

DIN EN 13001-3-4

ICS 21.100.01; 53.020.20

Einsprüche bis 2016-06-29

Entwurf

**Krane –
Konstruktion allgemein –
Teil 3-4: Grenzzustände und Sicherheitsnachweise für Maschinenbauteile –
Lager;
Deutsche und Englische Fassung prEN 13001-3-4:2016**

Cranes –

General Design –

Part 3-4: Limit states and proof of competence of machinery – Bearings;

German and English version prEN 13001-3-4:2016

Appareils de levage à charge suspendue –

Conception générale –

Partie 3-4: États limites et vérification d'aptitude des éléments de mécanismes – Paliers;

Version allemande et anglaise prEN 13001-3-4:2016

Anwendungswarnvermerk

Dieser Norm-Entwurf mit Erscheinungsdatum 2016-04-29 wird der Öffentlichkeit zur Prüfung und Stellungnahme vorgelegt.

Weil die beabsichtigte Norm von der vorliegenden Fassung abweichen kann, ist die Anwendung dieses Entwurfes besonders zu vereinbaren.

Stellungnahmen werden erbeten

- vorzugsweise online im Norm-Entwurfs-Portal des DIN unter www.entwuerfe.din.de bzw. für Norm-Entwürfe der DKE auch im Norm-Entwurfs-Portal der DKE unter www.entwuerfe.normenbibliothek.de, sofern dort wiedergegeben;
- oder als Datei per E-Mail an nam@din.de möglichst in Form einer Tabelle. Die Vorlage dieser Tabelle kann im Internet unter www.din.de/stellungnahme oder für Stellungnahmen zu Norm-Entwürfen der DKE unter www.dke.de/stellungnahme abgerufen werden;
- oder in Papierform an den DIN-Normenausschuss Maschinenbau (NAM), 60498 Frankfurt am Main, Postfach 71 08 64 (Hausanschrift: Lyoner Str. 18, 60528 Frankfurt am Main).

Die Empfänger dieses Norm-Entwurfs werden gebeten, mit ihren Kommentaren jegliche relevanten Patentrechte, die sie kennen, mitzuteilen und unterstützende Dokumentationen zur Verfügung zu stellen.

Gesamtumfang 189 Seiten

DIN-Normenausschuss Maschinenbau (NAM)

Nationales Vorwort

Dieser Norm-Entwurf enthält sicherheitstechnische Festlegungen.

Er beinhaltet die Deutsche Fassung der vom Technischen Komitee CEN/TC 147 „Krane — Sicherheit“ im Europäischen Komitee für Normung (CEN) ausgearbeiteten prEN 13001-3-4:2016.

Um Zweifelsfälle in der Übersetzung auszuschließen, ist die englische Originalfassung der prEN 13001-3-4 beigelegt. Die Nutzungsbedingungen für den deutschen Text des Norm-Entwurfes gelten gleichermaßen auch für den englischen Text.

Die nationalen Interessen bei der Erarbeitung werden vom Arbeitsausschuss NA 060-22-10 AA „Lenkungsausschuss Krane und Hebezeuge“ und Spiegelausschuss NA 060-22-10-22 AK „Konstruktion, Ausrüstungen (SpA CEN/TC 147/WG 2“ im Fachbereich „Krane und Hebezeuge“ des DIN-Normenausschusses Maschinenbau (NAM) wahrgenommen. Vertreter der Hersteller und Anwender von Krane und Hebezeuge sowie der Berufsgenossenschaften sind an der Erarbeitung beteiligt.

Dieser Norm-Entwurf konkretisiert einschlägige Anforderungen von Anhang I der EU-Maschinenrichtlinie 2006/42/EG an erstmals im Europäischen Wirtschaftsraum (EWR) in Verkehr gebrachte Maschinen, um den Nachweis der Übereinstimmung mit diesen Anforderungen zu erleichtern.

Die im Abschnitt 2 und den Literaturhinweisen zitierten Europäischen Normen sind als DIN EN- bzw. DIN EN ISO-Normen mit gleicher Zählnummer veröffentlicht.

Für die zitierten Internationalen Normen, sofern sie nicht als DIN ISO-Normen mit gleicher Zählnummer veröffentlicht sind, gibt es keine nationalen Entsprechungen, außer für:

ISO 76	siehe	DIN ISO 76
ISO 281	siehe	DIN ISO 281

Krane — Konstruktion allgemein — Teil 3-4: Grenzzustände und Sicherheitsnachweise für Maschinenbauteile — Lager

Appareils de levage à charge suspendue — Conception générale — Partie 3-4 : États limites et vérification d'aptitude des éléments de mécanismes — Paliers

Cranes — General design — Part 3-4: Limit states and proof of competence of machinery — Bearings

ICS:

Deskriptoren

Dokument-Typ: Europäische Norm
Dokument-Untertyp:
Dokument-Stage: CEN-Umfrage
Dokument-Sprache: D

STD Version 2.8f

Inhalt

	Seite
Europäisches Vorwort	4
1 Anwendungsbereich	5
2 Normative Verweisungen	5
3 Begriffe, Symbole und Abkürzungen	6
3.1 Begriffe	6
3.2 Symbole und Abkürzungen	7
4 Allgemeines	12
4.1 Dokumentation	12
4.2 Werkstoffe	12
4.2.1 Werkstoffsorten und Werkstoffgüte für Drehkränze	12
4.2.2 Werkstoffsorten und Werkstoffgüte für Wälzlager	14
4.2.3 Werkstoffe für Gleitlager	14
4.3 Lager	15
4.3.1 Allgemeines	15
4.3.2 Drehkränze	15
4.3.3 Wälzlager	18
4.3.4 Gleitlager	18
4.4 Sicherheitsnachweis für Lager	21
5 Nachweis der statischen Festigkeit	22
5.1 Allgemeines	22
5.2 Grenzwerte der Bemessungsspannungen und der Bemessungskräfte	22
5.2.1 Allgemeines	22
5.2.2 Grenzwerte der Bemessungskräfte und der Bemessungsspannungen für Drehkränze	23
5.2.3 Durchführung des Nachweises für Drehkränze	37
5.2.4 Grenzwerte der Bemessungskräfte und der Bemessungsspannungen für Wälzlager	40
5.2.5 Durchführung des Nachweises für Wälzlager	42
5.2.6 Grenzwerte der Bemessungskräfte und der Bemessungsspannungen für Gleitlager	42
5.2.7 Durchführung des Nachweises für Gleitlager	47
5.2.8 Nachweis des Fressverhaltens	47
6 Nachweis der Dauerfestigkeit und der Ermüdungsfestigkeit	50
6.1 Allgemeines	50
6.2 Drehkränze	50
6.2.1 Dynamische Auslegungslasten und Tragzahlen	50
6.2.2 Ermüdungsfestigkeit der Befestigungselemente	57
6.2.3 Durchführung des Nachweises für Drehkränze	58
6.3 Wälzlager	58
6.3.1 Dynamische Auslegungslasten und Tragzahlen	58
6.3.2 Durchführung des Nachweises für Wälzlager	62
6.4 Gleitlager	62
6.4.1 Allgemeines	62
6.4.2 Zyklische Beanspruchung	62
6.4.3 Nachweis der Ermüdungsfestigkeit	63
6.4.4 Nachweis des Verschleißverhaltens	67
7 Nachweis der elastischen Stabilität	69

Anhang A (informativ) Berechnungsbeiwerte und Richtwerte für die Tragzahlen von Drehkränen	70
A.1 Überlastbeiwert K_{rep}	70
A.1.1 Allgemeines	70
A.1.2 Analyseverfahren für die Bestimmung von K_{rep}	71
A.2 Beiwerte für die Trägerschicht	72
A.2.1 Nachweis der statischen Festigkeit: Beiwert für die Trägerschicht f_1	72
A.2.2 Nachweis der Ermüdungsfestigkeit: Beiwert für die Trägerschicht f_1'	73
A.3 Leitlinien für verschiedene Tragzahlen.....	74
A.3.1 Allgemeines	74
A.3.2 Empfohlener Wert für die statische Tragzahl $C_{0a,Rd}$ für Drehkräne mit Kugellagern.....	74
A.3.3 Richtwerte für die statischen Tragzahlen $C_{0a,Rd}$ und $C_{0r,Rd}$ für Drehkräne mit Rollenlager.....	75
A.3.4 Dynamische Tragzahl C_a eines Drehkranes mit Kugellagern.....	76
A.3.5 Dynamische Tragzahlen C_a und C_r eines Drehkranes mit Rollenlagern	77
A.4 Befestigungselemente: Berechnung des Hebelarms S_a.....	78
A.5 Leitlinien für die Berechnung von a_{ISO}	79
Anhang B (informativ) Nachweis der Ermüdungsfestigkeit der Drehkranzlaufbahn: Berechnung des Lastverlaufsparmeters s_{sr} (Beispiel)	80
B.1 Arbeitszyklen.....	80
B.1.1 Kranart.....	80
B.1.2 Beschreibung des Bewegungsablaufs.....	81
B.2 Beschreibung des Drehkranes	82
B.2.1 Art des Drehkranes.....	82
B.2.2 Hauptdaten.....	82
B.3 Nachweis der Ermüdungsfestigkeit.....	83
B.3.1 Lastkombinationen.....	83
B.3.2 Äquivalente dynamische Lasten $P_{a,i}$ für stützende/haltende Laufbahnen	85
B.3.3 Äquivalente dynamische Lasten $P_{r,i}$ für eine radiale Laufbahn	87
B.3.4 Klassifizierung der Laufbahnen.....	87
Anhang C (informativ) Auswahl einer geeigneten Gruppe von Krannormen für eine gegebene Anwendung.....	90
Anhang ZA (informativ) Zusammenhang zwischen dieser Europäischen Norm und den grundlegenden Anforderungen der EU-Richtlinie 2006/42/EG (Maschinenrichtlinie).....	91
Literaturhinweise.....	92

Europäisches Vorwort

Dieses Dokument (prEN 13001-3-4:2016) wurde vom Technischen Komitee CEN/TC 147 „Krane — Sicherheit“ erarbeitet, dessen Sekretariat vom BSI gehalten wird.

Dieses Dokument ist derzeit zur CEN-Umfrage vorgelegt.

Dieses Dokument wurde unter einem Mandat erarbeitet, das die Europäische Kommission und die Europäische Freihandelszone dem CEN erteilt haben, und unterstützt grundlegende Anforderungen der EU-Richtlinien.

Zum Zusammenhang mit EU-Richtlinien siehe informative Anhänge ZA und ZB, die Bestandteil dieses Dokuments sind.

Diese Europäische Norm ist ein Teil der Normenreihe EN 13001. Die anderen Teile sind folgende:

- *Teil 1: Allgemeine Prinzipien und Anforderungen*
- *Teil 2: Lasteinwirkungen*
- *Teil 3-1: Grenzzustände und Sicherheitsnachweis von Stahltragwerken*
- *Teil 3-2: Grenzzustände und Sicherheitsnachweis von Drahtseilen in Seiltrieben*
- *Teil 3-3: Grenzzustände und Sicherheitsnachweis von Laufrad/Schiene-Kontakten*
- *Teil 3-5: Grenzzustände und Sicherheitsnachweis von geschmiedeten Haken*
- *Teil 3-6: Grenzzustände und Sicherheitsnachweis von Maschinenbauteilen — Hydraulikzylinder*
- *Part 3-7: Limit states and proof of competence of machinery — Gears*
- *Part 3-8: Limit states and proof of competence of machinery — Shafts*

Die Anhänge A und B sind informativ.

1 Anwendungsbereich

Diese Europäische Norm ist gemeinsam mit EN 13001-1 und EN 13001-2 anzuwenden, mit denen sie die allgemeinen Bedingungen, Anforderungen und Methoden festlegt, um mechanische Gefährdungen von Kranen durch deren Konstruktion und theoretische Verifizierung zu verhindern.

ANMERKUNG Spezifische Anforderungen an bestimmte Krantypen sind in den entsprechenden Europäischen Normen für den jeweiligen Krantypen enthalten.

Diese Europäische Norm beschäftigt sich mit Lagern, die nicht in den anderen Normen der Normenreihe EN 13001 behandelt werden.

Nachfolgend ist eine Auflistung der signifikanten Gefährdungssituationen und Gefährdungsereignisse aufgeführt, die während der bestimmungsgemäßen Verwendung und der vernünftigerweise vorhersehbaren Fehlanwendung zu Risiken für Personen führen könnten. Die Abschnitte 4 bis 7 der vorliegenden Norm sind notwendig, um Risiken in Verbindung mit den folgenden Gefährdungen zu mindern oder zu beseitigen:

- Überschreitung der Festigkeitsgrenzwerte (Fließgrenze, Bruch- und Ermüdungsfestigkeit);
- Überschreitung von Temperaturgrenzwerten des Werkstoffs oder der Komponenten;
- elastische Instabilität des Krans oder seiner Teile (Knicken, Ausbeulen).

Diese Europäische Norm gilt nicht für Krane, die vor dem Datum der Veröffentlichung dieses Dokuments als eine Europäische Norm hergestellt wurden und dient als Referenzgrundlage für die Europäischen Normen für bestimmte Krantypen (siehe Anhang C).

ANMERKUNG prEN 13001-3-4 behandelt ausschließlich die Methoden der Grenzzustände nach EN 13001-1.

2 Normative Verweisungen

Die folgenden Dokumente, die in diesem Dokument teilweise oder als Ganzes zitiert werden, sind für die Anwendung dieses Dokuments erforderlich. Bei datierten Verweisungen gilt nur die in Bezug genommene Ausgabe. Bei undatierten Verweisungen gilt die letzte Ausgabe des in Bezug genommenen Dokuments (einschließlich aller Änderungen).

