

GRUNDSÄTZE FÜR DIE DIMENSIONIERUNG VON KEGELROLLENLAGERN

Von

B. BIRÓ

Lehrstuhl für Maschinenelemente an der Technischen Universität
Budapest

(Eingegangen am 2. September 1959)

1. Zielsetzung

Die Theorie der Lager erfuhr Ende der vierziger Jahre eine weitgehende Fortentwicklung durch schwedische, sowjetrussische und amerikanische Forschungsinstitute. Unter den Publikationen über die Ergebnisse der einschlägigen Arbeiten ragt diejenige LUNDBERGS, Professors an der Universität Göteborg, und seines Mitarbeiters PALMGREN hervor. Die Forschungsergebnisse werden von den Wälzlagerfabriken weit mehr beachtet und genutzt als von jenen, deren Sache es ist, die Lager einzubauen.

Sowohl beim Einbau als auch bei der Konstruktion verfährt man häufig nach veralteten Methoden, weshalb sich die hier folgenden Ausführungen das zweifache Ziel setzen,

einstens die theoretischen Grundlagen der Dimensionierung von Schrägwälzlagern und im Zusammenhang damit die zeitgemäßen Methoden der Dimensionierung zu erörtern,

andererseits auf Grund des Gesagten nachzuweisen, daß trotz der Abweichungen in den Berechnungsdaten der Lager verschiedenen Fabrikats und trotz der Unterschiede in den Berechnungsvorschriften der einzelnen Fabriken zur Ausbildung zeitgemäßer Konstruktionen eine einheitliche, auf theoretischen Grundlagen fußende Dimensionierung durchaus möglich ist.

Man unterscheidet zweierlei Schräglager, u.zw. *Schräggugellager* und *Kegelrollenlager*. Zum leichteren Verständnis sollen hier vorerst die Kugellager untersucht und sodann die diesen gegenüber bei den Kegelrollenlagern vorhandenen Abweichungen behandelt werden.

2. Zusammenhang zwischen Radial- und Axialbelastung

Die Verteilung der Radialbelastung auf die einzelnen Rollkörper von Rillenkugellagern bestimmte STRIBEK um die Jahrhundertwende auf Grund theoretischer Erwägungen, als deren Ergebnis er zwischen der Belastung P_0

des am stärksten belasteten Rollkörpers und der reinen Radialbelastung F_r den Zusammenhang

$$P_0 = 4,37 \frac{F_r}{z}$$

festlegte.

Die Richtigkeit dieses Zusammenhanges ist seither experimentell nachgewiesen worden. Er gilt unseren Untersuchungen gemäß für radialspielfreie Lager, während sich seine Konstante bei Kugellagern mit Radialspiel von 4,37 auf 5,00 erhöht. Da für gewöhnlich Lager mit Radialspiel erzeugt werden, kann die Beziehung nach Umordnung auch in der Form

$$F_r = \frac{z P_0}{5}$$

geschrieben werden (Abb. 1).

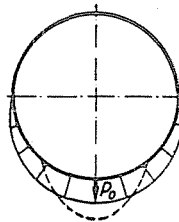


Abb. 1. Verteilung der Radialbelastung bei Lagern mit und ohne Radialspiel

Gleiche Maße vorausgesetzt, läßt sich die Höchstkugelbelastung P_0 gemäß HERTZ und BELAJEW, der die Theorie des ersteren fortentwickelte, eindeutig ermitteln. Die maximale Kugelbelastung P_0 ist durch die wirtschaftlichen Kugelmaße bestimmt. Die maximale Radialbelastung des Lagers hingegen steht in geradem Verhältnis zur Zahl z der Rollkörper und zur zulässigen maximalen Kugelbelastung.

Die Kugelzahl z von Rillslagern läßt sich über einen gewissen Wert hinaus nicht erhöhen, weil in den Raum zwischen den beiden exzentrisch zueinander gelegten Laufringen nicht mehr Kugeln untergebracht werden können. Die einzige Möglichkeit zur Erhöhung der Kugelzahl bietet sich, wenn man statt der Rillenschultern eine Rollbahn mit minimaler oder gänzlich fehlender Rillenschwelle ausbildet. Damit aber gelangt man zum Schrägwälzlager. Dank der höheren Kugelzahl sind die Schrägwälzlager geeignet, eine größere Radialbelastung aufzunehmen.

Belastet man hingegen — um auf diese zurückzukommen —, die Rillslagern mit Radialspiel mit der Axialkraft F_a , dann wird dieser auf jedem Roll-

körper derselben eine der Rollkörperzahl z umgekehrt proportionale, geringfügige axiale Belastung P_a entsprechen, für die die Beziehung

$$P_a = \frac{F_a}{z}$$

gilt (Abb. 2).

Zugleich tritt an jeder Kugel auch eine Radialbelastung auf, deren Wert aus den Zusammenhängen

$$P_r = \frac{F_a}{z \operatorname{tg} \alpha} \text{ und } \frac{P_a}{P_r} = \operatorname{tg} \alpha$$

errechnet werden kann.

Die Resultante dieser Radialkräfte, die im Außenring eine Zugspannung wecken, hat in der Mittellinie des Lagers den Wert Null.

