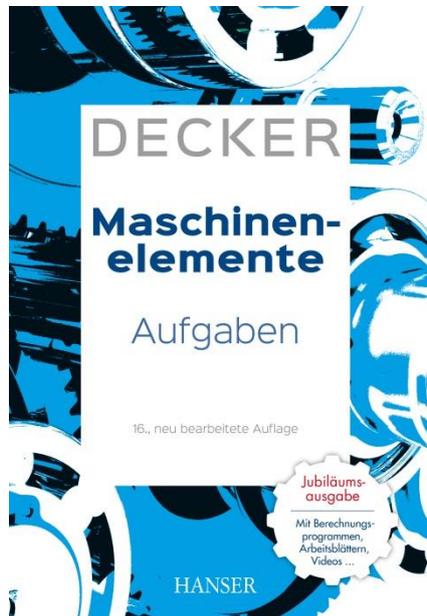


HANSER



Leseprobe

zu

Maschinenelemente

Aufgaben

von Decker

ISBN (Buch): 978-3-446-45030-1

ISBN (E-Book): 978-3-446-45305-0

Weitere Informationen und Bestellungen unter

www.hanser-fachbuch.de

sowie im Buchhandel

© Carl Hanser Verlag, München

Inhaltsverzeichnis

1 Konstruktionstechnik	
Normzahlen und Normmaße	9
Toleranzen und Passungen	11
3 Festigkeitsberechnungen	14
4 Schmelzschweißverbindungen	17
5 Pressschweißverbindungen	
Punktschweißverbindungen	33
Buckelschweißverbindungen	37
6 Lötverbindungen	40
7 Klebverbindungen	44
8 Nietverbindungen	
Maschinen- und Gerätebau	49
Leichtmetallbau	55
9 Reibschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen	
Spannelementverbindungen	64
Klemmverbindungen	68
10 Befestigungsschrauben	
Längsbeanspruchte Befestigungsschrauben	72
Überschlagsberechnungen	81
Querbeanspruchte Befestigungsschrauben	84
11 Bewegungsschrauben	93
12 Formschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen	
Längskeilverbindungen	97
Passfederverbindungen	99
Keilwellenverbindungen	101
Zahnwellenverbindungen	103
Polygonwellenverbindungen	105
Kegelverbindungen	106
Stirnzahnverbindungen	109
13 Stift- und Bolzenverbindungen	
Gelenkstifte und Bolzen	111
Steckstifte unter Biegekraft	114
Querstifte unter Drehmoment	117
Längsstifte unter Drehmoment	119
14 Federn	
Zylindrische Schraubendruck- und -zugfedern	121
Tellerfedern	131
Gewundene Schenkelfedern	137
Drehstabfedern	141
Spiralfedern	142
Blattfedern	143
Gummifedern	147
15 Achsen und Wellen	
Kräfte-, Momenten- und Überschlagsberechnung	151
Achsen und Wellen gleicher Biegebeanspruchung	165
Berechnung auf Gestaltfestigkeit	167
Durchbiegung	174
Verdrehwinkel	178
Kritische Drehzahlen	180

17 Gleitlager	
Berechnung von Radiallagern	184
Berechnung hydrodynamischer Radiallager	188
Berechnung von Axiallagern	193
18 Wälzlager	
Rillenkugellager	198
Axial-Rillenkugellager	204
Zylinderrollen- und Nadellager	207
Schrägkugellager und Kegelrollenlager	211
Pendelkugellager und Pendelrollenlager	216
20 Wellenkupplungen und -bremsen	219
21 Grundlagen für Zahnräder und Getriebe	
Evolventenverzahnung	233
22 Abmessungen und Geometrie der Stirn- und Kegelräder	
Stirnradpaare	234
Kegelradpaare	243
23 Gestaltung und Tragfähigkeit der Stirn- und Kegelräder	
Zahnkräfte, Wirkungsgrad, Übersetzungen	249
Stirnräder	249
Kegelräder	254
Gestaltung von Zahnrädern aus Stahl und aus Gusseisen	256
Schmierung, Schmierstoffe	259
Berechnung auf Zahnfuß- und Grübchentragfähigkeit	262
Stirnräder	262
Kegelräder	271
Vollständige Berechnung von Radpaaren aus Stahl.	274
Stirnradpaare	274
Kegelradpaare	287
Zahnräder aus thermoplastischen Kunststoffen	289
24 Zahnradpaare mit sich kreuzenden Achsen	
Schraub-Stirnradpaare	297
Schneckenradsätze	300
25 Kettentriebe	308
26 Flachriementriebe	
Riemenscheiben	314
Geometrie der Flachriementriebe	315
Berechnung von Antrieben mit Leder- und Geweberiemen	316
Berechnung von Antrieben mit Mehrschichtriemen	320
Berechnung von Spannrollentrieben	322
27 Keilriementriebe.	326
28 Synchron- oder Zahnriementriebe	
Antriebe mit Synchroflex-Zahnriemen	334
Antriebe mit Power Grip HTD-Zahnriemen	336
29 Rohrleitungen.	338

Vorwort

Mit dieser Aufgabensammlung zum Berechnen von Maschinenelementen kommen die Verfasser einem Bedürfnis technischer Fachschulen, Fachhochschulen und Universitäten nach. Das Buch fand in den vergangenen Jahren bei Dozenten und Studierenden ebenso wie bei Ingenieuren und Technikern im Berufsleben eine gute Aufnahme.