EN 10083-1:2006, *Vergütungsstähle — Teil 1: Allgemeine technische Lieferbedingungen*

EN 10247:2007, *Metallographische Prüfung des Gehaltes nichtmetallischer Einschlüsse in Stählen mit Bildreihen*

EN 13001-1, *Krane — Konstruktion allgemein — Teil 1: Allgemeine Prinzipien und Anforderungen*

EN 13001-2, *Kransicherheit — Konstruktion allgemein — Teil 2: Lasteinwirkungen*

EN 13001-3-1, *Krane — Konstruktion allgemein — Teil 3-1: Grenzzustände und Sicherheitsnachweis von Stahltragwerken*

EN ISO 148-1, *Metallische Werkstoffe — Kerbschlagbiegeversuch nach Charpy — Teil 1: Prüfverfahren (ISO 148-1)*

EN ISO 683-17, *Für eine Wärmebehandlung bestimmte Stähle, legierte Stähle und Automatenstähle — Teil 17: Wälzlagerstähle (ISO 683-17)*

EN ISO 4287, *Geometrische Produktspezifikation (GPS) — Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren — Benennungen, Definitionen und Kenngröße der Oberflächenbeschaffenheit (ISO 4287)*

EN ISO 12100:2010, *Sicherheit von Maschinen — Allgemeine Gestaltungsleitsätze — Risikobeurteilung und Risikominderung (ISO 12100:2010)*

ISO 76:2006, *Rolling bearings — Static load ratings*

ISO 281:2007, *Rolling bearings — Dynamic load ratings and rating life*

ISO 4306-1:2007, *Cranes — Vocabulary — Part 1: General*

3 Begriffe, Symbole und Abkürzungen

3.1 Begriffe

Für die Anwendung dieses Dokuments gelten die Begriffe nach EN ISO 12100:2010 und die Begriffe nach ISO 4306-1:2007, Abschnitt 6, für die Definition von Lasten und die folgenden Begriffe.

3.1.1

Gleitlager

Lager, in dem die Art der Relativbewegung Gleiten ist, jedoch mit der Ausnahme derjenigen Lager, die mit hydrodynamischer Schmierung betrieben werden

3.1.2

Wälzlager

Lager mit vorherrschender Rollbewegung zwischen den Teilen, die Last übertragen und sich relativ zueinander bewegen und welches aus Laufbahnkörpern mit Wälzkörpern mit oder ohne Trennungs- und/oder Führungselementen besteht

Anmerkung 1 zum Begriff: Für die Anwendung dieses Dokuments ist es so ausgelegt, dass es radiale, axiale oder kombinierte radiale und axiale Lasten aufnehmen kann.

[QUELLE: ISO 5593, modifiziert]

3.1.3

Drehkranz

Drehkranzlager

großes Wälzlager, das eine Verbindung zwischen zwei angrenzenden Strukturen herstellt, und die Rotation und die Übertragung von Lasten zwischen ihnen (axiale und radiale Lasten und ein Kippmoment) ermöglicht

Anmerkung 1 zum Begriff: Der Drehkranz verfügt üblicherweise über Bohrungen für die Befestigungsschrauben, eine Innen- oder Außenverzahnung, die die Rotation einer Struktur relativ zur anderen Struktur ermöglicht, und Schmierung und Dichtungen.

3.2 Symbole und Abkürzungen

Die in diesem Dokument verwendeten Symbole und Abkürzungen sind in Tabelle 1 angegeben.

Tabelle 1 — Symbole und Abkürzungen

Symbole, Abkürzungen	Beschreibung
A_{pF}	Aufteilungsfaktor für die axiale Last F_a (Drehkranz)
A_{pM}	Aufteilungsfaktor für das Kippmoment M_r (Drehkranz)
A_s	Beanspruchungsfläche eines Befestigungselements
b	Abstand zwischen zwei benachbarten Schrauben (Drehkranz)
C	Gesamtzahl von Arbeitsspielen (EN 13001-1)
C_a	dynamische axiale Tragzahl
C_r	dynamische radiale Tragzahl
$C_{a,Rd}$	Grenzwert für die dynamische axiale Auslegungslast
$C_{r,Rd}$	Grenzwert für die dynamische radiale Auslegungslast
C_{0a}	statische axiale Tragzahl (Drehkranz)
C_{0r}	statische radiale Tragzahl (Drehkranz)
$C_{0a,Rd}$	Grenzwert für die statische axiale Bemessungstragzahl (Drehkranz)
$C_{0r,Rd}$	Grenzwert für die statische radiale Bemessungstragzahl (Drehkranz)
C_1	Anziehdrehmoment
D_{in}	Innendurchmesser
D_{ex}	Außendurchmesser
D_m	mittlerer Durchmesser der Drehkranzlaufbahn (Teilkreisdurchmesser der Wälzkörper)
D_{vi}	Teilkreisdurchmesser von Befestigungselementen
D_w	Kugeldurchmesser (Wälzkörper)
D_{we}	Rollendurchmesser (Wälzkörper)
d	Nennndurchmesser einer Schraube/eines Bolzens (Drehkranz); Wellendurchmesser (Gleitlager)
E	Elastizitätsmodul
E_p	Elastizitätsmodul einer Drehkranz-Stützplatte
e_m^*	Hebelarm der kritischen Öffnungskraft (Drehkranz)
e_n	Abstand zwischen der Schraubenachse und der Hauptträgheitsachse des Drehkranzes
F_a	axiale Last

Symbole, Abkürzungen	Beschreibung
$F_{a,i}$	axiale Last, Bereich i (Ermüdung)
F_b	Schraubenkraft
F_c	Drehkranz-Kontaktkraft
F_d	Grenzwert der Kraft
F_e	auf den kritischen Bereich eines Drehkranzes wirkende äquivalente Kraft (Schraubverbindungen)
$F_{e,cr}$	kritische Öffnungskraft für einen Drehkranz
$F_{e,max}$	maximale äußere Auslegungslast
$F_{p,min}$	Mindestvorspannkraft bei Schrauben
$F_{pb,Sd}$	Gleitlager-Bemessungskraft
F_r	radiale Last (Drehkranz)
$F_{r,i}$	radiale Last, Bereich i (Ermüdung)
F_{Rd}	Grenzwert für die Bemessungskräfte
$F_{Sd,f,eq}$	mittlere äquivalente radiale Last (Gleitlager)
F_y	Schraubenfließgrenze
f_c	Berechnungsbeiwert für den Drehkranz (ISO 281:2007)
f_f	Beiwert für weitere Einflüsse (Ermüdung, Gleitlager)
f_{f1}	Zuverlässigkeitsbeiwert (Ermüdung)
f_{f2}	Einschlussbeiwert (Ermüdung)
f_{f3}	Beiwert für zusätzliche Einflüsse (Ermüdung)
f_{f4}	Beiwert für die Oberflächenhärte (Ermüdung)
f_{Rd}	Grenzwert der Bemessungsspannung
f_{ub}	Bruchsicherheit der Befestigungselemente
f_y	Fließgrenze des Werkstoffs
f_{yb}	Fließgrenze der Befestigungselemente
f_0	Berechnungsbeiwert für den Drehkranz (ISO 76:2006)
f_1	Beiwert der Trägerschicht (unterhalb der gehärteten Schicht) für den Drehkranz (statisch)
f_1'	Beiwert der Trägerschicht (unterhalb der gehärteten Schicht) für den Drehkranz (Ermüdung)
f_2	Verformungseinflussfaktor für den Drehkranz (statisch)

Symbole, Abkürzungen	Beschreibung
f_2'	Verformungseinflussfaktor für den Drehkranz (Ermüdung)
f_4	Beiwert für die Oberflächenhärte (statisch)
H_{ring}	Höhe des Drehkranzes
H_{T}	Höhe des Mantelrohrs (Drehkranz)
I_{b}	Trägheitsmoment eines Bolzen-/Schraubenschafts (Drehkranz)
I_{p}	Trägheitsmoment des Drehkranz-Stützflansches
$K_{\text{rep}}; K'_{\text{rep}}$	Überlastbeiwert (Drehkranz, statisch und Ermüdung)
k_{pb}	dynamischer Druckkollektivbeiwert (Gleitlager)
k_{sr}	dynamischer Lastkollektivbeiwert (Drehkranz)
k_{rb}	dynamischer Lastkollektivbeiwert (Wälzlager)
L_{a}	Axiallastversatz (Gleitlager)
L_{b}	Länge des Gleitlagers
L_{e}	elastische Länge eines äquivalenten Trägers (Drehkranz)
L_{r}	Radiallastversatz (Gleitlager)
L_{sr}	Abstand zwischen den Stützen des äquivalenten Trägers (Drehkranz)
l_{k}	Einspannlänge
M_{r}	Bemessungswert für das Kippmoment (Drehkranz)
$M_{\text{r},i}$	Kippmoment, Bereich i (Ermüdung)
M_{fb}	Bemessungswert für das Biegemoment aufgrund exzentrischer Belastung (Drehkranz)
m	inverse Steigung der Wöhlerlinie
N	kontinuierliche Wellendrehzahl (Gleitlager)
$N_{\text{ref,pb}}$	Referenzzahl der Arbeitsspiele (Gleitlager)
$N_{\text{tot,pb}}$	Gesamtzahl der Zyklen (Gleitlager)
n	Anzahl der Stützen (Drehkranz); Anzahl der Schwingungen (Gleitlager)
n_{sr}	Anzahl der Drehkränze während der Auslegungslbensdauer eines Krans
$P_{\text{a},i}$	äquivalente dynamische axiale Auslegungslast, Bereich i
$P_{\text{a,Sd}}$	dynamische axiale Auslegungslast
$P_{\text{r},i}$	äquivalente dynamische radiale Auslegungslast, Bereich i
$P_{\text{r,Sd}}$	dynamische radiale Auslegungslast
$P_{0\text{a}}$	äquivalente statische axiale Auslegungslast (Drehkranz)

Symbole, Abkürzungen	Beschreibung
$P_{0a,Sd}$	äquivalente statische axiale Auslegungslast (Wälzlager)
P_{0r}	äquivalente statische radiale Auslegungslast (Drehkranz)
$P_{0r,Sd}$	äquivalente statische radiale Auslegungslast (Wälzlager)
$p_{eq,f}$	äquivalenter dynamischer Bemessungsdruck des Gleitlagers
p_{max}	maximaler dynamischer Bemessungsdrucks des Gleitlagers
$p_{pb,f,L}$	Grenzwert für den dynamischen Bemessungsdruck (Gleitlager)
$p_{pb,f,Sd}$	dynamischer Bemessungsdruck des Gleitlagers (Ermüdung)
$p_{pb,f,Rd}$	Grenzwert für den dynamischen Bemessungsdruck des Gleitlagers (Ermüdung)
$p_{pb,Sd}$	Bemessungsdruck des Gleitlagers (statisch)
$p_{pb,SdM}$	Höchstwert für den Bemessungsdruck des Gleitlagers
$p_{pb,Rd}$	Grenzwert für den Bemessungsdruck des Gleitlagers (statisch)
$(p \cdot v)_{eff}$	Grenzwert für die effektive übertragene Leistungsdichte in Abhängigkeit vom Verschleißrisiko (Gleitlager)
$(p \cdot v)_{max}$	Grenzwert für die maximale übertragene Leistungsdichte in Abhängigkeit vom Fressrisiko (Gleitlager)
Q_b	Bemessungswert der Kontaktkraft für einen Wälzkörper (Drehkranz)
R_a	mittlere Tiefe des Oberflächenprofils nach EN ISO 4287:1998
R_d	Bemessungswiderstand
R_{ht}	maximal mögliche Einhärtetiefe durch Induktionshärten
S_b	Bolzenflexibilität (Drehkranz)
S_c	Flanschflexibilität (Drehkranz)
S_d	Bemessungsspannung oder Bemessungskraft
S_{sr}	Verbindungsflexibilität (Drehkranz)
$s_{a,cr}$	kritischer Hebelarm der Kontaktkraft F_c (Drehkranz)
s_a	Hebelarm der Kontaktkraft F_c (Drehkranz)
s_{pb}	Druckverlaufparameter des Gleitlagers
s_{rb}	Lastverlaufparameter des Wälzlagers
s_{sr}	Lastverlaufparameter der Drehkranzlaufbahn
s_0	statischer Sicherheitsbeiwert (Wälzlager)
T_{max}	Grenzwert für die Betriebstemperatur (Gleitlager)
t	Dicke

Symbole, Abkürzungen	Beschreibung
t_p	Stützflanschdicke (Drehkranz)
U_D	Bezugswert der Umdrehungen (Drehkranz)
U_i	Anzahl der Umdrehungen im Bereich i
$U_{tot,sr}$	Gesamtzahl der Umdrehungen (Drehkranz)
$U_{tot,rb}$	Gesamtzahl der Umdrehungen (Wälzlager)
v	Wellenumfangsgeschwindigkeit (Gleitlager)
v_{eff}	effektive Wellengleitgeschwindigkeit (Gleitlager)
$\bar{X}_{ang}$	durchschnittlicher Drehweg (EN 13001-1)
X	dynamischer (Radial-)Lastfaktor des Wälzlagers (ISO 281:2007)
X_0	statischer (Radial-)Lastfaktor des Wälzlagers (ISO 76:2006)
Y	dynamischer (Axial-)Lastfaktor des Wälzlagers (ISO 281:2007)
Y_0	statischer (Axial-)Lastfaktor des Wälzlagers (ISO 76:2006)
Z_{aF}	Anzahl an aktiven Wälzkörpern
Z_b	Anzahl an Befestigungselementen des Drehkranzes
Z_d	kritische Tiefe der Scherspannung in der Trägerschicht (unterhalb der gehärteten Schicht)
α	Berührungswinkel eines Wälzkörpers
β_e	Berechnungsbeiwert zur Bestimmung des Überlastbeiwerts K_{rep}
ΔF_b	zusätzliche Bolzenkraft (Drehkranz)
ΔM_{fb}	zusätzliches Hebelmoment (Drehkranz)
$\Delta \sigma_c$	Ermüdungsfestigkeit
$\Delta \sigma_{Sd}$	Bemessungsschwingbreite
$\Delta \sigma_{Rd}$	Grenzwert der zulässigen Schwingbreite
γ_m	allgemeiner Widerstandsbeiwert
γ_n	Risikobeiwert (EN 13001-2)
γ_{prf}	spezifischer Widerstandsbeiwert für die Ermüdungsfestigkeit des Gleitlagers
γ_{Rb}	resultierender Widerstandsbeiwert für zugbelastete Verbindungen
γ_{rbf}	spezifischer Widerstandsbeiwert für die Ermüdungsfestigkeit des Wälzlagers
γ_{sa}	spezifischer Widerstandsbeiwert für die Drehkranzlaufbahn (axial)
γ_{sr}	spezifischer Widerstandsbeiwert für die Drehkranzlaufbahn (radial)
γ_{srb}	spezifischer Widerstandsbeiwert für Wälzlager

Symbole, Abkürzungen	Beschreibung
γ_{srf}	spezifischer Widerstandsbeiwert für die Ermüdungsfestigkeit des Drehkranzes
ν_{pb}	relative Gesamtzahl der Arbeitsspiele (Gleitlager)
ν_{rb}	relative Gesamtzahl der Umdrehungen (Wälzlager)
σ_{b}	Bemessungswert der Biegespannung
σ_{n}	Bemessungswert der Zugspannung
σ_{Rd}	Grenzwert der zulässigen Normalspannung
σ_{Sd}	Bemessungswert der Normalspannung
τ	Bemessungswert der Schubspannung
τ_{p}	Scherspannung in der Trägerschicht (unterhalb der gehärteten Schicht) (Drehkranz)
ψ_j	Schwenksektor im Bereich j

4 Allgemeines

4.1 Dokumentation

Die Dokumentation zum Sicherheitsnachweis muss umfassen:

- Bemessungsannahmen mit Berechnungsmodellen;
- anwendbare Lasten und Lastkombinationen;
- Werkstoffsorten und Werkstoffgüte;
- relevante Grenzzustände;
- Ergebnisse aus der Berechnung des Sicherheitsnachweises und Prüfungen, sofern anwendbar.