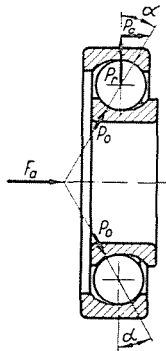


Abb. 2. Axial belastetes Lager

Betrachtet man die Wirkung der das Lager gleichzeitig belastenden Radial- und Axialkräfte, dann zeigt sich, daß die Kräfteverteilung in radialer Richtung weit günstiger ist, denn während bei reiner Radialbelastung nur kaum die Hälfte der Kugeln an der Belastung teilnimmt, verteilt eine vorhandene Axialbelastung die radiale je nach der Größe der Gesamtbelastung auf eine größere Zahl von Kugeln, ja allenfalls auf sämtliche Kugeln. Von der solcherart geteilten Belastung entfällt auf eine Kugel ein geringerer Anteil, und bei gleichwertiger maximaler Kugelbelastung läßt sich das Lager — bei der vorhandenen geringfügigen Axialbelastung — mit einer größeren Radialkraft belasten (Abb. 1 und 9).

Die Richtung der Kraftübertragung des Rillenslagers ist bei radialer Belastung 0 Grad. Demgegenüber bildet eine axiale oder zusammengesetzte Belastung stets eine unter einem Winkel α geneigte, schräge Wirkungslinie aus. Schrägwälzlager können mit einem größeren Kraftübertragungs-Richtungs-

winkel ausgeführt werden als die Rillennager. In diesem Fall dürfen sie im Vergleich zu den Rillennagern mit zunehmendem Winkelwert α radial stärker belastet werden, wiewohl auch eine der Belastung entsprechende Axialkraft wirkt.

Ein mit einer Axialkraft belastetes Lager kann besser ausgenützt werden.

Eine weitere Erhöhung der Belastung läßt sich sichern, wenn man von der punktförmigen Berührung der Kugel zur tragfähigeren Linienberührung übergeht, womit man zu den Kegelrollenlagern gelangt.

3. Äquivalente Belastung von Schräglagern

Bei Wälzlagern läßt sich bekanntlich stets eine rein radiale Belastung annehmen, unter der das Lager dieselbe Lebensdauer hat wie unter der tatsächlich wirkenden kombinierten Radial- und Axialbelastung. Diese angenommene theoretische Belastung wird äquivalente Belastung genannt.

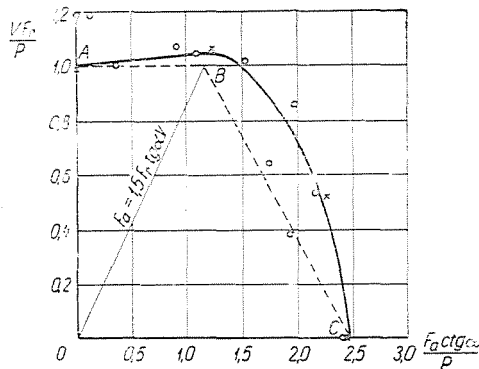


Abb. 3. Kennlinie der kombinierten Radial- und Axialbelastung von Rillenkugellagern bei gleicher Lebensdauer

Trägt man auf die eine Achse eines Koordinatensystems die Radial-, auf die andere Achse die Axialbelastung auf, dann ist die den gleichen Lebensdauer-Werten zugehörige äquivalente Belastung durch eine Kurve gekennzeichnet. Eine derartige Kennlinie würde sich jedoch bloß auf eine Lagergröße, d. h. auf eine Lagerdimension beziehen. Ein allgemeines, für jede Art von Lagern gültiges Schaubild erhält man, wenn man als Abszisse das durch die äquivalente Belastung dividierte Produkt aus der Axialbelastung und dem Kotangens des Wirkungslinienwinkels, als Ordinate hingegen das durch die äquivalente Belastung dividierte Produkt aus der Radialbelastung und dem Umdrehungsfaktor wählt.

Abb. 3 veranschaulicht eine auf diese Weise an Hand von Lebensdaueruntersuchungen aufgetragene Kurve. Die Lebensdaueruntersuchungen wurden zum

Teil in Schweden an 210 St. Kugellagern Nr. 6309 unter kombinierter Belastung vorgenommen. Ihre Ergebnisse sind als Punkte mit der Bezeichnung x aufgetragen. Die mit einem kleinen Kreis bezeichneten Punkte auf der gleichen Kurve sind Ergebnisse ähnlicher Versuche an Rillslagern Nr. 6309, die die Kugellagerfabrik Philadelphia durchgeführt hat. Die Versuchsergebnisse zeigen eine gute Übereinstimmung, es ist mithin klar, daß die Kennlinie eine gute Grundlage zur Berechnung der äquivalenten Belastung von Rillslagern bietet, die unter kombinierter Radial- und Axialbelastung stehen.

Eine nähere Untersuchung der Kurve zeigt, daß ihr Anfangspunkt »A« auf der Ordinate liegt. Sie schneidet die Ordinate im Wert 1, weil in diesem Punkt die Radialbelastung, die äquivalente Belastung und die auf einen Rollkörper entfallende größte Belastung eben P_0 gleich ist. Von diesem Punkt ausgehend, erhöht sich bei geringfügiger Zunahme der Axialbelastungen die Radialbelastungsfähigkeit des Lagers, die Kurve steigt mithin langsam an, um sodann umzukehren und anzuzeigen, daß die Radialbelastung mit zunehmender Axialkraft stürmisch vermindert werden muß. Die Kurve schneidet bei Punkt »C« nahe beim Wert 2,5 die Abszisse. In diesem Punkt weckt die waagrechte Beanspruchung in jedem Rollkörper die zulässige maximale Belastung P_0 . Der Wert von annähernd 2,5 ist der Kotangens des Kraftübertragungs-Richtungswinkels α der in axialer Richtung belasteten Rillslager.

