jeder Umdrehung des Käfigs eine Kugelumdrehung um die  $z$ -Achse folgt. Die sich aus den Kreisel- und Bohrmomenten ergebenden Gleitbewegungen können durch eine Mindestbelastung  $F_{a,min}$  gemäß Abbildung 15.61 vermieden werden.

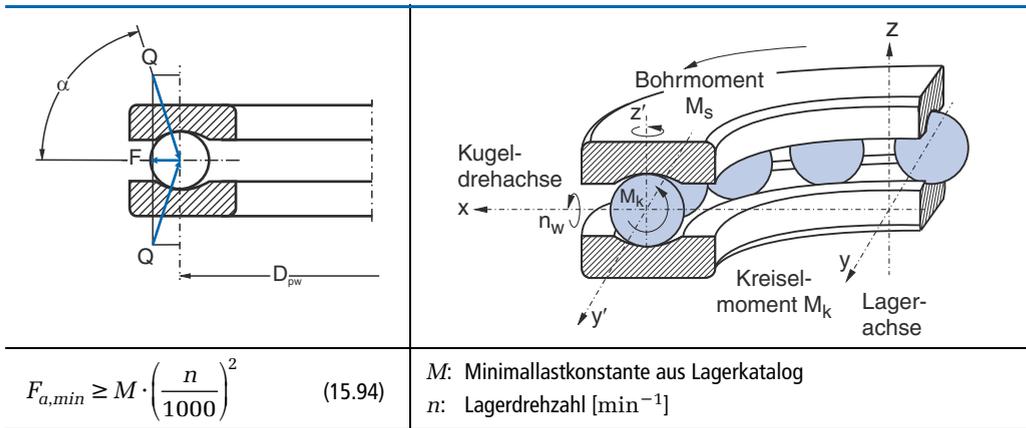


Abbildung 15.61: Fliehkraft  $F$ , Bohrmoment  $M_s$  und Kreiselmoment  $M_k$  der Kugeln in Axial-Rillenkugellagern

Vergleichbare Effekte treten in allen anderen Lagerbauarten mit Nenndruckwinkeln  $\alpha > 0^\circ$  ebenfalls auf. Um Schlupf zwischen Wälzkörpern und Laufringen zu vermeiden, darf generell bei hohen Beschleunigungen und Drehzahlen die axiale Mindestbelastung nach Tabelle 15.28 nicht unterschritten werden [15.4]. Ebenso ist bei Teillastbetrieb – insbesondere auch bei der Teillastprüfung von Großgetrieben – auf eine ausreichende axiale Lagerbelastung zu achten, da anderenfalls Vorschädigungen der Lager auftreten können.

Radial-Kugellager mit Käfig	$\frac{P}{C} \geq 0,01 \quad (15.95)$	Axial-Pendelrollenlager	$F_{a,min} \geq 1,25 \cdot \frac{C_0}{1000} \quad (15.96)$
Radial-Rollenlager mit Käfig	$\frac{P}{C} \geq 0,02 \quad (15.97)$	Axial-Zylinderrollenlager	$F_{a,min} \geq 1,25 \cdot \frac{C_0}{2200} \quad (15.98)$
Vollrollige Radiallager	$\frac{P}{C} \geq 0,04 \quad (15.99)$	Axial-Nadellager	$F_{a,min} \geq 1,25 \cdot \frac{C_0}{2200} \quad (15.100)$

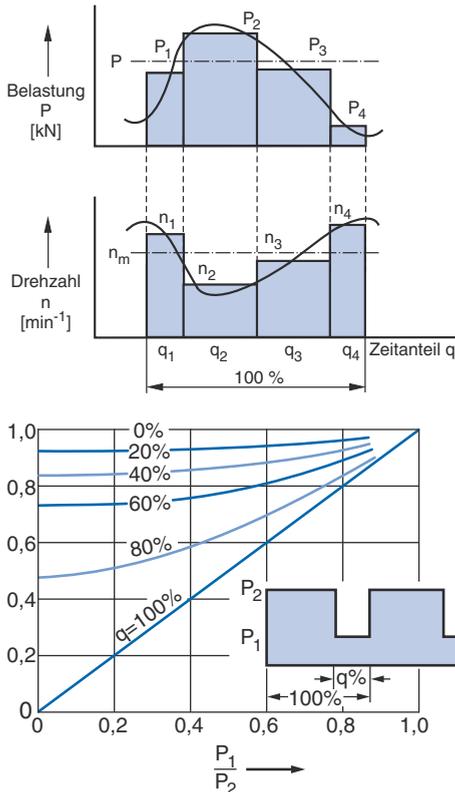
$P$ : Äquivalente dynamische Lagerlast,  $C$ : Dynamische Tragzahl,  $F_{a,min}$ : Axiallast,  $C_0$ : Statische Tragzahl

Tabelle 15.28: Axiale Mindestbelastung von Radial- und Axiallagern [15.4]

In Erweiterung der bisherigen Annahmen zur äquivalenten Lagerbelastung sind Belastung und Drehzahl meistens nicht konstant, sondern ändern sich mit der Zeit periodisch oder auch regellos (s. a. Kapitel 3). In derartigen Fällen sind aus den zeitanteiligen Belastungs- und

Drehzahlwerten die mittlere konstante Drehzahl und die konstante äquivalente dynamische Belastung so zu ermitteln, dass die gleiche rechnerische Ermüdungslebensdauer erreicht wird, wie bei der tatsächlichen veränderlichen Belastung und Drehzahl.

Unterliegt das Lager einer mehrachsigen Belastung, ist zunächst mit den oben angeführten Gleichungen für jeden Belastungsabschnitt eine äquivalente dynamische Lagerbelastung  $P_i$  mit zugehöriger Drehzahl  $n_i$  zu ermitteln. Danach sind dann die abschnittsweise ermittelten äquivalenten dynamischen Lagerbelastungen gemäß Abbildung 15.62 bis Abbildung 15.64 zu einer einzigen äquivalenten dynamischen Lagerbelastung  $P$  zusammenzufassen.



Bei Lagerungen, die einer periodischen Änderung der Belastung und der Drehzahl unterliegen, wird der Kurvenverlauf durch eine Reihe von Einzelkräften und -drehzahlen mit einer bestimmten Wirkungsdauer  $q$  in % angenähert, sodass für die äquivalente dynamische Lagerbelastung folgt:

$$P = \sqrt[p]{P_1^p \cdot \frac{n_1}{n_m} \cdot \frac{q_1}{100} + P_2^p \cdot \frac{n_2}{n_m} \cdot \frac{q_2}{100} + \dots} \quad (15.101)$$

Dabei berechnet sich die mittlere Drehzahl zu:

$$n_m = n_1 \cdot \frac{q_1}{100} + n_2 \cdot \frac{q_2}{100} + \dots \quad (15.102)$$

Der Exponent  $p$  beträgt für Kugellager  $p = 3$  und für Rollenlager  $p = 10/3$ . Da der Unterschied nur einen geringen Einfluss auf das Endergebnis hat, setzt man für Rollenlager näherungsweise ebenfalls  $p = 3$  ein.

Ist die Drehzahl konstant, so ergibt sich vereinfacht:

$$P = \sqrt[p]{P_1^p \cdot \frac{q_1}{100} + P_2^p \cdot \frac{q_2}{100} + \dots} \quad (15.103)$$

Treten nur zwei Belastungen mit unterschiedlicher Wirkungsdauer  $q$  auf, kann die äquivalente dynamische Lagerbelastung  $P$  direkt aus dem nebenstehenden Diagramm entnommen werden.

**Abbildung 15.62:** Ersatz einer veränderlichen Belastung und Drehzahl durch verschieden große konstante Belastungen und Drehzahlen

Lässt sich der tatsächliche Belastungsverlauf durch die Funktionsverläufe gemäß Abbildung 15.63 annähern, kann die äquivalente dynamische Lagerbelastung mit der jeweiligen Näherungsfunktion bestimmt werden. Oftmals wird für die Belastungsfälle gemäß Abbildung Fall a) bis Fall e) aber auch die folgende Näherungsbeziehung verwendet [15.4]:

$$P = \frac{P_1 + 2 \cdot P_2}{3} \quad (15.104)$$

Belastungsverlauf	Näherungsgleichung
linear 	$P = 0,63 \cdot P_2 + 0,37 \cdot P_1 \quad (15.105)$
sinusförmig 	$P = 0,68 \cdot P_2 + 0,32 \cdot P_1 \quad (15.106)$
sinusförmig 	$P = 0,75 \cdot P_2 + 0,25 \cdot P_1 \quad (15.107)$
sinusförmig 	$P = 0,55 \cdot P_2 + 0,45 \cdot P_1 \quad (15.108)$
kreisförmig, elliptisch 	$P = 0,84 \cdot P_2 + 0,16 \cdot P_1 \quad (15.109)$
kreisförmig, elliptisch 	$P = 0,38 \cdot P_2 + 0,62 \cdot P_1 \quad (15.110)$

Abbildung 15.63: Äquivalente dynamische Belastung  $P$  bei periodisch veränderlicher Belastung

Die Ermittlung der äquivalenten dynamischen Lagerbelastung bei stillstehender und gleichzeitig umlaufender Belastung ist nach Abbildung 15.64 vorzunehmen.

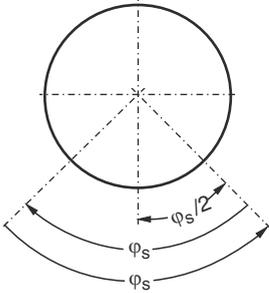
Für eine Lagerbelastung, die sich aus einer in Größe und Richtung unveränderlichen Kraft  $P_2$  (z. B. aus dem Gewicht eines Rotors) und einer umlaufenden konstanten Kraft  $P_1$  (z. B. aus einer Unwucht) ergibt, wird die äquivalente dynamische Lagerbelastung  $P$  für  $P_2 > P_1$  näherungsweise wie folgt berechnet:

$$P = P_2 \cdot \left[ 1 + 0,5 \cdot \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^2 \right] \quad (15.111)$$

Abbildung 15.64: Äquivalente dynamische Belastung  $P$  bei stillstehender und gleichzeitig umlaufender Belastung [15.4]

Wenn ein Lager anstelle vollständiger Umdrehungen nur Schwenkbewegungen ausführt, ist die Lebensdauergleichung (15.61) entsprechend Abbildung 15.65 anzupassen, sodass die Lagerlebensdauer  $L$  als eine bestimmte Anzahl von Schwenkbewegungen ausgedrückt werden kann. Die gegebenen Beziehungen gelten unter der Voraussetzung, dass der Schwenkwinkel  $\varphi_s > \varphi_A$  gemäß Gleichung (15.31) ist, sodass an beiden Ringen die überrollten Laufbahnabschnitte ineinander übergehen.

Liegen sämtliche Belastungen und Drehzahlen nur in regelloser Form vor, so sind die Kräfte und Drehzahlen messtechnisch oder mittels Schwingungssimulationsrechnungen zu bestimmen und anschließend mithilfe geeigneter Klassierverfahren in Lastkollektive zu überführen (s. a. Kapitel 3) [15.111], [15.117].



Modifizierte Lebensdauergleichung für Schwenkbewegungen:

$$L_{osz} = \left( \frac{C}{P_{osz}} \right)^P [10^6 \text{ Schwenkungen}] \quad (15.112)$$

Für die äquivalente dynamische Belastung  $P_{osz}$  folgt:

$$P_{osz} = \left( \frac{\varphi_s}{180} \right)^{\frac{1}{P}} \cdot P \quad (15.113)$$

Dabei ist  $P$  die dynamisch äquivalente Belastung, die sich für das entsprechende kontinuierlich umlaufende Lager ergäbe.

**Abbildung 15.65:** Äquivalente dynamische Belastung  $P$  bei Schwenkbewegungen [15.4]

Als Alternative zu den bisher vorgestellten Möglichkeiten kann die äquivalente dynamische Belastung  $P$  auch mithilfe der Bezugsgrößen Nennkraft, -moment und -drehzahl und eines auf branchenspezifischen Erfahrungswerten beruhenden Zusatzfaktors  $f_z$  gemäß Tabelle 15.29 ermittelt werden [15.4]:

Einsatzgebiet	Erläuterung und $f_z$ -Wert
Getriebe im allgemeinen Maschinen- und Anlagenbau	Kraft $F_N$ aus Nennleistung und Nenndrehzahl unter Verwendung des Anwendungsfaktors $K_A$ und Dynamikfaktors $K_v$ gemäß Kapitel 1: $P = F_N \cdot f_z$ mit $f_z = K_A \cdot K_v$
Verbrennungsmotor	Kraft $F_N$ aus max. Gaskraft oder Massenkraft im oberen Totpunkt bei Volllast mit Reduktionsfaktor $f_z$ und maximaler Drehzahl: $P = F_N \cdot f_z$ mit $f_z = 0,35$ bzw. $0,50$ für Zweitakt-Otto- bzw. Dieselmotor und $f_z = 0,30$ bzw. $0,40$ für Viertakt-Otto- bzw. Dieselmotor
Elektrische Maschinen	Kraft $F_N$ aus Rotoreigengewicht und Nenndrehzahl: $P = F_N \cdot f_z$ mit $f_z = 1,5 \dots 2$ für stationäre Maschinen $f_z = 1,5 \dots 2,5$ für mobile Maschinen (Fahrmotoren)
Radlager von Kraftfahrzeugen, Baumaschinen, Landmaschinen, Saisonmaschinen	Kraft $F_N = F_{stat}$ aus statischer Achszapfenbelastung bei Geradeausfahrt: $P = F_N \cdot f_z$ mit $f_z = 1,0$ bei guter Fahrbahn, $f_z = 1,3 \dots 1,7$ bei schlechter Fahrbahn und $P = F_N \cdot f_z \cdot m$ mit $f_z = 1,3 \dots 1,7$ und $m = 0,6$ für lenkbare und $m = 0,35$ für nicht lenkbare Räder bei Kurvenfahrt
Antriebe von Kraftfahrzeugen, Baumaschinen, Landmaschinen, Saisonmaschinen	Kraft $F_N$ aus maximalem Motordrehmoment mit zugehöriger Drehzahl oder bei hydrostatischen Antrieben aus mittlerem Moment und mittlerer Drehzahl: $P = F_N$ mit mittleren $f_L$ -Werten aus den Zeitanteilen in den einzelnen Gängen bzw. Fahrstufen nach Tabelle 15.18
Radsatzlager von Schienenfahrzeugen	Kraft $F_N$ aus statischem Achsdruck (teilweise abhängig vom Oberbau): $P = F_N \cdot f_z$ mit $f_z = 1,2 \dots 1,5$ für Wagen, Triebwagen und Straßenbahnen und $f_z = 1,2 \dots 1,8$ für Lokomotiven

**Tabelle 15.29:** Ausgewählte Belastungsansätze im Maschinen-, Anlagen- und Fahrzeugbau [15.4]

Einsatzgebiet	Erläuterung und $f_z$ -Wert
Schiffsbau	Kraft $F_N$ aus anteiligem Wellengewicht und Nenndrehzahl für Wellentraglager: $P = F_N \cdot f_z$ mit $f_z = 2,0$ Kraft $F_N$ aus maximalem Propellerschub und Nenndrehzahl für Propellerdrucklager: $P = F_N \cdot f_z$ mit $f_z = 1,0$
Werkzeugmaschinen, Holzbearbeitungsmaschinen	Kraft $F_N$ aus Schnittkraft, Antriebskraft, Vorspannung, Werkstückgewicht und Nenndrehzahl: $P = F_N \cdot f_z$ mit $f_z = 1,0$
Papier- und Druckmaschinen	Kraft $F_N$ aus Anpresskraft, Sieb- und Filzzug, Walzengewicht und Nenndrehzahl: $P = F_N \cdot f_z$ mit $f_z = 1,0$
Textilmaschinen	Kraft $F_N$ aus Antriebs-, Unwucht- oder Massenkraft und Nenndrehzahl: $P = F_N \cdot f_z$ mit $f_z = 1,0$
Kunststoffmaschinen	Kraft $F_N$ aus maximalem Spritzdruck und Nenndrehzahl: $P = F_N \cdot f_z$ mit $f_z = 1,0$
Fördertechnik	Kraft $F_N$ aus Gewichtskraft und Beladung bei Nenndrehzahl für Gurtband-Tragrollen: $P = F_N \cdot f_z$ mit $f_z = 1,0$ Kraft $F_N$ aus Gurtzugkraft, Gewichtskraft und Beladung bei Nenndrehzahl für Bandtrommeln: $P = F_N \cdot f_z$ mit $f_z = 1,0$
Brecher, Mühlen, Siebe, Drehöfen, Zentrifugen, Rührwerke	Kraft $F_N$ aus Rotorgewicht $F_G \cdot f_z$ mit $f_z = 2,0 \dots 3,0$ und Nenndrehzahl für Schläger-, Hammer-, Prall- und Walzenschüsselmühlen Kraft $F_N$ aus Brechkraft, Antriebsleistung und Nenndrehzahl für Backen-, Kreisel- und Walzenbrecher: $P = F_N \cdot f_z$ mit $f_z = 1,0$ Kraft $F_N$ aus Fliehkraft $F_F \cdot f_z$ mit $f_z = 1,2 \dots 1,3$ und Nenndrehzahl für Schwingmühlen und Schwingsiebe Kraft $F_N$ aus Rollenbelastung $F_R \cdot f_z$ mit $f_z = 1,2 \dots 1,3$ und Nenndrehzahl für Laufrollen von Drehöfen Kraft $F_N$ aus Gewichts- und Unwuchtkraft bzw. Antriebskraft sowie Nenndrehzahl für Zentrifugen bzw. größere Rührwerke: $P = F_N \cdot f_z$ mit $f_z = 1,0$
Pumpen, Gebläse und Kompressoren	Kraft $F_N$ aus Axial- bzw. Radialschub, Rotorgewicht $F_G \cdot f_z$ mit $f_z = 0,5$ für Frischluftgebläse und $f_z = 0,8 \dots 1,0$ für Rauchgasgebläse und Nenndrehzahl für Ventilatoren, Gebläse und Kreiselpumpen: $P = F_N \cdot f_z$ mit $f_z = 1,0$ Kraft $F_N$ aus Nenndruck und Nenndrehzahl für Kolbenpumpen, hydraulische Axial- und Radial-Kolbenmaschinen, bei Verdichtern und Kompressoren zusätzlich Massenkkräfte: $P = F_N \cdot f_z$ mit $f_z = 1,0$
Walzwerksanlagen	Kraft $F_N$ aus mittlerer Walzkraft und Walzgeschwindigkeit für Walzgerüste: $P = F_N \cdot f_z$ mit $f_z = 1,0$ Kraft $F_N$ aus Gewicht des Walzgutes, Stößen und Walzgeschwindigkeit für Rollgänge: $P = F_N \cdot f_z$ mit $f_z = 1,0$
Riemen und Seiltriebe	Kraft $F_N$ aus Umfangskraft $F_U \cdot f_z$ mit $f_z = 1,5$ für Kettentriebe, $f_z = 1,5 \dots 2,5$ für Keilriemen und Zahnriemen sowie $f_z = 3,0 \dots 4,0$ für Stahlbänder

Tabelle 15.29: Ausgewählte Belastungsansätze im Maschinen-, Anlagen- und Fahrzeugbau [15.4] (Forts.)

### 15.4.4 Angepasste nominelle Lebensdauer nach DIN ISO 281

In Erweiterung der bisher vorgestellten klassischen Berechnungsverfahren werden bei der Berechnung der angepassten nominellen Lebensdauer nach DIN ISO 281 seit 1977 weitere Betriebsbedingungen mit einbezogen, die einen Einfluss auf die Ermüdungslebensdauer haben. Hierzu wurde die bekannte Lebensdauergleichung (15.61) um die Faktoren  $a_1$  bis  $a_3$  wie folgt erweitert:

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_{10} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad [10^6 \text{ Umdrehungen}] \quad (15.114)$$

$$L_{hna} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_{h10} = a_1 \cdot a_{23} \cdot L_{h10} \quad [\text{Stunden}] \quad (15.115)$$

Hierin bedeuten  $L_{na}$  und  $L_{hna}$  die modifizierte Lebensdauer in  $10^6$  Umdrehungen bzw. Stunden, wobei der Index  $n$  entsprechend Tabelle 15.30 eine noch geringere Ausfallwahrscheinlichkeit  $F(t)$  als die standardmäßig berechneten 10% bezeichnet (so werden z.B. für Wälzlager in Kernkraftwerken 3% angesetzt, in der Luftfahrt und in der Hüttenindustrie wird teilweise mit 1% Ausfallwahrscheinlichkeit – nicht nur für Wälzlager – gerechnet) und  $L_{10}$  bzw.  $L_{h10}$  die bereits bekannte nominelle Ermüdungslebensdauer gemäß Gleichung (15.61) und (15.62) auf der Grundlage der dynamischen Tragzahl  $C$ , der äquivalenten dynamischen Lagerbelastung  $P$  und des Lebensdauerexponenten  $p$ .

Ausfallwahrscheinlichkeit $F(t)$ in %	10	5	4	3	2	1	$a_1 = \left( \frac{\ln \frac{1}{R}}{\ln \frac{1}{0,9}} \right)^{\frac{1}{e}}$ (15.116)
Überlebenswahrscheinlichkeit $R(t)$ in %	90	95	96	97	98	99	
Benennung der Lebensdauer $L_{na}$	$L_{10}$	$L_5$	$L_4$	$L_3$	$L_2$	$L_1$	
Faktor für Ausfallwahrscheinlichkeit $a_1$ gemäß Gleichung (15.116) mit Weibull-Steigung $e = 1,5$	1,0	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21	

**Tabelle 15.30:** Faktor  $a_1$  zur Anpassung der Ausfallwahrscheinlichkeit [15.50]

Der Faktor  $a_2$  trägt den verbesserten Eigenschaften des Werkstoffes und seiner Wärmebehandlung Rechnung. Der Faktor  $a_3$  berücksichtigt die Betriebsbedingungen und hier insbesondere den Schmierzustand im Wälzkontakt bei der Betriebsdrehzahl und der Betriebstemperatur unter der Voraussetzung normaler Sauberkeit des Schmierstoffes und entsprechend wirksamer Abdichtung.

Entgegen dem ursprünglichen Ansatz, die Faktoren  $a_2$  und  $a_3$  getrennt zu erfassen, wurde relativ schnell deutlich, dass die Einflüsse von Werkstoff und Schmierung auf die Lebensdauer wechselseitig voneinander abhängen, weshalb man beide Faktoren zu einem einzigen Faktor  $a_{23}$  zusammengefasst hat. Des Weiteren werden die folgenden Einflussgrößen auf die Lebensdauer im Faktor  $a_{23}$  berücksichtigt:

- Belastungszustand des Lagers
- Bauart des Lagers (Größe und innere Geometrie des Lagers, Profilierung von Wälzkörper und Laufbahnen, innere Lastverteilung, Reibungsverhältnisse im Lager)

- Werkstoffeigenschaften (Reinheit, Härte, Ermüdungsgrenze, Oberflächentopografie, Temperaturbeständigkeit)
- Schmierzustand (Viskosität und Art des Schmierstoffes, Drehzahl, Lagergröße, Additive, Verunreinigungen des Schmierstoffes, Feuchtigkeit)
- Eigenspannungen des Werkstoffes (aus Fertigung, Wärmebehandlung und durch Presssitz der Ringe)

Verständlicherweise erfordert die Einbeziehung dieser vielfältigen Einflussgrößen im Vergleich zur klassischen Lebensdauerberechnung den Einsatz aufwändiger, rechnergestützter Verfahren.