4.2 Werkstoffe

4.2.1 Werkstoffsorten und Werkstoffgüte für Drehkränze

4.2.1.1 Werkstoffsorten

Werkstoffe und spezifische Werte sind in Europäischen und Internationalen Normen festgelegt. Das vorliegende Dokument enthält eine bevorzugte Auswahl an Werkstoffen und deren mechanischen Eigenschaften.

Für Laufbahnringe und Wälzkörper von Drehkränzen sollte Stahl in Übereinstimmung mit den folgenden Europäischen Normen verwendet werden:

- Vergütungsstähle; Legierte Stähle: EN 10083-3;
- Für eine Wärmebehandlung bestimmte Stähle, legierte Stähle und Automatenstähle; Wälzlagerstähle: EN ISO 683-17.

Andere als in den vorstehend angegebenen Normen behandelte Werkstoffsorten und Werkstoffgütern dürfen verwendet werden, solange die mechanischen Eigenschaften und die chemische Zusammensetzung in Übereinstimmung mit der einschlägigen Europäischen Norm festgelegt sind.

Für Drehkränze werden nachstehende Stahlsorten empfohlen:

— Wälzkörper: 100Cr6 (in Übereinstimmung mit EN ISO 683-17).

4.2.1.2 Einschlüsse

Der Gehalt an nichtmetallischen Einschlüssen muss mindestens die Anforderungen von EN 10083-1 erfüllen.

Tabelle 2 enthält im Vergleich zu EN 10083-1 empfohlene Werte und kann ebenfalls verwendet werden.

Falls eine erweiterte Dauerfestigkeit des Drehkranzes notwendig ist, können die Höchstwerte für den Gehalt an nichtmetallischen Einschlüssen nach EN ISO 683-17 verwendet werden (siehe 6.2.1.8.3).

Tabelle 2 — Gehalt an Einschlüssen, Grenzwerte

Einschlussart		Serie	Grenzwert nach EN 10083-1	Empfohlener Wert für den Grenzwert
<i>A</i>	Sulfide	fein	≤ 2,5	≤ 2,5
		dick	≤ 2,5	≤ 1,5
<i>B</i>	Aluminate	fein	≤ 2,5	≤ 2,5
		dick	≤ 2,5	≤ 1,5
<i>C</i>	Silikate	fein	≤ 2,5	≤ 1,5
		dick	≤ 1,0	≤ 1,0
<i>D</i>	Kugelig	fein	≤ 2,5	≤ 1,0
		dick	≤ 1,5	≤ 1,0

Die Messverfahren müssen EN 10247:2007 entsprechen. Anhand der Messdaten, die mit diesen Verfahren erzielt wurden, ist eine Bewertung nach EN 10083-1 und EN ISO 683-17 durchzuführen (siehe besonders EN 10247:2007, Anhang L).

4.2.1.3 Kerbschlagzähigkeit

Die Drehkranzkomponenten müssen über eine ausreichende Duktilität verfügen, um Sprödbruch zu verhindern.

Der Werkstoff muss im Anschluss an die Wärmebehandlung eine Kerbschlagzähigkeit von mindestens 17 J bei -20 °C aufweisen, geprüft in Übereinstimmung mit EN ISO 148-1.

Bei vergüteten Werkstoffen muss die Kerbschlagzähigkeit mindestens 27 J bei -20 °C betragen.

4.2.2 Werkstoffsorten und Werkstoffgüte für Wälzlager

4.2.2.1 Werkstoffsorten

Werkstoffe und spezifische Werte sind in Europäischen und Internationalen Normen festgelegt. Das vorliegende Dokument enthält eine bevorzugte Auswahl an Werkstoffen zusammen mit deren mechanischen Eigenschaften.

Für Wälzlager sollte Stahl in Übereinstimmung mit den folgenden Europäischen Normen verwendet werden:

- Vergütungsstähle; Legierte Stähle: EN 10083-3,
- Für eine Wärmebehandlung bestimmte Stähle, legierte Stähle und Automatenstähle; Wälzlagerstähle: EN ISO 683-17.

Andere als in den vorstehend angegebenen Normen behandelte Werkstoffsorten und Werkstoffgüten dürfen verwendet werden, solange die mechanischen Eigenschaften und die chemische Zusammensetzung in Übereinstimmung mit den einschlägigen Europäischen Normen festgelegt sind.

Für Wälzkörper wird die Stahlsorte 100Cr6 empfohlen (in Übereinstimmung mit ISO 683-17).

4.2.2.2 Einschlüsse

Der Gehalt an nichtmetallischen Einschlüssen muss mindestens die Anforderungen von EN 10083-1 erfüllen.

Falls eine erweiterte Dauerfestigkeit des Wälzlagers notwendig ist, können die Höchstwerte für den Gehalt an nichtmetallischen Einschlüssen nach EN ISO 683-17 verwendet werden (siehe 6.2.1.8.3).

Die Messverfahren müssen EN 10247:2007 entsprechen. Anhand der Messdaten, die mit diesen Verfahren erlangt wurden, ist eine Bewertung nach EN 10083-1 und EN ISO 683-17 durchzuführen (siehe besonders EN 10247:2007, Anhang L).

4.2.3 Werkstoffe für Gleitlager

Gleitlager können aus verschiedenen reibungsarmen Werkstoffen hergestellt werden, z. B. aus Bronze, Sinterbronze, Bleibronze, Graphitbronze, Polymeren (Polyamid, Polyacetal, Polyetheretherketon — PEEK), Fluorpolymeren (TFE, PTFE), und können reibungsarme Zusätze, z. B. PTFE, MoS₂, oder verschleißmindernde Zusätze, wie Glasfasern, enthalten.

Für die grundlegenden Eigenschaften der nachstehenden Werkstoffe können folgende Internationale Normen angewendet werden:

- Fluorpolymere (PTFE): ISO 6691;
- Kupferlegierungen (z. B. Bronze): ISO 4382 und EN 1982.

Für die grundlegenden Eigenschaften anderer Werkstoffe kann sich der Konstrukteur auf spezielle Werkstoffdatenblätter für Gleitlager beziehen, die von den Herstellern bereitgestellt werden.

4.3 Lager

4.3.1 Allgemeines

Die Rotationsführung von drehenden Teilen kann mit folgenden Bauteilen sichergestellt werden:

- Drehkränze;
- Wälzlager;
- Gleitlager.

4.3.2 Drehkränze

4.3.2.1 Allgemeines

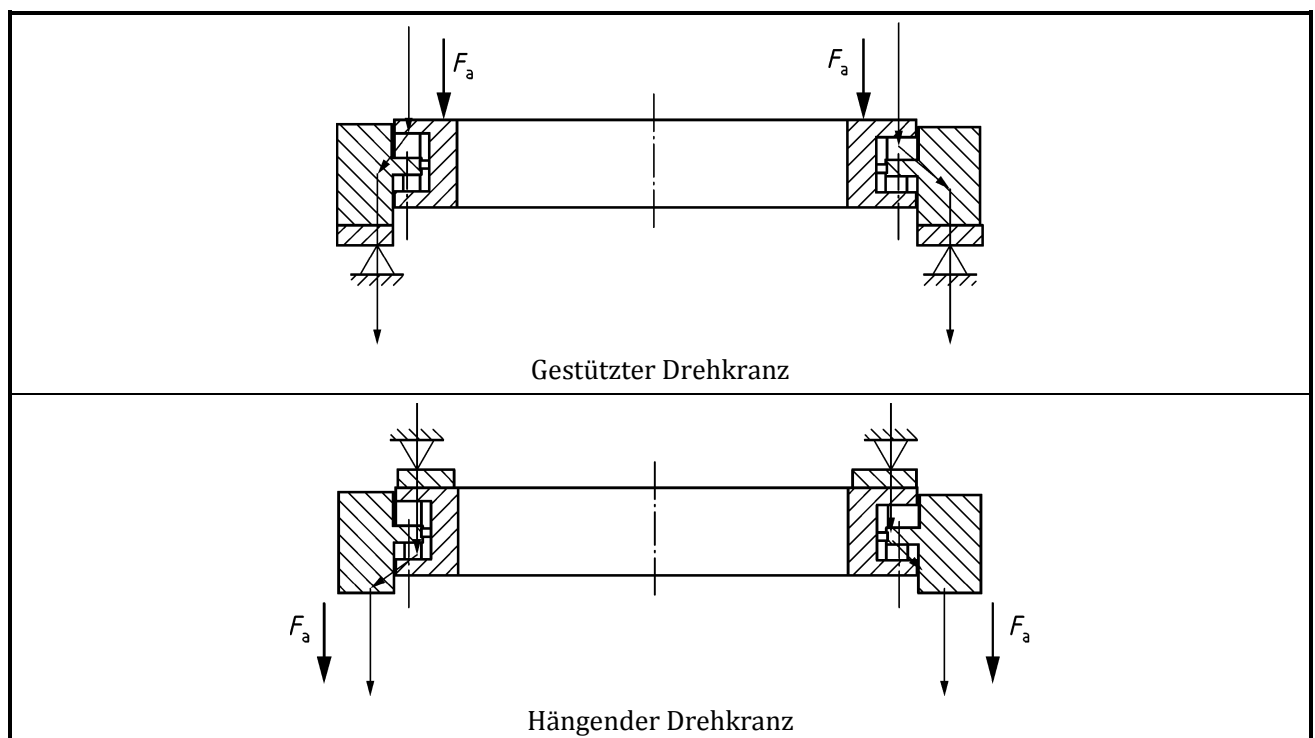
Die Herstelleranweisungen hinsichtlich Einbau, Wartung und Positionierung (Schmierung, Zentrierung, Getriebeispiel, ...) müssen eingehalten werden.

Diese Herstelleranweisungen gelten nur für unverschmutzte Umgebungen, z. B. Umgebungen, in denen keine potentiell schädigenden Elemente (Staub, Wasser,...) vorhanden sind, die in die Drehkranzlaufbahnen eindringen können.

Die vorliegende Europäische Norm behandelt hängend und gestützt gelagerte Drehkranzkonstruktionen. Drehkränze werden in der Regel gestützt auf der unteren Anschlusskonstruktion eingebaut: die Axiallast F_a entlastet die Bolzen. Im Gegensatz dazu, falls die Konstruktion hängend eingebaut wird, erhöht sich die Spannung an den Bolzen durch die Axiallast F_a .

Die durch F_a hervorgerufenen Lastpfade sind in Tabelle 3 für beide Einbauarten eines dreireihigen Rollenlagers dargestellt.

Tabelle 3 — Gestützter und hängender Drehkränze (Kurzdarstellung)



4.3.2.2 Stützkonstruktion

Ein Drehkranz ist ein Wälzlager mit großem Durchmesser, das über vorgespannte Schraubverbindungen mit einer Stützkonstruktion verbunden ist. Die bevorzugte Bauweise der Stützkonstruktion bietet eine ausreichend starre Unterstützung des Drehkranzes, bei der die Steifigkeit gleichmäßig über den Umfang verteilt wird, und sollte aus einem mechanisch bearbeiteten Flansch bestehen, der mit einem Mantelrohr in coaxialer Anordnung zum Drehkranz verbunden ist.

Eine ausreichende Steifigkeit der Stützkonstruktion wird üblicherweise erreicht, indem die Flanschdicke t_p mindestens der halben Höhe des Drehkranzes H_{ring} entspricht (siehe Bild 1).

Um eine optimale Verteilung der von außen auf die Wälzkörper wirkenden Kräfte zu erreichen, wird empfohlen, dass

- die Dicke des Mantelrohrs t mindestens $1/6$ der Höhe des Drehkranzes H_{ring} entsprechen sollte,
- die Höhe des Mantelrohrs H_T mindestens $1/4$ des mittleren Durchmessers des Wälzkreises der Wälzkörper D_m (Teilkreisdurchmesser) entsprechen sollte.

Tabelle 4 enthält empfohlene Ebenheitstoleranzen in Übereinstimmung mit EN ISO 1101.

Tabelle 4 — Ebenheitstoleranzen (EN ISO 1101)

D_m Mittlerer Durchmesser des Wälzkreises (siehe Bild 1) [mm]	Ebenheit nach EN ISO 1101, je Stützfläche [mm]		
	Zweireihiges Zweipunktkugellager	Einreihiges Vierpunktkugellager	Rollenlager
		Zweireihiges Vierpunktkugellager	
≤ 500	0,15	0,10	0,07
$500 < D_m \leq 1\,000$	0,20	0,15	0,10
$1\,000 < D_m \leq 1\,500$	0,25	0,19	0,12
$1\,500 < D_m \leq 2\,000$	0,30	0,22	0,15
$2\,000 < D_m \leq 2\,500$	0,35	0,25	0,17
$2\,500 < D_m \leq 4\,000$	0,40	0,30	0,20
$4\,000 < D_m \leq 6\,000$	0,50	0,40	0,30
$6\,000 < D_m \leq 8\,000$	0,60	0,50	0,40

Die mechanische Bearbeitung der Drehkranzlagerflächen sollte nach dem Schweißen erfolgen, um die erforderlichen Ebenheitstoleranzen einzuhalten. Anstelle der mechanischen Bearbeitung kann auch Vergussmasse verwendet werden.