Dieses Aufgabenbuch soll die praktische Anwendung der Theorie vermitteln und mit den üblichen Lösungsgängen bei der Berechnung von Maschinenelementen vertraut machen. In der Regel werden für eine Konstruktionsaufgabe verschiedene Lösungen erwogen, von denen dann die wirtschaftlichste ausgewählt wird. Derartige Untersuchungen konnten im Rahmen dieses Buches naturgemäß nicht vorgesehen werden, und es sei deshalb hervorgehoben, dass es keine grundsätzliche Gebrauchsanweisung für den Einsatz bestimmter Maschinenelemente sein kann, sondern eher ein Wegweiser, um das Verständnis für technische Berechnungen zu vertiefen. Es ist ferner zur Intensivierung und Rationalisierung des Unterrichts an den maschinenbautechnischen Bildungseinrichtungen gedacht. Das gilt besonders in Verbindung mit den Zusatzmaterialien auf der Website www.hanser-fachbuch.de/decker. Dort finden sich über 100 Excel-Arbeitsblätter und Berechnungstools der BayMP (Bayreuther Maschinenelemente-Programme) kostenlos, womit viele der Aufgaben in diesem Buch in kurzer Zeit durchgerechnet werden können. Neu in dieser 16. Auflage sind die Icons, die anzeigen, welche Aufgabe mit den entsprechenden Excel-Arbeitsblättern berechnet werden können.

Das Aufgabenbuch enthält neben den Aufgabenstellungen (abschnittsweise nummeriert), zu deren Verständnis zahlreiche Zeichnungen als Berechnungsskizzen beitragen, die Ergebnisse der Berechnungen (**E:**), gegebenenfalls auch Zwischenergebnisse und die verwendeten Tabellenwerte. Anschließend werden Erläuterungen und Hinweise zum Lösungsweg jeder Aufgabe gegeben (**L:**). Somit entfällt in dieser Auflage das häufige Blättern im Buch.

Mit dem Aufgabenbuch wird Studienanfängern und auch Praktikern, die nur hin und wieder bestimmte Maschinenelemente zu berechnen haben, eine Möglichkeit zur schnellen Einarbeitung angeboten. Ein separates Lösungsbuch wird somit überflüssig, da jede Lösung nach der gegebenen Anleitung sicher nachvollzogen werden kann. Selbstverständlich führen in vielen Fällen auch andere Lösungswege zu einem richtigen Ergebnis.

Verlag und Verfasser hoffen, dass diese Auflage ebenso wohlwollend aufgenommen wird wie die vorangegangenen und sowohl den Dozenten als auch den in der Ausbildung Stehenden und den bereits in der Praxis tätigen Ingenieuren und Technikern eine wertvolle Hilfe sein wird. An dieser Stelle sei allen Kollegen und Benutzern der bisherigen Auflagen herzlich gedankt, die durch Zuschriften zur Verbesserung beigetragen haben. Sollten sich trotz intensiver Bemühungen um Korrektheit einige Fehler eingeschlichen haben, so wird um Nachsicht gebeten. Auch weiterhin werden Hinweise und Anregungen stets dankbar entgegengenommen.

*Frank Rieg
Frank Weidemann
Gerhard Engelken
Reinhard Hackenschmidt
Bettina Alber-Laukant*

Hinweise zur Benutzung des Buches

Die folgenden Aufgaben entsprechen in ihrer Gliederung, den Bezeichnungen der Maschinenelemente und deren Berechnungsweise vollkommen dem im gleichen Verlag in der **20. Auflage** erschienenen Buch **Decker, Maschinenelemente**. Sie stellen also eine Ergänzung des genannten Werkes dar. Alle Gleichungen und Tabellen sind in diesem Werk zu finden; ferner beziehen sich auch alle Hinweise auf Bilder oder Kapitel, die durch ein vorangestelltes „ME“ gekennzeichnet sind, auf das Lehrbuch „Maschinenelemente“.

Jeder Abschnitt beginnt in der Regel mit relativ einfachen Einführungsaufgaben, deren Lösungsgang sich an die Beispiele im Lehrbuch anlehnt. Das Erkennen des Lösungsganges wird durch die gegliederte Fragestellung erleichtert. Danach folgen Aufgaben zunehmenden Schwierigkeitsgrades und unter Verzicht auf Fragestellungen nach Zwischenergebnissen.

Bei den Bildern zu den Aufgaben handelt es sich nicht um Konstruktionszeichnungen, sondern um Berechnungsskizzen, die in Anlehnung an die Normen für technische Zeichnungen angefertigt wurden. Die Bildnummern sind identisch mit den zugehörigen und den Kapiteln zugeordneten Aufgabenummern. Den Bildern bei den Ergebnissen ist der Buchstabe „E“ vorangestellt, z. B. gehört Bild E 15.2 zum Ergebnis der Aufgabe 15.2. Sinngemäß haben die Bildnummern zu den Lösungen ein vorangestelltes „L“. Dabei handelt es sich vorzugsweise um Berechnungsskizzen, die das Verständnis des Lösungsganges erleichtern sollen.