Zur praktischen Ermittlung des Lebensdauerbeiwertes  $a_{23}$ , der in der aktuellen DIN ISO 281 auch mit  $a_{DIN}$  bezeichnet wird, ist Gleichung (15.117) unter Verwendung der jeweiligen Koeffizienten und Exponenten A bis G für die Lagerbauarten gemäß Tabelle 15.31 anzuwenden [15.51], [15.53].

$a_{DIN} = 0,1 \cdot \left[ 1 - \left( A - \frac{B}{\kappa^C} \right)^D \cdot \left( \frac{e_C \cdot C_u}{G \cdot P} \right)^E \right]^{-F} \quad (15.117)$				Für $\kappa < 0,1$ ist diese Berechnung nicht anwendbar. Für $\kappa > 4$ ist mit dem Wert $\kappa = 4$ zu rechnen.				
		A	B	C	D	E	F	G
Radial-Rollenlager	$0,1 \leq \kappa < 0,4$	1,58592	1,39926	0,0543806	1,00	0,4	9,185	1,0
	$0,4 \leq \kappa < 1,0$	1,58592	1,23477	0,1908700	1,00	0,4	9,185	1,0
	$1,0 \leq \kappa < 4,0$	1,58592	1,23477	0,0717391	1,00	0,4	9,185	1,0
Radial-Kugellager	$0,1 \leq \kappa < 0,4$	2,56705	2,26492	0,0543806	0,83	1/3	9,300	1,0
	$0,4 \leq \kappa < 1,0$	2,56705	1,99866	0,1908700	0,83	1/3	9,300	1,0
	$1,0 \leq \kappa < 4,0$	2,56705	1,99866	0,0717391	0,83	1/3	9,300	1,0
Axial-Rollenlager	$0,1 \leq \kappa < 0,4$	1,58592	1,39926	0,0543806	1,00	0,4	9,185	2,5
	$0,4 \leq \kappa < 1,0$	1,58592	1,23477	0,1908700	1,00	0,4	9,185	2,5
	$1,0 \leq \kappa < 4,0$	1,58592	1,23477	0,0717391	1,00	0,4	9,185	2,5
Axial-Kugellager	$0,1 \leq \kappa < 0,4$	2,56705	2,26492	0,0543806	0,83	1/3	9,300	3,0
	$0,4 \leq \kappa < 1,0$	2,56705	1,99866	0,1908700	0,83	1/3	9,300	3,0
	$1,0 \leq \kappa < 4,0$	2,56705	1,99866	0,0717391	0,83	1/3	9,300	3,0

Gleichung (15.117) strebt in einigen Fällen für  $(e_C \cdot C_u) / P > 2$  gegen  $+\infty$ , der Wert für  $a_{DIN}$  ist dabei generell auf  $a_{DIN} = 50$  zu begrenzen.

Die hohe Zahl der Nachkommastellen in den Exponenten dient dazu, einen stetigen Übergang zwischen den einzelnen Funktionen zu gewährleisten.

**Tabelle 15.31:** Gleichung und Koeffizienten zur Berechnung des Lebensdauerbeiwertes  $a_{DIN}$  [15.51], [15.53]

Die oben genannten Einflussgrößen werden in Gleichung (15.117) durch die äquivalente dynamische Lagerbelastung  $P$  (s. a. Abschnitt 15.4.3), die Ermüdungsgrenzbelastung  $C_u$ , den Verunreinigungsbeiwert  $e_C$  sowie das Viskositätsverhältnis  $\kappa$  erfasst. Der Einfluss der Geometrie ist in den von der Lagerbauart abhängigen unterschiedlichen Koeffizienten und Exponenten  $A$  bis  $G$  enthalten.

Die Ermüdungsgrenzbelastung  $C_u$  ist, vergleichbar zur statischen Tragzahl  $C_0$  nach DIN ISO 76, definiert als die Belastung, bei der im Werkstoff der Laufbahn die Ermüdungsgrenze  $\sigma_u$  gerade erreicht wird [15.77]. Die für die Ermüdung maßgebende tatsächlich auftretende Spannung  $\sigma$  in der Laufbahn hängt hauptsächlich von der inneren Lastverteilung im Lager und vom Spannungsverlauf im höchstbelasteten Wälzkontakt ab, sodass sich in guter Näherung folgender vereinfachter Zusammenhang ergibt:

$$a_{DIN} = f\left(\frac{\sigma_u}{\sigma}\right) = f\left(\frac{C_u}{P}\right) \quad (15.118)$$

Zur Bestimmung der Ermüdungsgrenzbelastung  $C_u$  wird unter Berücksichtigung der eingangs erwähnten Einflussgrößen rechnergestützt iterativ die Belastung ermittelt, bei der im höchstbelasteten Kontakt genau die Ermüdungsgrenze des Werkstoffes erreicht wird.

Unter idealen Kontaktbedingungen liegt für die heute gebräuchlichen Wälzlagerstähle die Ermüdungsgrenze bei einer Kontaktpressung von etwa  $2.200 \text{ N/mm}^2$ . Tatsächlich ist die Ermüdungsgrenze jedoch geringer, da aufgrund der Betriebsbedingungen und Fertigungstoleranzen zusätzliche Spannungen im Kontakt auftreten, die in der üblichen Berechnung nicht berücksichtigt werden können. Für Wälzlager in heutiger Fertigungs- und Werkstoffqualität wird die Ermüdungsgrenze deshalb bereits bei einer Kontaktpressung von etwa  $1.500 \text{ N/mm}^2$  erreicht. Bei verminderter Fertigungs- oder geringerer Werkstoffqualität kann die Ermüdungsgrenze auch auf etwa  $1.100 \text{ N/mm}^2$  absinken. Je nach Bauart und Ausführung des Lagers wird unter der Ermüdungsgrenzbelastung  $C_u$  eine nominelle Lebensdauer erreicht, die einer Lastwechselzahl von  $10^9$  bis  $10^{12}$  Lastwechseln am Innenring entspricht.

Auch wenn die genauen Werte für die Ermüdungsgrenzbelastung  $C_u$  nur vom Lagerhersteller zur Verfügung gestellt werden können (s. a. Wälzlagerkatalog), ermöglichen die nachfolgenden Gleichungen gemäß Tabelle 15.32 eine Abschätzung der unteren Grenzwerte auf der Grundlage der statischen Tragzahl  $C_0$  nach DIN ISO 281 [15.49], [15.51].

	DIN ISO 281 Beiblatt 1: 2003-04	DIN ISO 281 Entwurf 2006	
	$D_{pw} < 150 \text{ mm}$	$D_{pw} \leq 100 \text{ mm}$	$D_{pw} > 100 \text{ mm}$
Kugellager	$C_u \approx \frac{1}{27} \cdot C_0 \quad (15.119)$	$C_u \approx \frac{1}{22} \cdot C_0 \quad (15.120)$	$C_u \approx \frac{1}{22} \cdot C_0 \cdot \left(\frac{100}{D_{pw}}\right)^{0,5} \quad (15.121)$
Rollenlager	$C_u \approx \frac{1}{8,2} \cdot C_0 \quad (15.122)$	$C_u \approx \frac{1}{8,2} \cdot C_0 \quad (15.123)$	$C_u \approx \frac{1}{8,2} \cdot C_0 \cdot \left(\frac{100}{D_{pw}}\right)^{0,3} \quad (15.124)$

**Tabelle 15.32:** Gleichungen zur überschlägigen Berechnung der Ermüdungsgrenzbelastung  $C_u$  nach DIN ISO 281 [15.51], [15.53]

Anhand von Tabelle 15.32 wird allerdings auch deutlich, dass das gesamte Berechnungsverfahren immer noch Veränderungen unterliegt, da z.B. in der aktuell gültigen Norm DIN ISO 281 nur Teilkreisdurchmesser  $D_{pw}$  des Kugel- oder Rollensatzes bis zu 150 mm berücksichtigt werden. Im neuen Entwurf der DIN ISO 281 von 2006 wird zwischen den Bereichen  $D_{pw} < 100$  mm und  $D_{pw} > 100$  mm unterschieden [15.51], [15.53]. Des Weiteren wurde der Nenner von 27 auf 22 verändert.

Die Lebensdauererminderung durch Verunreinigungen im Schmierpalt wird durch den Verunreinigungsbeiwert  $e_C$  berücksichtigt. Durch eine Verunreinigung des Schmierstoffes mit Partikeln besteht die Gefahr, dass beim Überrollen dieser Partikel mit einer Größe von mehr als 10 µm bis 20 µm mit hinreichend hoher Streckgrenze und Duktilität bleibende Eindrückungen in den Laufbahnen erzeugt werden, an denen wiederum örtliche Spannungsüberhöhungen auftreten, die die Lebensdauer des Wälzlagers verringern. Eine derartige Lebensdauererminderung durch feste Partikel im Schmierpalt hängt ab von der Art, Größe, Härte und Menge der Partikel, der Schmierfilmhöhe (Viskositätsverhältnis  $\kappa$ ) und der Lagergröße.

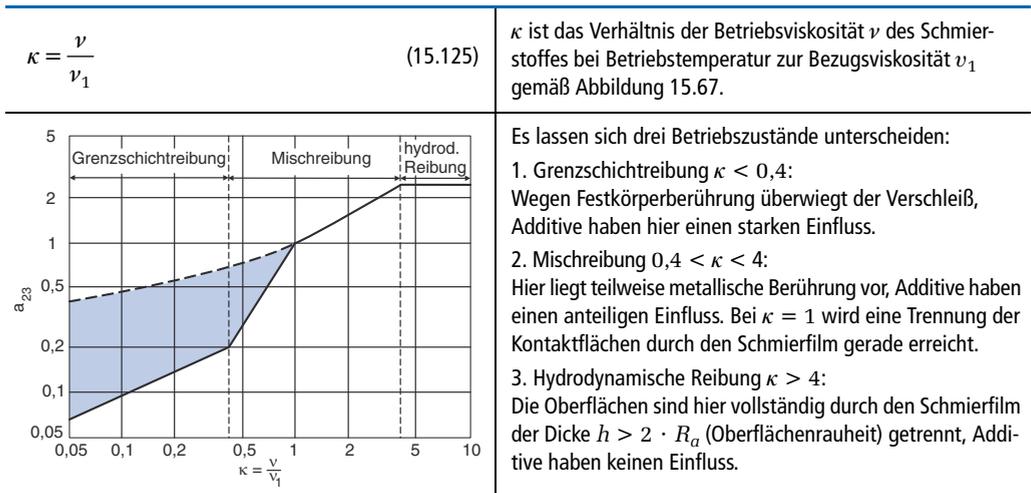
Gemäß DIN ISO 281, Beiblatt 1 enthält die folgende Tabelle 15.33 abhängig vom Grad der Verunreinigung zugehörige Verunreinigungsbeiwerte  $e_C$ . Im Beiblatt 4 der DIN ISO 281 sind zusätzlich Diagramme enthalten, die eine genauere Bestimmung des Beiwertes  $e_C$  ermöglichen. Der neue Entwurf der DIN ISO 281 von 2006 enthält zusätzlich Gleichungen zur genauen Berechnung des Beiwertes  $e_C$ . Es wird jedoch ausdrücklich darauf hingewiesen, dass diese Diagramme und Gleichungen nicht für das hier vorgestellte vereinfachte Verfahren zur Berechnung des Lebensdauerbeiwertes  $a_{DIN}$  bzw.  $a_{23}$  verwendet werden dürfen [15.51], [15.53]. In allen Fällen nimmt  $e_C$  jedoch nur Werte zwischen 0 und 1 an (s. a. Abschnitt 15.4.5).

Grad der Verunreinigung	Beiwert $e_C$	
	$D_{pw} < 100$ mm	$D_{pw} \geq 100$ mm
<b>Größte Sauberkeit</b> – Partikel in der Größenordnung der Schmierfilmhöhe, Laborbedingungen	1	1
<b>Große Sauberkeit</b> – Feinstfilterung der Ölzufuhr, abgedichtete, gefettete Lager	0,8 bis 0,6	0,9 bis 0,8
<b>Normale Sauberkeit</b> – Feinfilterung der Ölzufuhr, gefettete Lager mit Deckscheiben	0,6 bis 0,5	0,8 bis 0,6
<b>Leichte Verunreinigungen</b> – Leichte Verunreinigungen in der Ölzufuhr	0,5 bis 0,3	0,6 bis 0,4
<b>Typische Verunreinigungen</b> – Lager mit Abrieb von anderen Maschinenelementen verschmutzt	0,3 bis 0,1	0,4 bis 0,2
<b>Starke Verunreinigungen</b> – Stark verschmutzte Lagerumgebung, unzureichende Abdichtung der Lagerung	0,1 bis 0	0,2 bis 0
<b>Sehr starke Verunreinigungen</b>	0	0

**Tabelle 15.33:** Verunreinigungsbeiwert  $e_C$  zur Berechnung des Lebensdauerbeiwertes  $a_{DIN}$  [15.51], [15.53]

Abschließend sei darauf hingewiesen, dass die angegebenen Werte generell nur für Verunreinigungen durch feste Partikel hoher Härte gelten. Andere Verunreinigungen wie etwa durch Wasser oder andere Flüssigkeiten können damit nicht berücksichtigt werden. Ebenso ist bei besonders starker Verunreinigung ( $e_C \rightarrow 0$ ) mit Ausfällen durch Verschleiß zu rechnen, wobei die Gebrauchsdauer des Lagers dann in der Regel weit unter der berechneten Lebensdauer liegt, weshalb starke Verunreinigungen generell durch geeignete konstruktive Maßnahmen (Abdichtungen) vermieden werden sollten.

Das Viskositätsverhältnis  $\kappa$  gemäß Abbildung 15.66 ist ein Maß für die hydrodynamische Schmierfilmdicke und damit die Güte der Schmierfilmbildung.



**Abbildung 15.66:** Faktor  $a_{2,3}$  bzw.  $a_{DIN}$  abhängig vom Viskositätsverhältnis  $\kappa$  [15.129]

Ungeachtet der bereits behandelten Einflussgrößen in Gleichung (15.117) kann in erster Näherung direkt aus Abbildung 15.66 der Faktor  $a_{2,3}$  abgelesen werden. Die durchgezogene (untere) Linie gilt für Schmierung mit Mineralöl oder Mineralöl mit „unschädlichen“ Zusätzen, die die Lebensdauer nicht mindern. Durch geeignete EP-Zusätze (Extreme Pressure) im Schmierstoff lassen sich höhere Werte für  $a_{2,3}$  (im blauen Feld) erreichen. Die gestrichelte (obere) Linie gilt als Grenze bei optimalen EP-Zusätzen, jedoch ist deren Wirksamkeit in der realen Anwendung oder in einem Wälzlager-Schmierstoff-Prüfgerät FE8 nach DIN 51819-1 nachzuweisen [15.45].

Zur genauen Berechnung von  $\kappa$  ist die Viskosität  $\nu$  abhängig von der Temperatur des Schmierstoffes bei Eintritt in das Lager zu bestimmen. Die Bezugviskosität  $\nu_1$  kann abhängig von der Drehzahl und dem Teilkreisdurchmesser  $D_{pw}$  des Kugel- oder Rollensatzes aus der Abbildung 15.67 abgelesen werden. Bei Fetten ist die Dichte des Grundöls maßgebend. Bei hochbelasteten Lagern mit größeren Gleitanteilen kann die Temperatur im Kontaktbereich der Rollkörper bis zu 20 °C höher sein als die am stillstehenden Ring messbare Temperatur, ohne dass ein Einfluss von Fremderwärmung vorliegt. Man kann das berücksichtigen, indem nur der halbe Wert  $\nu$  der aus dem Diagramm Abbildung 15.67 abgelesenen Betriebsviskosität in die Gleichung für  $\kappa$  eingesetzt wird [15.4].

Verfügt der Schmierstoff über nachgewiesene wirksame EP-Additive und betragen das Viskositätsverhältnis  $\kappa < 1$  und der Verunreinigungsbeiwert  $e_C \geq 0,2$ , so kann mit  $\kappa = 1$  gerechnet werden. Der Lebensdauerbeiwert  $a_{DIN}$  ist dabei auf die Werte  $a_{DIN} \leq 3$  bzw. auf den für das tatsächliche  $\kappa$  berechneten Wert  $a_{DIN}(\kappa)$  zu begrenzen, falls dieser größer als 3 ist. Bei starker Verschmutzung (Verunreinigungsbeiwert  $e_C \leq 0,2$ ) ist die Wirksamkeit der Additivierung unter diesen Verschmutzungsbedingungen nachzuweisen (siehe oben).

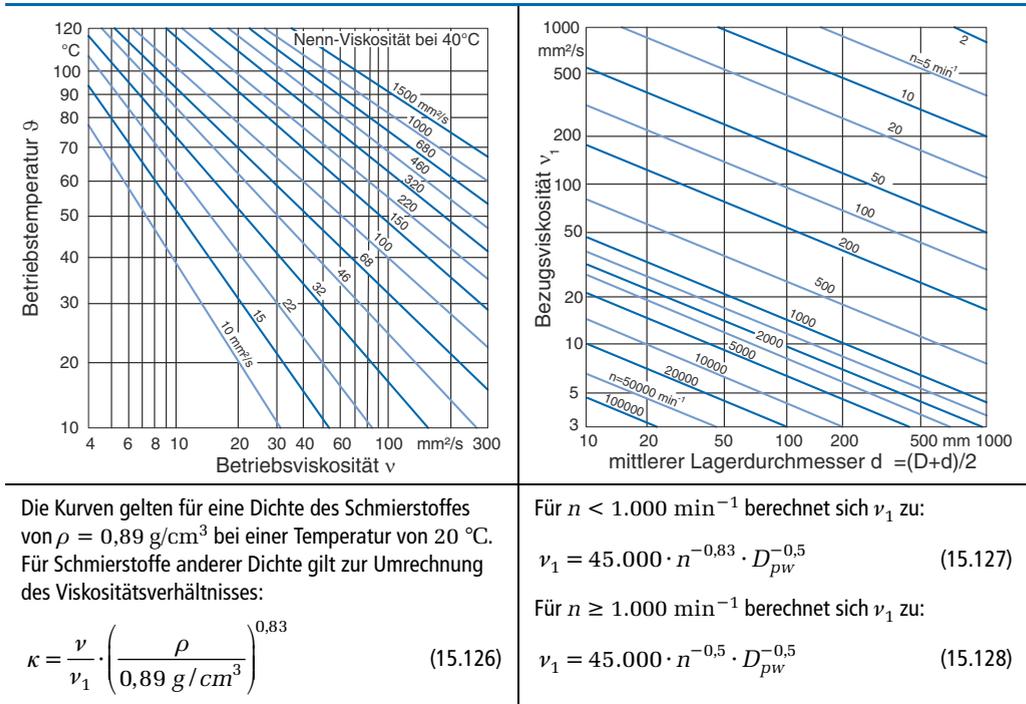


Abbildung 15.67: Betriebsviskosität  $\nu$  und Bezugviskosität  $\nu_1$  [15.51]

Damit sind nun alle Einflussgrößen bekannt, um eine erweiterte Lebensdauerberechnung vornehmen zu können. Liegen gemäß dem vorherigen Abschnitt 15.4.3 veränderliche Betriebsbedingungen vor, d.h. die Einflussgrößen für die Lebensdauer ändern (z.B. Belastung, Drehzahl, Temperatur, Schmierstoff, Sauberkeit) sich, so bestimmt man für jede Wirkungs-dauer  $q$  in % mit den betreffenden Bedingungen die anteilige modifizierte Lebensdauer ( $L_{hna,1}, L_{hna,2}, \dots$ ) und errechnet aus den Einzelanteilen wie folgt die Gesamtlebensdauer:

$$L_{hna} = \frac{100}{\frac{q_1}{L_{hna,1}} + \frac{q_2}{L_{hna,2}} + \dots} \quad (15.129)$$

Auch wenn die Berechnung der angepassten nominellen Lebensdauer nach DIN ISO 281 zunächst den Eindruck einer größeren Genauigkeit vermittelt, so ist immer zu berücksichtigen, dass es nur die Werkstoffermüdung als Ausfallursache berücksichtigen kann. Treten übermäßiger Verschleiß oder ein vorzeitiges Versagen des Schmierstoffes auf, muss dieses Berechnungsverfahren zu falschen Ergebnissen kommen. Entgegen der ursprünglichen klas-

sischen Berechnungsmethode ist nun die Bestimmung einzelner Einflussfaktoren nicht mehr genormt, sodass in jedem Fall die Angaben der Hersteller zu beachten sind.

Ein weiteres Problem in der Anwendung besteht darin, dass unter Annahme idealer Bedingungen hohe Lebensdauerwerte berechnet werden, die jedoch im Betrieb niemals erreicht werden, da die angenommenen idealen Bedingungen überhaupt nicht eingehalten werden können (Temperaturen, Viskositäten, Verschmutzung).

Ferner ist für den Anwender nicht genau ersichtlich, auf welcher experimentellen Grundlage (statistische Absicherung durch große Anzahl von Versuchsreihen, Baugröße der verwendeten Lager) sich das Verfahren abstützt. Die momentan in überdurchschnittlicher Anzahl ausfallenden großen Wälzlager im Bereich der Windenergieanlagen-Anwendungen mit Bohrungsdurchmessern zwischen 200 mm und 1.000 mm legen den Schluss nahe, dass für diese Baugrößen noch statistisch abgesicherte Versuchsreihen durchzuführen sind. Hierbei zeigt sich einmal mehr das grundlegende Problem des Schwermaschinenbaus, dass auf der einen Seite von Versuchen an kleinen Proben auf Großbauteile zu schließen ist (Extrapolation) und auf der anderen Seite oftmals die tatsächliche Belastungssituation im Betrieb nicht eindeutig klar ist (s.a. Kapitel 1 und 3). Insofern sollte man bei einer ersten Lebensdauerabschätzung im Rahmen der Projektierung und Konstruktion den sicheren Weg beschreiten und zunächst nur eine klassische Lebensdauerberechnung nach Abschnitt 15.4.2 durchführen.

Ungeachtet dieser Probleme wurden und werden einzelne Lagerbauformen durch Verändern der Innenkonstruktion oder auch der Herstellungsverfahren leistungsgesteigert. So konnten z.B. innerhalb von nur 13 Jahren bei gleichbleibender Tragzahl die Bohrungsdurchmesser eines Zylinderrollenlagers von 60 mm auf 40 mm vermindert werden.

Im Laufe der Weiterentwicklung der Wälzlager wurde aber auch deutlich, dass neben der äußeren Belastung und dem Schmierungsstatus die Umgebungskonstruktion der Wälzlager einen entscheidenden Einfluss auf die Lebensdauer hat (s.a. Abschnitt 15.2.6). Dies führte zu einer zusätzlichen Erweiterung des Lebensdauerberechnungsverfahrens, welches im Beiblatt 4 zur DIN ISO 281 zusammengestellt ist, worauf im folgenden Abschnitt näher eingegangen wird.