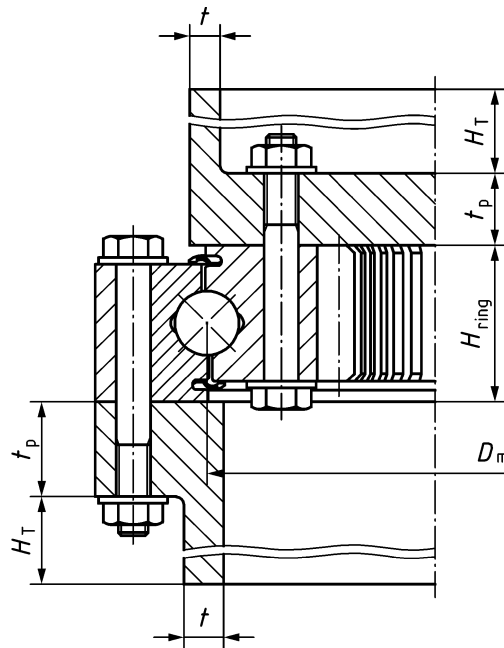


Bild 1 — Maße

4.3.2.3 Härte

Laufbahnen und Wälzkörper müssen mindestens oberflächengehärtet sein, um die maximale Beanspruchung an der Berührungsstelle, die sie erfahren, auszuhalten.

Die Laufbahnen sollten induktionsgehärtet sein, um den festgelegten Mindestwert der Oberflächenhärte zu erreichen, und eine effektive Einhärtetiefe von mindestens dem 2-Fachen der Tiefe der maximalen Scherspannung aufweisen. Eine Oberflächenhärte von mindestens 55 HRC wird empfohlen.

Härtungspunkte müssen gekennzeichnet sein und sollten sich am Einfüllstopfen für den unverzahnten Ring befinden und so nahe wie möglich an der neutralen Lastachse angeordnet werden: im Idealfall an der Nullmomentenachse. Bei intensiv beanspruchten Lagern müssen Schwachstellen geschliffen sein.

Die Stauchwirkung auf den Kern der Trägerschicht muss vom Drehkranzhersteller berücksichtigt und technisch begründet werden.

Eine Oberflächenhärte von mindestens 60 HRC wird für die Wälzkörper empfohlen.

4.3.2.4 Befestigungsbolzen

Hochfeste Bolzen der Festigkeitsklasse 8.8, 10.9 oder 12.9 müssen für die Verbindung des Drehkranzes mit dessen Stützkonstruktion verwendet werden. Sie müssen kontrolliert festgezogen werden und mit einer bestimmten festgelegten Vorspannkraft vorgespannt werden.

Die vom Drehkranzvertreiber/-hersteller bereitgestellten Anweisungen hinsichtlich der Festigkeitsklasse der Bolzen, der Bolzenanzahl und des Bolzendurchmessers müssen eingehalten werden. Üblicherweise wird eine Festigkeitsklasse der Bolzen von 10.9 empfohlen.

4.3.2.5 Schmierung

Drehkränze müssen mit einer geeigneten Schmierung versorgt werden, die ein regelmäßiges Einsmieren sicherstellt, wodurch die richtigen Betriebsbedingungen der Drehkranzkomponenten aufrechterhalten bleiben. Geeignete Schmiermittel und Schmierzeiträume, die vom Drehkranzhersteller festgelegt wurden, sind einzuhalten.

4.3.3 Wälzlager

4.3.3.1 Allgemeines

Die Auswahl der Wälzlager und der Befestigungen muss entsprechend den betrachteten einwirkenden Lasten erfolgen. Bei der Auswahl der Bauart des Wälzlagers müssen die Temperaturgrenzwerte der Lager in Betracht gezogen werden.

Die Herstelleranweisungen hinsichtlich Einbau, Wartung und Positionierung müssen berücksichtigt werden. Besteht der Fall, dass die Herstelleranweisungen nicht eingehalten werden, muss diese Tatsache technisch begründet werden.

Diese Herstelleranweisungen gelten nur für unverschmutzte Umgebungen, z. B. Umgebungen, in denen keine potentiell schädigenden Elemente (Staub, Wasser,...) vorhanden sind, die in die Wälzlager-Laufbahnen eindringen können.

4.3.3.2 Gehäuse

Die Gehäuse von Kugel- oder Rollenlagern müssen starr genug sein, um eine Verzerrung der Ringe (Laufbahnen) zu verhindern. Eine Gehäusewanddicke von mindestens dem 2,5-Fachen der Dicke des Außenrings wird empfohlen.

4.3.3.3 Härte

Laufbahnen und Wälzkörper müssen mindestens oberflächengehärtet sein, um die maximale Beanspruchung an der Berührungsstelle, die sie erfahren, auszuhalten.

Eine Oberflächenhärte von mindestens 60 HRC wird für die Wälzkörper empfohlen.

4.3.3.4 Schmierung

Wälzkörper müssen mit einer geeigneten Schmierung versorgt werden, die ein regelmäßiges Einschmieren sicherstellt, wodurch die richtigen Betriebsbedingungen der Wälzkörperkomponenten aufrechterhalten bleiben. Ist eine regelmäßige Schmierung erforderlich, müssen geeignete Schmiermittel und Schmierzeiträume, die vom Wälzlagerhersteller festgelegt wurden, eingehalten werden.

4.3.4 Gleitlager

4.3.4.1 Allgemeines

Gleitlager und deren Befestigungsmittel müssen entsprechend den Lasten, die auf die betrachteten Wellen wirken, der Wellengeschwindigkeit und deren Umgebung ausgewählt werden.

Die vorliegende Norm beschäftigt sich ausschließlich mit den folgenden Gleitlagern (siehe Bild 2, einschließlich axialen und radialen Lasten):

- Buchse;
- Bundbuchse;
- Druckscheibe.

Gleitlager aus Polyamid sind nicht für Feuchtklimas geeignet.

ANMERKUNG Gelenklager werden in einer späteren Ausgabe berücksichtigt.

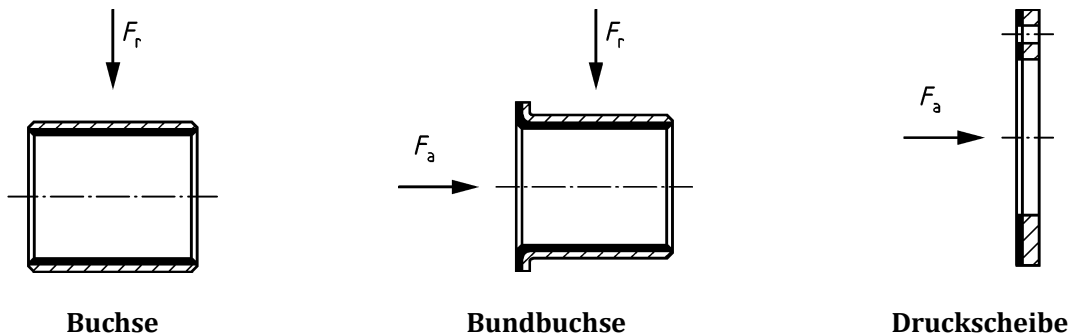


Bild 2 — Drei Arten von Gleitlagern

Die Herstelleranweisungen hinsichtlich Einbau, Wartung und Positionierung müssen eingehalten werden.

Die Definitionen für Gleitlager können der Normenreihe ISO 4378 entnommen werden.

Die vorgesehene Konstruktion muss die Kantenbelastungen auf ein Mindestmaß verringern und berücksichtigen, dass der Freiraum mit der gewählten Schmierung und dem vorgesehenen Prozess kompatibel ist. Es wird empfohlen, dass die Länge des Gleitlagers nicht mehr als dem 1,2-fachen Wellendurchmesser entspricht, um die Kantenbelastungen zu begrenzen.

Reibungsarme Buchsen werden in zwei verschiedenen Zuständen geliefert: im fertigen Zustand oder im halbfertigen Zustand (Zustand vor der mechanischen Bearbeitung). Die Durchmesser von Welle und Gehäuse müssen die Freiraumtoleranzen berücksichtigen, um gute Betriebsbedingungen sicherzustellen. Buchsen im fertigen Zustand könnten poliert werden, um die erforderlichen Freiraumtoleranzen zu erreichen.

Wenn keine Anweisungen des Gleitlagerherstellers vorliegen, gilt Folgendes:

- die größten Freiräume müssen, in Abhängigkeit vom Wellendurchmesser d , in mm, folgendermaßen sein:
 - $1,8 \cdot 10^{-3} \cdot d + 0,11$ für Lager mit Schmiertasche für Fettschmierung und Reserve;
 - $1,6 \cdot 10^{-3} \cdot d + 0,07$ für Lager ohne Schmiertasche.
- die kleinsten Freiräume müssen, in Abhängigkeit vom Wellendurchmesser d , in mm, folgendermaßen sein:
 - $1 \cdot 10^{-3} \cdot d$ für Lager mit Schmiertasche;
 - $0,3 \cdot 10^{-3} \cdot d$ für Gleitlager ohne Schmiertasche.

Bei Buchsen mit $p_{pb,Sd} \geq 0,75 \cdot p_{pb,Rd}$ (siehe 5.2.7) oder bei Lastenumkehr müssen die vorstehenden größten Freiräume enger gefasst werden (siehe [3-9]).

Bei Buchsen werden Fasen an den Gehäusen empfohlen, um plastische Verformungen der Buchse zu Beginn der Montage zu verhindern. Die Fase muss für ein Flanschlager lang genug sein, um die Rundung des Flansches zu berücksichtigen. Bei einer Buchse, die mechanisch zu bearbeiten ist, muss eine innenliegende Fase vorhanden sein, um die Scherspannung und das Risiko der Rissbildung am Ende des aktiven Bereichs zwischen der reibungsarmen Schicht und der Stahlunterschicht zu verringern.

Liegen keine Anweisungen des Gleitlagerherstellers vor, wird Folgendes empfohlen:

- der Fasenwinkel α beträgt höchstens 45° ;
- $t_{ch} \geq 0,66 \cdot t_{af}$ (siehe Bild 3).

Die innenliegende Fase L_{ci} muss größer sein als die außenliegende Fase L_{ce} , um die Ermüdungsfestigkeit zu erhöhen (siehe Bild 3).

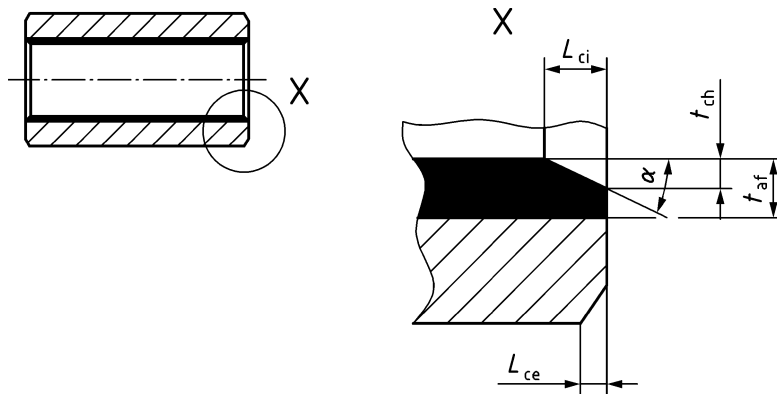


Bild 3 — Fasen an der Buchse

Allgemein betrachtet, erfolgt die Presspassung so, dass der Druck an der Berührungsstelle zwischen der Lagerbuchse und deren metallische röhrenförmige Aufnahme etwa 10 MPa beträgt. Bei quasi-isolierten Anwendungen und Anwendungen unter Extrembedingungen (z. B. Gleitlager mit Bemessungsdruck $p_{pb, Sd} > 40$ MPa und $p_{eq, f} \cdot v_{eff} > 1$ MPa·m/s, siehe 5.2.6.2 bzw. 6.4.4.4) muss die Rauigkeit des Gehäuses $R_a = 0,4 \mu\text{m}$ oder besser sein, um den Wärmewiderstand an der internen Berührungsstelle zwischen der Buchse und dem Gehäuse zu verringern.

4.3.4.2 Dichtung

Die Dichtung des Lagers muss so ausgewählt werden, dass Folgendes verhindert wird:

- das Eindringen von schmutztragenden Flüssigkeiten;
- das Einschließen von harten Partikeln in der reibungsarmen Schicht (die abschleifend wirken können);
- die Korrosion der Laufbahnflächen.

Bei starker Kontamination werden Buchsen mit Spiralnut empfohlen, um den zusätzlichen Abrieb, der durch die Schmutzpartikel hervorgerufen wird, zu verringern (siehe [3-3]).

4.3.4.3 Schmierung

Bei Gleitlagern, die den Einsatz von Schmiermitteln aus einer externen Quelle erfordern, muss eine geeignete Schmierung erfolgen, die die ordnungsgemäßen Betriebsbedingungen der Gleitlagerkomponenten aufrechterhält. Geeignete Schmiermittel und Schmierzeiträume, die vom Gleitlagerhersteller festgelegt sind, müssen eingehalten werden, besonders für Komponenten, die bei sehr niedrigen Temperaturen arbeiten.

Bei Buchsen mit Schmiertasche, die mit großen Temperaturamplituden und bei Temperaturen unter 0°C arbeiten, wird empfohlen, reibungsarme Werkstoffe sowie Fette, die keine Reibkorrosion zulassen, zu verwenden.

4.3.4.4 Wellen für Gleitlager

Die Oberflächenhärte der Welle muss einen höheren Wert aufweisen als die Oberflächenhärte des härtesten Bestandteils des reibungsarmen Lagerwerkstoffs.

Es wird folgende Bedingung empfohlen:

- das Härteverhältnis sollte zwischen 3 und 4 liegen, um die Verkrustung von durch Wellen hervorgerufenen Ablagerungen im Gleitlager zu ermöglichen (eine Welle mit höherer Härte verringert nicht die Abriebgeschwindigkeit, siehe [3-2]).

Für den Fall, dass keine Anweisungen des Gleitlagerherstellers vorliegen, sind in Tabelle 5 empfohlene Mindestwerte für die Härte und die Rauigkeit der Welle angegeben. Sie entsprechen EN ISO 4287, nach dem Drehen, gefolgt von Schleifen. Für Buchsen ohne Schmiertaschen müssen die Rauigkeitswerte niedriger angesetzt werden.