Die Richtigkeit der vom Leser ausgeführten Berechnungen kann anhand der Ergebnisse (**E**) und Zwischenergebnisse (in Klammern angegeben) kontrolliert werden. Die Ergebnisse sind im Allgemeinen sinnvoll gerundet, falls nicht besonders genaue Abmessungen errechnet werden müssen, wie bei Kettenrädern, Zahnrädern und Zahnriemen. Es ist wenig sinnvoll, ein auf mehrere Stellen genaues Rechenergebnis anzustreben, wenn der Rechnungsansatz und die als zulässig angegebenen Beanspruchungen nur eine für die Praxis ausreichende Näherung darstellen. Innerhalb der Berechnungen wurde jeweils mit den angegebenen Zwischenergebnissen weitergerechnet, diese Werte wurden in den elektronischen Rechner immer neu eingegeben. Beim Weiterrechnen mit den vom Rechner angezeigten ungerundeten Werten ergeben sich teilweise geringfügig von den angegebenen Werten abweichende Endergebnisse. Das ist besonders zu beachten beim Anwenden der Zusatzmaterialien von der Website www.hanser-fachbuch.de/decker, wo stets mit den ungerundeten Zwischenergebnissen gerechnet wird!

Die Erklärungen im Lehrbuch zu einem Link ermöglichen es Studenten und Auszubildenden, als zukünftige Mitarbeiter in Konstruktion und Entwicklung professionelle Werkzeuge für die Auslegung und Berechnung von Maschinenelementen kennenzulernen und die Berechnungssoftware **MDESIGN Student** zu nutzen.

Alle weiteren Zusatzmaterialien (Excel-Arbeitsblätter, Aufgaben, Beispiele, Berechnungstools) sind über die Website www.hanser-fachbuch.de/decker verfügbar, hinzu kommt jetzt auch das Programmpaket BayMP (Bayreuther Maschinenelemente-Programme). Die unter www.baymp.de kostenlos erhältlichen Programme ermöglichen die Auslegung wichtiger Maschinenelemente (Wellen, Lager, Federn, Getriebe, Kupplungen usw.) entweder online, computergestützt unter Windows-, Linux- oder Mac-OS, auf verschiedenen wissenschaftlichen Taschenrechnern oder unter Android für mobile Geräte wie Smartphones, Mobiltelefone, Netbooks und Tablet-Computer.

Für die im Lehrbuch enthaltenen Kapitel „**2 Werkstoffe**“, „**16 Tribologie: Reibung, Schmierung und Verschleiß**“, „**19 Lager- und Wellendichtungen**“ sowie „**30 Armaturen**“ wurden keine speziellen Aufgabenstellungen erarbeitet. Problemstellungen aus diesen Gebieten sind in die Aufgaben anderer Kapitel an geeigneter Stelle einbezogen.

18 Wälzlager

Rillenkugellager

18.1 Für die Eingangswelle eines Werkzeugmaschinengetriebes ist als Festlager ein Rillenkugellager DIN 625 – 6305 vorgesehen (Bild 18.1). Durch Riemenzug und Zahnkräfte hat das Lager eine radiale Belastungskraft $F_r = 1,8 \text{ kN}$ aufzunehmen, Wellendrehzahl $n = 450 \text{ min}^{-1}$. Während des Stillstands beträgt die radiale Belastungskraft $F_{r0} = 1,3 \text{ kN}$. Eine Axialkraft tritt nicht auf.

1. Liegt die für dieses Lager zu erwartende nominelle Lebensdauer L_{10h} über der üblichen Vollstlebensdauer von Werkzeugmaschinen-Getriebeaglern?
2. Genügt die statische Kennzahl f_s für hohe Ansprüche an Laufruhe und Reibverhalten?

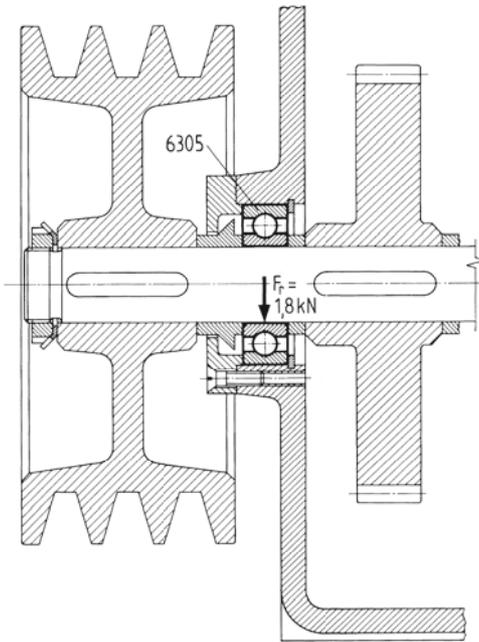


Bild 18.1 Rillenkugellager als Festlager in einem Werkzeugmaschinengetriebe mit Keilriemenantrieb

- E:** 1. Ja, sie liegt weit darüber: $L_{10h} = 71\,378 \text{ h} > 20\,000 \text{ h}$ ($C = 22,4 \text{ kN}$, $L_{10} = 1\,927,2 \cdot 10^6$).
2. Ja, $f_s = 8,77 > 2,5$ ($C_0 = 11,4 \text{ kN}$).