Kombiniert belastete Lager müßten an Hand der aufgetragenen Kurven bemessen werden, d. h. von Fall zu Falle müßte das Verhältnis der radialen zur Axialbelastung ermittelt und, der so gewonnenen Verhältniszahl entsprechend, auf Grund des Schaubildes für die Radial- und Axialbelastung je ein Multiplikationsbeiwert bestimmt werden, dessen Produkt mit der Kräfte-summe die äquivalente Belastung P ergäbe. An Hand der äquivalenten Belastung läßt sich das Lager der bekannten ISO-Beziehung

$$C = L^{\frac{1}{x}} P$$

gemäß bemessen, in der

C = Tragzahl

L = Lebensdauer (Millionen Umdrehungen)

P = äquivalente Belastung,

x = Exponent für Werkstoffgüte.

Die Berechnung der äquivalenten Belastung an Hand des Kennlinienverlaufs wäre schwerfällig, da es sich um eine Kurve höheren Grades handelt, und die Ermittlung der X - und Y -Werte ein überaus kompliziertes Rechenverfahren bedingt. Sehr gut läßt sich jedoch der Kurvenverlauf durch 2 Gerade verfolgen, deren eine ihren Ausgang vom Einheitspunkt auf der Ordinate (Punkt »A«) nimmt — im Schaubild gestrichelt —, während die andere vom

Punkt »B« auf der ersten Gerade ausgeht und die Kurve sowie die Abszisse in deren Punkt »C« schneidet. Die beiden Geraden sind so gewählt, daß sich der begangene Fehler im Sinne einer Verlängerung der Lebensdauer der Lagerung auswirkt, und daß sich die Streuung der Laufversuche von dem durch die Geraden begrenzten Teil in Richtung der Kurve hinzieht.

Den Geraden entlang gestaltet sich die Berechnung folgendermaßen:

Aus der Radialbelastung allein errechnet sich die Lebensdauer des Lagers, solange das Verhältnis der axialen zur Radialbelastung dem Schnittpunkt »B« entspricht. Die Axialbelastung wird in solchen Fällen vernachlässigt, da sie sich im Sinne des Gesagten bloß insofern auswirkt, als mehr Rollkörper in die Belastungsaufnahme einbezogen werden. Ist mit größeren Axialkräften zu rechnen, als sie dem Punkt »B« entsprechen, dann sind die Multiplikationsbeiwerte der Radial- und Axialbelastungen der Verhältniszahl F_a/F_r gemäß der Strecke BC entsprechend zu bestimmen.

Für die Berechnung der äquivalenten Belastung gilt die auch international in den ISO-Empfehlungen anerkannte Beziehung

$$P = VXF_r + YF_a.$$

in der

V = Rotationsfaktor,

X = Beiwert für Einwirkung der Radialbelastung,

Y = Beiwert für Einwirkung der Axialbelastung.

Das V im ersten Glied dieser Summe hat stets den Wert von 1,2, wenn es sich um Lager handelt, deren Außenring umläuft. Dies ist bei Verwendung von Wälzlagern der seltenere Fall. Der Rotationsfaktor hat den Wert 1, wenn der Innenring umläuft. Die meisten Versuche gemäß Abb. 3 wurden, wie deutlich erkennbar, gleichfalls bei rotierendem Innenring vorgenommen.

Die Werte für X und Y sind verschieden je nachdem, ob sie der Strecke AB oder BC zugehören. Der Grenzpunkt, der gemeinsame Punkt »B« beider Geraden, läßt sich aus einer Größe » a « ermitteln, deren Wert — den Versuchen gemäß — zu $1,5 \operatorname{tg} a$ angesetzt werden kann.

Im gegebenen Fall ist mithin der Quotient F_a/F_r zu bilden, worauf man an Hand der seinem Wert entsprechend gewählten Beiwerte X für die Radial- und Y für die Axialbelastungseinwirkung die äquivalente Belastung errechnet.

Eine gleiche Bemessungsbeziehung wird sich auch für Schräglager ergeben, und ähnlich wird man bei Lebensdauerersuchen (Laufversuchen) eine ähnliche Kennlinie erhalten, doch wird im Schaubild der vom Einheitspunkt auf der Ordinatenachse ausgehende Kurvenabschnitt fehlen, weil Schrägwälzlager rein radial nicht belastet werden können. Wird ein Schrägwälzlager eingebaut, dann weckt es, wenn nicht Vorsorge getroffen wird, in der Konstruktion selbst die Axialkraft, die es zu seinem Gleichgewicht benötigt.

Abb. 4 veranschaulicht die Kennlinie der äquivalenten Belastung bei derartigen Schrägwälzlagern. Im Schaubild ist als Fortsetzung auch die Kurve der äquivalenten Belastung eines zweireihigen Lagers aufgetragen, weil diese aus der Kennlinie des einreihigen Schrägwälzlers folgendermaßen hergeleitet werden kann. Die Kurve des einreihigen Schrägwälzlers beginnt im Einheitspunkt der Ordinatenachse, während die Kurve des zweireihigen Schrägwälzlers beim Wert 1,6 der Ordinatenachse ihren Anfang nimmt. Die Belastung der einen Rollkörperreihe hört allmählich auf, bis in der Nähe des Wertes 1 auf der Ordinatenachse bloß eine Rollkörperreihe des Lagers belastet ist. Von da ab verhält sich das zweireihige so wie ein einreihiges Schrägwälzlager.