#### 15.4.5 Modifizierte Referenz-Lebensdauer nach DIN ISO 281 – Beiblatt 4

In Erweiterung der bisher vorgestellten Verfahren zur Lebensdauerberechnung erlaubt die Vorgehensweise nach DIN ISO 281 Beiblatt 4 zusätzlich zur Berücksichtigung von Schmierung, Verunreinigung und Ermüdungsgrenze die Einbeziehung der Schiefstellung aus der Umgebungskonstruktion, des Betriebsspieles und der inneren Lastverteilung des Lagers [15.52].

Wie auch schon bei den bisherigen Verfahren wird die Ermüdungslebensdauer des Wälzlagers berechnet. Andere Schadensmechanismen wie z.B. Verschleiß oder Graufleckigkeit (Micro Pitting) werden nicht berücksichtigt. Im Beiblatt 4 der DIN ISO 281 werden anhand eines einreihigen, spielbehafteten Radiallagers unter Radiallast und Verkippung die grundlegenden Zusammenhänge erläutert. Das Verfahren erlaubt auch die Berücksichtigung einer räumlichen Lagerbelastung, jedoch steigt dann der Aufwand bei der Berechnung der Lastverteilung. Die grundsätzlichen Verfahren zur Berechnung der Lastverteilung in räumlich belasteten Lagern sind der weiterführenden Literatur zu entnehmen [15.6], [15.68]. Des Weiteren kann

auch die Berechnung mehrreihiger Lager oder komplexerer Lagergeometrien aus dem nachfolgend beschriebenen Verfahren abgeleitet werden.

Die modifizierte Referenz-Lebensdauer  $L_{nmr}$  berechnet sich anlehnend an die bisherigen Berechnungsverfahren wie folgt (zu  $a_1$  und  $a_{DIN}$  s.a. Abschnitt 15.4.4):

$$L_{nmr} = a_1 \cdot a_{DIN} \cdot \left( \frac{C_r}{P_{ref,r}} \right)^3 = a_1 \cdot a_{DIN} \cdot L_{10r} \quad (15.130)$$

Hierin bezeichnen  $a_1$  den Lebensdauerbeiwert für die Erlebenswahrscheinlichkeit,  $a_{DIN}$  den Lebensdauerbeiwert zur Berücksichtigung der Betriebsbedingungen,  $C_r$  die dynamische radiale Tragzahl in  $N$  und  $P_{ref,r}$  die radiale äquivalente dynamische Referenz-Belastung in  $N$ . Analog zur bisherigen Lebensdauergleichung lässt sich aus der dynamischen radialen Tragzahl  $C_r$  und der radialen äquivalenten dynamischen Referenz-Belastung  $P_{ref,r}$  die nominelle Referenz-Lebensdauer  $L_{10r}$  nach DIN ISO 281 in  $10^6$  Umdrehungen berechnen:

$$L_{10r} = \left( \frac{C_r}{P_{ref,r}} \right)^3 = \left( \left( \frac{Q_{ci}}{Q_{ei}} \right)^{-\frac{10}{3}} + \left( \frac{Q_{co}}{Q_{eo}} \right)^{-\frac{10}{3}} \right)^{-\frac{9}{10}} \quad (15.131)$$

In Erweiterung der bisherigen Vorgehensweise werden jedoch jetzt die dynamischen Tragzahlen des Einzelkontaktes am Innenring  $Q_{ci}$  (Index  $i$  – inner ring) und Außenring  $Q_{co}$  (Index  $o$  – outer ring) verwendet und ins Verhältnis gesetzt zu den äquivalenten dynamischen Belastungen eines Einzelkontaktes am Innenring  $Q_{ei}$  und Außenring  $Q_{eo}$ . Somit erfolgt nicht mehr eine pauschale Betrachtung der Lasteinwirkung auf das vollständige Lager, sondern eine Zerlegung in einzelne Kontakte innerhalb des Lagers.

Die äquivalenten dynamischen Belastungen eines Einzelkontaktes lassen sich abhängig von den Umlaufverhältnissen gemäß Tabelle 15.34 bestimmen. Da der Unterschied zwischen den äquivalenten Belastungen für drehenden und stehenden Ring bei normaler Lastverteilung kleiner als 2% ist, kann er vernachlässigt werden, zumal sich die Abweichungen bei Innenring und Außenring zum Teil gegenseitig aufheben. In der Regel wird der Innenring als relativ zur Last drehend und der Außenring als stehend angenommen.

Die Berechnung der dynamischen Tragzahlen des Einzelkontakts  $Q_{ci}$  und  $Q_{co}$  erfolgt angelehnt an DIN ISO 281 Beiblatt 2 [15.50]. Bei einem Radial-Rillenkugellager berechnen sich die dynamischen Tragzahlen des Einzelkontakts am Innenring  $Q_{ci}$  und Außenring  $Q_{co}$  zu:

$$Q_{Ci} = \frac{C_r}{0,407 \cdot Z \cdot \cos(\alpha_0) \cdot i^{0,7}} \cdot \left[ 1 + \left[ 1,044 \cdot \left( \frac{1-\gamma}{1+\gamma} \right)^{1,72} \cdot \left( \frac{r_i}{r_e} \cdot \frac{2 \cdot r_e - D_w}{2 \cdot r_i - D_w} \right)^{0,41} \right]^{\frac{10}{3}} \right]^{\frac{3}{10}} \quad (15.132)$$

$$Q_{Co} = \frac{C_r}{0,389 \cdot Z \cdot \cos(\alpha_0) \cdot i^{0,7}} \cdot \left[ 1 + \left[ 1,044 \cdot \left( \frac{1-\gamma}{1+\gamma} \right)^{1,72} \cdot \left( \frac{r_i}{r_e} \cdot \frac{2 \cdot r_e - D_w}{2 \cdot r_i - D_w} \right)^{0,41} \right]^{\frac{10}{3}} \right]^{\frac{3}{10}} \quad (15.133)$$

Hierin bezeichnen  $C_r$  die dynamische radiale Tragzahl,  $Z$  die Anzahl der Wälzkörper,  $i$  die Anzahl der Wälzkörperreihen,  $\alpha_0$  den Nennberührungswinkel,  $r_i$  und  $r_e$  die Rillennradien des Innenringes und des Außenringes im Axialschnitt,  $D_w$  den Kugeldurchmesser und  $\gamma$  als Hilfsgröße berechnet sich zu  $\gamma = (D_w \cdot \cos \alpha_0) / D_{pw}$  mit  $D_{pw}$  als Teilkreisdurchmesser des Kugelsatzes.

	Bei relativ zur Last drehendem Ring	Bei relativ zur Last stehendem Ring
Äquivalente Belastung des Innenringes	$Q_{ei} = \left( \frac{1}{Z} \cdot \sum_{j=1}^Z Q_j^3 \right)^{\frac{1}{3}} \quad (15.134)$	$Q_{ei} = \left( \frac{1}{Z} \cdot \sum_{j=1}^Z Q_j^{\frac{10}{3}} \right)^{\frac{3}{10}} \quad (15.135)$
Äquivalente Belastung des Außenringes	$Q_{eo} = \left( \frac{1}{Z} \cdot \sum_{j=1}^Z Q_j^3 \right)^{\frac{1}{3}} \quad (15.136)$	$Q_{eo} = \left( \frac{1}{Z} \cdot \sum_{j=1}^Z Q_j^{\frac{10}{3}} \right)^{\frac{3}{10}} \quad (15.137)$

**Tabelle 15.34:** Äquivalente dynamische Belastungen eines Einzelkontaktes an Innenring und Außenring mit  $Z$  als Anzahl der Wälzkörper und  $Q_j$  der Belastung des einzelnen Wälzkörpers  $j$

Mit  $C_a$  als dynamischer axialer Tragzahl berechnen sich die dynamischen Tragzahlen des Einzelkontaktes für ein Axial-Rillenkugellager mit einem Nennberührungswinkel von  $\alpha_0 < 90^\circ$  zu:

$$Q_{Ci} = \frac{C_a}{Z \cdot \sin(\alpha_0)} \cdot \left[ 1 + \left[ \left( \frac{1-\gamma}{1+\gamma} \right)^{1,72} \cdot \left( \frac{r_i}{r_e} \cdot \frac{2 \cdot r_e - D_w}{2 \cdot r_i - D_w} \right)^{0,41} \right]^{\frac{10}{3}} \right]^{\frac{3}{10}} \quad (15.138)$$

$$Q_{Co} = \frac{C_a}{Z \cdot \sin(\alpha_0)} \cdot \left[ 1 + \left[ \left( \frac{1-\gamma}{1+\gamma} \right)^{1,72} \cdot \left( \frac{r_i}{r_e} \cdot \frac{2 \cdot r_e - D_w}{2 \cdot r_i - D_w} \right)^{0,41} \right]^{\frac{10}{3}} \right]^{\frac{3}{10}} \quad (15.139)$$

Für ein Axial-Rillenkugellager mit einem Nennberührungswinkel von  $\alpha_0 = 90^\circ$  gilt dann:

$$Q_{Ci} = \frac{C_a}{Z} \cdot \left[ 1 + \left[ \left( \frac{r_i}{r_e} \cdot \frac{2 \cdot r_e - D_w}{2 \cdot r_i - D_w} \right)^{0,41} \right]^{\frac{10}{3}} \right]^{\frac{3}{10}} \quad (15.140)$$

$$Q_{Co} = \frac{C_a}{Z} \cdot \left[ 1 + \left[ \left( \frac{r_i}{r_e} \cdot \frac{2 \cdot r_e - D_w}{2 \cdot r_i - D_w} \right)^{0,41} \right]^{\frac{10}{3}} \right]^{\frac{3}{10}} \quad (15.141)$$

Zur Berechnung der in Tabelle 15.34 zusammengestellten äquivalenten dynamischen Belastungen eines Einzelkontaktes ist nun die Betrachtung der Gleichgewichtsbedingungen für die am Ring wirkenden äußeren Kräfte und Momente und die Reaktionskräfte  $Q_j$  der Wälzkörper erforderlich. Aus der nachfolgenden Betrachtung der Summe aller Kräfte und Momente ergibt sich ein Gleichungssystem, welches sich iterativ rechnergestützt lösen lässt:

$$F_r - c_p \cdot \sum_{j=1}^Z \delta_j^{\frac{3}{2}} \cdot \cos(\alpha_j) \cdot \cos(\varphi_j) = 0 \quad \text{Summe aller Kräfte} \quad (15.142)$$

$$M_Z - \frac{D_{pw}}{2} \cdot c_p \cdot \sum_{j=1}^Z \delta_j^{\frac{3}{2}} \cdot \sin(\alpha_j) \cdot \cos(\varphi_j) = 0 \quad \text{Summe aller Momente} \quad (15.143)$$

Hierin bezeichnen  $F_r$  die Radialkraft in N,  $M_Z$  die Momentenbelastung des Lagers in Nmm,  $Z$  die Anzahl der Wälzkörper,  $c_p$  die Federzahl eines Wälzkörpers bei Punktberührung in  $\text{N/mm}^{3/2}$ ,  $\delta_j$  die Einfederung des Wälzkörpers  $j$  in mm,  $\alpha_j$  den Betriebs-Berührungswinkel des Wälzkörpers  $j$  in Grad und  $\varphi_j$  den Lagewinkel des Wälzkörpers  $j$  in Grad.

Dabei berechnet sich die Einfederung  $\delta_j$  des einzelnen Wälzkörpers  $j$  für ein spielbehaftetes Radial-Rillenkugellager mit Nennberührungswinkel  $\alpha_0 = 0^\circ$  zu:

$$\delta_j = \sqrt{\left[ A + \delta_r \cdot \cos(\varphi_j) \right]^2 + \left[ R_i \cdot \sin(\psi) \cdot \cos(\varphi_j) \right]^2} - A - \frac{s}{2} \quad (15.144)$$

Die geometrischen Hilfsgrößen  $A$  und  $R_i$  ergeben sich aus Abbildung 15.68,  $s$  bezeichnet das radiale Betriebsspiel des Lagers in mm (s.a. Abschnitt 15.2.4).

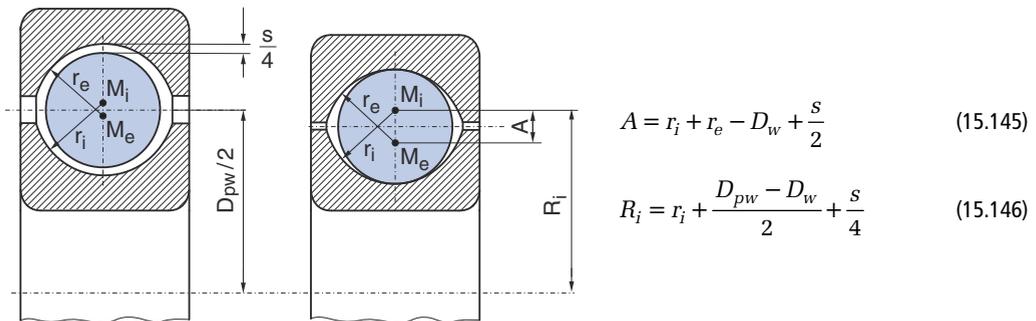


Abbildung 15.68: Geometrische Hilfsgrößen am Kugellager [15.52]

Die Federzahl  $c_p$  ist Bestandteil der Federgleichung, die wiederum auf der Grundlage der Hertz'schen Theorie für die Einfederung eines Punktkontaktes ermittelt wurde. Für die Federung  $\delta$  eines einzelnen Kontaktes zwischen Wälzkörper und Laufbahn gilt:

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{9}{2} \cdot \left( \frac{(1 - \nu_E^2)}{\pi \cdot E} \right)^2} \cdot K(\chi) \cdot \sqrt[3]{\frac{\sum \rho}{\chi^2 \cdot E(\chi)}} \cdot Q^{\frac{3}{2}} \quad (15.147)$$

Entsprechend berechnet sich die gesamte Einfederung der beiden Kontakte zwischen Wälzkörper und Innenring sowie Außenring zu:

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{9}{2} \cdot \left( \frac{(1-\nu_E^2)}{\pi \cdot E} \right)^2} \cdot \left( K(\chi_i) \cdot \sqrt[3]{\frac{\sum \rho_i}{\chi_i^2 \cdot E(\chi_i)}} + K(\chi_e) \cdot \sqrt[3]{\frac{\sum \rho_e}{\chi_e^2 \cdot E(\chi_e)}} \right) \cdot Q^{\frac{2}{3}} \quad (15.148)$$

Hierin bezeichnen  $Q$  die gesamte Last auf einen Wälzkörper in  $N$ ,  $E$  den Elastizitätsmodul in  $N/mm^2$  und  $\nu_E$  die Querkontraktionszahl. Die weiteren Größen sind in Tabelle 15.35 zusammengestellt.

<p>Vollständiges Elliptisches Integral der 1. Art:</p> $K(\chi) = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left( 1 - \left( 1 - \frac{1}{\chi^2} \right) \cdot [\sin(\varphi)]^2 \right)^{\frac{1}{2}} d\varphi \quad (15.149)$	<p>Krümmungssumme am Innenring:</p> $\sum \rho_i = \frac{2}{D_w} \cdot \left( 2 + \frac{\gamma}{1-\gamma} - \frac{D_w}{2 \cdot r_i} \right) \quad (15.150)$
<p>Vollständiges Elliptisches Integral der 2. Art:</p> $E(\chi) = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left( 1 - \left( 1 - \frac{1}{\chi^2} \right) \cdot [\sin(\varphi)]^2 \right)^{\frac{1}{2}} d\varphi \quad (15.151)$	<p>Krümmungssumme am Außenring:</p> $\sum \rho_e = \frac{2}{D_w} \cdot \left( 2 - \frac{\gamma}{1+\gamma} - \frac{D_w}{2 \cdot r_e} \right) \quad (15.152)$
<p>Auf die Krümmungssumme bezogene Krümmungsdifferenz am Innenring:</p> $F_i(\rho) = \frac{\frac{\gamma}{1-\gamma} + \frac{D_w}{2 \cdot r_i}}{2 + \frac{\gamma}{1-\gamma} - \frac{D_w}{2 \cdot r_i}} \quad (15.153)$	<p>Auf die Krümmungssumme bezogene Krümmungsdifferenz am Außenring:</p> $F_e(\rho) = \frac{-\frac{\gamma}{1+\gamma} + \frac{D_w}{2 \cdot r_e}}{2 - \frac{\gamma}{1+\gamma} - \frac{D_w}{2 \cdot r_e}} \quad (15.154)$

Das Achsenverhältnis  $\chi$  der beiden Halbachsen der Druckellipse ist die Lösung der Gleichung

$$1 - \frac{2}{\chi^2 - 1} \cdot \left( \frac{K(\chi)}{E(\chi)} - 1 \right) - F(\rho) = 0 \quad (15.155)$$

**Tabelle 15.35:** Hilfsgrößen zur Berechnung der Einfederung eines Punktkontaktes nach der Hertz'schen Theorie

Durch Umstellen von Gleichung (15.148) erhält man die sogenannte Federgleichung, die den Zusammenhang zwischen Federzahl  $c_p$ , Einfederung  $\delta$  und einwirkender Kontaktkraft  $Q$  beschreibt:

$$Q = c_p \cdot \delta^{\frac{3}{2}} \quad (15.156)$$

$$c_p = \frac{\pi \cdot \sqrt{2}}{3} \cdot \frac{E}{(1-\nu_E^2)} \cdot \left( K(\chi_i) \cdot \sqrt[3]{\frac{\sum \rho_i}{\chi_i^2 \cdot E(\chi_i)}} + K(\chi_e) \cdot \sqrt[3]{\frac{\sum \rho_e}{\chi_e^2 \cdot E(\chi_e)}} \right)^{\frac{3}{2}} \quad (15.157)$$

Die einzelnen Kontaktkräfte  $Q_j$  wirken in Richtung des Betriebs-Berührungswinkels des Wälzkörpers  $j$ , wobei  $\psi$  den Verkippungswinkel zwischen Innen- und Außenring in Grad beschreibt:

$$\alpha_j = \arctan\left(\frac{R_i \sin(\psi) \cdot \cos(\varphi_j)}{A + \delta_r \cdot \cos(\varphi_j)}\right) \quad (15.158)$$

Damit stehen alle Beziehungen zur Verfügung, um die modifizierte Referenz-Lebensdauer eines Kugellagers unter zusätzlicher Einbeziehung der Schiefstellung, des Betriebsspieles und der inneren Lastverteilung im Lager rechnergestützt zu ermitteln, wobei der Lebensdauerbeiwert  $a_{DIN}$  gemäß den Zusammenhängen im vorherigen Abschnitt 15.4.4 verwendet werden kann. Am Ende dieses Abschnittes werden jedoch noch weiterführende Gleichungen und Diagramme zum Verunreinigungsbeiwert  $e_C$  behandelt, auf deren Grundlage formal die Bestimmung von  $a_{DIN}$  innerhalb des Berechnungsverfahrens des Beiblattes 4 der DIN ISO 281 erfolgen sollte.

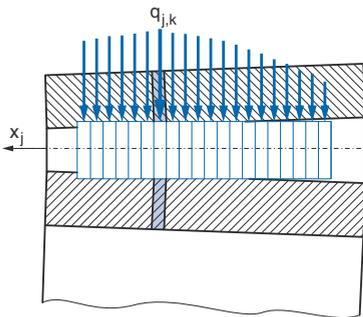
Aufbauend auf den Zusammenhängen für ein Kugellager lässt sich das Berechnungsverfahren auch auf Rollenlager wie folgt anwenden. Die Beschreibung der Lastverteilung im Lager geht zurück auf die experimentell ermittelte Federgleichung für Linienberührung nach Lundberg, mit der sich die Einfederung  $\delta$  [mm] eines Wälzkörpers mit Linienberührung aufgrund einer einwirkenden Kraft  $Q$  in N wie folgt beschreiben lässt [15.93]:

$$Q = c_L \cdot \delta^{\frac{10}{9}} \quad \text{mit der Federzahl} \quad c_L = 35948 \cdot L_{we}^{\frac{8}{9}} \quad (15.159)$$

Hierin bezeichnen  $c_L$  die Federzahl in  $N/mm^{10/9}$  und  $L_{we}$  die in die Tragzahlberechnung einzusetzende Länge des Wälzkörpers in mm nach DIN ISO 281, Beiblatt 2 [15.50].