- L:** 1. L_{10h} nach Gl. (18.3) mit L_{10} nach Gl. (18.2 mit $p = 3$); da $F_a = 0$, wird $P = F_r$ (Gl. (18.1) mit $X = 1$), C nach Tab. 18.3a. Ergebnis mit Wert nach Tab. 18.12 vergleichen.
2. Nach Gl. (18.6) mit $P_0 = F_{r0}$ und C_0 nach Tab. 18.3a, übliche Werte s. ME Abschn. 18.4.

18.2 Die Lagerung eines Laufrades nach Bild 18.2 für eine Seilbahn besteht aus zwei Rillenkugellagern DIN 625 – 6208. Auf das Laufrad wirkt eine radiale Radkraft $F_R = 5 \text{ kN}$. Die geringe Axialkraft infolge Seitenanlaufs kann vernachlässigt werden. Der Laufraddurchmesser beträgt $D_R = 250 \text{ mm}$, die Fahrgeschwindigkeit $v = 3 \text{ m/s}$. Ist die Lage-

zung für diese Belastung geeignet, wenn eine Lebensdauer von 50000 h erwartet wird, und werden bei gleich hoher statischer Belastung noch normale Ansprüche an die Geräuscharmut erfüllt? Im Einzelnen sind zu ermitteln:

1. Die Drehzahl n der Lager,
2. Ist die nominelle Lebensdauer L_{10h} ausreichend?
3. Genügt die statische Kennzahl f_s ?

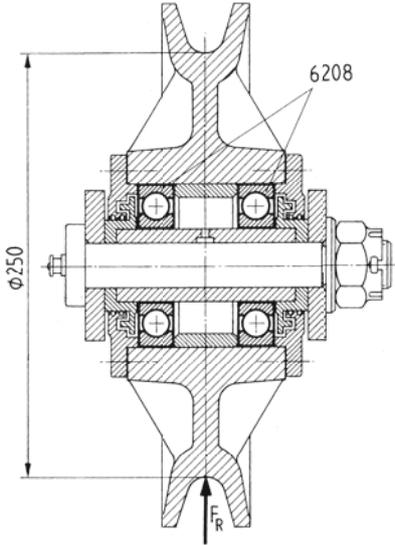


Bild 18.2 Laufrolladlerung für eine Seilbahn

- E:**
1. $n = 3,82 \text{ s}^{-1} = 229,2 \text{ min}^{-1} = 13752 \text{ h}^{-1}$.
 2. Ja, $L_{10h} = 113511 \text{ h} > 50000 \text{ h}$ ($P = F_r = 2,5 \text{ kN}$, $C = 29 \text{ kN}$, $L_{10} = 1561 \cdot 10^6$),
 3. Ja, $f_s = 7,2 > 1,5$ ($C_0 = 18 \text{ kN}$).

- L:**
1. Aus $v = D_R \cdot \pi \cdot n$ (Fahrgeschwindigkeit = Umfangsgeschwindigkeit der Rolle).
 2. Sinngemäß wie unter 1. in Aufg. 18.1 mit $F_r = F_R/2$.
 3. Sinngemäß wie unter 2. in Aufg. 18.1 mit $P_0 = P = F_r$.

18

- 18.3** Eine Förderbandtragrolle (Bild 18.3) mit zwei Rillenkugellagern DIN 625–6205 wird durch das Eigengewicht des Fördergurtes und das Gewicht des Fördergutes sowohl während des Betriebes als auch beim Stillstand mit der Kraft $F = 3,2 \text{ kN}$ belastet.

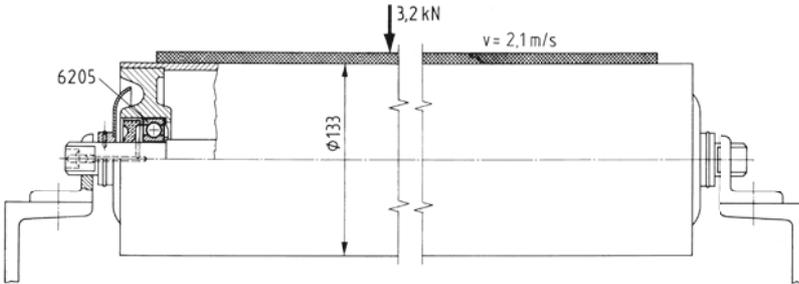


Bild 18.3 Förderbandtragrolle mit Rillenkugellagern

Durch seitliches Verlaufen des Gurtes kann während des Betriebes auf eines der beiden Lager eine Axialkraft bis ca. $0,1F$ wirken. Der Tragrollendurchmesser beträgt $D_R = 133$ mm, die Geschwindigkeit des Förderbandes $v = 2,1$ m/s. Es ist die Lebensdauer der Lager zu errechnen und zu prüfen, ob noch normale Ansprüche an die Laufruhe erfüllt werden. Zu ermitteln sind:

1. Die dynamisch äquivalente Belastung P für ein Lager (Lagerluftgruppe CN)
2. Die nominelle Lebensdauer L_{10h} ,
3. Ist die statische Kennzahl f_s ausreichend?