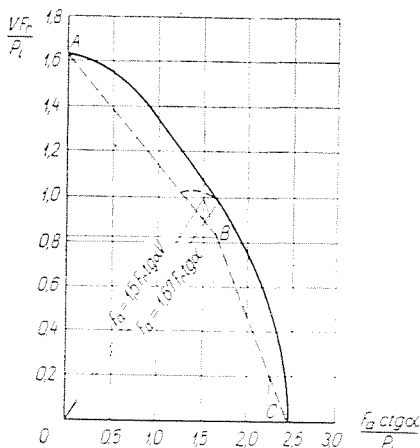


Abb. 4. Kennlinien der kombinierten Belastung von Schrägkugellagern und zweireihigen Kugellagern bei gleicher Lebensdauer

Das Schaubild bezieht sich auf die äquivalente Belastung mehrerer Rollkörperreihen, weshalb sie mit P_i bezeichnet ist.

Aus dem Gesagten und aus dem Schaubild erhellt, daß sich die genauen Werte der äquivalenten Belastung durch je zwei Strecken die Geraden gut annähern lassen. Der Schnittpunkt der beiden Strecken kann aus den Kurven unschwer ermittelt werden, worauf sich die Berechnung, den beiden Strecken entsprechend, sehr genau vornehmen läßt.

Stellt man die allgemein bekannte Berechnung der äquivalenten Belastung dem Gesagten gegenüber, dann fällt im ersten Kurvenabschnitt auf, daß es zu Überdimensionierungen führt, wenn man entlang der Geraden AB die Axialbelastung in Betracht zieht.

Zusammenfassend ist die äquivalente Belastung bei Kegelrollen- und Schrägwälzlagern derart zu berechnen, daß zuerst der Quotient F_a/F_r gebildet und sodann festgestellt wird, ob sein Wert kleiner oder größer ist als e . Die Werte von X und Y hängen davon ab, ob die äquivalente Belastung des Lagers

entlang der ersten oder der zweiten der in obigem erwähnten beiden Strecken zu berechnen ist. Aus der so errechneten äquivalenten Belastung ermittelt man die (dynamische) Tragzahl C des Lagers.

4. Möglichkeiten eines einheitlichen Lagerberechnungssystems

Bekanntlich sind zur Bestimmung der Lebensdauer von Wälzlagern verschiedene Berechnungsarten verbreitet, wie dies die unterschiedlichen Katalogdaten auch erklärlich machen.

Die Tragzahl C_S der sowjetischen Lager ist eine Lagerbelastung, die 60 Umdrehungen zugehört, während sich die in westlichen Katalogen übliche Tragzahl C gemäß ISO auf 1 Million Umdrehungen bezieht. Der Exponent $1/x$ der Grundbeziehung hat bei Kegelrollenlagern den gleichen zahlenmäßigen Wert, bei Schräglagern zeigt sich jedoch auch im Exponenten ein Unterschied, denn gemäß ISO ist er in einzelnen westlichen Katalogen zu $1/3$ angegeben.

Grundbedingung für ein einheitliches Lagerberechnungssystem ist die Übereinstimmung beider Tragzahlen (der dynamischen Tragfähigkeitsbeiwerte). Unmittelbar können die sowjetischen und die westlichen Daten nicht verglichen werden, weshalb hier die zum Vergleich erforderlichen Faktoren bestimmt werden sollen.

Der Quotient der sowjetischen und der westlichen Beziehung für die Lebensdauer, der zur Berechnung der für Vergleichszwecke benötigten Umrechnungsziffer erforderlich ist, schreibt sich zu

$$\frac{C_S}{C} = \frac{P (nh)^{0.3}}{P \left(\frac{nh \cdot 60}{1\,000\,000} \right)^{0.3}} = \left(\frac{1\,000\,000}{60} \right)^{0.3},$$

worin $n = U/\text{min}$, während h die Betriebsstunden bedeutet.

Der Zahlenwert dieses Bruches beträgt 18,4. Die zum Vergleich erforderlichen Werte für Kegelrollenlager und Schräglager wurden hier errechnet und ebenso wurden je Lagerreihe die einer Umdrehungszahl von einer Million zugehörigen Lebensdauerwerte in je einer Kurve aufgetragen (s. Abb. 5, 6 und 7). Die stark ausgezogenen Kurven gelten für die den ISO-Empfehlungen gemäß berechneten SKF-Lager, während sich die gestrichelten Kurven auf die der neuesten Gost-Ausgabe bzw. dem sowjetischen Katalog entsprechenden Tragzahlen bezieht.

Abb. 5 enthält eine Gegenüberstellung der Tragzahlen von Kegelrollenlagern der Reihen 32 200 und 32 300, Abb. 6 eine Tragzahl-Gegenüberstellung für die Kegelrollenlager der Reihen 30 200 und 30 300, während Abb. 7 einen Vergleich der Tragzahlen der Schrägkugellager Reihe 7200 und 7300 gestattet.

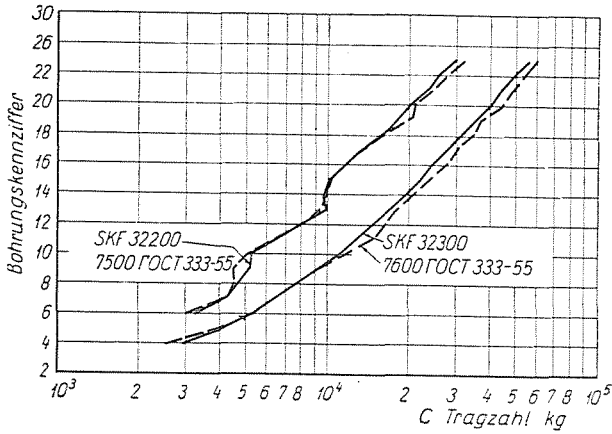


Abb. 5. Vergleich der Tragzahlen von Kegelrollenlagern der Reihen 32 200 und 32 300