Zur Beschreibung des elastischen Verhaltens eines verkippeten Wälzkörpers auf einer zylindrischen Laufbahn nutzt man ein Scheibenmodell gemäß Abbildung 15.69, wobei zur Berechnung der Federung der Wälzkörper in mindestens  $n_s = 30$  gleiche Scheiben aufzuteilen ist. Wird der Innenring um den Betrag  $\delta_r$  radial verlagert, so ergeben sich für die Einfederung  $\delta_j$  und den Verkippungswinkel  $\psi_j$  zwischen den Ringen in der Ebene des Wälzkörpers  $j$  die Zusammenhänge gemäß Abbildung 15.70. Daraus ergibt sich dann die Einfederung an der  $k$ -ten Scheibe des Wälzkörpers  $j$ , wobei von dieser Einfederung die Profilierung  $2 \cdot P(x_k)$  abzuziehen ist:

$$\delta_{j,k} = \delta_j - x_k \cdot \tan(\psi_j) - 2 \cdot P(x_k) \quad (15.160)$$



Die Federgleichung für eine Scheibe lautet:

$$q_{j,k} = c_s \cdot \delta_{j,k}^{\frac{10}{9}} \quad \text{mit der Federzahl} \quad c_s = \frac{35948 \cdot L_{we}^{\frac{8}{9}}}{n_s} \quad (15.161)$$

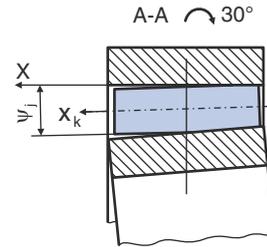
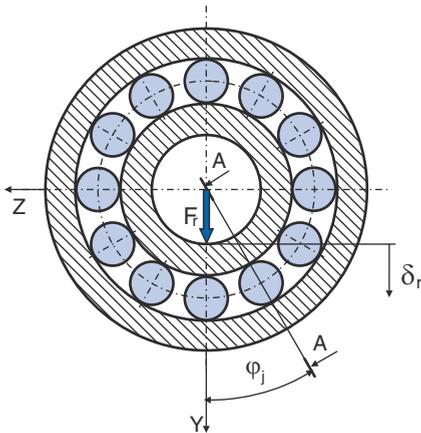
$q_{j,k}$ : Scheibenlast in N

$\delta_{j,k}$ : Einfederung des Wälzkörpers  $j$  in mm

$n_s$ : Zahl der Scheiben

$L_{we}$ : In die Tragzahlberechnung einzusetzende Länge des Wälzkörpers in mm

Abbildung 15.69: Scheibenmodell eines Wälzkörpers und zugehörige Federgleichungen



Einfederung des Wälzkörpers  $j$ :

$$\delta_j = \delta_r \cdot \cos(\varphi_j) - \frac{s}{2} \quad (15.162)$$

Verkippungswinkel  $\psi_j$  zwischen den Ringen in der Ebene des Wälzkörpers  $j$ :

$$\psi_j = \arctan \left[ \tan(\psi) \cdot \cos(\varphi_j) \right] \quad (15.163)$$

**Abbildung 15.70:** Radiale Verlagerungen und Verkippungswinkel bei einem Rollenlager

Wird ein rein zylindrischer Wälzkörper belastet, treten an den Enden des Kontakts Kantenspannungen auf, die deutlich über der rechnerischen Hertz'schen Pressung liegen (s. a. Abbildung 15.13). Deshalb profiliert man nach Lundberg Wälzkörper im Kantenbereich, um eine gleichmäßige Verteilung der Kontaktpressung über der Wälzkörperlänge zu erreichen [15.93]:

$$P(x_k) = \frac{2 \cdot Q \cdot (1 - \nu_E^2)}{\pi \cdot L_{we} \cdot E} \cdot \ln \left( \frac{1}{1 - \left( \frac{2 \cdot x_k}{L_{we}} \right)^2} \right) \quad (15.164)$$

Für Wälzkörper aus Stahl und übliche Anwendungsfälle erhält man daraus näherungsweise die Profildfunktionen  $P(x)$  gemäß Tabelle 15.36, wobei tatsächlich ausgeführte Wälzlager entsprechend den speziellen Erkenntnissen der Hersteller von dieser Geometrie abweichen können.

$$\text{Für } L_{we} \leq 2,5 \cdot D_{we} \text{ gilt: } P(x_k) = 0,00035 \cdot D_{we} \cdot \ln \left( \frac{1}{1 - \left( \frac{2 \cdot x_k}{L_{we}} \right)^2} \right) \quad (15.165)$$

$$\text{Für } L_{we} > 2,5 \cdot D_{we} \text{ und } |x_k| \leq \frac{L_{we} - 2,5 \cdot D_{we}}{2} \text{ gilt: } P(x_k) = 0 \quad (15.166)$$

$$\text{Für } L_{we} > 2,5 \cdot D_{we} \text{ und } |x_k| > \frac{L_{we} - 2,5 \cdot D_{we}}{2} \text{ gilt:}$$

$$P(x_k) = 0,00050 \cdot D_{we} \cdot \ln \left( \frac{1}{1 - \left( \frac{2 \cdot |x_k| - (L_{we} - 2,5 \cdot D_{we})}{2,5 \cdot D_{we}} \right)^2} \right) \quad (15.167)$$

**Tabelle 15.36:** Abschnittsweise Profilierung eines rollenförmigen Wälzkörpers

Im Weiteren ist nun auch wieder rechnergestützt iterativ das Kräftegleichgewicht des Lagers zu ermitteln. Aus den Gleichgewichtsbedingungen für die am Ring wirkenden äußeren Kräfte und Momente und den Reaktionskräften der Wälzkörper ergibt sich folgendes Gleichungssystem:

$$F_r - \frac{c_L}{n_s} \cdot \sum_{j=1}^Z \left[ \cos(\varphi_j) \cdot \sum_{k=1}^{n_s} \delta_{j,k}^q \right] = 0 \quad \text{Summe aller Kräfte} \quad (15.168)$$

$$M_Z - \frac{c_L}{n_s} \cdot \sum_{j=1}^Z \left[ \cos(\varphi_j) \cdot \sum_{k=1}^{n_s} x_k \cdot \delta_{j,k}^q \right] = 0 \quad \text{Summe aller Momente} \quad (15.169)$$

Hierin bezeichnen  $F_r$  die Radialkraft in N,  $M_Z$  die Momentenbelastung des Lagers in Nmm,  $Z$  die Anzahl der Wälzkörper,  $n_s$  die Anzahl der Scheiben pro Wälzkörper,  $c_L$  die Federzahl eines Wälzkörpers bei Linienberührung in  $\text{N/mm}^{10/9}$ ,  $\delta_{j,k}$  die Einfederung der Scheibe  $k$  des Wälzkörpers  $j$  in mm mit  $q = 9/10$  als Exponenten,  $\varphi_j$  den Lagewinkel des Wälzkörpers  $j$  in Grad und  $x_k$  den Abstand von der Mitte der Scheibe  $k$  zur Mitte des Wälzkörpers in mm.

Zur Berechnung der Lebensdauer ist analog zur Tragzahl die Tragfähigkeit einer Scheibe gemäß Abbildung 15.69 zu ermitteln. Die dynamischen Tragzahlen einer Scheibe werden für den Kontakt am Innenring mit  $q_{ci}$  und am Außenring mit  $q_{co}$  bezeichnet:

$$q_{ci} = Q_{ci} \cdot \left( \frac{1}{n_s} \right)^{\frac{7}{9}} \quad \text{Innenring}, \quad q_{co} = Q_{co} \cdot \left( \frac{1}{n_s} \right)^{\frac{7}{9}} \quad \text{Außenring} \quad (15.170)$$

Hierin bedeuten  $Q_{ci}$  und  $Q_{co}$  die dynamischen Tragzahlen des Einzelkontaktes gemäß Tabelle 15.37 für Radial-Rollenlager und Tabelle 15.38 für Axial-Rollenlager, zu deren Berechnung die dynamische radiale Tragzahl  $C_r$  und die dynamische axiale Tragzahl  $C_a$  benötigt werden. Weiterhin bezeichnen  $Z$  die Anzahl der Wälzkörper,  $i$  die Anzahl der Reihen des Lagers und  $\gamma$  als Hilfsgröße berechnet sich zu  $\gamma = (D_w \cdot \cos \alpha_0) / D_{pw}$  mit  $D_{pw}$  als Teilkreisdurchmesser des Rollensatzes.

Dynamische Tragzahl eines Einzelkontaktes am Innenring mit $\lambda \cdot \nu = 0,83$ nach [15.50]	$Q_{ci} = \frac{1}{\lambda \cdot \nu} \cdot \frac{C_r}{0,378 \cdot Z \cdot \cos(\alpha_0) \cdot i^{\frac{7}{9}}} \cdot \left[ 1 + \left[ 1,038 \cdot \left( \frac{1-\gamma}{1+\gamma} \right)^{\frac{143}{108}} \right]^{\frac{9}{2}} \right]^{\frac{2}{9}} \quad (15.171)$
Dynamische Tragzahl eines Einzelkontaktes am Außenring mit $\lambda \cdot \nu = 0,83$ nach [15.50]	$Q_{co} = \frac{1}{\lambda \cdot \nu} \cdot \frac{C_r}{0,364 \cdot Z \cdot \cos(\alpha_0) \cdot i^{\frac{7}{9}}} \cdot \left[ 1 + \left[ 1,038 \cdot \left( \frac{1-\gamma}{1+\gamma} \right)^{\frac{143}{108}} \right]^{\frac{9}{2}} \right]^{\frac{2}{9}} \quad (15.172)$

**Tabelle 15.37:** Radial-Rollenlager – dynamische Tragzahlen eines Einzelkontaktes [15.52]

Nennberührungswinkel $\alpha_0 < 90^\circ$ : Dynamische Tragzahl eines Einzelkontakts am Innenring mit $\lambda \cdot \nu = 0,73$ nach [15.50]	$Q_{ci} = \frac{1}{\lambda \cdot \nu} \cdot \frac{C_a}{Z \cdot \sin(\alpha_0)} \cdot \left[ 1 + \left[ \left( \frac{1-\gamma}{1+\gamma} \right)^{\frac{143}{108}} \right]^{\frac{9}{2}} \right]^{\frac{2}{9}} \quad (15.173)$
Nennberührungswinkel $\alpha_0 < 90^\circ$ : Dynamische Tragzahl eines Einzelkontakts am Außenring mit $\lambda \cdot \nu = 0,73$ nach [15.50]	$Q_{co} = \frac{1}{\lambda \cdot \nu} \cdot \frac{C_a}{Z \cdot \sin(\alpha_0)} \cdot \left[ 1 + \left[ \left( \frac{1-\gamma}{1+\gamma} \right)^{\frac{143}{108}} \right]^{\frac{9}{2}} \right]^{\frac{2}{9}} \quad (15.174)$
Nennberührungswinkel $\alpha_0 = 90^\circ$ : Dynamische Tragzahlen sind für Innen- und Au- ßenring gleich mit $\lambda \cdot \nu = 0,73$ nach [15.50]	$Q_{ci} = \frac{1}{\lambda \cdot \nu} \cdot \frac{C_a}{Z} \cdot 2^{\frac{2}{9}} \quad Q_{co} = \frac{1}{\lambda \cdot \nu} \cdot \frac{C_a}{Z} \cdot 2^{\frac{2}{9}} \quad (15.175)$

**Tabelle 15.38:** Axial-Rollenlager— dynamische Tragzahlen eines Einzelkontakts [15.52]

Die Werte für  $\lambda \cdot \nu$  erfordern eine detaillierte Berechnung der Kontaktpressung oder die Anwendung der Näherungsfunktion für die Lastüberhöhung gemäß Gleichung (15.178) [15.69], [15.99], [15.108]. Die in den Tabellen verwendeten Werte entstammen DIN ISO 281 – Beiblatt 2 [15.50].

Bei gering profilierten oder stark verkippten Wälzkörpern treten üblicherweise Kanten-  
spannungen auf, die bei der Lebensdauerberechnung zu berücksichtigen sind und mit ent-  
sprechenden Berechnungsverfahren genau ermittelt werden können [15.69], [15.99], [15.108].  
Aus der berechneten Pressungsverteilung ergeben sich die Lastüberhöhungsfunktionen am  
Innenring  $f_i$  und am Außenring  $f_o$  gemäß Tabelle 15.39 mit den Kontaktpressungen  $p_{Hi}$  am  
Innenring und  $p_{Ho}$  am Außenring.

Lastüberhöhungsfunktion am Innenring	$f_i(j, k) = \frac{\left( \frac{p_{Hi, j, k}}{271} \right)^2 \cdot D_{we} \cdot (1-\gamma) \cdot \frac{L_{we}}{n_s}}{q_{j, k}} \quad (15.176)$
Lastüberhöhungsfunktion am Außenring	$f_o(j, k) = \frac{\left( \frac{p_{Ho, j, k}}{271} \right)^2 \cdot D_{we} \cdot (1+\gamma) \cdot \frac{L_{we}}{n_s}}{q_{j, k}} \quad (15.177)$

**Tabelle 15.39:** Lastüberhöhungsfunktionen für Innenring und Außenring

Als einfache Näherung für das in Tabelle 15.36 aufgeführte Näherungsprofil bei mittlerer  
Belastung und einer Verkipfung des Lagers bis etwa zehn Winkelminuten kann die folgende  
aus der Pressungsberechnung ermittelte Lastüberhöhungsfunktion  $f(k)$  für die Scheibe  $k$  ver-  
wendet werden:

$$f_i(k) = f_o(k) = \left( 1 - \frac{0,01}{\ln \left( 1,985 \cdot \left| \frac{2 \cdot k - n_s - 1}{2 \cdot n_s - 2} \right| \right)} \right) \quad (15.178)$$

Für die weitere Berechnung wird analog zur äquivalenten dynamischen Lagerbelastung die äquivalente dynamische Belastung einer einzelnen Scheibe für den Kontakt zum Innenring  $q_{ei}$  und zum Außenring  $q_{eo}$  gemäß Tabelle 15.40 benötigt.

**Äquivalente dynamische Belastung einer einzelnen Scheibe  $k$  des Innenringes**

Bei relativ zur Last drehendem Ring	Bei relativ zur Last stehendem Ring
$q_{ei,k} = \left( \frac{1}{Z} \cdot \sum_{j=1}^Z (f_i(j,k) \cdot q_{j,k})^4 \right)^{\frac{1}{4}} \quad (15.179)$	$q_{ei,k} = \left( \frac{1}{Z} \cdot \sum_{j=1}^Z (f_i(j,k) \cdot q_{j,k})^{4,5} \right)^{\frac{1}{4,5}} \quad (15.180)$

**Äquivalente dynamische Belastung einer einzelnen Scheibe  $k$  des Außenringes**

Bei relativ zur Last drehendem Ring	Bei relativ zur Last stehendem Ring
$q_{eo,k} = \left( \frac{1}{Z} \cdot \sum_{j=1}^Z (f_o(j,k) \cdot q_{j,k})^4 \right)^{\frac{1}{4}} \quad (15.181)$	$q_{eo,k} = \left( \frac{1}{Z} \cdot \sum_{j=1}^Z (f_o(j,k) \cdot q_{j,k})^{4,5} \right)^{\frac{1}{4,5}} \quad (15.182)$

**Tabelle 15.40:** Äquivalente dynamische Belastungen einer einzelnen Scheibe  $k$

Da der Unterschied zwischen den äquivalenten Belastungen für drehenden und stehenden Ring bei normaler Lastverteilung kleiner ist als 2%, kann dieser vernachlässigt werden, zumal sich die Abweichungen bei Innenring und Außenring meistens gegenseitig kompensieren. In der Regel werdender Innenring als relativ zur Last drehend und der Außenring als stehend angenommen.

Nachdem nun die dynamischen Tragzahlen einer Scheibe für den Kontakt am Innenring  $q_{ci}$  und am Außenring  $q_{co}$  sowie die äquivalenten dynamischen Belastungen einer einzelnen Scheibe für den Kontakt zum Innenring  $q_{ei}$  und zum Außenring  $q_{eo}$  bekannt sind, lässt sich die nominelle Referenz-Lebensdauer des Lagers  $L_{10r}$  durch Aufsummieren über die Anzahl der Scheiben  $n_s$  bestimmen:

$$L_{10r} = \left( \sum_{k=1}^{n_s} \left[ \left( \frac{q_{ci,k}}{q_{ei,k}} \right)^{-4,5} + \left( \frac{q_{co,k}}{q_{eo,k}} \right)^{-4,5} \right] \right)^{\frac{8}{9}} \quad (15.183)$$

Unter Verwendung der Katalogwerte der dynamischen radialen und axialen Tragzahlen  $C_r$  und  $C_a$  und der nominellen Referenz-Lebensdauer des Lagers  $L_{10r}$  lässt sich die äquivalente dynamische Referenz-Belastung  $P_{ref}$  abhängig vom Lagertyp berechnen:

$$P_{ref,r} = \frac{C_r}{L_{10r}^{\frac{3}{10}}} \text{ Radial-Rollenlager}, \quad P_{ref,a} = \frac{C_a}{L_{10r}^{\frac{3}{10}}} \text{ Axial-Rollenlager} \quad (15.184)$$

Die gesuchte modifizierte Referenz-Lebensdauer  $L_{nmr}$  berechnet sich dann entsprechend Gleichung (15.130), wobei im Falle des Rollenlagers auch wieder alle Einzelanteile pro Scheibe zu einem Gesamtwert aufsummiert werden. In der vorliegenden Form lässt sich sogar für jedes Scheibenelement ein eigener  $a_{DIN}$ -Wert bestimmen. Für Radial-Rollenlager gilt:

$$L_{nmr} = a_1 \cdot \left( \sum_{k=1}^{n_s} \left[ \left( a_{DIN} \left( \frac{e_c \cdot C_{ur}}{P_{s,k}} \right) \right)^{\frac{9}{8}} \cdot \left( \left( \frac{q_{ci,k}}{q_{ei,k}} \right)^{-\frac{9}{2}} + \left( \frac{q_{co,k}}{q_{eo,k}} \right)^{\frac{9}{2}} \right) \right] \right)^{-\frac{8}{9}} \quad (15.185)$$

Für Axial-Rollenlager folgt entsprechend:

$$L_{nmr} = a_1 \cdot \left( \sum_{k=1}^{n_s} \left[ \left( a_{DIN} \left( \frac{e_c \cdot C_{ua}}{P_{s,k}} \right) \right)^{\frac{9}{8}} \cdot \left( \left( \frac{q_{ci,k}}{q_{ei,k}} \right)^{-\frac{9}{2}} + \left( \frac{q_{co,k}}{q_{eo,k}} \right)^{-\frac{9}{2}} \right) \right] \right)^{-\frac{8}{9}} \quad (15.186)$$

Der Lebensdauerbeiwert für die Erlebenswahrscheinlichkeit  $a_1$  ist entsprechend Abschnitt 15.4.4 zu bestimmen.

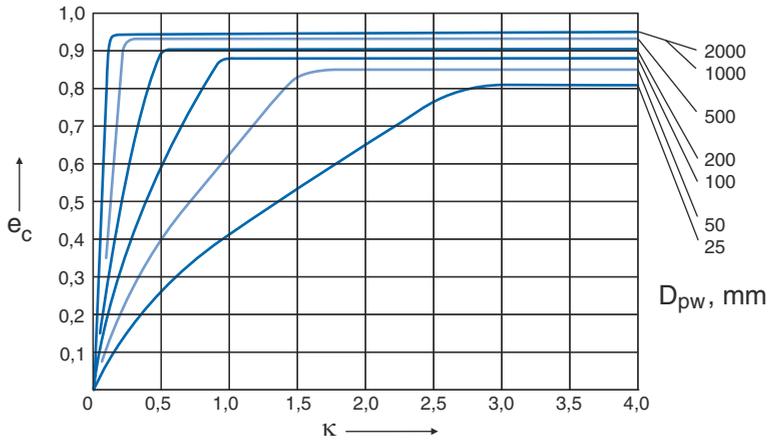
$P_{s,k}$  bezeichnet die äquivalente Belastung des Radial-Rollenlagers für die Scheibe  $k$ :

$$P_{s,k} = 0,323 \cdot Z \cdot \cos(\alpha_0) \cdot n_s \cdot \left( \frac{q_{ei,k}^{\frac{9}{2}} + \left( 1,038 \cdot \frac{q_{ci}}{q_{co}} \right)^{\frac{9}{2}} \cdot q_{eo,k}^{\frac{9}{2}}}{1 + \left( 1,038 \cdot \frac{q_{ci}}{q_{co}} \right)^{\frac{9}{2}}} \right)^{\frac{2}{9}} \quad (15.187)$$

Entsprechend beträgt  $P_{s,k}$  als äquivalente Belastung des Axial-Rollenlagers für die Scheibe  $k$ :

$$P_{s,k} = Z \cdot \sin(\alpha_0) \cdot n_s \cdot \left( \frac{q_{ei,k}^{\frac{9}{2}} + q_{eo,k}^{\frac{9}{2}}}{2} \right)^{\frac{2}{9}} \quad (15.188)$$

Für den Lebensdauerbeiwert  $a_{DIN}$  können vereinfachend die Beziehungen aus Tabelle 15.31 und Tabelle 15.33 verwendet werden. Die exakte Vorgehensweise nach DIN ISO 281 – Beiblatt 4 sieht jedoch die genaue Berechnung auf der Grundlage der in Tabelle 15.31 gegebenen Gleichungen für  $a_{DIN}$  unter Nutzung der nachfolgend genauer beschriebenen Verunreinigungsbeiwerte  $e_c$  vor. Diese sind nur anwendbar in Verbindung mit dem in diesem Beiblatt beschriebenen Berechnungsverfahren. Eine Anwendung in dem vereinfachten Berechnungsverfahren nach DIN ISO 281 – Beiblatt 1 ist formal nicht zulässig. Während im aktuellen Beiblatt 4 zur DIN ISO 281 die Verunreinigungsbeiwerte  $e_c$  nur in Form von Diagrammen gemäß Abbildung 15.71 bereitgestellt werden, enthält der neue Entwurf der DIN ISO 281 auch die zugehörigen Berechnungsgleichungen gemäß Tabelle 15.41, Tabelle 15.42 und Tabelle 15.43 [15.53].



Ölrückhalteklasse -/13/10, -/12/10, -/13/11, -/14/11 Filtrückhalterate $\beta_{6(C)} = 200$	$e_C = a \cdot \left( 1 - \frac{0,5663}{D_{pw}^{1/3}} \right)$ mit $a = 0,0864 \cdot \kappa^{0,68} \cdot D_{pw}^{0,55}$ und $a \leq 1$ (15.189)
---	---

**Abbildung 15.71:** Verunreinigungsbeiwerte für Ölumlaufschmierung mit integrierten Filtern, Ölrückhalteklassen nach ISO 4406 [15.74]

Aus Platzgründen werden deshalb nachfolgend nur die Berechnungsgleichungen in tabellarischer Form zusammengestellt, bei Bedarf sind die Diagramme der Originalnorm zu entnehmen. Bei den Verunreinigungsbeiwerten  $e_C$  für Ölschmierung mit Filterung wird davon ausgegangen, dass die Ölrückhalteklasse über die Betriebszeit des Systems weitgehend konstant bleibt, Abbildung 15.71 und Tabelle 15.41. Demgegenüber wird für Ölschmierung ohne Filterung eine Zunahme der Verschmutzung während der Laufzeit unterstellt. Die in Tabelle 15.42 angegebenen Ölrückhalteklassen beziehen sich auf den Zustand des Systems nach dem Einlauf.

Ölrückhalteklasse -/15/12, -/16/12, -/15/13, -/16/13 Filtrückhalterate $\beta_{12(C)} = 200$	$e_C = a \cdot \left( 1 - \frac{0,9987}{D_{pw}^{1/3}} \right)$ mit $a = 0,0432 \cdot \kappa^{0,68} \cdot D_{pw}^{0,55}$ und $a \leq 1$ (15.190)
Ölrückhalteklasse -/17/14, -/18/14, -/18/15, -/19/15 Filtrückhalterate $\beta_{25(C)} = 75$	$e_C = a \cdot \left( 1 - \frac{1,6329}{D_{pw}^{1/3}} \right)$ mit $a = 0,0288 \cdot \kappa^{0,68} \cdot D_{pw}^{0,55}$ und $a \leq 1$ (15.191)
Ölrückhalteklasse -/19/16, -/20/17, -/21/18, -/22/18 Filtrückhalterate $\beta_{40(C)} = 75$	$e_C = a \cdot \left( 1 - \frac{2,3362}{D_{pw}^{1/3}} \right)$ mit $a = 0,0216 \cdot \kappa^{0,68} \cdot D_{pw}^{0,55}$ und $a \leq 1$ (15.192)

**Tabelle 15.41:** Verunreinigungsbeiwerte für Ölumlaufschmierung mit integrierten Filtern, Ölrückhalteklassen nach ISO 4406 [15.74]

Ölreinheitsklasse -/13/10, -/12/10, -/11/9, -/12/9	$e_C = a \cdot \left( 1 - \frac{0,6796}{D_{pw}^{1/3}} \right)$ mit $a = 0,0864 \cdot \kappa^{0,68} \cdot D_{pw}^{0,55}$ und $a \leq 1$	(15.193)
Ölreinheitsklasse -/15/12, -/14/12, -/16/12, -/16/13	$e_C = a \cdot \left( 1 - \frac{1,1410}{D_{pw}^{1/3}} \right)$ mit $a = 0,0288 \cdot \kappa^{0,68} \cdot D_{pw}^{0,55}$ und $a \leq 1$	(15.194)
Ölreinheitsklasse -/17/14, -/18/14, -/18/15, -/19/15	$e_C = a \cdot \left( 1 - \frac{1,6700}{D_{pw}^{1/3}} \right)$ mit $a = 0,0133 \cdot \kappa^{0,68} \cdot D_{pw}^{0,55}$ und $a \leq 1$	(15.195)
Ölreinheitsklasse -/19/16, -/18/16, -/20/17, -/21/17	$e_C = a \cdot \left( 1 - \frac{2,5164}{D_{pw}^{1/3}} \right)$ mit $a = 0,00864 \cdot \kappa^{0,68} \cdot D_{pw}^{0,55}$ und $a \leq 1$	(15.196)
Ölreinheitsklasse -/21/18, -/21/19, -/22/19, -/23/19	$e_C = a \cdot \left( 1 - \frac{3,8974}{D_{pw}^{1/3}} \right)$ mit $a = 0,00411 \cdot \kappa^{0,68} \cdot D_{pw}^{0,55}$ und $a \leq 1$	(15.197)

**Tabelle 15.42:** Verunreinigungsbeiwerte für Ölumlaufschmierung ohne Filterung oder mit nicht integrierten Filtern, Ölreinheitsklassen nach ISO 4406 [15.74]

Näherungsweise kann der Verunreinigungsbeiwert  $e_C$  auch aus der Filterrückhalterate nach ISO 16889 des verwendeten Ölfiltersystems abgeschätzt werden [15.76].