E: 1. $P = F_r = 1,6$ kN, ($F_a = 0,32$ kN, $C_0 = 7,8$, $f_0 = 13,8$, $f_0 \cdot F_a/C_0 = 0,57$,
 $e \approx 0,247$, $F_a/F_r = 0,2$, also $F_a/F_r \leq e$, somit $P = F_r$)
 2. $L_{10h} \approx 39450$ h ($C = 14,3$ kN, $L_{10} \approx 713,9 \cdot 10^6$, $n = 5,03$ s $^{-1} \approx 302$ min $^{-1}$).
 3. Ja, $f_s = 4,875 > 1,5$.

L: 1. Nach Gl. (18.1) mit $F_r = F/2$ und $F_a = 0,1F$. Für das Bestimmen von X und Y nach Tab. 18.3c f_0 aus Tab. 18.3b entnehmen, die Verhältnisse $f_0 \cdot F_a/C_0$ und F_a/F_r bilden und e interpolieren.
 2. Nach Gl. (18.3) mit L_{10} nach Gl. (18.2) und $n = v/(D_R \cdot \pi)$.
 3. Sinngemäß wie unter 2. in Aufg. 18.1 mit $P_0 = F_{r0} = F_r$, da $F_{a0} = 0$.

18.4 Die Getriebewelle nach Bild 18.4 für ein Universalgetriebe soll in Rillenkugellagern DIN 625 aufgenommen werden. Der Lagerzapfen an der Stelle A hat einen Durchmesser $d = 50$ mm, an der Lagerstelle B ist $d = 45$ mm. Die Lagerkräfte betragen unter Berücksichtigung betriebsbedingter Stöße: $F_{rA} = 7,45$ kN, $F_{rB} = 6,55$ kN, Wellendrehzahl $n = 1000$ min $^{-1}$. Während des Stillstands treten keine nennenswerten Kräfte auf. Vorgesehen sind Lager der Reihe 63. Für die Lagerstellen A und B sind zu ermitteln:

1. Die Kurzzeichen, die Abmessungen D und B und die dynamischen Tragzahlen C beider Lager,
2. Die nominellen Lebensdauern L_{10h} ,
3. Genügen die Lebensdauern L_{10h} den üblichen Vollastlebensdauern für Universalgetriebe?

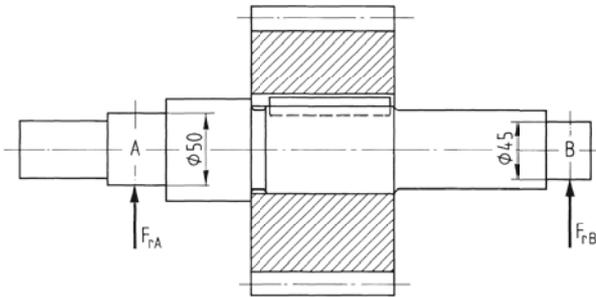


Bild 18.4 Getriebewelle

E: 1. A: 6310, $D = 110$ mm, $B = 27$ mm, $C = 62$ kN, B: 6309, $D = 100$ mm, $B = 25$ mm, $C = 53$ kN.
 2. A: $L_{10h} = 9600$ h ($L_{10} = 576,38 \cdot 10^6$), B: $L_{10h} = 8830$ h ($L_{10} = 529,79 \cdot 10^6$).
 3. Ja, $L_{10herf} \approx 8000$ h $< L_{10h}$.

- L:** 1. Nach ME Abschn. 18.1, ME Bild 18.6a und Tab. 18.3a.
 2. Nach Gl. (18.3) mit L_{10} nach Gl. (18.2), da $F_a = 0$ (keine Axialkraft), ist $P = F_{rA}$ bzw. F_{rB} .
 3. Übliche Vollastlebensdauer s. Tab. 18.12.

18.5 Die Radachsen eines Förderwagens sind nach Bild 18.5 in Rillenkugellagern aufgenommen. Für die Achsbelastungskraft $F = 27 \text{ kN}$ soll die Lagergröße bestimmt werden, wobei von einer für derartige Achslager üblichen Lebensdauer auszugehen ist. Als Zapfendurchmesser ist $d = 55 \text{ mm}$ vorgesehen. Die Raddrehzahl beträgt $n = 140 \text{ min}^{-1}$. Wegen des seitlichen Anlaufens der Radspurkränze am Schienenkopf hat das Festlager eine Axialkraft aufzunehmen, die erfahrungsgemäß mit 10 % der radialen Radkraft angenommen wird. Beide Lager sollen in gleicher Größe ausgeführt werden (Lagerluftgruppe CN). Da die Belastung auch im Stillstand auftritt, ist zu prüfen, ob normale Ansprüche an die Laufruhe erfüllt werden. Welche Lagergröße muss gewählt werden?