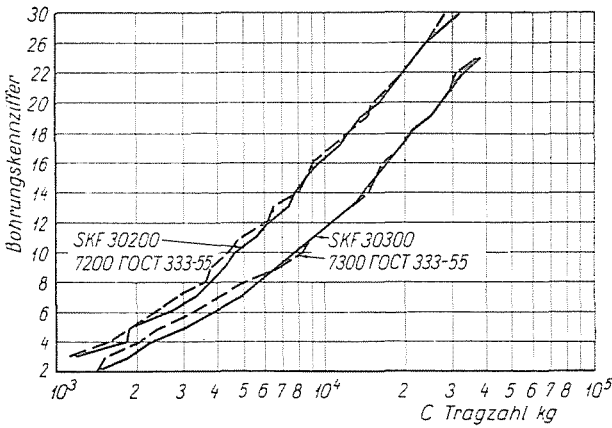


Abb. 6. Vergleich der Tragzahlwerte von Kegelrollenlagern der Reihen 30 200 und 30 300

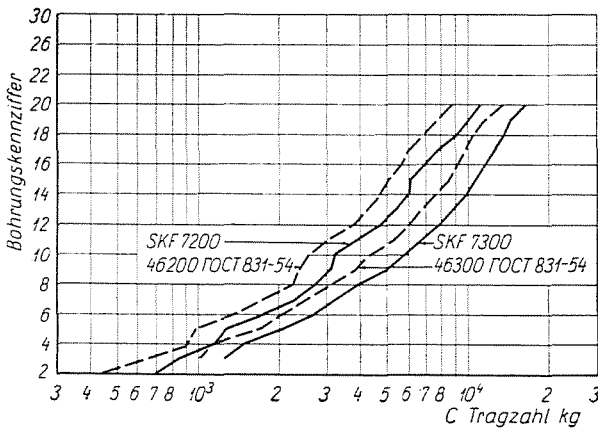


Abb. 7. Vergleich der Tragzahlwerte von Schrägwälzlagern der Reihen 7200 und 7300

Aus den Abbildungen geht hervor, daß bei Kegelrollenlagern kein beträchtlicher Unterschied zwischen den Tragzahlwerten besteht, wogegen die Unterschiede in den Tragzahlwerten von Schrägkugellagern recht bedeutend sind. Berücksichtigt man jedoch die Tatsache, daß bereits bei den Exponenten der für die Lebensdauer aufgestellten Beziehungen Unterschiede bestehen, dann wird die Differenz zwischen den Tragzahlen verschwindend klein werden, wenn man Lager mit Lebensdauerwerten für mehr als eine Million Umdrehungen miteinander vergleicht. Errechnet man die Tragfähigkeit von Lagern mit langer Lebensdauer, dann wird sich als Folge des Unterschiedes in den Exponenten — im Gegensatz zu den Schaubildern — zeigen, daß die sowjetischen Lager über die größere Tragfähigkeit verfügen.

Auf Grund dieser Überlegungen läßt sich ohne Rücksicht darauf, ob es sich bei den zum Einbau gelangenden Lagern um solche sowjetischen oder westlichen Ursprungs handelt, ein einheitliches Berechnungsverfahren vorschlagen. Der Konstrukteur einer modernen, leichten und genau dimensionierten Maschine muß die Lager unabhängig von deren Herkunft nach den obigen Ausführungen berechnen, da er sonst eine überdimensionierte Konstruktion erhält. Zum besseren Verständnis seien hier einige Zahlenbeispiele an Hand folgender Werte angeführt:

1. Es rotiert der Außenring, mithin gilt $V = 1,2$.
2. Die Drehzahl sei $n = 1000$ U/min.
3. Gewählte Lebensdauer $h = 10\ 000$ Betriebsstunden.
4. Axialbelastung $F_a = 500$ kg.
5. Radialbelastung $F_r = 1000$ kg.
6. Der Berechnung soll ein schmales, leichtes Kegelrollenlager der Serie 302 zugrunde gelegt werden.

Vor allem gilt

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{500}{1\ 000} = \frac{1}{2} > e$$

für sämtliche Glieder der Serie (siehe tieferstehende Kataloge).

Dementsprechend kann an Hand des SKF-Katalogs Nr. 5400 der Wert von X für jedes Lager obiger Serie zu 0,4, der Wert für Y hingegen für die Lager von 30 208 aufwärts zu 1,45 angesetzt werden.

Somit ergibt die Beziehung für die äquivalente Belastung

$$P = VXF_r + YF_a$$

mit den gegebenen und errechneten Werten

$$P = (1,2 \cdot 0,4 \cdot 1000) + (1,45 \cdot 500) = 1205 \text{ kg.}$$

Führt man des Vergleiches wegen die Berechnung auch auf Grund des Fischer'schen Hauptkatalogs Nr. 1600 oder an Hand der diesem völlig entsprechenden

Steyr-Hauptliste Nr. 255 D durch, dann ergibt sich ein $X = 0,7$ (weil der Außenring rotiert) und, der Serie 302 entsprechend, ein $Y = 1,6$. Mit diesen schreibt sich die äquivalente Belastung zu

$$P = (0,7 \cdot 1000) + (1,6 \cdot 500) = 1500 \text{ kg.}$$

Der Unterschied zwischen den beiden Werten für die äquivalente Belastung beträgt 295 kg, ist also sehr beträchtlich. Nimmt man noch hinzu, daß die äquivalente Belastung mit einem Lebensdauerfaktor multipliziert werden muß, der größer ist als 3, dann ist es wahrscheinlich, daß, der größeren äquivalenten Belastung entsprechend, dem Fischer-bzw. dem Steyr-Hauptkatalog gemäß ein um mindestens eine Bohrungsstufe größeres Lagermaß zu wählen ist.