Tabelle 5 — Grenzwerte für die Härte und die Rauigkeit der Welle

Gleitlagerwerkstoff	Härte der Welle [HB]	Rauigkeit der Welle R_a [µm]
Graphit	200	0,6
Polyamid + Sinterbronze	300	0,4
Polyoxymethylen (POM) + Sinterbronze	300	0,4
Fluorpolymere (PTFE) + Sinterbronze + Zusätze	200	0,4
Bleibronze	350	0,8
Graphitbronze	350	0,8
Sinterbronze	350	0,4

Die Welle muss geschützt oder an die Maschinenumgebung angepasst werden (Vorhandensein von Wasser oder von einem Transportfluid), damit keine Redoxreaktion zwischen der Welle und dem Gleitlager, im Fall von metallischen Lagern (z. B. Wellen, die Nickel enthalten), auftreten kann.

Bei Gleitlagern aus Polymeren sollte eine Welle aus gehärtetem Stahl oder eine wärmebehandelte Welle verwendet werden.

Für Verbundstahl (Stahlstützkörper, reibungsarme Metallschicht und möglicherweise eine elektrolytisch aufgebrachte Schicht) empfiehlt ISO 4383 eine Oberflächenhärte der Welle im Verhältnis zur Anwendung.

4.4 Sicherheitsnachweis für Lager

Ziel des Sicherheitsnachweises ist es aufzuzeigen, dass die Bemessungsspannungen oder -kräfte nicht die Bemessungswiderstände R_d überschreiten:

$$S_d \leq R_d \quad (1)$$

Die Bemessungsspannungen oder -kräfte S_d müssen bestimmt werden, indem die maßgeblichen Lasten, Lastkombinationen und Teilsicherheitsbeiwerte in Übereinstimmung mit EN 13001-2 angewendet werden.

In den folgenden Abschnitten werden die Bemessungswiderstände R_d wie folgt dargestellt:

- Grenzwerte der Spannungen f_d ; oder
- Grenzwerte der Kräfte oder Grenzwerte der Tragzahlen F_d .

Die folgenden Sicherheitsnachweise müssen für Lager erbracht werden:

- Nachweis der statischen Festigkeit, in Übereinstimmung mit Abschnitt 5;
- Nachweis der Ermüdungsfestigkeit, in Übereinstimmung mit Abschnitt 6;
- Nachweis der elastischen Stabilität, in Übereinstimmung mit Abschnitt 7.

5 Nachweis der statischen Festigkeit

5.1 Allgemeines

Der rechnerische Nachweis der statischen Festigkeit soll übermäßige Verformungen infolge des Fließverhaltens des Werkstoffs, elastische Instabilität (siehe Abschnitt 7) und Bruch von Maschinenbauteilen verhindern. Mit den in EN 13001-2 genannten dynamischen Beiwerten werden äquivalente statische Lasten erzeugt und damit die dynamischen Lasteinwirkungen simuliert.

Der Nachweis ist für Maschinenbauteile unter Berücksichtigung der ungünstigsten Lasteinwirkungen aus den Lastkombinationen A, B oder C nach EN 13001-2 und der nach 5.2 berechneten Widerstände zu erbringen.

5.2 Grenzwerte der Bemessungsspannungen und der Bemessungskräfte

5.2.1 Allgemeines

Die Grenzwerte der Bemessungsspannungen und der Bemessungskräfte müssen wie folgt berechnet werden:

$$\text{Grenzwerte der Bemessungsspannungen } f_{Rd} = \text{Funktion } (f_k, \gamma_R) \text{ oder} \quad (2a)$$

$$\text{Grenzwerte der Bemessungskräfte oder Grenzwerte der Tragzahlen } F_{Rd} = \text{Funktion } (F_k, \gamma_R) \quad (2b)$$

Dabei ist

f_k oder F_k	der charakteristische Wert (oder der Nennwert);
γ_R	der Gesamtwiderstandsbeiwert $\gamma_R = \gamma_m \times \gamma_s$;
γ_m	der allgemeine Widerstandsbeiwert $\gamma_m = 1,1$ (siehe EN 13001-2);
γ_s	der spezifische Widerstandsbeiwert für spezifische Maschinenbauteile, wie im nachstehenden Abschnitt angegeben. γ_R und γ_s sind allgemeingültige Symbole, die für unterschiedliche Bauteile in unterschiedlichen Nachweisen verwendet werden, wobei sie jedes Mal einen spezifischen Index erhalten.

ANMERKUNG f_{Rd} und F_{Rd} sind äquivalent zu R/γ_m in EN 13001-1.

5.2.2 Grenzwerte der Bemessungskräfte und der Bemessungsspannungen für Drehkränze

5.2.2.1 Allgemeines

Der Nachweis der statischen Festigkeit der Laufbahnen und der Wälzkörper von Drehkränzen basiert im Wesentlichen auf ISO 76:2006.

Der Nachweis der statischen Festigkeit von Schraubverbindungen des Drehkranzes muss mithilfe der Bemessungsspannungen und der Grenzwerte der Bemessungsspannung, die in 5.2.2.4 definiert sind, durchgeführt werden. Sie stellen eine Erweiterung der Anforderungen an Schraubverbindungen nach EN 13001-3-1 dar, in denen keine Schrauben behandelt werden, die Biegungen ausgesetzt sind, und keine Verbindungen behandelt werden, die anfällig für lokales Klaffen sind, was aber in der Einbauanordnung der Drehkranzschrauben durchaus vorkommt.

5.2.2.2 Äquivalente statische Lasten für Laufbahnen und Wälzkörper

5.2.2.2.1 Allgemeines

Die Lasten, die auf einen Drehkranz wirken, werden mithilfe der Lastkombinationen A, B oder C in Übereinstimmung mit EN 13001-2 berechnet.

Sie setzen sich aus den folgenden Kräften und Momenten zusammen (siehe Bild 4):

- axiale Last F_a ;
- radiale Last F_r ;
- Kippmoment M_r .

Die Auslegungslasten P_{0a} und P_{0r} müssen in 5.2.2.2.3 aus diesen Lasten bestimmt werden.

Q_b ist die höchste auf einen Wälzkörper wirkende Last.

Q_b und P_{0a} hängen vom Berührungswinkel α der Wälzkörper ab.

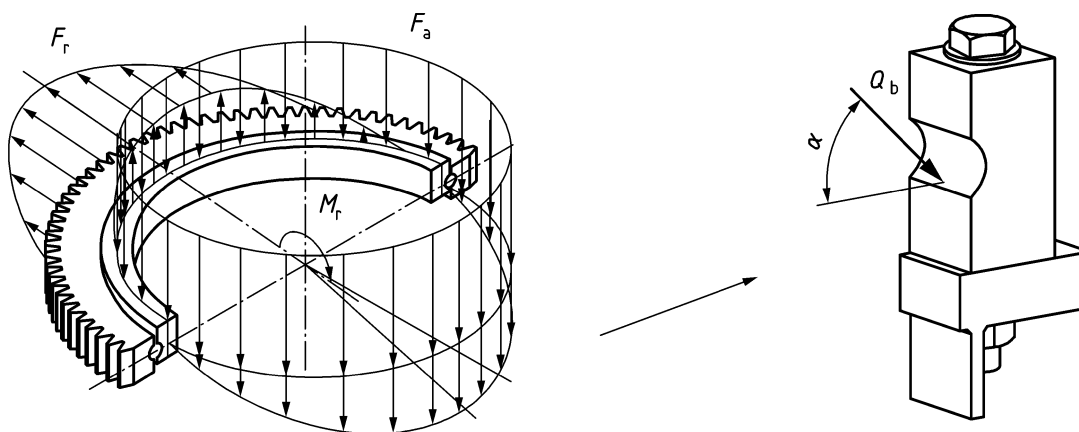


Bild 4 — Auf einen Drehkranz aufgebrachte Lasten, auf einen Wälzkörper wirkende Last Q_b

Die Bestimmung der Auslegungslasten für einen kritischen Sektor eines Drehkranzes basiert auf den folgenden vereinfachten Annahmen im Hinblick auf die Verteilung der auf die Wälzkörper aufgetragenen Lasten:

- sinusförmige Verteilung des Kippmoments M_r ;
- gleichförmige Verteilung der axialen Last F_a (gegebenenfalls einschließlich der axialen Last, die äquivalent zur radialen Last F_r ist);
- Austauschen der äquivalenten axialen Last durch die radiale Last F_r . Dieser Austausch von F_r gilt nicht für dreireihige Rollenlager, bei denen F_r auf die separate vertikale Reihe verteilt ist (siehe Tabellen 6 und 7, letzte Zeile).

Diese Annahmen gelten unter den folgenden Bedingungen:

- die Stützkonstruktion besitzt eine ausreichende Steifigkeit (siehe Empfehlungen in 4.3.2.2);
- eine ausreichende Anzahl an Befestigungselementen (Schrauben, Bolzen) ist vorhanden, die gleichmäßig verteilt sind;
- das Klaffen in der Verbindung zwischen den Drehkranzringen und deren Stützkonstruktion wird verhindert.

Wenn die vorstehend beschriebenen Bedingungen nicht erfüllt sind, dann weicht die Verteilung der Lasten und Momente in den Wälzkörpern des Drehkranzes aufgrund der vorhandenen Aufhängungen (z. B. bei einem schwachen Flansch mit geringer Steifigkeit, der direkt an einen Rahmen montiert ist, im Gegensatz zu einem Mantelrohr, Drehkranzabschnitten neben Versteifungselementen, Eckversteifungen, Abstützungen unterhalb des Stützflansches) von der angenommenen Verteilung ab. Um diese ungleichmäßige Verteilung auf die Wälzkörper oder Befestigungselemente in einer analytischen Berechnung zu berücksichtigen, müssen die Nennlasten und -momente mit einem Überlastbeiwert K_{rep} , der größer als 1,0 ist (siehe A.1 für die Bestimmung von K_{rep}), multipliziert werden.

5.2.2.2.2 Aufteilung der aufgetragenen Lasten

Wenn keine genaueren Informationen vorliegen (z. B. vom Drehkranzhersteller, Finite-Elemente-Analyse), müssen die aufgetragenen Lasten so auf die Laufbahnen des Drehkranzes aufgeteilt werden, wie es in Tabelle 6 (gestützte Konstruktionen) und Tabelle 7 (hängende Konstruktionen) für fünf unterschiedliche Arten von Drehkränzen definiert ist.

Drehkränze können mehr als eine Laufbahn besitzen und die Aufteilung der aufgetragenen Lasten hängt von der jeweiligen Art des Drehkranzes sowie von der betrachteten äußeren Last ab.

Die Tabellen 6 und 7 definieren diese Aufteilung (Beiwerte A_{pF} und A_{pM}) und die dazugehörige Anzahl an aktiven (d. h. zur Übertragung der äußeren Last) Wälzkörpern entsprechend der Anzahl Z an Wälzkörpern auf jeder betrachteten Laufbahn (einzelne, obere oder untere). Die Aufteilungsbeiwerte A_{pF} und A_{pM} werden in Gleichung (3).1) verwendet, mit der die äquivalente Auslegungslast P_{0a} bestimmt wird.

Tabelle 6 — Aufteilung der aufgetragenen Lasten und Anzahl an aktiven Wälzkörpern auf den Laufbahnen (gestützte Konstruktionen)

Art des Drehkranzes ^a	Laufbahn und Anzahl Z an Wälzkörpern	Axiale Last F_a			Kippmoment M_r	
		Lastpfad	Aufteilungsbeiwert A_{pF}	Anzahl an aktiven Wälzkörpern Z_{aF}	Lastpfad	Aufteilungsbeiwert A_{pM}
Einreihiges Vierpunktkugellager (zwei Berührungslinien je Kugel)	Einzelne Z_1		1,0	Z_1		1,0
Zweireihiges Zweipunktkugellager (eine Berührungslinie je Kugel) ^c	Obere Z_2		1,0	Z_2		1
	Untere Z_3		-1,0 wenn $\frac{M_r}{F_a} > \frac{D_m}{4}$			1,0 wenn $\frac{M_r}{F_a} > \frac{D_m}{4}$
Zweireihiges Vierpunktkugellager (zwei Berührungslinien je Kugel); die Größe und die Anzahl der Kugeln sind für beide Reihen identisch ^b	Obere Z_2 Untere Z_3		1,4	$Z_2 + Z_3$		1,4

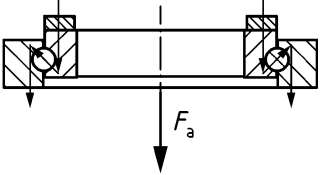
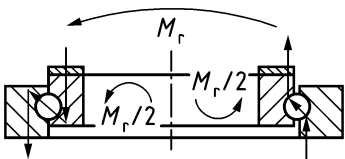
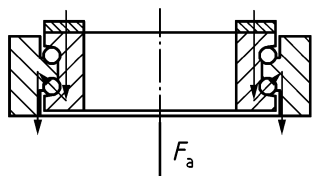
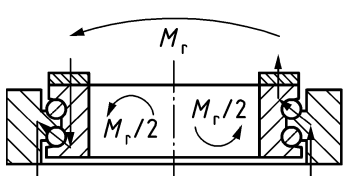
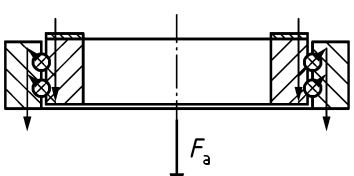
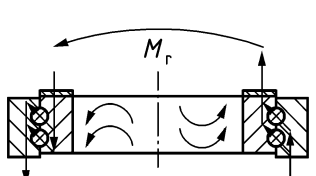
Art des Drehkranzes ^a	Laufbahn und Anzahl Z an Wälzkörpern	Axiale Last F_a			Kippmoment M_r	
		Lastpfad	Aufteilungsbeiwert A_{pF}	Anzahl an aktiven Wälzkörpern Z_{aF}	Lastpfad	Aufteilungsbeiwert A_{pM}
Einreihiges Kreuzrollenlager (eine Berührungslinie je Rolle)	Einzelne Z_1		1	$Z_1/2$		1
Dreireihiges Rollenlager (eine Berührungslinie je Rolle) ^c	Obere Z_2		1,0	Z_2		1
	Untere Z_3		-1,0 wenn $\frac{M_r}{F_a} > \frac{D_m}{4}$	Z_3		1,0 wenn $\frac{M_r}{F_a} > \frac{D_m}{4}$

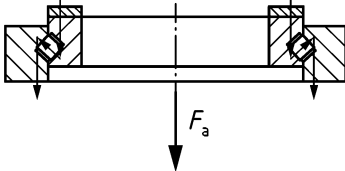
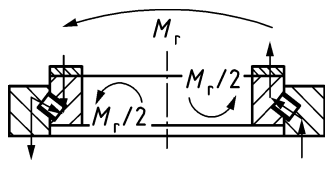
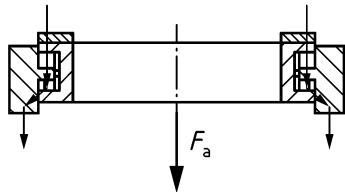
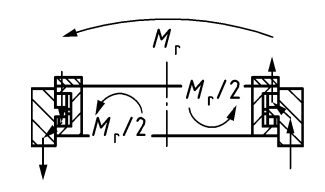
^a Gestrichelte Linien zeigen den Lastpfad oder die Rotationsachse an, dünne Linien weisen auf eine Berührungslinie hin und Pfeile geben die Kraftachse an (volle Linien für Moment M_r). Die Werte für A_{pF} in Tabelle 6 gelten nur für die Abwärtsrichtung von F_a .