Der Verunreinigungswert  $e_C$  für Fettschmierung wird abhängig von den Umgebungsbedingungen und der Abdichtung des Lagers gemäß Tabelle 15.43 bestimmt.

Da sich auf der Grundlage der hier vorgestellten Berechnungsverfahren gemäß DIN ISO 281 – Beiblatt 4 für Radial-Kugel- und Radial-Rollenlager auch alle weiteren Lagerbauarten oder Lager mit komplexerer Geometrie behandeln lassen, sind nachfolgend noch die Referenzgeometrien für die gebräuchlichsten Lagerbauarten zusammengestellt.

Dabei ist zu beachten, dass die hier definierten Geometriedaten nur eine Näherung darstellen, da die tatsächlich ausgeführten Wälzlager entsprechend den Erkenntnissen der Hersteller davon abweichen können.

Für Zylinderrollenlager, Nadellager, Axial-Zylinderrollenlager und Axial-Nadellager ergibt sich die Referenzgeometrie des Wälzkörperprofils aus den Gleichungen (15.164) bis (15.167). Für Kegelrollenlager und Axial-Kegelrollenlager lässt sich das Profil der Kegelrolle mit  $D_{we}$  als in die Tragzahlberechnung einzusetzendem Rollendurchmesser wie folgt berechnen [15.52]:

$$P(x_k) = 0,00045 \cdot D_{we} \cdot \ln \left[ \frac{1}{1 - \left( \frac{2 \cdot x_k}{L_{we}} \right)^2} \right] \quad (15.198)$$

Die Referenzgeometriedaten für Kugellager und Rollenlager sind gemäß DIN ISO 281 – Beiblatt 4 in Tabelle 15.44 und Tabelle 15.45 zusammengestellt.

<b>Große Sauberkeit</b>	$e_C = a \cdot \left( 1 - \frac{0,6796}{D_{pw}^{1/3}} \right) \text{ mit } a = 0,0864 \cdot \kappa^{0,68} \cdot D_{pw}^{0,55} \text{ und } a \leq 1 \quad (15.199)$
-------------------------	---

Sehr saubere Montage, Lager ausgewaschen, sehr gute Abdichtung. Nachschmierung kontinuierlich oder in kurzen Abständen

<b>Normale Sauberkeit</b>	$e_C = a \cdot \left( 1 - \frac{1,1410}{D_{pw}^{1/3}} \right) \text{ mit } a = 0,0432 \cdot \kappa^{0,68} \cdot D_{pw}^{0,55} \text{ und } a \leq 1 \quad (15.200)$
---------------------------	---

Saubere Montage, gute Abdichtung. Nachschmierung nach Empfehlung des Herstellers

<b>Leichte Verunreinigung</b> $D_{pw} < 500 \text{ mm}$	$e_C = a \cdot \left( 1 - \frac{1,8870}{D_{pw}^{1/3}} \right) \text{ mit } a = 0,0177 \cdot \kappa^{0,68} \cdot D_{pw}^{0,55} \text{ und } a \leq 1 \quad (15.201)$
--	---

$D_{pw} \geq 500 \text{ mm}$	$e_C = a \cdot \left( 1 - \frac{1,6770}{D_{pw}^{1/3}} \right) \text{ mit } a = 0,0177 \cdot \kappa^{0,68} \cdot D_{pw}^{0,55} \text{ und } a \leq 1 \quad (15.202)$
------------------------------	---

Saubere Montage, mäßige Abdichtung. Nachschmierung nach Empfehlung des Herstellers

<b>Mäßige Verunreinigung</b>	$e_C = a \cdot \left( 1 - \frac{2,6620}{D_{pw}^{1/3}} \right) \text{ mit } a = 0,00617 \cdot \kappa^{0,68} \cdot D_{pw}^{0,55} \text{ und } a \leq 1 \quad (15.203)$
------------------------------	--

Montage unter Werkstattbedingungen, Lager nicht ausgewaschen, mäßige Abdichtung. Nachschmierintervalle länger als nach Empfehlung des Herstellers

<b>Starke Verunreinigung</b>	$e_C = a \cdot \left( 1 - \frac{4,0600}{D_{pw}^{1/3}} \right) \text{ mit } a = 0,00617 \cdot \kappa^{0,68} \cdot D_{pw}^{0,55} \text{ und } a \leq 1 \quad (15.204)$
------------------------------	--

Montage in verschmutzter Umgebung, schlechte Abdichtung. Lange Nachschmierintervalle

**Tabelle 15.43:** Verunreinigungsbeiwerte  $e_C$  für Fettschmierung [15.52], [15.53]

	Rillenradius des Außenrings im Axialschnitt:	Rillenradius des Innenrings im Axialschnitt
Rillenkugellager, Schrägkugellager, Schulterkugellager	$\frac{r_e}{D_w} = 0,53 \quad (15.205)$	$\frac{r_i}{D_w} = 0,52 \quad (15.206)$
Pendelkugellager	$\frac{r_e}{D_w} = 0,5 \cdot D_w \cdot \left( 1 + \frac{1}{\gamma} \right) \quad (15.207)$	$\frac{r_i}{D_w} = 0,53 \quad (15.208)$
Axial-Rillenkugellager, Axial-Schrägkugellager	$\frac{r_e}{D_w} = 0,54 \quad (15.209)$	$\frac{r_i}{D_w} = 0,54 \quad (15.210)$

**Tabelle 15.44:** Referenzgeometriedaten für Kugellager [15.52]

	Rillenradius des Innenrings $r_i$ und des Außenrings $r_e$ im Axialschnitt:	Mantelradius des Wälzkörpers: im Axialschnitt:
Pendelrollenlager	$r_i = r_e = \frac{D_{pw}}{2 \cdot \cos(\alpha)} + \frac{D_{we}}{2} \quad (15.211)$	$R_p = 0,97 \cdot r_e \quad (15.212)$
Axial-Pendelrollenlager	$r_i = r_e = \frac{D_{pw} + D_{we} \cdot \cos(45)}{2 \cdot \cos(\alpha)} \quad (15.213)$	$R_p = 0,97 \cdot r_e \quad (15.214)$

**Tabelle 15.45:** Referenzgeometriedaten für Rollenlager [15.52]

Für den Fall, dass keine Detailgeometrie des interessierenden Lagers bereitgestellt werden kann, besteht auch die Möglichkeit, über Näherungsverfahren nur aus den Katalogdaten die erforderlichen Steifigkeitskennzahlen zu ermitteln [15.102], [15.137], [15.141]. Ergänzend ist anzumerken, dass die Lagersteifigkeiten nicht nur zur Berechnung der Lebensdauer, sondern auch zur genauen Analyse des Schwingungsverhaltens eines Antriebssystems im Rahmen von Mehrkörper-Simulationen benötigt werden [15.113], [15.114], [15.121]. Abschließend sei noch darauf hingewiesen, dass die Normung im Bereich der Wälzlager einem stetigen Wandel unterliegt, sodass vor einer aufwändigen Berechnung immer der aktuelle Normenstand zu prüfen ist.

### 15.4.6 Zulässige Drehzahlen

Die Tragfähigkeit eines Lagers wird nicht nur durch die maximal übertragbaren statischen und dynamischen Kräfte und Momente, sondern auch durch eine maximal zulässige Drehzahl begrenzt, wofür die nachfolgenden Gründe ausschlaggebend sein können. In den meisten Fällen setzt die mit zunehmender Drehzahl ansteigende Betriebstemperatur die Grenze. Häufig kann aber auch eine nicht mehr gesicherte Schmierstoffversorgung der Roll-, Gleit- und Kontaktflächen infolge der stark anwachsenden Fliehkräfte oder auch eine stark veränderte Abwälzkinematik der Wälzkörper ausschlaggebend für eine zulässige Drehzahl im Betrieb sein. Weitere, die Drehzahl begrenzende Gesichtspunkte sind unruhiger Lauf, Schwingungen und Geräuschentwicklung. Schließlich können auch die Festigkeit z.B. des Käfigs oder die zulässige Gleitgeschwindigkeit bzw. die Wärmezeugung berührender Dichtungen eine Grenze für die Betriebsdrehzahl darstellen.

Demzufolge hängt die zulässige Drehzahl von der Konstruktion der gesamten Lagerung und den vorherrschenden Betriebsbedingungen ab. Hierzu gehören einmal das Lager selbst (Bauart, Baugröße, Fertigungsgenauigkeit und Käfigausführung), die Größe und Richtung der einwirkenden Belastung, die Schmierbedingungen (Verfahren, Art und Menge des Schmierstoffes), die Umgebungskonstruktion (konstruktive Ausführung und Genauigkeit der Umbauteile) sowie die Wärmeabfuhr durch die das Lager umgebenden Teile.

Da zum sicheren Betrieb sowohl thermische als auch kinematische Grenzbedingungen nicht verletzt werden dürfen, unterscheidet man zwischen der thermischen Drehzahlgrenze und der kinematischen Drehzahlgrenze.

Als thermisch zulässige Drehzahl  $n_{zul}$  wird die Drehzahl bezeichnet, bei der sich unter definierten Bezugsbedingungen eine Lagertemperatur von 70 °C einstellt. Zur genauen Bestimmung benötigt man die thermische Bezugsdrehzahl  $n_B$ , die als Katalogwert von den Herstellern zur Verfügung gestellt wird und deren Berechnung nach ISO 15312 genormt ist [15.75]. Die Bezugsbedingungen orientieren sich an den üblichen Betriebsbedingungen der wichtigsten Lagerbauarten und Lagergrößen und sind gemäß Norm ISO 15312, wie in Tabelle 15.46 zusammengestellt, festgelegt.

Die thermisch zulässige Drehzahl  $n_{zul}$  wird auf der Grundlage einer Wärmebilanz des Lagers berechnet. Hierzu wird am Lager das thermische Gleichgewicht zwischen der drehzahlabhängigen Reibungsleistung und der temperaturabhängigen Wärmeabfuhr ermittelt, da zu diesem Gleichgewichtszustand eine konstante Lagertemperatur gehört. Das Verfahren setzt einen ordnungsgemäßen Einbau, ein normales Betriebsspiel und konstante Betriebsbedingungen voraus. Es lässt sich nicht anwenden für abgedichtete Lager mit berührender Dichtung, da in diesem Fall die maximale Drehzahl von der zulässigen Gleitgeschwindigkeit der Dichtlippe begrenzt wird. Ebenso können Stützrollen und Kurvenrollen, Einstell-Nadellager sowie Axial-Rillenkugellager und Axial-Schräggugellager nicht damit berechnet werden.

Die maximal zulässige Betriebstemperatur bestimmt die thermisch zulässige Drehzahl  $n_{zul}$  des Lagers, welche sich aus der Bezugsdrehzahl  $n_B$  (Katalogwert) und dem Drehzahlverhältnis  $f_N$  wie folgt berechnen lässt:

$$n_{zul} = n_B \cdot f_n \quad \text{mit dem Drehzahlverhältnis} \quad k_L \cdot f_n^{5/3} + k_p \cdot f_n = 1 \quad (15.215)$$

Das Drehzahlverhältnis  $f_n$  lässt sich abhängig vom Schmierfilmparameter  $k_L$  und vom Lastparameter  $k_p$  gemäß Diagramm in Abbildung 15.72 genau bestimmen. Im praxisüblichen Bereich von  $0,01 < k_L < 10$  und  $0,01 < k_p < 10$  kann  $f_n$  mit folgender Näherungsgleichung berechnet werden:

$$f_n = \frac{490,77}{1 + 498,78 \cdot k_L^{0,599} + 852,88 \cdot k_p^{0,963} - 504,5 \cdot k_L^{0,055} \cdot k_p^{0,832}} \quad (15.216)$$

Der abzuführende Wärmestrom  $\dot{Q}$  setzt sich zusammen aus  $\dot{Q}_E$  als Wärmestrom bei eventueller zusätzlicher Fremderwärmung,  $\dot{Q}_S$  als Wärmeabfuhr über die Lagersitzflächen mit dem Wärmedurchgangskoeffizienten  $k_q$  gemäß Abbildung 15.72 und  $\dot{Q}_L$  als Wärmeabfuhr mit dem Schmierstoff:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_S + \dot{Q}_L + \dot{Q}_E \quad \text{mit} \quad \dot{Q}_S = k_q \cdot A_r \cdot \Delta\vartheta_A \quad \text{und} \quad \dot{Q}_L = 0,0286 \frac{kW}{l/\text{min} \cdot K} \cdot \dot{V}_L \cdot \Delta\vartheta_L \quad (15.217)$$

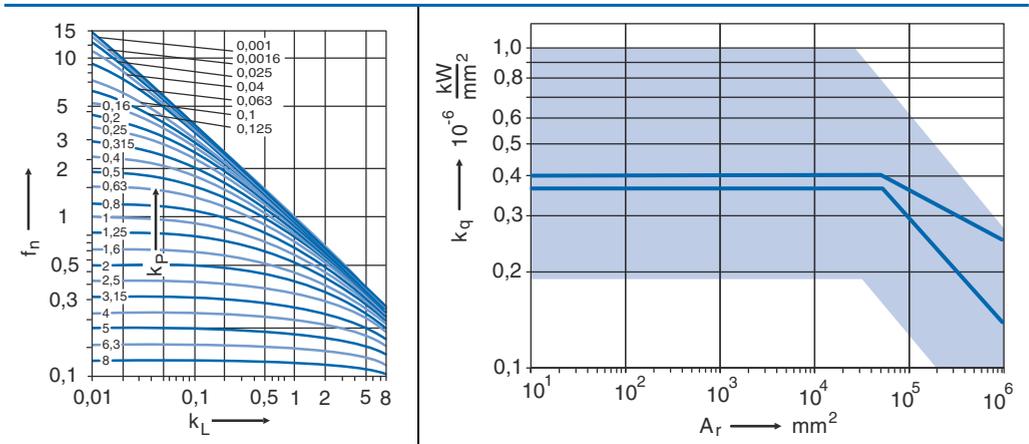
Weiterhin bezeichnen  $\dot{V}_L$  den Öldurchfluss in l/min,  $\Delta\vartheta_A$  in K die Differenz zwischen der mittleren Lagertemperatur und der Umgebungstemperatur und  $\Delta\vartheta_L$  die Differenz der Öltemperaturen zwischen Ab- und Zulaufl,  $\nu$  ist die kinematische Viskosität des Schmierstoffes bei Betriebstemperatur in  $\text{mm}^2/\text{s}$ ,  $d_m$  der mittlere Lagerdurchmesser in mm und  $k_q$  der Wärmedurchgangskoeffizient in  $10^{-6} \text{ kW}/\text{mm}^2$  gemäß Abbildung 15.72. Dieser hängt ab von der Gehäuseform und -größe, dem Gehäusewerkstoff und der Einbausituation. Für normale Einbautfälle liegt der Wärmedurchgangskoeffizient bei Lagersitzflächen bis 25.000  $\text{mm}^2$  zwischen 0,2 und 1,0  $10^{-6} \text{ kW}/\text{mm}^2$ .

	Radiallager		Axiallager	
Belastung	$P_{1r} = 0,05 \cdot C_{0r}$	(15.218)	$P_{1r} = 0,02 \cdot C_{0a}$	(15.219)
Wärmeabfuhr über die Lagersitzflächen $A_r \leq 50.000 \text{ mm}^2$	$q_r = 0,016 \text{ W/mm}^2$	(15.220)	$q_r = 0,020 \text{ W/mm}^2$	(15.221)
Wärmeabfuhr über die Lagersitzflächen $A_r > 50.000 \text{ mm}^2$	$q_r = 0,016 \cdot \left(\frac{A_r}{50.000}\right)^{-0,34} \text{ W/mm}^2$	(15.222)	$q_r = 0,020 \cdot \left(\frac{A_r}{50.000}\right)^{-0,16} \text{ W/mm}^2$	(15.223)
Lagersitzfläche $A_r$ <sup>1)</sup>	$A_r = \pi \cdot B \cdot (D + d)$	(15.224)	$A_r = \frac{\pi}{2} \cdot (D^2 - d^2)$	(15.226)
	Kegelrollenlager: $A_r = \pi \cdot T \cdot (D + d)$	(15.225)	Axial-Pendelrollenlager: $A_r = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 + d_1^2 - D_1^2 - d^2)$	(15.227)
Betriebsviskositäten <sup>2)</sup>	12 mm <sup>2</sup> /s (ISO VG 32)		24 mm <sup>2</sup> /s (ISO VG 68)	
Mittlere Umgebungstemperatur: $\vartheta_{Ar} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$		Mittlere Lagertemperatur am Außenring: $\vartheta_{Ar} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$		

1) Alle Maße in mm: B: Lagerbreite, D: Lageraußendurchmesser, d: Lagerbohrung, d<sub>1</sub>: Außendurchmesser der Wellenscheibe, D<sub>1</sub>: Innendurchmesser der Gehäusescheibe, d<sub>m</sub>: mittlerer Lagerdurchmesser 0,5 · (D + d), T: Gesamtbreite eines Kegelrollenlagers.

2) Die Betriebsviskositäten sind für Radiallager so gewählt, dass sich für Öl- und Fettschmierung etwa gleiche Bezugsdrehzahlen ergeben.

**Tabelle 15.46:** Bezugsbedingungen zur Bestimmung der thermischen Bezugsdrehzahl  $n_B$  nach ISO 15312 [15.75]



Hierin bezeichnen  $k_L$  den Schmierfilmparameter und  $k_p$  den Lastparameter mit den Beiwerten  $f_0$  und  $f_1$  aus dem Lagerkatalog:

$$k_L = 10^{-6} \cdot \frac{\pi}{30} \cdot n_B \cdot \frac{10^{-7} \cdot f_0 \cdot (v \cdot n_B)^{2/3} \cdot d_m^3}{\dot{Q}} \quad (15.228) \quad k_p = 10^{-6} \cdot \frac{\pi}{30} \cdot n_B \cdot \frac{f_1 \cdot P_1 \cdot d_m}{\dot{Q}} \quad (15.229)$$

**Abbildung 15.72:** Drehzahlverhältnis  $f_n$  und Wärmedurchgangskoeffizient  $k_q$  abhängig von der Lagersitzfläche  $A_r$  [15.73]

Die kinematisch zulässige Drehzahl  $n_G$  als zweites Grenzkriterium kann von der thermischen Bezugsdrehzahl  $n_B$  nach oben oder unten abweichen. Die kinematisch zulässige Drehzahl  $n_G$  ist ein Katalogwert, der auch für Lager angegeben wird, für die laut Norm keine thermische Bezugsdrehzahl definiert ist (z.B. Lager mit berührenden Dichtungen). Aus Sicherheitsgründen sollte die kinematisch zulässige Drehzahl  $n_G$  selbst bei günstigsten Einbau-, Betriebs-, Schmierbedingungen und Kühlverhältnissen nur nach Rücksprache mit dem Wälzlagerhersteller überschritten werden.

Maßgebend für die kinematisch zulässige Drehzahl sind z.B. die Festigkeitsgrenzen der einzelnen Lagerbauteile – insbesondere des Käfigs (siehe auch Abschnitte 15.2.2 und 15.2.7) –, die Geräuscentwicklung sowie die Gleitgeschwindigkeiten evtl. vorhandener berührender Dichtungen. So sind z.B. für Lager mit berührenden Dichtscheiben die kinematisch zulässigen Drehzahlen deutlich niedriger als die thermischen Bezugsdrehzahlen der gleich großen Lager ohne Dichtungen. Allerdings ist bei Lagern mit nicht berührenden Deckscheiben die kinematisch zulässige Drehzahl ebenfalls niedriger, da im Vergleich zu nicht abgedichteten Lagern anderenfalls nur eine eingeschränkte Fettverteilung möglich ist.

Werden besonders hohe Drehzahlen angestrebt, ist die Käfigbauart ausschlaggebend. Ein geringeres Käfiggewicht führt zu kleineren Unwuchtkräften und ermöglicht damit höhere Drehzahlen. Vorteilhaft sind Leichtmetallkäfige, Hartgewebekäfige und Käfige aus Hochtemperaturkunststoffen, da diese auch bei hohen Drehzahlen wenig Schwingungen und Geräusche erzeugen. Oftmals werden bei hohen Drehzahlen auch bordgeführte Käfige verwendet, da die zentrische Führung ebenfalls Unwuchten verhindert, jedoch müssen die Gleitflächen zwischen Käfig und Bord gut geschmiert sein (siehe auch Abschnitt 15.2.2).

Generell lässt sich die kinematisch zulässige Grenzdrehzahl  $n_G$  gemäß Wälzlagerkatalog als Betriebsdrehzahl bei besonderer Auslegung der Schmierung und Berücksichtigung der Wärmeabfuhr, den Betriebsverhältnissen entsprechend ausgelegter Lagerluft und genauer Bearbeitung der Lagersitze erreichen.

Üblicherweise gelten die im Katalog angegebenen Werte für die kinematisch zulässige Grenzdrehzahl  $n_G$  für eine mittlere Belastung von äquivalenter dynamischer Belastung zur Tragzahl von  $P/C \approx 0,1$ , eine Betriebstemperatur von 70 °C, eine Ölstandsschmierung und übliche Einbauverhältnisse. Für Fettschmierung sind die Werte um ca. 20 % zu vermindern [15.4].

## 15.5 Wälzlagerschäden und deren Diagnose

Nachdem nun alle Grundlagen zur Auslegung und zum schadensfreien Betrieb von Wälzlagern behandelt wurden, soll abschließend noch auf mögliche Wälzlagerschäden und deren Diagnose eingegangen werden. Grundsätzlich lassen sich die möglichen Schäden in zwei Arten unterteilen:

- 1** Schäden durch Ermüdung, Verschleiß, oder plastische Verformung
- 2** Schäden durch unerwartete Betriebsverhältnisse, ungünstige Einbaubedingungen, Montagefehler oder nicht ordnungsgemäße Wartung

Bedingt durch die vielfältigen Einsatzmöglichkeiten von Wälzlagern gibt es entsprechend viele unterschiedliche Schadensbilder, auf die hier nicht im Detail eingegangen werden kann (siehe hierzu auch Informationsmaterial und Bilder der Lagerhersteller im Internet). Die Schadensursachen lassen sich jedoch auch im Nachhinein gut der einen oder anderen Gruppe zuordnen, wobei es natürlich auch hier Überschneidungen gibt. So wird das mit Nennlast beanspruchte Lager durch Materialermüdung ausfallen, gleiches gilt für das gespannte und dadurch überbeanspruchte Lager, jedoch in erheblich kürzerer Zeit. Ähnliche Verhältnisse sind beim abrasiven Verschleiß zu beobachten. Während ein geringer natürlicher Verschleiß bei den meisten Lagern unvermeidbar ist, gehört ein stärkerer Verschleiß wegen ungenügender Abdichtung, starker Verschmutzung oder Schmierstoffmangel eindeutig zu den vermeidbaren Schäden.