Mit der oben bereits erwähnten Beziehung für den Lebensdauerfaktor

$$f = \left(\frac{1\,000 \cdot 10\,000 \cdot 60}{1\,000\,000} \right)^{0,3} = 600^{0,3} = 6,81$$

gilt für die Tragzahl

$$C = f \cdot P = 1205 \cdot 6,81 \text{ kg} = 8206 \text{ kg.}$$

Diesem Wert entspricht im Katalog das Lager 30 215 mit einer Tragzahl $C = 8500$ kg.

5. Die bei Kegelerollen- und Schrägkugellagern durch die Radialbelastung geweckte zusätzliche Axialkraft

Auf Grund der Ausführungen zu Abb. 1 läßt sich aus Abb. 8 feststellen, daß der Druckwinkel α von Schrägwälzlagern in der Regel von dem Winkel β abweicht, in welchem die aus der Radial- und Axialbelastung des Lagers resultierende Kraft angreift. Der Wert von β errechnet sich aus der Beziehung

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{F_a}{F_r}.$$

Jede Lagerart verfügt über einen kennzeichnenden Winkel β , wie dies im folgenden nachgewiesen werden wird.

Praktisch ist die Wahrscheinlichkeit gering, daß der Kraftangriffswinkel mit dem Druckwinkel der Rollkörper übereinstimme, daß also $\alpha = \beta$ gesetzt werden könne.

Die Zahl der belasteten Rollkörper ändert sich, wie aus Abb. 8 hervorgeht, mit der Axialbelastung. Zur Bezeichnung der Zahl der belasteten Rollkörper kann der Wert ε eingeführt werden.

Bei bloßer Radialbelastung F_r wird das Lager nur dann im Gleichgewicht sein, wenn auch eine dem Kraftangriffswinkel β entsprechende, axial gerichtete zusätzliche Kraft A_z wirkt, denn ohne diese verliere der Innenring des Lagers seinen Platz.

Als zusätzliche Kraft kann auch eine äußere Kraft in Frage kommen. Wirkt eine solche nicht, dann belastet das eingebaute Schrägwälzlager das andere Lager der Wellenlagerung. Aus diesem Grunde müssen von Schräglagern stets zwei einander gegenübergerichtete Stücke eingebaut werden.

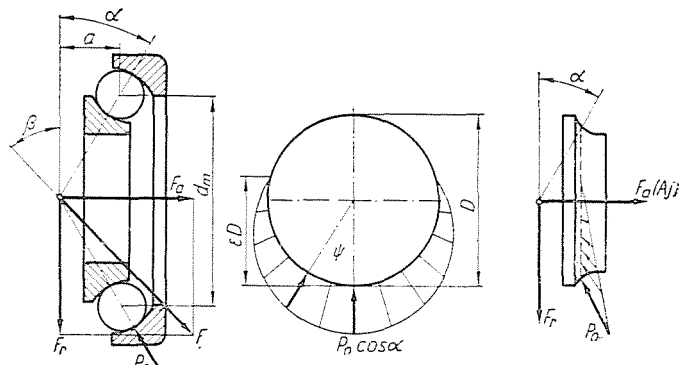


Abb. 8. Die verschiedenen Kräfteeinwirkungen bei Schrägwälzlagern

Der Wert der erforderlichen Axialkraft läßt sich aus der Voraussetzung errechnen, daß die reine Radialbelastung nur die Hälfte der Rollkörper belastet, daß somit $\varepsilon = 0,5$. In diesem Fall kann aus den Kräften der einzelnen Rollkörper die Richtungsresultante ermittelt werden. Die Figur rechts in Abb. 8 veranschaulicht die Ermittlung der Resultante. Unter Umgehung des Rechnungsvorganges seien hier bloß die Endresultate angeführt, u. zw. ist für Kugellager:

$$A_z = 1,216 \cdot F_r \operatorname{tg} a,$$

für Rollenlager hingegen

$$A_z = 1,260 F_r \operatorname{tg} a.$$

Da für ε ein willkürlicher Wert gewählt wurde, läßt sich die Axialbelastung sowohl für Kugel- als auch für Rollenlager, trotzdem sich hierbei ein niedrigerer Kugellagerfaktor ergibt, an Hand der allgemeinen Formel

$$A_z = 1,25 F_r \operatorname{tg} a$$

errechnen, während für den charakteristischen Winkel β die Beziehung

$$\operatorname{tg} \beta = 1,25 \operatorname{tg} a$$

gilt.

Dieser Winkel β kennzeichnet die Kräfte, die das mit kleinem Radialspiel eingebaute Schrägwälzlager belasten.

6. Kraftzentrum der Schrägwälzlager

Bei Schrägwälzlagern kommt *der Angriffspunkt der Kraft* nicht in die Mittellinie der Rollkörper zu liegen, sondern befindet sich in der Entfernung »a« von dieser (S. Abb. 8).

Der Wert von »a« errechnet sich aus der Beziehung

$$a = \frac{d_m}{2} \operatorname{tg} \alpha,$$

wobei »a« hier den Abstand des Kraftzentrums von der Mittelebene des Lagers bezeichnet, während d_m den mittleren Lagerdurchmesser bedeutet $\left(\frac{d + D}{2}\right)$.

Der Druckwinkel α des Lagers ist der von der Druckrichtung des Wälzkörpers und von der Radialebene eingeschlossene Winkel.