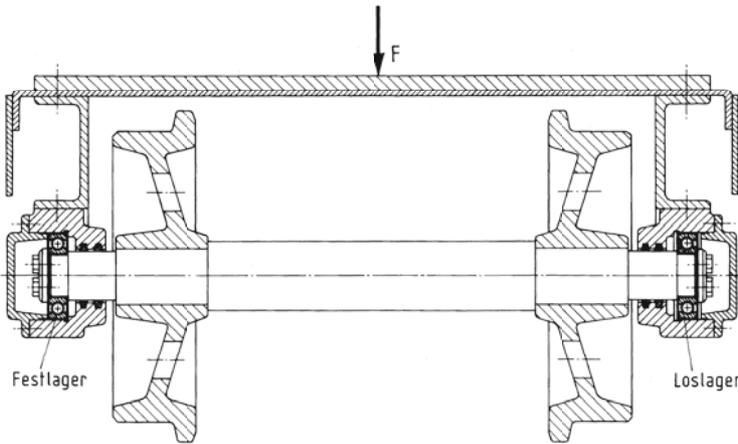


Bild 18.5 Lagerung einer Förderwagenachse

- E:** Rillenkugellager DIN 625-6311 mit $C = 76,5 \text{ kN} > C_{\text{erf}} = 46,93 \text{ kN}$ ($L_{10\text{h erf}} = 5000 \text{ h}$, $F_r = 13,5 \text{ kN}$, $F_a = 1,35 \text{ kN}$, $C_0 = 47,5 \text{ kN}$, $f_0 = 12,9$ (Tab. 18.3b), $f_0 \cdot F_a / C_0 = 0,37$, $e \approx 0,227$ (Tab. 18.3c), $F_a / F_r = 0,1$, also $F_a / F_r \leq e$, $P = F_r$), $f_s = 3,52 > 1,5$, somit ausreichend.
- L:** Da zwei gleiche Lager vorgesehen sind, beschränkt sich die Berechnung auf das Festlager mit $F_r = F/2$ und $F_a = 0,1F_r$. Zur Ermittlung von X und Y zwecks Berechnung von P nach Gl. (18.1) muss vorerst eine Lagergröße nach Tab. 18.3a angenommen werden. Die Auswahl wird erleichtert mit C_{erf} nach Gl. (18.2), worin $P = F_r$ zu setzen ist ($F_a = 0$ angenommen), L_{10} aus Gl. (18.3) mit $L_{10\text{h}}$ nach Tab. 18.12. Es ist dann $C_{\text{erf}} = F_r \cdot \sqrt[3]{L_{10\text{h}} \cdot n / 10^6} \cdot f_s$ nach Gl. (18.6) mit $P_0 = F_{r0} = F_r$, da im Stillstand keine Axialkraft.

18.6 Als Loslager für die Welle des Abgasturboladers eines Dieselmotors soll ein Rillenkugellager mit dem Bohrungsdurchmesser $d = 40 \text{ mm}$ eingesetzt werden, das bei einer Betriebstemperatur $t \approx 200 \text{ }^\circ\text{C}$ eine größte Belastungskraft von $2,6 \text{ kN}$ aufzunehmen

hat. Das Lager wird mit hochtemperaturbeständigem Silikonöl geschmiert. Die Wellendrehzahl beträgt $n = 18000 \text{ min}^{-1}$. Es ist die erforderliche Lagergröße für eine Lebensdauer $L_{10h} = 5000 \text{ h}$ zu ermitteln (Nachsetzzeichen S1 für Wärmebeständigkeit bis 200°C). Ferner ist zu prüfen, ob ein Lager mit erhöhter Laufgenauigkeit verwendet werden muss und eine zusätzliche Kühlung erforderlich ist.

E: Rillenkugellager DIN 625-6408 S1 mit $D = 110 \text{ mm}$, $B = 27 \text{ mm}$,
 $C = 62 \text{ kN} > C_{\text{erf}} = 50,68 \text{ kN}$ ($P = 2,6 \text{ kN}$, $f_T = 0,9$). Da $n > n_g = 6250 \text{ min}^{-1}$
($F_r = 2,5 \text{ kN} < 0,1C = 6,2 \text{ kN}$, $Z_S = 1,25$, $Z_K = 1$, $K = 500000 \text{ min}^{-1}$), sind ein Lager mit erhöhter Laufgenauigkeit und weitere Maßnahmen zur Verminderung der Reibung sowie gute Wärmeabführung erforderlich.

L: Da bei Loslagern $F_a = 0$ ist, wird $P = F_r$ (Gl. (18.1) mit $X = 1$ und $Y = 0$). Wegen erhöhter Temperatur muss C mit f_T multipliziert werden (s. Tab. 18.11), Lagerauswahl nach Tab. 18.3a sinngemäß wie in Aufg. 18.5 für $C_{\text{erf}} = (P/f_T) \cdot \sqrt[3]{L_{10} \cdot n/10^6}$ nach den Gln. (18.2) und (18.3). n_g nach Gl. (18.10); falls $n > n_g$, s. ME Abschn. 18.7, $F_r \leq 0,1C$ überprüfen.

18.7 Ein Rillenkugellager DIN 625 – 6214 S2 (Lagerluftgruppe CN) wird bei der Drehzahl $n = 2400 \text{ min}^{-1}$ axial mit einer Kraft $F_a = 1,2 \text{ kN}$ belastet. Das Lager arbeitet bei einer Betriebstemperatur $t = 250^\circ\text{C}$ und soll eine Lebensdauer $L_{10h} = 10000 \text{ h}$ haben. Es sind zu ermitteln:

1. Die dynamisch äquivalente Belastung P , die das Lager bei der genannten nominellen Lebensdauer vertragen kann,
2. Die größte radiale Belastungskraft F_r , die das Lager außer der Axialkraft F_a aufnehmen kann,
3. Liegt die Drehzahl unter der Grenzdrehzahl n_g des Lagers mit normaler Laufgenauigkeit bei kombinierter Belastung mit $F_a/F_r = 0,8$ und bei Ölschmierung?