^b Der Aufteilungsbeiwert 1,4 spiegelt die 70/30-Lastverteilung auf den beiden Laufbahnen wider, ohne zu wissen, welche von beiden die größere Last trägt.

^c Untere Laufbahn: wenn $\frac{M_r}{F_a} \leq \frac{D_m}{4}$, dann ist nur die obere Laufbahn belastet ($A_{pF} = A_{pM} = 0$ für die untere Laufbahn).

Tabelle 7 — Aufteilung der aufgetragenen Lasten und Anzahl an aktiven Wälzkörpern auf den Laufbahnen (hängende Konstruktionen)

Art des Drehkranzes ^a	Laufbahn und Anzahl Z an Wälzkörpern	Axiale Last F_a			Kippmoment M_r	
		Lastpfad	Aufteilungsbeiwert	Anzahl an aktiven Wälzkörpern	Lastpfad	Aufteilungsbeiwert
			A_{pF}	Z_{aF}		A_{pM}
Einreihiges Vierpunktkugellager (zwei Berührungslinien je Kugel)	Einzelne Z_1		1,0	Z_1		1,0
Zweireihiges Zweipunktkugellager (eine Berührungslinie je Kugel) ^c	Obere Z_2		-1,0 wenn $\frac{M_r}{F_a} > \frac{D_m}{4}$	Z_2		1,0 wenn $\frac{M_r}{F_a} > \frac{D_m}{4}$
	Untere Z_3		1,0	Z_3		1,0
Zweireihiges Vierpunktkugellager (zwei Berührungslinien je Kugel); die Größe und die Anzahl der Kugeln sind für beide Reihen identisch ^b	Obere Z_2 Untere Z_3		1,4	$Z_2 + Z_3$		1,4

Art des Drehkranzes ^a	Laufbahn und Anzahl Z an Wälzkörpern	Axiale Last F_a			Kippmoment M_r	
		Lastpfad	Aufteilungsbeiwert A_{pF}	Anzahl an aktiven Wälzkörpern Z_{aF}	Lastpfad	Aufteilungsbeiwert A_{pM}
Einreihiges Kreuzrollenlager (eine Berührungslinie je Rolle)	Einzelne Z_1		1	$Z_1/2$		1
Dreireihiges Rollenlager (eine Berührungslinie je Rolle) ^c	Obere Z_2		-1,0 wenn $\frac{M_r}{F_a} > \frac{D_m}{4}$	Z_2		1,0 wenn $\frac{M_r}{F_a} > \frac{D_m}{4}$
	Untere Z_3		1,0	Z_3		1

^a Gestrichelte Linien zeigen den Lastpfad oder die Rotationsachse an, dünne Linien weisen auf eine Berührungslinie hin und Pfeile geben die Kraftachse an (volle Linien für Moment M_r). Die Werte für A_{pF} in Tabelle 7 gelten nur für die Abwärtsrichtung von F_a .

^b Der Aufteilungsbeiwert 1,4 spiegelt die 70/30-Lastverteilung auf den beiden Laufbahnen wider, ohne zu wissen, welche von beiden die größere Last trägt.

^c Untere Laufbahn: wenn $\frac{M_r}{F_a} \leq \frac{D_m}{4}$, dann ist nur die obere Laufbahn belastet ($A_{pF} = A_{pM} = 0$ für die untere Laufbahn).

5.2.2.2.3 Äquivalente statische Auslegungslasten für Laufbahnen und Wälzkörper

5.2.2.2.3.1 Äquivalente statische axiale Auslegungslast P_{0a}

Bei zweireihigen Zweipunktkugellagern und bei dreireihigen Rollenlagern (siehe Tabellen 6 und 7) muss P_{0a} für die obere und die untere Laufbahn separat berechnet werden.

Die äquivalente axiale Auslegungslast P_{0a} wird wie folgt berechnet:

$$P_{0a} = K_{rep} \cdot f_2 \cdot \left(A_{pF} \cdot (|F_a| + 2,3 \cdot |F_r| \cdot \tan(\alpha)) + A_{pM} \cdot \frac{4 \cdot |M_r|}{D_m} \right) \quad (3)$$

Dabei ist/sind

- K_{rep} der Überlastbeiwert, definiert in A.1;
- D_m der mittlere Durchmesser der Drehkranzlaufbahn;
- A_{pF}, A_{pM} die Aufteilungsbeiwerte für die axiale Last F_a und für das Kippmoment M_r , definiert in den Tabellen 6 und 7;
- α der Bemessungswert des Berührungswinkels der Wälzkörper (unbelasteter Zustand);
- f_2 der Verformungseinflussfaktor, unter Berücksichtigung einer Winkelabweichung zwischen den beiden Laufbahnflächen aufgrund der Verformung unter Last,
 $f_2 = 1,0$ für Rollenlager, und mit Modellen der erweiterten FE-Methode unter Berücksichtigung des Lagerspiels und der Verformung der Stützkonstruktion, mit Exzentrizität e_i , definiert anhand:

$$e_i = \frac{|\Delta s|}{L_{WE}} \leq 0,15$$

Dabei ist

- Δs der Abstand vom Rollenmittelpunkt zur resultierenden Rollenkraft nach dem FE-Modell;
- L_{WE} die effektive Rollenlänge.
- $f_2 = 1,3$ für Rollenlager, in allen anderen Fällen;
- $f_2 = 1,0$ für Kugellager.

Bei dreireihigen Rollenlagern muss F_r in Gleichung (3) mit $F_r = 0$ verwendet werden.

P_{0a} kann alternativ zu Gleichung (3) auch direkt berechnet werden, z. B. mit erweiterten FE-Modellen unter Berücksichtigung des Lagerspiels und der Verformung der Stützkonstruktion.

$$P_{0a} = Z_{aF} \cdot Q_b \cdot f_2 \cdot \sin(\alpha) \quad (4)$$

mit

- Z_{aF} der Anzahl an aktiven Wälzkörpern (siehe Tabellen 6 und 7),
- Q_b der höchsten auf einen Wälzkörper wirkenden Last, bestimmt mit erweiterten FE-Modellen oder Prüfungen.

5.2.2.2.3.2 Äquivalente statische radiale Auslegungslast (gilt nur für dreireihige Wälzlager)

Die äquivalente radiale Auslegungslast P_{0r} für die radiale Reihe wird wie folgt berechnet:

$$P_{0r} = 2 \cdot F_r \quad (5)$$

In Gleichung (5) kann der Faktor 2 durch einen Alternativwert ausgetauscht werden, der durch Prüfungen oder durch FE-Modelle bestimmt wurde.

5.2.2.3 Grenzwerte der statischen Bemessungstragzahlen $C_{0a,Rd}$ und $C_{0r,Rd}$ für Drehkränze

5.2.2.3.1 Allgemeines

In ISO 76:2006 sind die statischen Tragzahlen C_{0a} und C_{0r} definiert und entsprechen einer plastischen Vertiefung von $10^{-4} \times D_w$.

Bei der Konstruktion von Kranen ist eine höhere plastische Vertiefung zulässig [1–6], die durch die Grenzwerte der statischen Bemessungstragzahlen $C_{0a,Rd}$ und $C_{0r,Rd}$ dargestellt wird.

Die Werte für $C_{0a,Rd}$ und $C_{0r,Rd}$ (für dreireihige Rollenlager) müssen die Festigkeit des Werkstoffs unterhalb der gehärteten Schicht (Trägerschicht) berücksichtigen. Zuerst sollte sie beim Drehkranzhersteller, der sie üblicherweise angibt, für jede Laufbahn erfragt werden.

5.2.2.3.2 Grenzwerte der statischen axialen Bemessungstragzahlen $C_{0a,Rd}$

Der Grenzwert der statischen axialen Bemessungstragzahl $C_{0a,Rd}$ muss wie folgt berechnet werden:

$$C_{0a,Rd} = \frac{C_{0a,ISO76} \cdot f_1 \cdot f_4}{\gamma_{Ra}} \quad (6)$$

mit

$$\gamma_{Ra} = \gamma_m \times \gamma_{sa}$$

Dabei ist

$C_{0a,ISO76}$ die statische axiale Tragzahl, nach ISO 76:2006;

f_1 der Beiwert für die Scherspannung in der Trägerschicht, definiert in A.2.1, mit $f_1 \leq 1,0$;

f_4 der Beiwert für die Oberflächenhärte, bestimmt durch:

$f_4 \leq 1,0$ wenn die Oberflächenhärte größer als oder gleich 58 HRC ist; oder

$f_4 = \left(\frac{\text{HRC}}{58}\right)^2$ wobei HRC die Rockwell-Oberflächenhärte ist;

γ_m der allgemeine Widerstandsbeiwert, mit $\gamma_m = 1,1$;

γ_{sa} der spezifische Widerstandsbeiwert für die Laufbahn und Wälzkörper, für die axiale Richtung $\gamma_{sa} = 0,6$

Anhang A der vorliegenden Norm enthält ein Verfahren für die Berechnung eines Richtwerts von $C_{0a,Rd}$.

5.2.2.3.3 Grenzwert der statischen radialen Bemessungstragzahl $C_{0r,Rd}$ (gilt nur für dreireihige Rollenlager)

Der Grenzwert für die statische radiale Bemessungstragzahl $C_{0r,Rd}$ muss wie folgt berechnet werden:

$$C_{0r,Rd} = \frac{C_{0r,ISO76} \cdot f_1 \cdot f_4}{\gamma_{Rr}} \quad (7)$$

Dabei ist

$$\gamma_{Rr} = \gamma_m \times \gamma_{sr}$$

$C_{0r,ISO76}$ die statische radiale Tragzahl, nach ISO 76:2006;

f_1 der Beiwert für die Scherspannung in der Trägerschicht, definiert in A.2.1, mit $f_1 \leq 1,0$;

f_4 der Beiwert für die Oberflächenhärte, definiert in 5.2.2.3.2;

γ_{sr} der spezifische Widerstandsbeiwert für die Laufbahn und Wälzkörper, für die radiale Richtung $\gamma_{sr} = 0,60$.

Anhang A der vorliegenden Norm enthält ein Verfahren für die Berechnung eines Richtwerts von $C_{0r,Rd}$.

5.2.2.4 Befestigungselemente (Schrauben)

5.2.2.4.1 Bemessungsspannung σ_{Sd}

5.2.2.4.1.1 Allgemeines

Die Bemessungsspannung σ_{Sd} in dem am meisten belasteten Befestigungselement eines Drehkranzes basiert auf:

- dem Wert der Vorspannkraft F_p bei der Befestigung (siehe maßgeblichen Abschnitt in EN 13001-3-1);
- dem Höchstwert der äußeren Kraft F_{emax} , die aufgrund der aufgebrachten Lasten auf das Befestigungselement wirkt (siehe nachstehend 5.2.2.4.1.2).

Die Lasten werden aus den Lastkombinationen A, B oder C in Übereinstimmung mit EN 13001-2 berechnet.

Die vorliegende Norm bietet zwei Möglichkeiten für den Nachweis der statischen Festigkeit der Befestigungselemente eines Drehkranzes:

- entweder basierend auf einer analytischen Berechnung der Bemessungsspannung σ_{Sd} mit dem Einfluss des Schraubenhebelmoments M_{fb} (siehe 5.2.2.4.1.2 bis 5.2.2.4.1.4) und dem Einsatz von Nennspannungen, d. h. Spannungsberechnungen basierend auf der herkömmlichen Elastizitätstheorie der Werkstofffestigkeit; oder
- die in 5.2.3.2.2 angegebenen vereinfachten Verfahren.

Die Bemessungsspannung σ_{Sd} der Schrauben kann auch direkt mithilfe von FE-Modellen berechnet werden, wobei:

- die Schrauben individuell modelliert und vorgespannt werden;
- der Drehkranz und dessen Unterstützungen eingeschlossen werden;
- die Berührungsflächen zwischen den verschiedenen verbundenen Teilen eingeschlossen werden.

5.2.2.4.1.2 Höchstwert der auf die Befestigungselemente wirkenden äußeren Kraft F_{emax}

Es wird davon ausgegangen, dass die senkrecht auf die Achse der Befestigungselemente wirkenden Lasten (radiale Last F_r) durch die Reibung zwischen den Verbindungsflächen übertragen werden.

Bei einem Drehkranz, der auf einer unteren Anschlusskonstruktion gestützt wird (im Gegensatz zu einem hängenden Drehkranz), ergibt sich die theoretische äußere Kraft F_e , die auf das am meisten belastete Befestigungselement wirkt, wie folgt:

$$F_e = \frac{1}{Z_b} \times \left(\frac{4 \times M_r}{D_m} - F_a \right) \quad (8)$$

Dabei ist

- Z_b die Anzahl der Befestigungselemente (Schrauben);
- F_a die axiale Last;
- M_r das Kippmoment;
- D_m der mittlere Durchmesser der Drehkranzlaufbahn, Teilkreisdurchmesser (Wälzkörper).

Bei einem hängenden Drehkranz ergibt sich die theoretische äußere Kraft F_e , die auf das am meisten belastete Befestigungselement wirkt, wie folgt:

$$F_e = \frac{1}{Z_b} \times \left(\frac{4 \times M_r}{D_m} + F_a \right) \quad (9)$$

Die Idealverteilung der Lasten auf die Befestigungselemente wird durch die vorhandenen Aufhängungen gestört. Diese Störung wird durch den Überlastbeiwert K'_{rep} berücksichtigt; dessen Standardwert ist identisch zum Wert des K_{rep} -Beiwerts, der in A.1 definiert ist. Werte unter K_{rep} müssen technisch begründet werden.