Beispiel: Im Lager Nr 7306 ist $d = 30$, $D = 72$ mm, $\alpha = 30^\circ$, und somit $\operatorname{tg} \alpha = 0,577$, folglich

$$d_m = \frac{30 + 72}{2} = 51; \quad a = \frac{51}{2} 0,577 = 14,7 \text{ mm}.$$

Das Kraftzentrum (der Schnittpunkt der Radial- und der Axialbelastungen) ist für die Lagerung äußerst wichtig. Wie bereits erwähnt, werden stets zwei einander zugekehrte Lager eingebaut. Ist die belastbare Stirn der Innenringe einander zugekehrt (allenfalls auch mit einer Einlage), dann hat man eine Lagerung mit geringer Winkelsteife. Stützt man die axial belastbare Stirn der Außenringe gegeneinander, dann erhält man eine gegen Winkelverdrehung widerstehende Lagerung mit großem Kraftzentrumabstand.

Für Kegelrollenlager geben zahlreiche Kataloge den Abstand des Kraftzentrums von der Stirn an.

Bei der Berechnung von Lagerungen muß *der Abstand der Kraftzentren als Lagerabstand in Betracht gezogen werden.*

7. Ermittlung der Belastungskräfte von Konstruktionen mit Schräglagern

Die Radialbelastung des Schräglagers belastet im Sinne obiger Ausführungen auch das zweite Wellenlager in axialer Richtung. Diese Kraft muß ermittelt und im Zuge der Berechnung als Axialbelastung mitberücksichtigt

werden. Die in der Praxis vorkommenden Bemessungen lassen sich stets auf die hier folgenden Grundfälle zurückführen und in ähnlicher Weise wie diese berechnen.

1. Sind die beiden Lager oder die Lager radial nicht gleich belastet, dann wird die eine zusätzliche Kraft (A_{z1}) größer sein. Diesfalls muß als Axialbelastung für beide Lager diese größere Kraft $F_{a1} = F_{a2} = A_{z1}$ in Betracht gezogen werden.

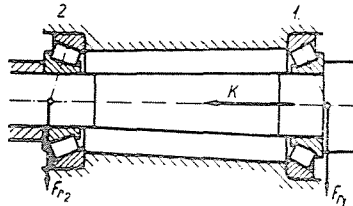


Abb. 9. Belastung einer in zwei Schrägwälzlagern gelagerten Welle

2a. Belastet außer den soeben erwähnten verschiedenen Radialbelastungen auch noch eine äußere axial wirkende Kraft (K) das in Abb. 9 mit 1 bezeichnete Lager in welchem die größere zusätzliche Kraft A_{z1} geweckt wird, dann muß dieses auch jetzt für die größere zusätzliche Kraft (A_{z1}) bemessen werden, solange die äußere Belastung (K) kleiner ist als die Differenz aus den zusätzlichen Kräften A_{z1} und A_{z2} . Das mit 2 bezeichnete Lager hingegen ist für die Differenz zwischen der größeren zusätzlichen Kraft (A_{z1}) und der äußeren Kraft (K) zu dimensionieren:

$$F_{a2} = A_{z1} - K; \quad F_{a1} = A_{z1}.$$

2b. Ist die äußere Axialkraft (K) größer als die Differenz aus den zusätzlichen Kräften ($A_{z1} - A_{z2}$), dann belastet das Lager 1 die Summe der äußeren Axialkraft (K) und der kleineren zusätzlichen Kraft (A_{z2}), das Lager 2 hingegen die kleinere zusätzliche Kraft jeweils in axialer Richtung:

$$F_{a1} = K + A_{z2}; \quad F_{a2} = A_{z2}.$$

3. Sofern jedoch die äußere Axialkraft (K) das Lager 2 belastet und $A_{z2} < A_{z1}$, dann muß dieses Lager für die Summe der äußeren Kraft (K) und der großen zusätzlichen Kraft (A_{z1}) bemessen werden, während für das Lager 1 bloß die der größeren zusätzlichen Kraft (A_{z1}) entsprechende Axialkraft F_a in Rechnung gestellt zu werden braucht:

$$F_{a2} = K + A_{z1}; \quad F_{a1} = A_{z1}.$$

Zum richtigen Verständnis der Frage verhelfen noch folgende Überlegungen:

Ohne die zusätzliche Kraft A_z ist das Lager nicht im Gleichgewicht, denn die Welle steht unter einer dieser Kraft entsprechenden Druck- oder Zugbeanspruchung. Diese Druck- oder Zugbeanspruchung kann sich auch auf den Wellenteil zwischen den beiden Lagern auswirken. Hierbei kommen folgende Grundfälle in Frage:

1. Die Kräfte A_z haben verschiedene Werte. Auf dem Wellenteil zwischen den beiden Lagern wird die zusätzliche Kraft A_{z1} geweckt, und diese ist es, die in beiden Lagern als Axialbelastung zu berücksichtigen ist.

2a. Greift die äußere Kraft vom größeren Lager her an, d. h. ist der Wert von K kleiner als $(A_{z1} - A_{z2})$, dann muß bei richtiger Beurteilung der Verhältnisse zwischen den beiden Lagern der Unterschied zwischen der größeren zusätzlichen und der Kraft K wirksam sein, weil dem Lager 1 die größere zusätzliche Kraft A_{z1} gesichert werden muß.

Das kleine Lager 2 wird mit der Differenz belastet.

2b. Ist die Kraft K größer als die Differenz $(A_{z1} - A_{z2})$, dann ist die zusätzliche Kraft A_{z1} des großen Lagers bereits gedeckt, an der Welle zwischen den beiden Lagern bedarf es mithin einer Kraft, die der zusätzlichen Kraft des kleinen Lagers entspricht.