Bei den Schäden durch Ermüdung, Verschleiß oder plastische Verformung bilden sich zunächst unterhalb der Oberfläche feine Risse, die sich bei weiter andauernder Beanspruchung bis zur Oberfläche fortsetzen und zu schollenartigen Werkstoffausbrüchen, den Grübchen – auch Pittings genannt –, führen. Liegt ein nicht voll trennender Schmierfilm vor, bewirken die daraus entstehenden Gleitanteile, dass die Risse näher an der Oberfläche entstehen (s.a. Abbildung 15.55). Ausgehend von diesen Grübchen kommt es zu einer zunehmenden Zerstörung des Lagers, da die abgelösten Splitter auf dem übrigen Laufbahnbereich überrollt werden und dort zu örtlichen Überlastungen führen. Mit fortschreitender Schädigung (Schälung bzw. Abblätterung der ganzen Laufbahn) werden die Abrollverhältnisse gestört und das Lager läuft zunehmend unruhiger und lauter. Darüber hinaus besteht die Gefahr der Zerstörung durch Gewaltbruch bei Überrollung größerer Splitter, häufig treten auch Käfigbrüche wegen der gestörten Abrollverhältnisse auf.

In gleicher Weise schädigen Fremdkörper, die z.B. aus benachbarten Maschinenelementen (Abrieb von Zahnrädern in einem Getriebe) stammen oder über einen verunreinigten Schmierstoff eingetragen werden, das Lager. Allerdings beginnt der Schaden dann an der Oberfläche und wandert von dort in die höchstbeanspruchte Zone unter der Laufbahn, von wo er sich dann wieder wie bei der klassischen Ermüdung ausbreitet.

Liegt ein schlecht ausgebildeter Schmierfilm vor, so führen die zusätzlichen Gleitbeanspruchungen ebenfalls zu einer Verschiebung der Beanspruchungsmaxima in Richtung der Oberfläche, sodass hier oftmals eine Aneinanderreihung einer Vielzahl kleiner Ausbrüche auftritt, die wiederum zu erhöhtem Laufgeräusch und Ablaufstörungen führen.

Ermüdung infolge Verschleißes ist besonders häufig bei Lagern mit Linienberührung zu beobachten, da der Laufbahnverschleiß gestörte Kontaktverhältnisse bedingt. Die Laufbahnen können dann nur noch in den nicht verschlissenen Bereichen tragen und dort kommt es infolge erhöhter Beanspruchung wiederum zur Werkstoffermüdung. Charakteristisch für derart geschädigte Teile sind Streifen in der Laufbahnoberfläche, die durch unterschiedliche Einglättung der Fertigungstextur unter den örtlich verschiedenen Beanspruchungen entstehen. Vermeidbar ist dieser Zustand durch eine verbesserte Sauberkeit des Schmierstoffes, weniger Spiel sowie eine spezielle Wärmebehandlung der Wälzlager Teile [15.4]. Schädigung durch Verschleiß wird generell begünstigt durch Schmutz, Fremdkörper, Wasser oder Kühlmittel sowie metallischen Abrieb bei gemeinsamer Schmierung von Wälzlagern, Zahnrädern und anderen Maschinenelementen.

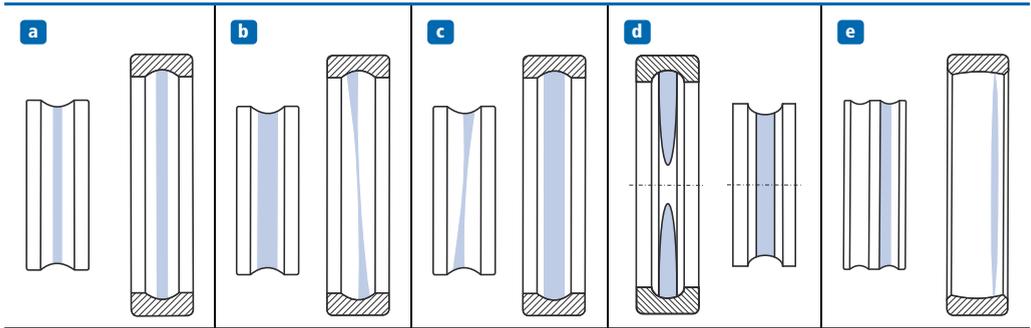
In gleicher Weise schädigen Rostpartikel bei Korrosionsschäden ein Wälzlager, wobei die meisten Rostschäden an Wälzlagern durch unsachgemäße Lagerung entstehen. Die besten Lagerbedingungen für Wälzlager sind eine Raumtemperatur von 18 bis 20 °C bei einer Luftfeuchtigkeit nicht über 55 %.

Fress- und Gleiterscheinungen sind überwiegend bei Rollenlagern im Rollenstirn-Bord-Kontaktbereich zu beobachten, wenn bei hoher Belastung und Drehzahl der Schmierfilm abreißt. Der fortgeschrittene Schaden wird deutlich anhand stark zerstörter Oberflächen und einer deutlichen Materialverfärbung aufgrund der entstehenden hohen Temperaturen. Bessere Schmierbedingungen sowie eine möglichst geringe Lagerluft schaffen Abhilfe. Allerdings kann Fressverschleiß auch bei zu geringer Belastung auftreten, da dann z.B. bei Zylinderrollenlagern eine große unbelastete Zone über dem Umfang entsteht, in der die Rollen vom Käfig vorwärts bewegt und an den Borden abgebremst werden. Beim erneuten Eintritt in die nur sehr kleine Lastzone müssen die Rollen abgebremst oder beschleunigt werden, sodass der auftretende Schlupf zu einer entsprechenden Schädigung führt. Zur Vermeidung ist die Lagerbelastung zu erhöhen oder es sind Lager mit geringerer Tragzahl und kleinerer Lagerluft zu verwenden.

Liegen in den Laufbahnen von Wälzlagern trotz einwandfreier Härte örtliche Vertiefungen vor, so können Rollkörpereindrücke durch plastische Verformung, Stillstandsmarkierungen oder Stromdurchgänge die Ursache dafür sein. Örtliche plastische Verformungen können durch zu hohe Belastung im Stillstand (Überlastung, Stoß, Schlag oder Fehler beim Einbau) auftreten. Vergleichbare Schäden entstehen, wenn Wälzlager im Stillstand Erschütterungen ausgesetzt sind (z.B. beim Transport fertiger Maschinen und Anlagen). Stillstandsmarkierungen waren auch ein Problem bei Windenergieanlagen im Außerbetriebszustand, da die ständig angreifenden Windlasten den in Wälzlagern geführten und festgesetzten Antriebsstrang immer an der gleichen Stelle erheblich belasteten. In diesem Fall konnte das Problem dadurch gelöst werden, dass man den Antriebsstrang im Außerbetriebsfall nicht mehr blockiert, sondern freie Drehbewegungen ausführen lässt. Generell führen Stillstandsmarkierungen und plastische Verformungen im Abstand der eingebauten Wälzkörper bei sich wieder anschließenden normalen Umlaufbewegungen des Lagers zu unruhigem Lauf und die Eindrucksstellen sind in der Regel Ausgangspunkte vorzeitiger Ermüdung.

Stromdurchgänge führen zu Oberflächenschäden in Form kleiner Riffel oder auch kleiner Schmelzkrater. Sie entstehen durch Lichtbögen, die in den Wälzkontakten abhängig vom mehr oder weniger isolierenden Schmierfilm durchschlagen und zu örtlichen Aufschmelzungen führen. Häufig sind Schweißarbeiten bei falsch angelegter Erdung die Ursache. Bei geringem Stromdurchgang kann bereits eine leitfähige Fettart das Problem beseitigen. Bei starkem Stromdurchgang (z.B. bei Radsatzlagern von Bahnfahrzeugen) sind Erdungskontakte oder eine stromisolierte Lagerung notwendig.

Neben diesen Schäden, die überwiegend aus dem Betrieb entstehen, gibt es auch Einbaufehler, die schwere Schäden nach sich ziehen können. Anhand von Laufspuren gemäß Abbildung 15.73 lässt sich erkennen, ob das Lager unter definierter Vorspannung oder schädigender innerer Verspannung betrieben wurde [15.4].



**Abbildung 15.73:** Ausbildung von Laufspuren bei Einbaufehlern – a) Radial verspanntes Rillenkugellager, b) Schräg verspanntes Rillenkugellager mit umlaufendem Innenring, c) Schräg verspanntes Rillenkugellager mit umlaufendem Außenring, d) Ovalverspannung bei einem Rillenkugellager mit Punktlast auf dem Außenring, e) Axial verspanntes, radial belastetes Pendelkugellager mit umlaufendem Innenring [15.4], [15.60]

Bei Radiallagern entsteht aus der Punktlast eine Laufspur (erkennbar an einer leichten Mattierung oder an Eindrücken überrollter Fremdkörper in der Laufbahn), die kürzer ist als der halbe Umfang der betrachteten Laufbahn, während sich bei Umfangslast die Laufspur über den ganzen Laufbahnumfang erstreckt. Axial belastete Radiallager haben eine außermittige Laufspur. Abbildung 15.73 a) zeigt die entstehenden Laufspuren bei der Radialverspannung eines Radiallagers, wenn die Wälzkörper wegen der Passungs- und Temperaturverhältnisse auf dem ganzen Umfang unter Spannung laufen. Die Rollspuren erstrecken sich dann über den ganzen Ringumfang, auch an dem Ring, der aufgrund der äußeren Kräfte einer Punktlast unterliegt. Radial verspannte Lager verursachen stärkere Laufgeräusche und meistens auch höhere Betriebstemperaturen, woraus ein größeres Temperaturgefälle zwischen Innen- und Außenring entsteht, was wiederum zu einer noch höheren Verspannung führt. Daraus ergibt sich eine erhöhte spezifische Pressung, die zu Heißlauf und vorzeitiger Ermüdung führt.

Eine weitere Fehlverspannung ist die Schrägverspannung, die entsteht, wenn die Lagersitzstellen nicht pendelnd einstellbarer Lager größere Fluchtungsfehler aufweisen. Eine solche Schrägverspannung bewirkt am umlaufenden Ring eine gleichmäßig breite Laufspur, die sich über den ganzen Umfang erstreckt. Am stillstehenden Ring ist die Laufspur dagegen gemäß Abbildung 15.73 b) und c) ungleichmäßig breit und verläuft schräg über der Laufbahn.

Bei der Ovalverspannung gemäß Abbildung 15.73 d), die immer auf Formfehler der Gegenstücke (Lageraufnahmen) zurückzuführen ist, erfolgt eine zusätzliche radiale Belastung mit ausgeprägten gegenüberliegenden Markierungen an den Stellen, wo der Durchmesser am kleinsten ist und damit die Belastungen am größten sind. Ursachen können unrunde Gehäuse oder Wellen sein, z.B. auch durch unterschiedliche Steifigkeiten über dem Umfang, sowie die stehende Aufbewahrung von dünnwandigen Lagern.

Demgegenüber entsteht die Axialverspannung, wenn die Lagerringe in axialer Richtung zu stark gegeneinander angestellt werden oder aber wenn das eingestellte Axialspiel durch die Wärmedehnung im Betrieb aufgezehrt wird. Bei Loslagern kann eine Axialverspannung auftreten, wenn sich der Außenring wegen einer zu strammen Passung in der Gehäusebohrung nicht axial bewegen kann. Tritt neben der Axiallast auch noch eine größere Radiallast auf, wird die Laufspur gemäß Abbildung 15.73 e) beim stillstehenden Ring verschieden breit.

Zur Vermeidung von Initialschäden durch fehlerhafte Montage wird auf Abschnitt 15.3.4 verwiesen. Montagekräfte dürfen niemals direkt über die Wälzkörper geleitet werden. Besonders die Laufbahnen von Zylinderrollenlagern können leicht beschädigt werden, wenn ein Lauf-ring beim Zusammenbau verkantet angesetzt wird. Selbst kleinste Schürfmacken können der Ausgangspunkt für größere Folgeschäden sein.

Da über 50% aller Wälzlagerschäden auf fehlerhafte Schmierung zurückgeführt werden können, sollen abschließend nochmals die Hauptursachen für diese Schadensform zusammengefasst werden:

- Ungeeigneter Schmierstoff, d.h. Öl zu geringer Viskosität, fehlende oder ungeeignete Additivierung oder korrosive Wirkung von Additiven
- Genereller Schmierstoffmangel in den hochbelasteten Kontaktbereichen
- Verunreinigungen im Schmierstoff
- Änderung der Schmierstoffeigenschaften durch Alterung bzw. Überschreitung der Fettgebrauchsdauer
- Überschmierung

Während sich Schmierstoffmangel einerseits und Überschmierung andererseits nur konstruktiv und verfahrensmäßig durch eine auf den Anwendungsfall abgestimmte Schmierstoffversorgung vermeiden lassen (s.a. Abschnitt 15.2.8), können Schäden durch ungeeigneten Schmierstoff oder durch veränderte Schmierstoffeigenschaften nur durch die Berücksichtigung sämtlicher Betriebsbedingungen und durch rechtzeitige Schmierstofferneuerung verhindert werden. Da die Schmierstoffversorgung für die Zuverlässigkeit einer Lagerung entscheidend ist, lassen besonders auffällige Laufspuren Rückschlüsse auf Mängel in der Lagerschmierung zu. Laufspuren stellen nämlich Veränderungen der ursprünglich gefertigten Oberflächenstruktur dar, die umso deutlicher sichtbar werden, je mehr der Schmierstoff verunreinigt und je dünner der Schmierfilm ist. Dann liegt eine schlechte Oberflächentrennung (von Wälzkörpern und Lagerringen) vor, die eine volle Nutzung des Leistungsvermögens der Wälzlager verhindert.

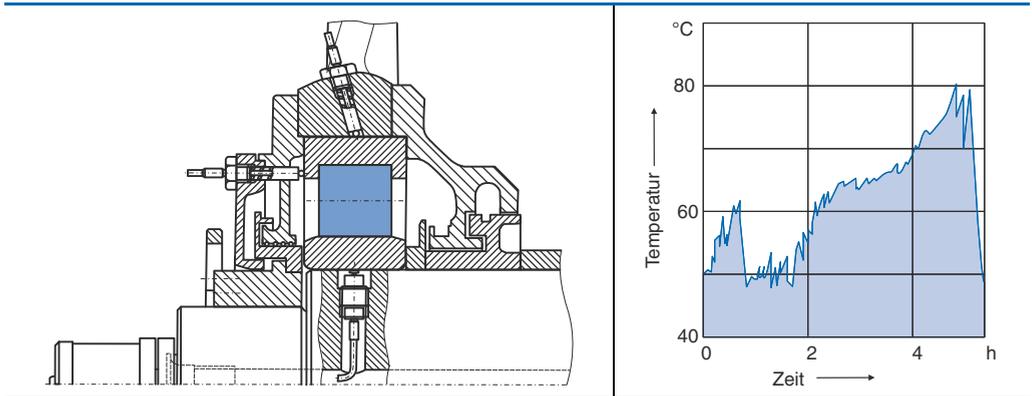
In diesem Zusammenhang sei abschließend noch auf ein Schadensbild hingewiesen, das ebenfalls aus einer Schmierstoffverdrängung entsteht, allerdings aufgrund von Resonanzschwingungen. Dabei führten in vielen Getrieben von Windenergieanlagen die schnell laufenden Zwischenwellen in Festlager-Loslager-Anordnung durch die Schrägverzahnung angeregte Axial-schwingungen mit Frequenzen zwischen 120 und 170 Hz aus, die zu Schadensbildern an den Loslagern führten, die denen bei axialer Überlastung entsprachen. Vergleichbare Problemfälle konnten mittlerweile mithilfe geeigneter Mehrkörper-Simulationsmodelle auch an anderen Antrieben geklärt werden [15.111]

Zur Vermeidung aller hier vorgestellten Schadensbilder bieten sich neben konstruktiven Maßnahmen zusätzliche Überwachungseinrichtungen beim Betrieb von Wälzlagern an. Dabei ist von großem Vorteil, dass zwei unterschiedliche Versagensarten von Wälzlagern auftreten:

- Die Wälzlager versagen spontan, z.B. durch Heißlauf oder Blockieren.
- Der Lagerzustand verschlechtert sich kontinuierlich von einem guten Ausgangszustand zu einem schlechten Endzustand, z.B. durch Verschleiß oder Ermüdung.

Das spontane Versagen tritt immer dann auf, wenn bei schnell laufenden hochbelasteten Lagern die Schmierstoffzufuhr bzw. der Schmierfilm unterbrochen wird.

Der weitaus größere Anteil von Wälzlagerschäden tritt jedoch nicht plötzlich auf, sondern kündigt sich durch eine langsame, zunehmende Verschlechterung an, die sich gut überwachen lässt. So kann über eine langfristige Veränderung der Lagertemperatur, der Schwingungen, Geräusche und des Verschleißes auf den Lagerzustand zurückgeschlossen werden. Eine in vielen Anlagen verwendete Überwachungsmaßnahme von Wälzlagern ist die kontinuierliche Temperaturerfassung gemäß Abbildung 15.74, wobei bei dem dargestellten Zylinderrollenlager mit gleich drei Thermoelementen in direkter Nähe der Laufringe ein besonders großer Aufwand betrieben wurde.



**Abbildung 15.74:** Temperaturüberwachung an einem Zylinderrollenlager mittels Thermoelementen und Lagertemperaturverlauf bei versagender Fettschmierung [15.4]

Einfachere (zumeist auch ungenauere) Messverfahren beschränken sich z. B. nur auf die Temperaturüberwachung der gesamten Schmieranlage. Hintergrund bei der Temperaturüberwachung ist, dass ein Lager unter normalen Betriebsbedingungen eine immer annähernd gleiche Betriebstemperatur aufweist. Lediglich bei Drehzahl- oder Laständerungen sowie veränderter Wärmezu- oder -abfuhr ändert sich das Temperaturverhalten. Demzufolge lassen sich nicht nur Änderungen des Schmierungszustandes, sondern auch Laständerungen, z. B. durch gestörte Loslagerfunktionen oder anderweitige Verspannungen anhand eines Temperaturanstieges an der betreffenden Lagerstelle erkennen. Somit kann durch eine Temperaturüberwachung die Sicherheit gegen unvorhergesehene Lagerausfälle erhöht werden, sofern die Störungsursache rechtzeitig behoben wird. Grundvoraussetzung für eine genaue Temperaturerfassung sind eine Messung möglichst nahe an der Lagerstelle und eine gute Ankopplung an das Messobjekt durch saubere Kontaktflächen und Federdruck [15.4], [15.109].

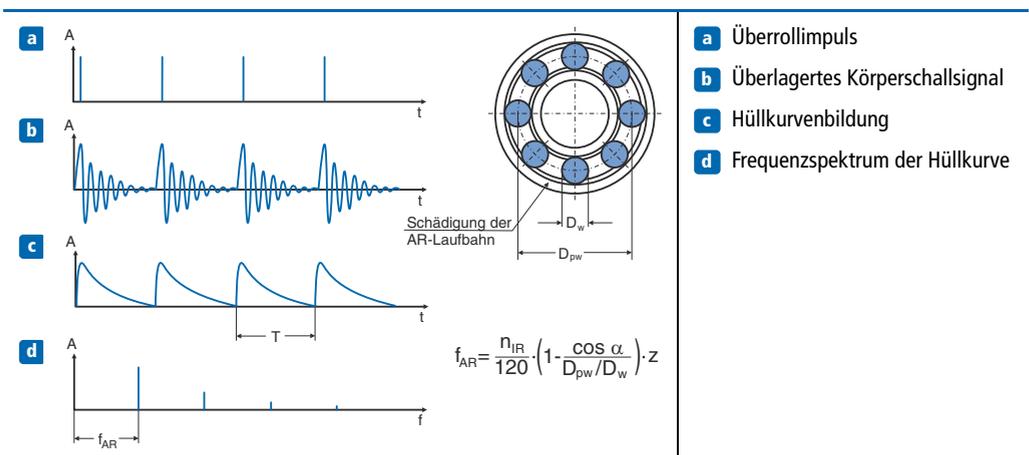
Leider lassen sich normale Ermüdungsschäden nicht durch eine einfache Temperaturüberwachung erfassen. Erste Risse oder Materialausbröckelungen als Anzeichen eines beginnenden Ermüdungsschadens können am besten durch Schwingungsmessungen überwacht werden, wobei folgende Voraussetzungen für eine zuverlässige Überwachung zu beachten sind:

- Schwingungsmessungen sind hauptsächlich Vergleichsmessungen, d. h. es werden entweder Trendanalysen an einem Lager (vom Gutzustand zum Schlechtzustand) oder aber

vergleichende Messungen an gleichen Lagerstellen durchgeführt (Lagerstelle 1 verhält sich besser/schlechter als Lagerstelle 2).

- Die Messstelle sollte nach Möglichkeit in der Lastzone liegen.
- Der zu erwartende, von einem geschädigten Lager erzeugte Schallpegel muss im interessierenden Frequenzbereich deutlich über dem Gesamtschwingungspegel der Maschine liegen.
- Die Schwingungsaufnehmer (Beschleunigungsaufnehmer) müssen fest angekoppelt sein.

Während die Aufnahme des Schwingungssignals in allen Fällen mit Beschleunigungsaufnehmern (Sensoren) erfolgt, unterscheidet man in der Weiterverarbeitung des Messsignals nach Offline- und Online-Messung. Bei der Offline-Messung werden z.B. mittels Stoßimpulsmessgeräten Stoßanregungen ausgewertet, die beim Überrollen einer schadhafte Stelle im Lager entstehen. Dabei werden die drei Signalkenngrößen Spitzenwert, Häufigkeit und Grundrauschpegel zu einer einzigen Kenngröße verdichtet, anhand derer der Lagerzustand beurteilt werden kann. Durch Kurzzeitmessungen von wenigen Sekunden in immer wiederkehrenden Abständen (z.B. wöchentlich, monatlich) lässt sich der Lagerzustand offline überwachen, d.h. die Messtechnik ist nicht ständig mit dem Lager verbunden.



**Abbildung 15.75:** Stoßimpulsmessung geschädigter Lager und Hüllkurvenanalyse [15.4]

Demgegenüber erfolgt bei der Online-Messung eine kontinuierliche Überwachung, d.h. die Beschleunigungsaufnehmer sind ständig mit dem zu überwachenden Lager verbunden und liefern demzufolge auch ständig Signale. Diese werden nun über sogenannte Signalanalysegeräte z.B. mithilfe der Fast-Fourier-Transformation aufbereitet. Dabei werden diskrete Überrollfrequenzen von überrollten Schäden am Innenring, am Außenring oder an den Wälzkörpern gesucht. Während ein ungeschädigtes Lager ein Schwingungssignal mit annähernd konstanter Amplitude erzeugt, wird beim Überrollen einer geschädigten Rollkontaktfläche an dieser Stelle ein Stoßimpuls erzeugt, der gemäß Abbildung 15.75 die Amplitude des Schwingungssignals plötzlich erhöht. Bis zur nächsten Überrollung klingt die Amplitude jeweils wieder ab. Legt man über dieses Signal nun eine Hüllkurve und führt eine Frequenzanalyse durch, so lässt sich die Stoßimpulsfrequenz aus dem gemessenen Signal bestimmen.