E: 1. $P = 4,118 \text{ kN}$ ($L_{10} = 1440 \cdot 10^6$, $f_T = 0,75$, $C = 62 \text{ kN}$).
2. $F_r = 3,26 \text{ kN}$, ($C_0 = 44 \text{ kN}$), $f_0 = 14,4$, $f_0 \cdot F_a/C_0 = 0,39$, $e \approx 0,229$, $X = 0,56$,
 $Y = 1,915$, $F_a/F_r = 0,368 > e$, wie angenommen).
3. Ja, $n = 2400 \text{ min}^{-1} < n_g = 5163 \text{ min}^{-1}$ ($F_r < 0,1C = 6,2 \text{ kN}$, $Z_S = 1,25$, $Z_K = 0,95$,
 $K = 500000 \text{ min}^{-1}$, $D = 125 \text{ mm}$).

L: 1. Wegen der hohen Temperatur muss C wie in Aufg. 18.6 mit f_T multipliziert werden (Tab. 18.11, Nachsetzzeichen S2 im Lagerkurzzeichen s. ME Abschn. 18.1). Nach Gl. (18.2) ist somit $P = f_T \cdot C / \sqrt[3]{L_{10}/10^6}$ mit L_{10} aus Gl. (18.3).
2. Aus Gl. (18.1) folgt $F_r = (P - Y \cdot F_a)/X$. Mit $f_0 = 14,4$ aus Tab. 18.3b und $f_0 \cdot F_a/C_0 = 0,39$ können e , X und Y aus Tab. 18c entnommen werden (e und Y interpoliert), vorest mit der Annahme $F_a/F_r > e$.
3. Nach Gl. (18.10), $F_r = F_a/0,8$, $F_r \leq 0,1C$ überprüfen.

18.8 Ein Winkelhebel in der Steuereinrichtung einer Presse führt mit geringer Geschwindigkeit eine Schwenkbewegung von ca. 45° aus. Das Hebellager wird radial mit 28 kN beansprucht. Die Auslegung des Lagers erfolgt ausschließlich nach der statischen Belastung mit der statischen Kennzahl f_s für normale Ansprüche an die Laufruhe. Vorgesehen ist ein Rillenkugellager mit Fettschmierung und Dichtscheibe an beiden Seiten. Für den ersten Entwurf der Lagerung ist festzustellen, welche Lagergrößen im Bereich $d = 30 \dots 40 \text{ mm}$ für den Einbau geeignet wären. Hierfür sind zu ermitteln:

1. Die erforderliche statische Tragzahl C_0 ,
2. Die Kurzzeichen geeigneter Rillenkugellager, deren Abmessungen d , D und B sowie die statischen Tragzahlen C_0 .

E: 1. $C_0 = 28 \dots 42 \text{ kN}$ ($f_s = 1,0 \dots 1,5$, $P_0 = 28 \text{ kN}$).

2. Kurzzeichen	d	D	B	C_0	
	mm	mm	mm	kN	
	6407-2 RS	35	100	25	31,5
	6408-2 RS	40	110	27	38

- L:** 1. Nach Gl. (18.6) mit f_s nach ME Abschn. 18.4 und $P_0 = F_{r0}$ (Gl. (18.5) mit $X_0 = 1$, da $F_{a0} = 0$, keine Axialbelastung).
2. Nach Tab. 18.3a, Nachsetzzeichen für Dichtscheiben s. ME Abschn. 18.1 und ME Bild 18.7.

 **18.9** Bild 18.9 zeigt ein fettgeschmiertes Rillenkugellager der Lagerreihe 60 mit zwei Deckscheiben aus der Lagerung einer Hebelwelle in einer Straßenbaumaschine. Der Hebel führt eine Schwenkbewegung von 20° aus, wobei das Lager mit einer Radialkraft von $18,5 \text{ kN}$ und einer Axialkraft von $4,2 \text{ kN}$ belastet wird. Es ist die genormte Bezeichnung des Lagers anzugeben und zu prüfen, ob dieses Lager geringen Ansprüchen an die Laufruhe genügt.

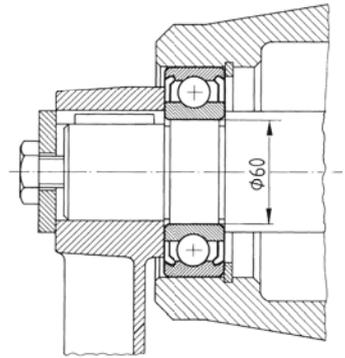


Bild 18.9 Rillenkugellager mit Deckscheiben

E: Rillenkugellager DIN 625-6012-2Z, $f_s = 1,254 > 0,7$, genügt geringen Ansprüchen ($C_0 = 23,2 \text{ kN}$, $P_0 = F_{r0} = 18,5 \text{ kN}$, da $F_{a0}/F_{r0} = 0,227 < 0,8$).