Die äußere (vertikale) Bemessungskraft F_{emax} ist wie folgt definiert:

$$F_{\text{emax}} = K'_{\text{rep}} \times F_e \quad (10)$$

5.2.2.4.1.3 Hebelmoment M_{fb}

Der Versatz der Kraft F_e relativ zur Schraubenachse erzeugt ein Hebelmoment M_{fb} im Winkelsektor des Kranzes mit den Schrauben. Dieses Hebelmoment M_{fb} erzeugt weitere axiale Spannungen in der Schraube, deren Spitzenwert von den Trägheitsmomenten der Schraube und der Anschlussteile abhängt.

Die Bewertung von M_{fb} basiert auf einem „Biegeträger“-Modell nach [1-5]. Nachstehend werden zwei Formulierungen vorgeschlagen, abhängig vom Verhältnis zwischen dem Höchstwert der äußeren Kraft F_{emax} und der kritischen Öffnungskraft $F_{\text{e,cr}}$, die der kritische Wert der Kraft an den Berührungsstellen F_{emax} ist, entsprechend einer Öffnung von der belasteten Kante bis zur Schraubenachse.

ANMERKUNG Die Nachweise aus [1-5] werden in der vorliegenden Europäischen Norm nicht erneut wiedergegeben, lediglich deren Schlussfolgerungen werden genannt.

Die Grundlagen des Berechnungsmodells und dazugehörige Parameter sind in Bild 5 (Beispiel mit einem Mantelrohr in idealer coaxialer Anordnung zum Drehkranz) und in Bild 6 dargestellt.

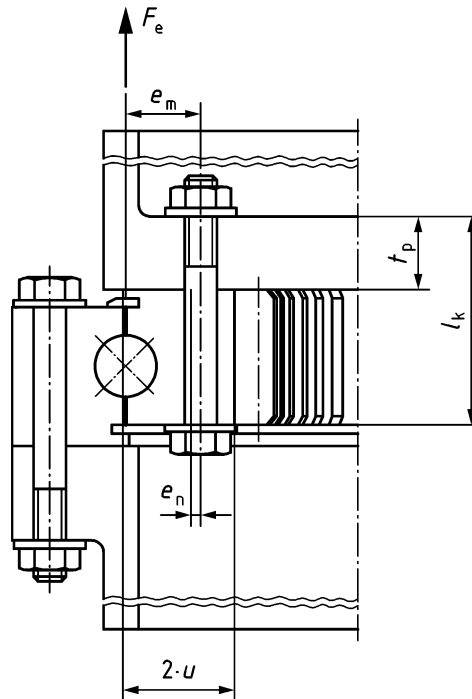


Bild 5 — Berechnungsmodell (Beispiel)

Weitere Betrachtungen sind für Entwürfe mit anderen Anordnungen der Stützkonstruktion (z. B. von zwei Ummantelungen gestützter Flansch,...) vor deren Aufnahme in eine spätere Ausgabe dieser Norm erforderlich, in der Zwischenzeit werden FE-Modelle empfohlen.

Die Ringe des Drehkranzes werden als starr betrachtet.

Örtlich wird der Stützflansch als ein Träger mit der Breite b , die dem Abstand zwischen zwei benachbarten Befestigungselementen entspricht, und mit der Dicke t_p , die der Dicke des Flansches entspricht, betrachtet.

Zur Vereinfachung wird F_e auf der Wirkungslinie innerhalb der Dicke des Mantelrohrs in Bild 5 aufgebracht.

— Berechnung der kritischen Öffnungskraft $F_{e,cr}$

$F_{e,cr}$ wird definiert durch:

$$F_{e,cr} = \frac{F_{pmin}}{\left(\frac{e_m^*}{s_{a,cr}} + 1 - \frac{S_c}{S_{sr}} - \frac{e_m^*}{S_{sr}} \cdot \frac{s_{a,cr}^2}{6 \cdot E_p \cdot I_p} \right)} \quad (11)$$

Dabei ist

- F_{pmin} die kleinste Vorspannkraft (entsprechend dem maßgeblichen Abschnitt in EN 13001-3-1);
- e_m^* der modifizierter Hebelarm der Kraft F_e , wobei $e_m^* = e_m - e_n$ (siehe Bild 5);
- e_m der Hebelarm der Kraft F_e ;

- e_n der Abstand zwischen der Schraubenachse und der Hauptträgheitsachse des betrachteten Ringbereichs;
- E_p das Elastizitätsmodul des Stützflansches;
- $s_{a,cr}$ der kritische Wert des Hebelarms s_a der Kontaktkraft $F_{e,cr}$ (siehe Bilder 5 und 6), definiert durch:

$$s_{a,cr} = \frac{2 \cdot u}{3} \quad \text{für} \quad u < t_p \quad (12)$$

$$s_{a,cr} = u - \frac{t_p}{3} \quad \text{für} \quad u \geq t_p$$

Dabei ist

- $2 \cdot u$ die Stützweite des Drehkranzes (siehe Bild 5);
- S_{sr} die Flexibilität der Verbindung, definiert durch:

$$S_{sr} = S_c + S_b \quad (13)$$

Dabei ist

- S_c die Flexibilität des Flansches, mit $S_c = \frac{1}{K_c}$ (K_c ist die Flanschsteifigkeit, definiert entsprechend dem maßgeblichen Anhang von EN 13001-3-1);
- S_b die Flexibilität der Schraube, mit $S_b = \frac{1}{K_b}$ (K_b ist die Schraubensteifigkeit, siehe EN 13001-3-1);
- I_p das Trägheitsmoment des Flansches, mit $I_p = \frac{b \cdot t_p^3}{12}$

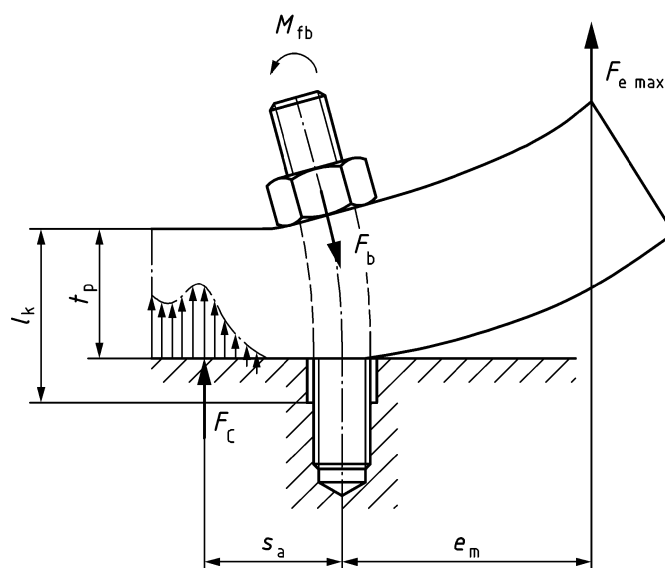


Bild 6 — „Biegeträger“-Modell

Im Fall von zwei gebogenen Teilen mit unterschiedlichen Dicken (siehe Bild 7) kann das Trägheitsmoment des Flansches I_p mit $\frac{1}{I_p} = \frac{1}{I_{p1}} + \frac{1}{I_{p2}}$ berechnet werden.

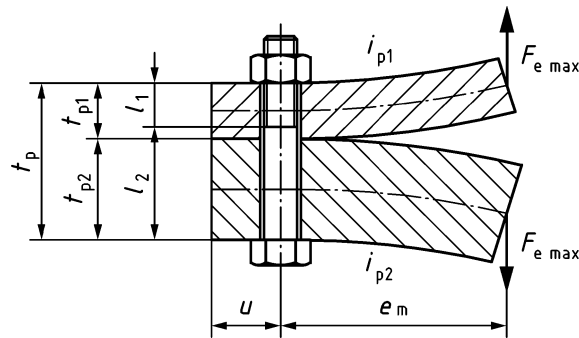


Bild 7 — Modell mit zwei gebogenen Trägern

Fall 1: $F_{e,max} < F_{e,cr}$

Die Schraubenkraft F_b einschließlich der Hebelwirkung wird wie folgt berechnet:

$$F_b = F_{e,max} \times \left(1 + \frac{e_m^*}{s_a}\right) \quad (14)$$

Dabei ist

s_a der Hebelarm der Kontaktkraft F_c , der sich wie folgt errechnet:

$$s_a^3 + \left[\frac{6 \cdot S_c \cdot E_p \cdot I_p}{s_{a,cr} \cdot e_m^*} \right] \cdot s_a^2 + \left[\frac{6 \cdot (F_{p,min} - F_{e,max}) \cdot S_{sr} \cdot E_p \cdot I_p}{F_{e,max} \cdot e_m^*} \right] \cdot s_a - 6 \cdot S_{sr} \cdot E_p \cdot I_p = 0 \quad (15)$$

Leitlinien für den Lösungsweg von Gleichung (15) sind in A.4 angegeben.

Das Hebelmoment M_{fb} errechnet sich wie folgt:

$$M_{fb} = \frac{E_b \cdot I_b}{l_k} \cdot \left[F_{e,max} \cdot \left[\left(\frac{e_m^*}{s_a} + 1 \right) \cdot \frac{S_{sr}}{s_a} \right] - \frac{S_c}{s_a} + \frac{e_m^* \cdot s_a}{3 \cdot E_p \cdot I_p} \right] - F_{p,min} \cdot \frac{S_{sr}}{s_a} \quad (16)$$

Dabei ist

E_b das Elastizitätsmodul der Schraube;

I_b der Bemessungswert des Trägheitsmoments der Schraube, mit $I_b = \frac{l_k}{\frac{l_1}{I_1} + \frac{l_2}{I_2}}$

Dabei ist

- l_k die effektive Einspannlänge;
- l_2 die effektive Spannlänge ohne Gewinde (siehe Bild 7);
- l_1 die effektive Spannlänge mit Gewinde;
- I_2 das Trägheitsmoment des Schraubenschafts;
- I_1 das Trägheitsmoment der Gewindelänge.

Fall 2: $F_{\text{emax}} > F_{\text{e,cr}}$

Die Schraubenkraft F_b errechnet sich wie folgt:

$$F_b = F_{\text{emax}} \times \left(1 + \frac{e_m^*}{s_a \cdot \sqrt{\frac{s_a}{s_{a,\text{cr}}}}} \right) \quad (17)$$

Dabei ist

s_a der Hebelarm der Kontaktkraft F_c , der sich wie folgt errechnet:

$$s_a = \frac{s_{a,\text{cr}} - (u + e_n)}{\left(\frac{F_{\text{emax}}}{F_{\text{e,cr}}} \right)^{\frac{1}{\alpha}}} + (u + e_n) \quad (18)$$

Dabei ist

α der Parameter, der sich wie folgt ergibt:

$$\alpha = (u + e_n - s_{a,\text{cr}}) \cdot \frac{F_{\text{e,cr}}}{F_{\text{p,min}}} \cdot \left[\frac{e_m^*}{s_{a,\text{cr}}^2} + \frac{S_c}{s_{a,\text{cr}} \cdot S_{\text{sr}}} + \frac{e_m^*}{S_{\text{sr}}} \cdot \frac{s_{a,\text{cr}}}{3 \cdot E_p \cdot I_p} \right] \quad (19)$$

Anschließend errechnet sich das Hebelmoment M_{fb} wie folgt:

$$M_{\text{fb}} = \frac{E_b \cdot I_b}{l_k} \cdot \left[F_{\text{emax}} \cdot \left[\left(\frac{e_m^*}{s_a} + 1 \right) \cdot \frac{S_{\text{sr}}}{s_a} - \frac{S_c}{s_a} + \frac{e_m^* \cdot s_a}{3 \cdot E_p \cdot I_p} \right] - F_{\text{p,min}} \cdot \frac{S_{\text{sr}}}{s_a} \right] \quad (20)$$

Dabei ist

$F_{\text{p,min}}$ der kleinste Wert der Vorspannkraft (nach EN 13001-3-1);

s_a der Hebelarm der Kontaktkraft F_c , der sich aus Gleichung (18) errechnet.

5.2.2.4.1.4 Bemessungsspannung σ_{sd}

Schlussendlich errechnet sich die Bemessungsspannung σ_{sd} wie folgt:

— Bei Anziehverfahren mit Aufbringung von ausschließlich direkter Zugkraft:

$$\sigma_{\text{sd}} = \sigma_n + \sigma_b = \frac{F_b}{A_s} + \frac{M_{\text{fb}} \cdot 4 \cdot \sqrt{\pi}}{A_s^{\frac{3}{2}}} \quad (21)$$

— Bei Drehmoment-Anziehverfahren:

$$\sigma_{\text{sd}} = \sqrt{(\sigma_n + \sigma_b)^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{\left(\frac{F_b}{A_s} + \frac{M_{\text{fb}} \cdot 4 \cdot \sqrt{\pi}}{A_s^{\frac{3}{2}}} \right)^2 + 3 \cdot \left(0,3 \cdot \frac{C_1 \cdot 2 \cdot \sqrt{\pi}}{A_s^{\frac{3}{2}}} \right)^2} \quad (22)$$

Dabei ist

- A_s der Spannungsbereich der Schraube;
- C_1 das Anziehdrehmoment;
- σ_n die Zugspannung der Schraube;
- σ_b die Biegespannung der Schraube;
- τ die Scherspannung der Schraube.

5.2.2.4.2 Grenzwerte der Bemessungsspannungen $\sigma_{Rd,1}$ und $\sigma_{Rd,2}$

Die Grenzwerte der Bemessungsspannungen basieren auf den Nennfestigkeiten der Befestigungselemente und ergeben sich wie folgt:

$$\sigma_{Rd,1} = \frac{f_{yb}}{\gamma_{Rb,1}} \quad \text{und} \quad \sigma_{Rd,2} = \frac{f_{ub}}{\gamma_{Rb,2}} \quad (23)$$

Dabei ist

- f_{yb} die Fließgrenze des Befestigungselements, nach EN 13001-3-1;
- f_{ub} die Bruchfestigkeit des Befestigungselements, nach EN 13001-3-1;
- γ_{Rb} der resultierende Widerstandsbeiwert für zugbelastete Verbindungen, mit
 - $\gamma_{Rb,1} = 1,0$ und $\gamma_{Rb,2} = 1,0$ für die Schraubenfestigkeitsklassen 10.9 und 12.9;
 - $\gamma_{Rb,1} = 1,0$ und $\gamma_{Rb,2} = 1,0$ für die Schraubenfestigkeitsklasse 8.8.