Vergleicht man diese Stoßimpulsfrequenz nun mit den aus der Lagergeometrie errechenbaren Überrollfrequenzen, lassen sich sehr genau Aussagen über den Schädigungszustand des Lagers treffen (s. a. Abschnitt 15.2.5).

Folgende Überrollfrequenzen gelten für den Außenring  $f_a$  und den Innenring  $f_i$ :

$$f_a = \frac{1}{2} \cdot f_n \cdot Z \cdot \left( 1 - \frac{D_w}{D_{pw}} \cdot \cos \alpha \right) \quad f_i = \frac{1}{2} \cdot f_n \cdot Z \cdot \left( 1 + \frac{D_w}{D_{pw}} \cdot \cos \alpha \right) \quad (15.230)$$

Die Rotationsfrequenzen des Käfigs  $f_{k\ddot{a}}$  und der Wälzkörper  $f_{w\ddot{a}}$  berechnen sich zu:

$$f_{k\ddot{a}} = \frac{1}{2} \cdot f_n \cdot \left( 1 - \frac{D_w}{D_{pw}} \cdot \cos \alpha \right) \quad f_{w\ddot{a}} = \frac{1}{2} \cdot f_n \cdot \frac{D_{pw}}{D_w} \cdot \left( 1 - \left( \frac{D_w}{D_{pw}} \cdot \cos \alpha \right)^2 \right) \quad (15.231)$$

Für die Überrollfrequenz  $f_w$  eines Wälzkörperbereiches (Punkt oder Linie) auf beiden Wälzbahnen gilt:

$$f_w = 2 \cdot f_{w\ddot{a}} = f_n \cdot \frac{D_{pw}}{D_w} \cdot \left( 1 - \left( \frac{D_w}{D_{pw}} \cdot \cos \alpha \right)^2 \right) \quad (15.232)$$

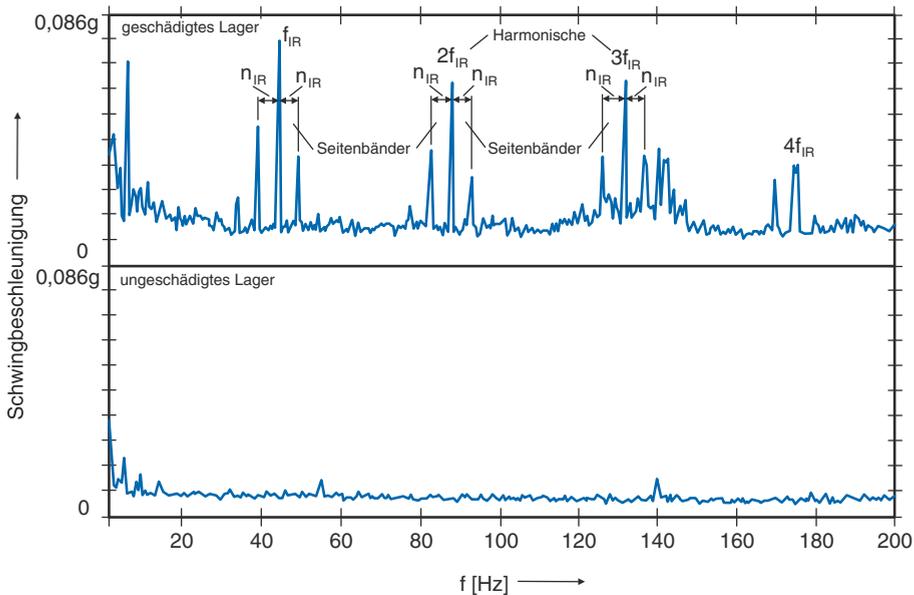
In alle Gleichungen bezeichnet  $f_n$  die Relativfrequenz von Innen- und Außenring, die i. A. mit der Wellenfrequenz  $f_n = n / 60$  identisch ist ( $n$ : Wellendrehzahl in  $\text{min}^{-1}$ ). Weiterhin bedeuten  $Z$  die Anzahl der Wälzkörper,  $D_w$  den Wälzkörperdurchmesser und  $D_{pw}$  den Teilkreisdurchmesser der Wälzkörper in mm und  $\alpha$  den Druckwinkel in Grad. Weiterhin ist zum Verständnis der Formeln anzumerken:

- Die Wälzkörper berühren sowohl den inneren als auch den äußeren Lagerring. Daher beträgt die Geschwindigkeit der Wälzkörper und des Käfigs die halbe Geschwindigkeit der Lagerringoberfläche. Dies ist der Grund für den Faktor  $1/2$  in den Gleichungen (15.230) und (15.231).
- Der Klammerausdruck rechnet die Frequenz vom Rollkreisdurchmesser auf den Innen- oder Außenring um. Eine Stelle am Innenring wird um  $[1 + 2 \cdot (D_w/D_{pw}) \cdot \cos \alpha]$  häufiger überrollt als eine Stelle im Außenring.
- Die Grundschiwingung bei etwa halber Drehfrequenz rührt vom Käfig her.
- Die Gleichungen (15.231) und (15.232) werden bisweilen verwechselt. Gleichung (15.231) beschreibt die Wälzkörperdrehfrequenz (Spin-Frequenz). Die für die Fehlererkennung wichtigere Kontaktfrequenz etwa einer schadhafte Wälzkörperstelle ist jedoch durch Gleichung (15.232) gegeben.

Die aufgeführten Frequenzen für Wälzlager sind zwar vorrangig und werden vielfach als wichtige Fehlerindikatoren genannt, da sich aufgrund betrieblicher Erfahrungen fortgeschrittene Einzelfehler einfach damit identifizieren lassen. Oftmals treten jedoch verteilte Fehler auf, wie gleichmäßige Abnutzung oder mehrere Einzelschäden im Lager, oder zusätzlich weitere Fehler in angeschlossenen rotierenden Maschinenelementen (z. B. Verzahnungen und zugehörige Zahneingriffsfrequenzen), womit diese Frequenzen schwieriger direkt auffindbar werden. Insbesondere für die Frühdiagnose ist das Überwachen der oben genannten Frequenz-

bereiche allein nicht ausreichend. Sie können nur als untere Grenze des zu überwachenden Bereiches gelten. Zur Bereichsfestlegung sollte zunächst eine Übersicht über die zu erwartenden kinematischen Frequenzen zur Verfügung stehen, wozu bei einem Getriebe z.B. auch die Zahneingriffsfrequenzen gehören.

Abschließend zeigt Abbildung 15.76 noch das Ergebnis einer Frequenzanalyse und den deutlichen Unterschied zwischen dem ungeschädigten und dem geschädigten Lager, insbesondere im Bereich zwischen 0 und 50 Hz, in dem auch im vorliegenden Fall die Überrollfrequenzen liegen.

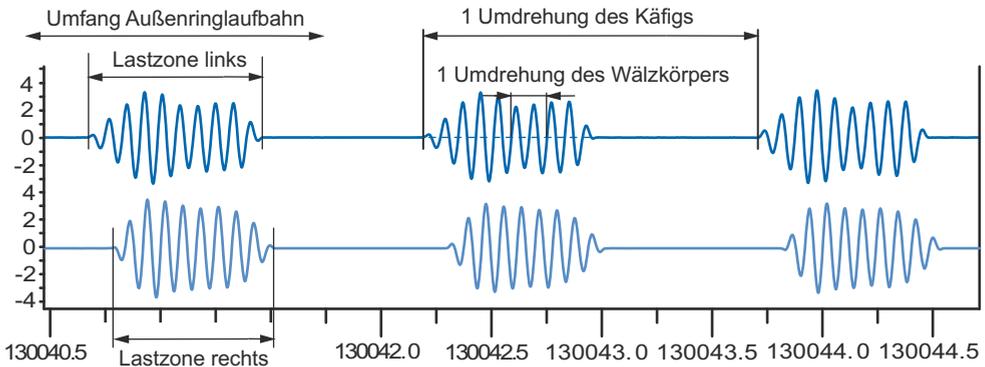
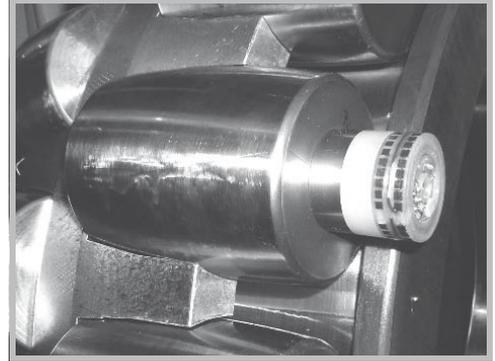
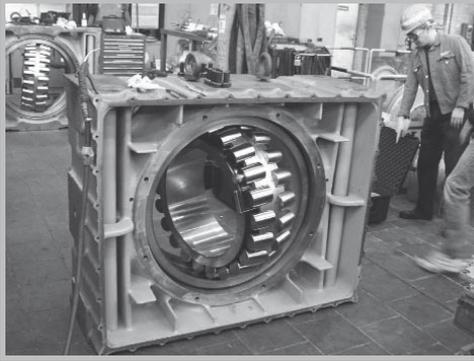


**Abbildung 15.76:** Frequenzspektrum eines Hüllkurvensignals

Die Überrollfrequenz des Innenringes  $f_{IR}$  und deren Harmonische sind deutlich zu erkennen. Bei einem Lager mit drehendem Innenring sind auch bei einem Innenringschaden die festzustellenden Seitenbänder typisch, deren Abstand zur Überrollfrequenz gleich der Innenringdrehzahl ist. Für weiterführende Informationen zu diesem immer größer werdenden Bereich der Maschinendiagnose sei auf die vielfältige weiterführende Fachliteratur verwiesen [15.83], [15.142].

Ein weiteres Verfahren zur Lagerüberwachung ist die Verschleißmessung, in dem z.B. geeignete Verschleißfühler einen bestimmten Verschleißpartikelanteil im Öl zum Auslösen eines Signals ausnutzen.

Neben diesen mittlerweile auch in der industriellen Praxis häufig eingesetzten Diagnoseverfahren wurde in den letzten Jahren noch eine messtechnische Anwendung im Bereich der Wälzlager entwickelt, um unbekannte Belastungssituationen von Lagern mithilfe von Dehnungsmessungen an einzelnen Rollen im Lager kontinuierlich erfassen zu können. Diese Technik ist zurzeit unter dem Begriff „Magic Roller“ bekannt und wurde schon erfolgreich in Getrieben von Windenergieanlagen und Großantrieben in Tagebauausrüstungen eingesetzt, Abbildung 15.77 [15.135], [15.136].



**Abbildung 15.77:** Messsystem SKF-Magic-Roller zur Erfassung der Rollenbelastung mittels Dehnungsmessstreifentechnik in einem Pendelrollenlager einer Förderbandantriebsstrommel [15.136]

Aufgrund der Ausdehnung der Dehnungsmessstreifen und des erforderlichen Bauraumes für die Energieversorgung der Messstelle sowie eine Funkübertragung des Messsignals mithilfe eines Telemetriesystems erfordert diese Anwendung allerdings eine Mindestbaugröße von Rollenlagern.

Abschließend sei darauf hingewiesen, dass alle Verfahren der Lagerdiagnose überwiegend mit dem Ziel eingesetzt werden, das Lager bei einem beginnenden Schaden nicht sofort wechseln zu müssen, sondern möglichst nahe bis zur Ermüdungsgrenze bzw. zum Versagen betreiben zu können. Dies ist gerade bei großen Lagern im Schwermaschinen- und Anlagenbau von Bedeutung, da nicht immer sofort ein Ersatzlager vorrätig ist oder aber auch die Anlage erst bei einem planmäßigen Stillstand für einen Lagerwechsel zur Verfügung steht.

## ZUSAMMENFASSUNG

Die **Wälzlager** werden zur Sicherung der Lage von zueinander beweglichen Maschinenelementen im Raum und zur Übertragung der dabei auftretenden Kräfte verwendet. Zu diesem Zweck besteht ein Wälzlager aus zwei Laufringen (Innenring und Außenring) bzw. Scheiben beim Axiallager, einem Satz Wälzkörper (Kugeln, Zylinder-, Kegel-, Tonnenrollen oder Nadeln) und einem Käfig zur Führung der Wälzkörper.

Die großen **Vorteile** von Wälzlagern sind die geringe Reibung bei Anlauf und im Betrieb, der niedrige erforderliche Schmierstoffbedarf, die Möglichkeit der Radial- und Axialkraftaufnahme bei relativ geringen Einbaumaßen sowie die Möglichkeit des herstellerunabhängigen Austausches von Ersatzlagern aufgrund einer weitreichenden internationalen Normung.

Im Vergleich zum Gleitlager ist von **Nachteil**, dass die ständigen Überrollungen (Wälzkörper – Laufbahn) eine Materialermüdung bedingen, sodass Wälzlager nicht dauerfest sind, was die Berechnung einer ertragbaren Lebensdauer erfordert. Eine hohe Punkt- bzw. Linienbelastung (Hertz'sche Pressung bei Kugel- bzw. Rollenlager zwischen Wälzkörpern und Laufbahnen) macht Wälzlager empfindlich gegen Erschütterungen und Stöße. Zur Vermeidung von Verschmutzung ist ein hoher Abdichtungsaufwand notwendig, der zu Verschleißstellen mit entsprechenden Leistungsverlusten führen kann.

Aufgrund der überwiegenden Vorteile haben sich die Wälzlager in den meisten antriebstechnischen Anwendungen durchgesetzt. Neben der Lagerung umlaufender Wellen lassen sich aber auch andere Maschinenelemente (z.B. Kurbelschwingen in Mechanismen) oder aber ganze Baugruppen, die teilweise nur Schwenkbewegungen ausführen müssen, durch Wälzlager führen (z.B. Schiffsrudder, Kranausleger, Schleusentore und Klappen im Stahlwasserbau, Drehbrücken und schwenkbare Oberbauten von Kranen).

Entsprechend der bevorzugten Lastrichtung unterscheidet man bei Wälzlagern Radiallager und Axiallager, bauartbedingt trennt man zwischen Kugellagern und Rollenlagern. Bis auf wenige Ausnahmen können Radiallager auch Axialkräfte aufnehmen und manche Bauarten der Axiallager sind ebenfalls für die Aufnahme von Radialkräften geeignet.

Zur beanspruchungsgerechten Auslegung eines Wälzlagers ist für den statischen und den dynamischen Belastungsfall die jeweilige Beanspruchbarkeit mit der tatsächlich auftretenden Beanspruchung zu vergleichen. Die **Beanspruchbarkeit** eines Wälzlagers ist gegeben durch eine statische Tragzahl  $C_0$  und eine dynamische Tragzahl  $C$ , die ursprünglich aus einer Vielzahl von Versuchen unter definierten Belastungsbedingungen statistisch abgesichert ermittelt wurden. Aufbauend auf diesen Erfahrungswerten wurden empirische Verfahren abgeleitet, mit denen sich nun auch theoretisch unter Berücksichtigung der Lagergeometrie statische und dynamische Tragzahlen bestimmen lassen. Die tatsächliche räumliche und meistens auch zeitlich veränderliche Belastung eines Lagers im Betrieb wird zu einer äquivalenten statischen und dynamischen Lagerbelastung  $P_0$  und  $P$  zusammengefasst. Im statischen Belastungsfall wird durch den Quotienten von  $C_0$  und  $P_0$  eine Kennzahl der statischen Beanspruchung ausgewiesen, anhand derer die statische Tragfähigkeit und Laufgüte eines Lagers beurteilt werden kann. Für den dynamischen Belastungsfall wird mithilfe der Lebensdauergleichung das Verhältnis von dynamischer Tragzahl  $C$  und äquivalenter dynamischer Lagerbelastung  $P$  gebildet, wobei der Quotient abhängig von der Lagerbauart noch mit einem Lebensdauerexponenten  $p$  bewertet wird. Als Ergebnis erhält man eine statistisch abgesicherte Aussage über eine Anzahl von Stunden oder Umdrehungen, die das ausgewählte Lager bis zum Eintritt des Ermüdungsschadens erreichen kann. Abhängig vom Einsatzfall gibt es Erfahrungswerte bzw. gewünschte Vorgaben für diese als nominelle Lebensdauer bezeichnete Anzahl erreichbarer Stunden oder Umdrehungen.

Mit zunehmender Betriebserfahrung mit Wälzlagern wurde festgestellt, dass nicht nur die Belastung, sondern auch Werkstoffeigenschaften und Schmierbedingungen einen wesentlichen Einfluss auf die erreichbare Lebensdauer haben. Diese Erkenntnisse werden mithilfe eines sogenannten Lebensdauerbeiwertes in einer erweiterten Lebensdauerberechnung berücksichtigt und führen auf die angepasste **nominelle Lebensdauer**.

Eine nochmalige Erweiterung des **Berechnungsverfahrens** wurde erreicht durch die zusätzliche Einbeziehung des Lagerspiels, möglicher Lagerverkipnungen sowie der Steifigkeit des Lagers und seiner Umgebungsstruktur. Im Ergebnis erhält man die modifizierte Referenz-Lebensdauer, deren Berechnung im Beiblatt 4 der internationalen Norm DIN ISO 281 ausführlich dokumentiert ist. Auch alle vorherigen Berechnungsverfahren sowie die Vorgehensweisen zur Bestimmung der statischen und dynamischen Tragzahlen sind in dieser Norm DIN ISO 281 sowie in ergänzenden Beiblättern beschrieben. Dort finden sich auch wichtige Ergänzungen oder Einschränkungen der hier allgemein vorgestellten Vorgehensweise, sodass es vor der Berechnung oder Auslegung eines Wälzlagers immer empfehlenswert ist, den aktuellen Stand der Normen und Standards zu prüfen.

Generell ist jedoch bei allen aufwändigeren Verfahren, die eine Vielzahl von Einflussgrößen berücksichtigen, zu beachten, dass nicht immer alle zur Berechnung getroffenen idealen Annahmen im tatsächlichen Betrieb auch eingehalten werden können, was teilweise zu erheblichen Unterschieden zwischen den berechneten Ergebnissen der nominellen Lebensdauer (Ursprungsverfahren der Lebensdauerberechnung) und der modifizierten Referenz-Lebensdauer (neuestes Verfahren nach DIN ISO 281 – Beiblatt 4) führt. Insofern wird man mit einer ersten Auslegung und Ermittlung der nominellen Lebensdauer ohne Berücksichtigung weiterer Einflüsse immer auf der sicheren Seite liegen. Es wurden jedoch im vorliegenden Buch bewusst alle Verfahren so ausführlich wie möglich beschrieben, damit dem interessierten Leser sämtliche Einflussgrößen auf die erreichbare Lebensdauer einer Lagerung deutlich werden und er in die Lage versetzt wird, die oftmals mehrseitigen Ausdrücke der Expertenprogramme der Lagerhersteller zu bewerten.

Unabhängig vom gewählten Berechnungsverfahren haben jedoch die Gestaltung der Lagerumgebung und die genaue Kenntnis der tatsächlich einwirkenden Lasten den größten Einfluss auf die erreichbare Lagerlebensdauer. In diesem Zusammenhang ist auch zu berücksichtigen, dass jedes Lager für den einwandfreien Betrieb eine Mindestbelastung benötigt und umgekehrt eine zu hohe berechnete Lebensdauer auf eine Überdimensionierung schließen lässt, die ebenfalls in den meisten Fällen zu einem vorzeitigen Ausfall führt. Ferner dürfen bestimmte Drehzahlgrenzen nicht überschritten werden.

Abschließend werden noch mögliche **Lagerschäden** und deren **Diagnose** behandelt. Sie sollen auf der einen Seite helfen, konstruktive Fehler zu vermeiden, auf der anderen Seite erlauben moderne Diagnoseverfahren eine kontinuierliche Überwachung eines Lagers im Sinne einer vorbeugenden Instandhaltung, sodass gerade große Lager (teuer in der Herstellung und mit langen Lieferzeiten behaftet) bei einem sich abzeichnenden Schaden nicht sofort gewechselt werden müssen, sondern möglichst nahe bis zur Ermüdungsgrenze bzw. zum Versagen weiterbetrieben werden können.