3. Ist die Richtung der Kraft umgekehrt, dann greift diese von jenem Lager her an, dessen zusätzliche Kraft kleiner ist. In diesem Fall vermag nur das kleinere Lager die größere zusätzliche Kraft A_{z1} und die äußere Axialkraft in axialer Richtung aufzunehmen.

Der Druckwinkel (α) der Lager ist häufig unbekannt. Bei Kegelrollenlagern liegt sie zwischen 12 und 15° , während sie bei Kugellagern schwankt und sehr häufig Druckwinkelwerte von $25-30^\circ$ vorkommen. Ist der Druckwinkel nicht bekannt, dann läßt sich die zusätzliche Kraft A_z aus der Beziehung $A_z = \frac{F_r}{2Y}$ mit guter Annäherung errechnen. Das Y ist der bei der Berechnung der äquivalenten Belastung benötigte Beiwert für die Einwirkung der Axialbelastung, der den Katalogen entnommen werden kann.

8. Reibung

Das Bild über die Kegelrollenlager wäre unvollständig, würde nicht auch der in derartigen Lagern auftretenden Reibung Erwähnung getan. Die Reibung ist hier größer als bei den anderweitigen Wälzlagern, weil das dickere Ende der Kegelrollen in den Rollbahnen nicht rollt, sondern gleitet. Die Reibungsarbeit setzt sich im Lager in Wärme um, und vermag das Lager diese Wärme nicht abzuleiten, dann treten Beschädigungen des Lagers ein. Bei

hohen Geschwindigkeiten, d. h. bei hohen Drehzahlen können Kegelrollenlager eben wegen dieser Erwärmung nicht verwendet werden. In solchen Fällen kommt nur eine Lagerung in Schrägkugellagern in Frage.

Es gibt dreierlei Arten der Berührung zwischen Führungsbord und Führungsfläche des Rollkörpers:

1. Linienberührung, die durch kegelige Ausbildung der Rollkörperenden und der Führungsflächen erzielt werden kann. Diese Methode hat sich in der Praxis am wenigsten bewährt und ist heute kaum noch üblich, weil die Rollkörperführung nicht gesichert ist (Abb. 10/a).

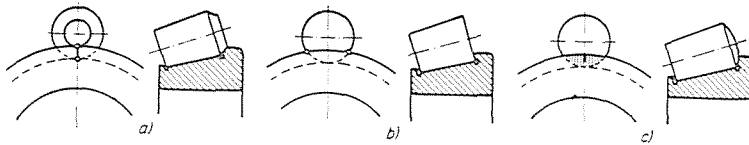


Abb. 10. Die drei Arten der Ausbildung der Führungsfläche des Kegelrollkörpers

2. Zwischen einem Rollkörper mit ebenem Ende und einer ringförmigen Führungsfläche besteht Zweipunktberührung, die dem Rollkörper auch eine Führung sichert, doch erwärmt sich wegen der kleinen Berührungsflächen diese Art von Führungsausbildung sehr stark (Abb. 10/b).

3. Kugelflächenberührung kommt zwischen einem kugelförmigen Rollkörperende und einem mit demselben Radius kugelig ausgebildeten Führungsring zustande. Diese Lösung ist durch eine weitgehende Verminderung der auf die Flächeneinheit entfallenden Belastung und durch gute Führung gekennzeichnet, deren Wirkung durch Modifikation der Kugeloberfläche der Rollkörper sowie durch Ausbildung von Ölzuführungsspalten noch gesteigert werden. Diese Führungsfläche kann auf Grund der Theorie für die hydraulische Ölung bemessen werden (Abb. 10/c).

Zusammenfassung

Die Lagerbemessungsformeln der Kataloge sind in vieler Hinsicht überholt und führen zu überflüssigen Überdimensionierungen. Die seitens der ISO empfohlene neue, auf theoretischen Grundlagen fußende Bemessung führt zu leichten, wirtschaftlichen Konstruktionen. Daneben bieten die theoretischen Grundlagen dieser Empfehlungen auch die Möglichkeit zu einer einheitlichen Berechnung der verschiedenen Erzeugnisse.

Bei Verwendung von Schrägwälzlagern muß mit der bei der Benützung von Lagern unvermeidlichen axial gerichteten zusätzlichen Kraft gerechnet werden. Man unterscheidet drei charakteristische Fälle der Axialkraft, auf die der allgemeine Fall zurückgeführt werden kann.

Zur genauen Berechnung von Schräglagern muß die Lage des Kraftzentrums bekannt sein.

Schrifttum

1. SKF Hauptkatalog Nr. 5400. Budapest 1954. Athenaeum.
2. STEYR Wälzlager, Hauptliste 255 D. Wälzlagerwerk, Steyr.
3. FAG Kugellager, Rollenlagerliste 1600. Kugelfischer Georg Schäfer & Co., Schweinfurt.
4. HERMANN, M.: Die praktischen Beziehungen der Wälzlagertheorie. Fortbildungsinstitut für Ingenieure, Budapest 1943.
5. TALLIÁN, T.: Die Theorie der Wälzlager. Fortbildungsinstitut für Ingenieure, Budapest 1955.
6. PALMGREN, A.: Grundlagen der Wälzlagertechnik. Stuttgart 1953, Franckh'sche Verlags-handlung.
7. BEJSELMAN—ZIPKIN: Wälzlager (Handbuch). Budapest 1953, Schwerindustrie-Verlag.
8. ESCHMANN—HASBARGEN—VEIGAND: Die Wälzlagerpraxis. München 1953, R. Oldenburg.
9. Die Kugellager Zeitschrift. Göteborg, S.K.F. (mehrere Jahrgänge, besonders aber 3—4, 1947).

Dipl. Ing. B. BIRÓ Budapest VIII. Delej-u. 38.