L: Nachsetzzeichen für Deckscheiben s. ME Abschn. 18.1 und ME Bild 18.7, Berechnung bei Schwenkbewegung wie in Aufg. 18.8 auf statische Belastung mit f_s nach Gl. (18.6), darin C_0 nach Tab. 18.3a und P_0 nach Gl. (18.5) mit X_0 und Y_0 nach Tab. 18.3c, falls $F_{a0}/F_{r0} \leq 0,8$, ist $P_0 = F_{r0}$ zu setzen.

18.10 Für die Abtriebswelle eines Kegelradgetriebes nach Bild 18.10 sind die Rillenkugellager zu bestimmen sowie deren Außendurchmesser und Breiten anzugeben. Die Zapfendurchmesser betragen $d_A = 30 \text{ mm}$ beim Loslager A und $d_B = 40 \text{ mm}$ beim Festlager B, das die Axialkraft $F_a = 615 \text{ N}$ aufzunehmen hat. Als Komponenten der radialen Lagerkräfte wurden errechnet: $F_{Ax} = 687,6 \text{ N}$, $F_{Ay} = 124,2 \text{ N}$, $F_{Bx} = 1132,4 \text{ N}$, $F_{By} = 374,2 \text{ N}$. Die Wellendrehzahl beträgt $n = 1000 \text{ min}^{-1}$. Welche Lagergrößen sind erforderlich, wenn eine Lebensdauer von mindestens 70000 h verlangt wird (Lagerluftgruppe CN)?

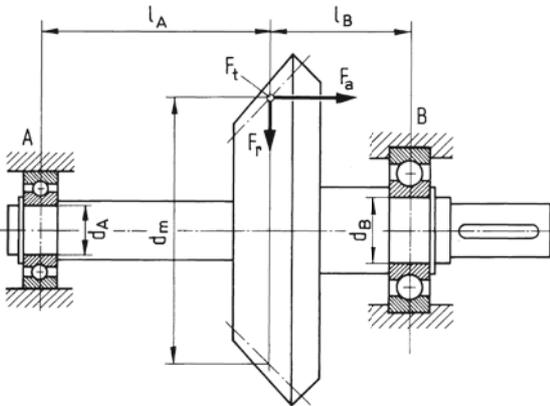


Bild 18.10 Lagerung einer Kegelradwelle

E: Loslager A: 6006 mit $D = 55 \text{ mm}$, $B = 13 \text{ mm}$, $C = 12,7 \text{ kN} > C_{\text{erf}} = 11,29 \text{ kN}$
 ($P = F_{rA} = 698,7 \text{ N} \approx 0,7 \text{ kN}$), Festlager B: 6208 mit $D = 80 \text{ mm}$, $B = 18 \text{ mm}$, $C = 29 \text{ kN}$,
 $C_0 = 18 \text{ kN}$, $L_{10h} \approx 70870 \text{ h} > 70000 \text{ h}$ ($F_{rB} = 1192,6 \text{ N} \approx 1,2 \text{ kN}$, $F_{aB} \approx 0,615 \text{ kN}$, $f_0 = 14$
 (Tab. 18.3b) $f_0 \cdot F_a / C_0 = 0,48$, damit $e = 0,238$, $X = 0,56$, $Y = 1,82$, aus Tab. 18.3c (e und
 Y interpoliert) $F_{aB} / F_{rB} = 0,51 > e$, $P \approx 1,79 \text{ kN}$).

L: Berechnung der radialen Lagerkräfte aus den Komponenten, z. B. $F_{rA} = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2}$.
 Auswahl der Lager nach Tab. 18.3a mit C_{erf} sinngemäß wie in Aufg. 18.6 für Loslager A
 ($F_{aA} = 0$) und wie in Aufg. 18.5 für Festlager B ($F_{aB} = F_a$).

Axial-Rillenkugellager

18

18.11 Bei der in Bild 18.11 dargestellten schleifringlosen Elektromagnet-Lamellenkuppelung wird die in axialer Richtung wirkende Zugkraft des Magneten von einem Axial-Rillenkugellager DIN 711 – 51110 aufgenommen. Die Kuppelung ist für eine maximale Drehzahl $n = 2200 \text{ min}^{-1}$ ausgelegt. Beim kleinsten zulässigen Luftspalt zieht der Magnet auch bei Stillstand der Welle mit der Kraft $F = 1,2 \text{ kN}$. Es sind zu ermitteln:

1. Die nominelle Lebensdauer L_{10h} des Lagers unter ungünstigsten Bedingungen, d. h. bei maximaler Drehzahl und größter Magnetkraft,
2. Genügt die statische Kennzahl f_s hohen Ansprüchen an die Laufruhe?
3. Ist die Drehzahl bei Fettschmierung zulässig?

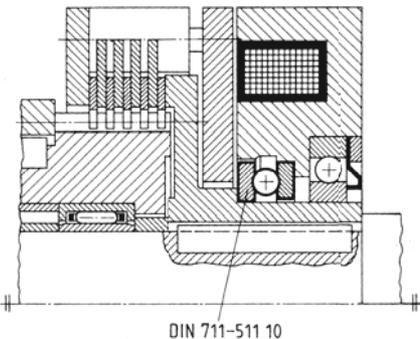


Bild 18.11 Axialrillenkugellager in der Spulenkörperlagerung einer schleifringlosen Elektromagnet-Lamellenkuppelung