## Literatur

- [15.1] Beitz, W., Grote, K.-H.; *Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau*; 20. Auflage, Springer Verlag, Berlin 2001
- [15.2] Beljajev, N.; *Arbeiten über Elastizitäts- und Plastizitätstheorie* (russ.); Moskau 1957, S. 64-84 und 214-245
- [15.3] Bochmann, H.; *Die Abplattung von Stahlkugeln und Zylindern durch den Meßdruck*; Dissertation TU Dresden, 1927
- [15.4] Brändlein, J., Eschmann, P., Hasbargen, L., Weigand, K.; *Die Wälzlagerpraxis*; 3. Aufl., Vereinigte Fachverlage GmbH, Mainz 1995
- [15.5] Brändlein, J., Zwirlein, O.; *Plastische Verformung in hochbeanspruchten Kontaktstellen von Wälzlagern*; *Antriebstechnik* 19 (1980), S. 316-322
- [15.6] Breuer, M.; *Theoretische und experimentelle Bestimmung der Wälzlagersteifigkeit*; *Fortschritts-Berichte VDI Reihe 1, Nr. 241*, VDI Verlag, Düsseldorf 1994
- [15.7] *DIN 611 Wälzlager; Übersicht* (1990-10)
- [15.8] *DIN 615 Wälzlager; Schulterkugellager* (1993-01)
- [15.9] *DIN 616 Wälzlager – Maßpläne* (2000-06)
- [15.10] *DIN 617 Wälzlager; Nadellager mit Käfig; Maßreihen 48 und 49* (1993-01)
- [15.11] *DIN 618-1 Wälzlager; Nadellager; Nadelhülsen, Nadelbüchsen, mit Käfig* (1993-03)
- [15.12] *DIN 620 Toleranzen von Wälzlagern* (1982-06)
- [15.13] *DIN 623-1 Wälzlager; Grundlagen; Bezeichnung, Kennzeichnung* (1993-05)
- [15.14] *DIN 625 Wälzlager; Rillenkugellager* (1989-04)
- [15.15] *DIN 628-1 – DIN 628-6 Wälzlager; Radial-Schräggugellager* (1993-12)
- [15.16] *DIN 630 Wälzlager; Radial-Pendelkugellager; zweireihig, zylindrische und kegelige Bohrung* (1993-11)
- [15.17] *DIN 635-1 Wälzlager; Pendelrollenlager; Tonnenlager, einreihig* (1987-08)
- [15.18] *DIN 711 Wälzlager; Axial-Rillenkugellager, einseitig wirkend* (1988-02)
- [15.19] *DIN 715 Wälzlager; Axial-Rillenkugellager, zweiseitig wirkend* (1987-08)
- [15.20] *DIN 720 Wälzlager; Kegelrollenlager* (1979-02)
- [15.21] *DIN 722 Wälzlager – Axial-Zylinderrollenlager – Einseitig wirkend* (2005-08)
- [15.22] *DIN 728 Wälzlager; Axial-Pendelrollenlager, einseitig wirkend, mit unsymmetrischen Rollen* (1991-02)
- [15.23] *DIN 736 Wälzlager; Stehlagergehäuse für Wälzlager der Durchmesserreihe 2 mit kegeliger Bohrung und Spannhülse* (1984-11)
- [15.24] *DIN 737 Wälzlager; Stehlagergehäuse für Wälzlager der Durchmesserreihe 3 mit kegeliger Bohrung und Spannhülse* (1984-11)
- [15.25] *DIN 738 Wälzlager; Stehlagergehäuse für Wälzlager der Durchmesserreihe 2 mit zylindrischer Bohrung* (1984-11)
- [15.26] *DIN 739 Wälzlager; Stehlagergehäuse für Wälzlager der Durchmesserreihe 3 mit zylindrischer Bohrung* (1984-11)
- [15.27] *DIN 981 Wälzlager; Nutmuttern* (1993-02)
- [15.28] *DIN 5401 Wälzlager – Kugeln für Wälzlager und allgemeinen Industriebedarf* (2002-08)
- [15.29] *DIN 5402-1 Wälzlager; Wälzlagererteile; Zylinderrollen* (1993-12)
- [15.30] *DIN 5402-3 Wälzlager; Wälzlagererteile; Nadelrollen* (1993-03)
- [15.31] *DIN 5405-1 Wälzlager; Nadellager; Radial-Nadelkränze* (1993-03)
- [15.32] *DIN 5405-2 Wälzlager; Nadellager; Axial-Nadelkränze* (1993-03)
- [15.33] *DIN 5406 Wälzlager; Muttersicherungen; Sicherungsblech, Sicherungsbügel* (1993-02)
- [15.34] *DIN 5412-1 Wälzlager – Zylinderrollenlager* (2005-08)
- [15.35] *DIN 5416 Wälzlager; Abziehhülsen* (1990-03)
- [15.36] *DIN 5417 Befestigungsteile für Wälzlager; Sprengringe für Lager mit Ringnut* (1976-12)

- [15.37] DIN 5418 Wälzlager; Maße für den Einbau (1993-02)
- [15.38] DIN 5419 Filzringe, Filzstreifen, Ringnuten für Wälzlagergehäuse (1959-09)
- [15.39] DIN 5425-1 Wälzlager; Toleranzen für den Einbau; Allgemeine Richtlinien (1984-11)
- [15.40] DIN 51502 Schmierstoffe und verwandte Stoffe; Kurzbezeichnung der Schmierstoffe und Kennzeichnung der Schmierstoffbehälter, Schmiergeräte und Schmierstellen (1990-08)
- [15.41] DIN 51506 Schmierstoffe; Schmieröle VB und VC ohne Wirkstoffe und mit Wirkstoffen und Schmieröle VDL; Einteilung und Anforderungen (1985-09)
- [15.42] DIN 51517-1 Schmierstoffe – Schmieröle – Teil 1: Schmieröle C; Mindestanforderungen (2004-01)
- [15.43] DIN 51517-2 Schmierstoffe – Schmieröle – Teil 2: Schmieröle CL; Mindestanforderungen (2004-01)
- [15.44] DIN 51517-3 Schmierstoffe – Schmieröle – Teil 3: Schmieröle CLP; Mindestanforderungen (2004-01)
- [15.45] DIN 51819 Prüfung von Schmierstoffen – Mechanisch-dynamische Prüfung auf dem Wälzlagerschmierstoff-Prüfgerät FE8; Teil 1: Allgemeine Arbeitsgrundlagen (1999-12); Teil 2: Verfahren für Schmierfette, einzusetzende Prüflager, Schrägkugellager oder Kegelrollenlager (1999-12); Teil 3: Verfahren für Schmieröl, einzusetzende Prüflager, Axial-Zylinderrollenlager (2005-03)
- [15.46] DIN 51825 Schmierstoffe – Schmierfette K – Einteilung und Anforderungen (2004-06)
- [15.47] DIN EN ISO 683-17 Für eine Wärmebehandlung bestimmte Stähle, legierte Stähle und Automatenstähle – Teil 17: Wälzlagerstähle (2000-04)
- [15.48] DIN ISO 76 Wälzlager; Statische Tragzahlen (1988-10)
- [15.49] DIN ISO 281 Wälzlager; Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer (1993-01)
- [15.50] DIN ISO 281 Wälzlager; Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer, Erklärungen zu ISO 281-1:1977 Beiblatt 2 zu DIN ISO 281 (1994-09)
- [15.51] DIN ISO 281 Wälzlager; Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer, Lebensdauerbeiwert  $a_{DIN}$  und Berechnung der erweiterten modifizierten Lebensdauer; Beiblatt 1 zu DIN ISO 281 (2003-04)
- [15.52] DIN ISO 281 Wälzlager; Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer, Verfahren zur Berechnung der modifizierten Referenz-Lebensdauer für allgemein belastete Wälzlager; Beiblatt 4 zu DIN ISO 281 (2003-04)
- [15.53] DIN ISO 281 Wälzlager; Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer (ISO/DIS 821:2005 (Entwurf 2006-11)
- [15.54] DIN ISO 355 Wälzlager; Metrische Kegelrollenlager, Maße und Reihenbezeichnungen (1978-06)
- [15.55] DIN ISO 15312 Wälzlager – Thermische Bezugsdrehzahl – Berechnung und Beiwerte (2004-10)
- [15.56] Dowson, D., Higginson, G. R.; Elasto-Hydrodynamic Lubrication; 2. Aufl., Pergamon Press Ltd., Oxford 1977
- [15.57] Eschmann, P.; Das Leistungsvermögen der Wälzlager; Springer Verlag, Berlin 1964
- [15.58] Eschmann, P., Hasbargen, L., Weigand, K.; Die Wälzlagerpraxis – Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen; 2. Aufl., Oldenbourg-Verlag, München 1978
- [15.59] FAG Kugelfischer Georg Schäfer; Schmierung von Wälzlagern; Publ.-Nr. WL 81115 DA, Schweinfurt 1985
- [15.60] FAG Kugelfischer Georg Schäfer; Wälzlagerschäden – Schadenserkenkung und Begutachtung gelaufener Wälzlager; Publ.-Nr. WL 82102/2 DA, Schweinfurt 1996

- [15.61] FAG Kugelfischer Georg Schäfer; Die Gestaltung von Wälzlagerungen – Konstruktionsbeispiele aus dem Maschinen-, Fahrzeug- und Gerätebau; Publ.-Nr. WL 00 200/5 DA, Schweinfurt 2000
- [15.62] Föppl, L.; Der Spannungszustand und die Anstrengung des Werkstoffes bei der Berührung zweier Körper; Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens 7 (1936), Heft 5, S. 209-221
- [15.63] Fronius, St.; Maschinenelemente – Antriebsselemente; VEB Verlag Technik, Berlin 1971
- [15.64] Gesellschaft für Tribologie (GfT): GfT – Arbeitsblatt 3: Wälzlagerschmierung Mai 1993
- [15.65] Gudehus, H., Zenner, H.; Leitfaden für eine Betriebsfestigkeitsrechnung; 4. Aufl., Verlag Stahleisen, Düsseldorf 1999
- [15.66] Halliger, L.; Abdichtung von Wälzlagerungen; Technische Zeitschrift für praktische Metallbearbeitung 60 (1966), Heft 4, S. 207-218
- [15.67] Hampf, W.; Wälzlagerungen – Berechnung und Gestaltung; Springer Verlag, Berlin 1971
- [15.68] Harris, T. A.; Rolling Bearing Analysis; 3. Aufl., John Wiley & Sons, New York 1991
- [15.69] Hartnett, M. J.; A General Numerical Solution for Elastic Body Contact Problems; ASME, Applied Mechanics Division, Vol. 39, 1980, S. 51-66
- [15.70] Herles, G., Rössel, W.; Geteilte Wälzlager in Schaufelradbaggern; Wälzlagertechnik 501 (1990), S. 53-56
- [15.71] Hillmann, R.; Ein Verfahren zur Ermittlung von Bezugsdrehzahlen für Wälzlager; Dissertation Universität Hannover, 1984
- [15.72] Hück, M., Thrainer, L., Schütz, W.; Berechnung von Wöhler-Linien für Bauteile aus Stahl, Stahlguss und Grauguss – Synthetische Wöhler-Linien, Bericht ABF 11, Verlag Stahleisen, Düsseldorf 1983
- [15.73] INA-Schaeffler KG; Wälzlager-Katalog, Herzogenaurach 2006
- [15.74] ISO 4406 Fluidtechnik; Hydraulik-Druckflüssigkeiten – Zahlenschlüssel für den Grad der Verschmutzung durch feste Partikel (1999-12)
- [15.75] ISO 15312 Wälzlager; Thermische Bezugsdrehzahl – Berechnung und Beiwerte (2003-12)
- [15.76] ISO 16889 Fluidtechnik; Hydraulikfilter – Prüfverfahren mit Mehrfachdurchgang zur Bestimmung der Filterleistung eines Filterelementes (1999-12)
- [15.77] Ioannides, E., Bergling, G., Gabelli, A.; An Analytical Formulation for the Life of Rolling Bearings; Acta Polytechnica Scandinavica, Mechanical Engineering Series No. 137, Finish Academy of Technology, 1999
- [15.78] Jira, R.; Die Bewegung der Kugeln in einem Schrägkugellager; Wälzlagertechnik 2 (1964), S. 2-8
- [15.79] Jones, A.; Ball Motion and Sliding Friction in Ball Bearings; Transactions of the ASE, Series D, Journal Basic Engineering 81 (1959), Vol. 1, S. 1-12
- [15.80] Jones, A.; Metallographic Observations of Ball Bearings Fatigue Phenomena; ASTM Vol. 46 (1946), June, S. 35-48
- [15.81] Jürgensmeyer, W.; Die Wälzlager; Springer Verlag, Berlin 1937
- [15.82] Jürgensmeyer, W.; Gestaltung von Wälzlagerungen; Springer Verlag, Berlin 1953
- [15.83] Klein, U.; Schwingungsdiagnostische Beurteilung von Maschinen und Anlagen; Verlag Stahleisen GmbH, Düsseldorf 1998
- [15.84] Korrenn, H., Kirchner, W., Back, E.; Die Bestimmung der Federkennlinien an umlaufenden Wälzlagern; Industrie-Anzeiger 86 (1964), Heft 29, S. 21-26
- [15.85] Korrenn, H., Kirchner, W., Braune, G.; Die elastische Verformung einer ebenen Stahloberfläche unter belasteten Zylinderrollen; Werkstatttechnik 53 (1963), Heft 4, S. 178-182

- [15.86] Korrenn, H., Kirchner, W., Braune, G.; Die elastische Verformung einer ebenen Stahloberfläche unter linienförmiger Belastung; Werkstatttechnik 53 (1963), Heft 1, S. 27-30
- [15.87] Kunert, K.; Spannungsverteilung im Halbraum bei elliptischer Flächenpressungsverteilung über einer rechteckigen Druckfläche; Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens 27 (1961), Heft 6
- [15.88] Kunert, K.; Die Starrheit des vorgespannten Schrägkugellagerpaares bei axialer Belastung; Industrie-Anzeiger 84 (1962), Heft 54, S. 1320-1325
- [15.89] Kunert, K.; Die Starrheit des vorgespannten Schrägkugellagerpaares bei radialer Belastung; Industrie-Anzeiger 82 (1960), Heft 103, S. 1763-1768
- [15.90] Lohmann, G., Schreiber, H.; Zur Bestimmung des Lebensdauerexponenten von Wälzlager; Werkstatt und Betrieb 92 (1959), Heft 4, S. 188-192
- [15.91] Lorösch, H.-K., Kraus, A.; Neue Bestimmungsgrößen für die erweiterte Lebensdauerberechnung von Wälzlager; Antriebstechnik 24 (1986), Heft 4, S. 69-74
- [15.92] Lösche, T.; Leistungssteigerung durch modifizierte Linienberührung bei Zylinderrollenlagern und Kegelrollenlagern; Wälzlagertechnik (1987), Heft 1, S. 4-9
- [15.93] Lundberg, G.; Elastische Berührung zweier Halbräume; Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens 10 (1939), Heft 5, S. 201-211
- [15.94] Lundberg, G., Odquist, F.; Studien über die Spannungsverteilung in der Nähe der Berührung von Körpern nebst Anwendungsbeispielen; Akademie für Ingenieurwissenschaften, Abhandlung 116, Stockholm 1932
- [15.95] Lundberg, G., Palmgren, A.; Dynamic Capacity of Roller Bearings; Acta Polytechnica 96 (1952), Mechanical Engineering Series 2, No. 4, Stockholm
- [15.96] Lundberg, G., Palmgren, A.; Dynamic Capacity of Roller Bearings; Acta Polytechnica 7 (1947), Mechanical Engineering Series 1, No. 3, Stockholm
- [15.97] Meldau, E.; Die Bewegung der Achse von Wälzlager bei geringen Drehzahlen; Werkstatt und Betrieb 84 (1951), S. 308-313
- [15.98] Münnich, H., Erhard, M., Niemeyer, P.; Auswirkungen elastischer Verformungen auf die Krafteinleitung in Wälzlager; Kugellager-Zeitschrift 155, S. 3-12
- [15.99] de Mul, J. M., Kalker, J. J., Fredrikson, B.; The Contact Between Arbitrarily Curved Bodies of Finite Dimension, Transactions of the ASME, Journal of Tribology, Vol. 108, Jan. 1986
- [15.100] Neupert, B.; Beanspruchung von Wälzlager in oberflächennahen Randschichten; VDI-Zeitschrift 125 (1983), Heft 23/24, S. 979-987
- [15.101] Niemann, G., Winter, H., Höhn, B.-R.; Maschinenelemente Bd. I., 4. Aufl., Springer Verlag, Berlin 2005
- [15.102] Nippert, St.; Vereinfachte Berechnung der Lagerdurchsenkung zur Anwendung in der Auslegungsphase von Zahnradgetrieben, Unveröffentlichte Studienarbeit (Großer Beleg), TU Dresden, Institut für Maschinenelemente und Maschinenkonstruktion (IMM), April 2007
- [15.103] NSK RHP Deutschland GmbH; Wälzlagerkatalog; Ratingen 2007
- [15.104] Palmgren, A.; Die Lebensdauer von Kugellager; VDI-Zeitschrift 68 (1924), Heft 14, S. 339-341
- [15.105] Palmgren, A.; Neuere Untersuchungen über Energieverluste in Wälzlager; VDI-Berichte 20, S. 117-121, VDI-Verlag, Düsseldorf 1957
- [15.106] Palmgren, A.; Grundlagen der Wälzlagertechnik; 3. Aufl.; Franckhsche Verlagsbuchhandlung W. Keller & Co, Stuttgart 1964
- [15.107] Pittroff, H.; Funktionstechnisch optimierte, wirtschaftliche Wälzlagerungen; VDI-Berichte Nr. 248, S. 109-118, VDI-Verlag, Düsseldorf 1975

- [15.108] Reusner, H.; Druckflächenbelastung und Oberflächenverschiebung im Wälzkontakt von Rotationskörpern; Dissertation TH Karlsruhe, 1977
- [15.109] Rohrbach, C.; Handbuch für experimentelle Spannungsanalyse; VDI-Verlag, Düsseldorf 1989
- [15.110] Schlecht, B.; Modern Drive Technology for Large Moveable Railway Bridges – The El-Ferdan Swing Bridge over the Suez Canal, First International Conference on Advances in Bridge Engineering, Brunel University London, 26. bis 28. Juni 2006, London
- [15.111] Schlecht, B., Schulze, T., Hähnel, Th., Rosenlöcher, Th., Höfgen, M.; Analyse der Wechselwirkung von Triebstrang- und Strukturschwingungen in elektrisch-mechanischen Großantrieben, VDI-Tagung „Elektrisch-mechanische Antriebssysteme“ 27. und 28. September 2006 in Böblingen
- [15.112] Schlecht, B.; Analyse des Schwingungsverhaltens und der Lagerbelastung einer Humanzentrifuge; Unveröffentlichte Dokumentation, TU Dresden, Institut für Maschinenelemente und Maschinenkonstruktion (IMM), März 2004
- [15.113] Schlecht, B., Schulze, T., Rosenlöcher, Th.; Simulation of Heavy Drive Trains with Multi-Megawatt Transmission Power in SIMPACK; SIMPACK-User-Meeting, 21. und 22. 03. 2006 in Baden-Baden
- [15.114] Schlecht, B., Rosenlöcher, Th.; Möglichkeiten der Lagermodellierung in Mehrkörper-Simulationen unter Verwendung von DLL aus dem Programm BEARINX; Unveröffentlichte Dokumentation, TU Dresden, Institut für Maschinenelemente und Maschinenkonstruktion (IMM), September 2006
- [15.115] Schlecht, B., Senf, M.; Beanspruchungsanalyse von Stirnradgetrieben mit dem Programmsystem LVR – Lastverteilungsrechnung; Vortrag zur Tagung „Antriebsstränge in Windenergieanlagen“, Haus der Technik, Essen, März 2006
- [15.116] Schlecht, B., Schulze, T.; Effiziente Antriebsstrangauslegung und -nachrechnung im gesamten Produktentwicklungsprozess durch den Einsatz der innovativen Software Mdesign drive; SimPEP-Tagung der Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA), 14. und 15. Juni 2007
- [15.117] Schlecht, B.; Zur Entwicklung der Simulations- und Berechnungsverfahren bei der Auslegung und Analyse von Antriebssystemen; Dresdner Maschinenelemente Kolloquium – DMK 2007, TU Dresden, Institut für Maschinenelemente und Maschinenkonstruktion (IMM), Dezember 2007
- [15.118] Schlicht, H., Schreiber, E., Zwirlein, O.; Ermüdung bei Wälzlagern und ihre Beeinflussung durch Werkstoffeigenschaften; Antriebstechnik 26 (1987), Heft 1, S. 49-54
- [15.119] Schlicht, H.; Werkstoffeigenschaften, abgestimmt auf die Beanspruchungen im Wälzlager; Wälzlagertechnik (1981), Heft 1, S. 24-29
- [15.120] Schmauß, G., Nölke, H., Herz, E.; Stahlwasserbauten – Kommentar zu DIN 19704; Verlag Ernst & Sohn, Berlin 2000
- [15.121] Schulze, T.; Ganzheitliche dynamische Antriebsstrangbetrachtung von Windenergieanlagen unter Verwendung modularer Simulationsmodelle, Dissertation TU Dresden, 2007
- [15.122] Schreiber, H.; Die axiale Federung von Kugellagern; Industrie-Anzeiger 83 (1961), Heft 79, S. 1489-1492
- [15.123] Schreiber, H.; Die Steifigkeit des vorgespannten Zylinderrollenlagers; Industrie-Anzeiger 84 (1962), S. 43-46
- [15.124] Senf, M., Börner, J., Linke, H.; Beanspruchungsanalyse bei Stirnradgetrieben – Nutzung der Berechnungssoftware LVR, Dresdner Maschinenelemente Kolloquium – DMK 2003, Tagungsband, S. 75-86

- [15.125] Seufert, R.; AGMA/AWEA 6006 – eine Spezifikation zur betriebssicheren Auslegung von Getrieben für Windturbinen; Dresdner Maschinenelemente Kolloquium – DMK 2003, Tagungsband, S. 303-320
- [15.126] Seifried, A.; Eine neue Methode zur Berechnung von Rollenlagern über lagerinterne Kontaktbeanspruchungen; Dissertation Universität Stuttgart, 1999
- [15.127] Seifried, A.; Grundprobleme der Wälzlagerberechnung am Beispiel von Windkraftgetrieben, Antriebstechnisches Kolloquium – ATK 2007, Institut für Maschinenelemente und Maschinengestaltung (IME) der RWTH Aachen, Mai 2007
- [15.128] Shevchenko, R., Bolan, P.; A Visual Study of Ball Motion in a High-Speed Thrust Bearing; SAE Preprint No. 37; SAE Annual Meeting 1957
- [15.129] SKF; Wälzlagerkatalog; Schweinfurt 2007
- [15.130] Smith, J., Liu, C.; Stresse due to Tangential and Normal Loads on an Elastic Solid with Application to some Contact Stress Problems; Journal of Applied Mechanics (1953), June, S. 157-166
- [15.131] Stangner, H., Zoch, H.-W.; Wälzfestigkeit einsatzgehärteter Bauteile; Härtereitechnische Mitteilungen HTM 45 (1990), S. 223-229
- [15.133] Stribeck, R.; Kugellager für beliebige Belastungen; VDI-Zeitschrift 45 (1901), Heft 3, S. 73-39, S. 118-125
- [15.134] Stribeck, R.; Prüfverfahren für gehärteten Stahl unter Berücksichtigung der Kugelform; VDI-Zeitschrift 51 (1907), Heft 37, S. 1445-1451, Heft 38, S. 1500-1506, Heft 39, S. 1542-1547
- [15.135] Stribeck, R.; Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager; VDI-Zeitschrift 46 (1902), Heft 36, S. 1341-1348, Heft 37, S. 1432-1438, Heft 38, S. 1463-1470
- [15.135] van den Heuvel, B.; Wälzlagerungen im betrieblichen Einsatz in Tagebauausrüstungen und Kraftwerksanlagen; Dresdner Maschinenelemente Kolloquium – DMK 2007, TU Dresden, Institut für Maschinenelemente und Maschinenkonstruktion (IMM), Dezember 2007
- [15.136] van den Heuvel, B.; Wälzlagerungen im betrieblichen Einsatz, Vortrag zum VDI-Seminar Wälzlagertechnik, Düsseldorf, 15. und 17. 11. 2004
- [15.137] Wagner, U.; Berechnung von Lagersteifigkeiten auf der Grundlage von Katalogangaben; Unveröffentlichte Diplomarbeit, TU Dresden, Institut für Maschinenelemente und Maschinenkonstruktion (IMM), April 2002
- [15.138] Wächter, K., Konstruktionslehre für Maschineningenieure, VEB Verlag Technik, Berlin 1987
- [15.139] Weber, C.; Spannungen im Halbraum infolge der Normalbelastung nach einem Ellipsoid; Bericht des Institutes für Maschinenelemente der TU Braunschweig, Prof. Niemann, 1948
- [15.140] Weibull, W.; A Statistical Theory of the Strength of Materials; Ingeniörsvetenskap-Akademiens-Handlingar 151 (1939)
- [15.141] Wiche, E.; Radiale Federung von Wälzlagern bei beliebiger Lagerluft; Konstruktion 19 (1967), Heft 5, S. 184-192
- [15.142] Wirth, R.; Möglichkeiten und Grenzen des Condition-Monitoring an Triebsträngen in Windenergieanlagen; Vortrag zur Tagung „Antriebsstränge in Windenergieanlagen“, Haus der Technik, Essen, März 2007
- [15.143] Zwirlein, O., Eberhard, R., Schlicht, H.; Werkstoffanstrengung bei Wälzbeanspruchung; Härtereitechnische Mitteilungen HTM 30 (1975), Heft 6, S. 338-345
- [15.144] Zwirlein, O., Schlicht, H.; Werkstoffanstrengung bei Wälzbeanspruchung – Einfluss von Reibung und Eigenspannungen; Werkstofftechnik 11 (1980), S. 1-14
- [15.145] Zwirlein, O., Wieland, W. P.; Case Depth for Induction Hardened Slewing Bearing Rings; Int. Off-Highway-Meeting, Milwaukee, Wisconsin, September 12-15, 1983