5.2.3 Durchführung des Nachweises für Drehkränze

5.2.3.1 Laufbahnen und Wälzkörper

Für die betrachtete Laufbahn und die betrachteten Wälzkörper muss nachgewiesen werden, dass:

$$P_{0a} \leq C_{0a,Rd} \quad (24)$$

Dabei ist

- P_{0a} die äquivalente statische Auslegungslast nach 5.2.2.2.3.1;
- $C_{0a,Rd}$ der Grenzwert für die statische axiale Bemessungstragzahl nach 5.2.2.3.2.

Der Nachweis muss für jede Laufbahn separat erfolgen.

Bei dreireihigen Rollenlagern muss außerdem nachgewiesen werden, dass:

$$P_{0r} \leq C_{0r,Rd} \quad (25)$$

Dabei ist

- P_{0r} die radiale äquivalente Auslegungslast nach 5.2.2.2.3.2;
- $C_{0r,Rd}$ der Grenzwert für die statische radiale Bemessungstragzahl nach 5.2.2.3.3.

5.2.3.2 Befestigungselemente

5.2.3.2.1 In Übereinstimmung mit dem Biegeträger-Modell oder der FE-Analyse

Für das betrachtete Befestigungselement muss nachgewiesen werden, dass:

$$\sigma_n \leq \sigma_{Rd,1} \text{ und } \sigma_{Sd} \leq \sigma_{Rd,2} \quad (26)$$

Dabei ist/sind

σ_n die nach 5.2.2.4.1.4 oder mithilfe der FE-Analyse berechnete Zugspannung;

σ_{Sd} die nach 5.2.2.4.1.4 oder mithilfe der FE-Analyse berechnete Bemessungsspannung;

$\sigma_{Rd,1}; \sigma_{Rd,2}$ die Grenzwerte für die Bemessungsspannungen nach 5.2.2.4.2.

Dieser Nachweis basiert auf den Nennspannungen, d. h. den Spannungen, die mit der herkömmlichen Theorie der elastischen Festigkeit der Werkstoffe berechnet wurden, bei der in der Regel lokale Spannungsunregelmäßigkeiten außer Acht gelassen werden. Werden solche lokalen Spannungen mit den erweiterten FE-Modellen berechnet, sollten höhere Grenzwerte für die Bemessungsspannungen angewendet werden und eine technische Begründung, z. B. die Prüfergebnisse, hierfür angegeben werden.

ANMERKUNG Ein begrenztes Klaffen zwischen dem Ring des Drehkranzes und dessen Stützflansch kann bei einem Drehkranz, der dem Höchstwert der äußeren Kraft $F_{e,max}$ ausgesetzt ist, toleriert werden.

5.2.3.2.2 Vereinfachte Verfahren

5.2.3.2.2.1 Verfahren 1

Alternativ ist mit dem Nachweis von 5.2.3.2.1 lediglich Folgendes nachzuweisen:

- die Befestigungselemente der Schraubenfestigkeitsklasse 10.9 sind bis auf 70 % der Fließgrenze des Schraubenwerkstoffs vorgespannt;
- die Stützkonstruktion erfüllt die Anforderung des Drehkranzherstellers:

$$F_{e,max} \leq 0,30 \cdot F_y \quad (27)$$

mit

F_y der Fließgrenze der Schraube nach EN 13001-3-1.

5.2.3.2.2.2 Verfahren 2

Dieses vereinfachte Verfahren betrachtet nicht ausdrücklich das Hebelmoment der Schraube, sondern berücksichtigt es implizit durch eine äquivalente Bemessungskraft der Schraube $F_{b,2}$, die sich wie folgt errechnet:

$$F_{b,2} = \frac{F_{e,max}}{\left(\frac{F_{p,d}}{F_y}\right)} \cdot \left(\frac{e_m + \frac{F_{r,b}}{F_{e,max}} \cdot e_y + (e_z - 2)}{e_z - 2} \right) \quad (28)$$

Dabei ist/sind

- F_{emax} die vertikale Auslegungslast je Schraube, nach 5.2.2.4.1.2;
- $F_{\text{r,b}}$ die radiale (horizontale) Last je Schraube;
- $e_{\text{m}}, e_{\text{y}}, e_{\text{z}}$ die Maße nach Bild 8, angegeben in mm;
- $F_{\text{p,d}}$ die Nenn-Vorspannkraft (siehe EN 13001-3-1);
- F_{y} die Fließgrenze der Schraube.

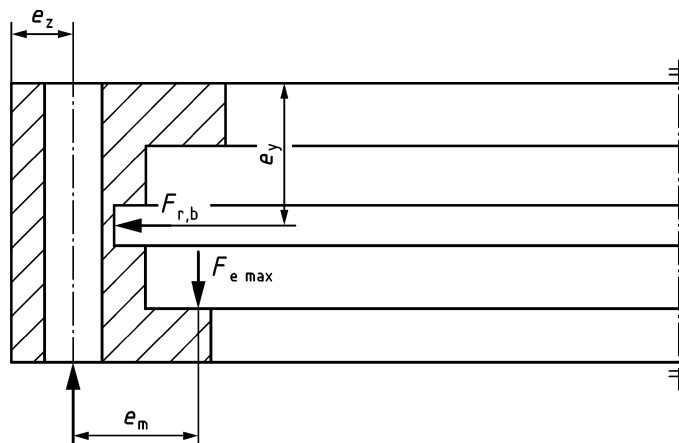


Bild 8 — Ring, Lasten und Maße

Bei diesem Verfahren muss nachgewiesen werden, dass:

- eine äquivalente Bemessungszugspannung $\sigma_{\text{n},2}$ kleiner als der oder gleich dem Grenzwert für die Bemessungsspannung $\sigma_{\text{Rd},1}$ ist; und
- die Minstdicke des Stützflansches vorliegt.

Die erste Bedingung definiert sich wie folgt:

$$\sigma_{\text{n},2} = \max \left\{ \frac{F_{\text{b},2}}{A_{\text{s}}}; \frac{F_{\text{p,min}} + \varphi \cdot F_{\text{b},2}}{A_{\text{s}}} \right\} \leq \sigma_{\text{Rd},1} \quad (29)$$

Dabei ist

- A_{s} der Spannungsbereich der Schraube;
- φ der Verspannungsfaktor (siehe EN 13001-3-1);
- $F_{\text{p,min}}$ der kleinste Wert der Vorspannkraft.

Die zweite Bedingung erfordert eine Minstdicke für den Stützflansch, die sich wie folgt ergibt:

$$t_p \geq \sqrt{\frac{6 \cdot \left(\frac{M}{r_{ts}} - F_a\right) \cdot \left(\left|\frac{D_{vi}}{2} - \frac{D_{ts}}{2}\right| - \frac{d_h}{2}\right)}{Z_b \cdot \left(b - \frac{d_h}{2}\right) \cdot f_{y,f}}} \quad (30)$$

Dabei ist

- M_r das Kippmoment, das am Drehkranz wirkt (siehe 5.2.2.2.1);
- F_a die axiale Last;
- D_{vi} der Teilkreisdurchmesser (PCD, en: Pitch Circle Diameter) der Befestigungselemente (Schrauben);
- D_{ts} der mittlere Durchmesser des Mantelrohrs oder der Stützkonstruktion;
- d_h der Durchmesser des Schraubenlochs;
- Z_b die Anzahl der Befestigungselemente;
- b der Abstand zwischen zwei benachbarten Schrauben;
- $f_{y,f}$ die Fließgrenze des Stützflansches.

ANMERKUNG Weitere Betrachtungen sind für Bauformen ohne Mantelrohr erforderlich, bevor diese in eine spätere Ausgabe dieser Norm aufgenommen werden.

5.2.4 Grenzwerte der Bemessungskräfte und der Bemessungsspannungen für Wälzlager

5.2.4.1 Allgemeines

Der Nachweis der statischen Festigkeit von Wälzlagern basiert auf ISO 76:2006.

5.2.4.2 Äquivalente statische Lasten für Wälzlager

5.2.4.2.1 Allgemeines

Die radiale Last F_r und die axiale Last F_a , von denen angenommen wird, dass sie auf ein Wälzlager einwirken, müssen mithilfe der Lastkombination A, B oder C nach EN 13001-2 berechnet werden, einschließlich der Teilsicherheitsbeiwerte γ_p und der dynamischen Beiwerte ϕ_i .

5.2.4.2.2 Äquivalente statische Lasten $P_{0r,Sd}$ und $P_{0a,Sd}$

Die äquivalente statische radiale Last $P_{0r,Sd}$ und die äquivalente statische axiale Last $P_{0a,Sd}$ müssen anhand der radialen Last F_r des Wälzlagers und der axialen Last F_a des Wälzlagers in Übereinstimmung mit den Anforderungen von ISO 76:2006 bestimmt werden.

Für Fälle, die in ISO 76:2006 nicht behandelt werden, dürfen die Spezifikationen des Wälzlagerherstellers verwendet werden.

In ISO 76:2006 werden $P_{0r,Sd}$ und $P_{0a,Sd}$ mit den statischen Radial- und Axiallastfaktoren X_0 und Y_0 berechnet. Tabelle 8 gibt die äquivalenten statischen Lasten $P_{0r,Sd}$ und $P_{0a,Sd}$ für einzelne Lager an.

Tabelle 8 — Statische äquivalente Lasten $P_{0r,Sd}$ und $P_{0a,Sd}$ in Übereinstimmung mit ISO 76:2006

Lagerbauart	Nominaler Berührungswinkel α^a	Äquivalente statische radiale Last $P_{0r,Sd}$	Äquivalente statische axiale Last $P_{0a,Sd}$
Radialkugellager	Alle α -Werte	$\max(X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a; F_r)$	—
Radialrollenlager	$\alpha \neq 0^\circ$	$\max(X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a; F_r)$	—
	$\alpha = 0^\circ$	F_r	
Axialkugellager und Axialrollenlager	$\alpha \neq 90^\circ$	—	$2,3 \cdot F_r \cdot \tan \alpha + F_a$
	$\alpha = 90^\circ$		F_a

^a Winkel zwischen einer zur Lagerachse senkrechten Ebene (einer radialen Ebene) und der Nenn-Wirkungslinie der resultierenden Kräfte, die vom Lagerring oder von der Lagerscheibe auf einen Wälzkörper übertragen werden (siehe Bild 9)

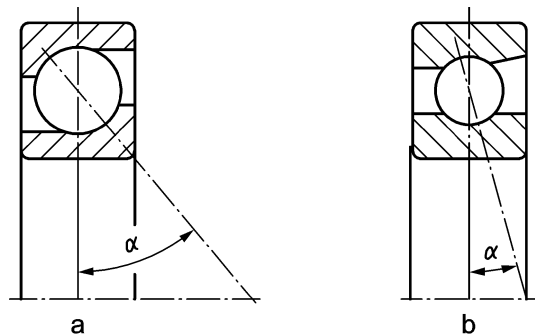


Bild 9 — Berührungswinkel (Beispiele)

5.2.4.3 Grenzwerte der statischen Bemessungstragzahlen $C_{0a,Rd}$ und $C_{0r,Rd}$ für Wälzlager

5.2.4.3.1 Allgemeines

In ISO 76:2006 sind die statische axiale Tragzahl C_{0a} und die statische radiale Tragzahl C_{0r} definiert und beziehen sich auf eine plastische Vertiefung von ungefähr $10^{-4} \times D_w$ (Wälzkörperdurchmesser).

Die statische radiale Tragzahl C_{0r} und die statische axiale Tragzahl C_{0a} müssen dem Herstellerkatalog entnommen werden.

5.2.4.3.2 Grenzwerte der statischen Bemessungstragzahlen $C_{0r,Rd}$ und $C_{0a,Rd}$

Die Grenzwerte der statischen Bemessungstragzahlen $C_{0r,Rd}$ und $C_{0a,Rd}$ müssen wie folgt berechnet werden:

$$— \quad C_{0r,Rd} = \frac{C_{0r}}{\gamma_m \cdot \gamma_{srb}} \quad \text{für Radialkugellager und Radialrollenlager} \quad (31)$$

$$— \quad C_{0a,Rd} = \frac{C_{0a}}{\gamma_m \cdot \gamma_{srb}} \quad \text{für Axialkugellager und Axialrollenlager} \quad (32)$$

Dabei ist

γ_m der allgemeine Widerstandsbeiwert, mit $\gamma_m = 1,1$;

γ_{srb} der spezifische Widerstandsbeiwert für Wälzlager, mit $\gamma_{srb} = 1,0$.

5.2.5 Durchführung des Nachweises für Wälzlager

5.2.5.1 Kugellager

Für die zu konstruierenden Kugellager ist nachzuweisen, dass:

$$\frac{C_{0r,Rd}}{P_{0r,Sd}} > s_0 = 1,0 \quad \text{für Radialkugellager} \quad (33)$$

$$\frac{C_{0a,Rd}}{P_{0a,Sd}} > s_0 = 1,0 \quad \text{für Axialkugellager} \quad (34)$$

Dabei ist/sind

$P_{0r,Sd}$; $P_{0a,Sd}$ die äquivalenten statischen Kräfte nach 5.2.4.2.2;

$C_{0r,Rd}$; $C_{0a,Rd}$ die Grenzwerte der statischen Bemessungstragzahlen nach 5.2.4.3.2;

s_0 der statische Sicherheitsbeiwert.

5.2.5.2 Rollenlager

Für die zu konstruierenden Rollenlager ist nachzuweisen, dass:

$$\frac{C_{0r,Rd}}{P_{0r,Sd}} > s_0 = 1,0 \quad \text{für Radialrollenlager} \quad (35)$$

$$\frac{C_{0a,Rd}}{P_{0a,Sd}} > s_0 = 1,0 \quad \text{für Axialrollenlager} \quad (36)$$

Dabei ist/sind

$P_{0r,Sd}$; $P_{0a,Sd}$ die äquivalenten statischen Kräfte nach 5.2.4.2.2;

$C_{0r,Rd}$; $C_{0a,Rd}$ die Grenzwerte der statischen Bemessungstragzahlen nach 5.2.4.3.2;

s_0 der statische Sicherheitsbeiwert.

5.2.6 Grenzwerte der Bemessungskräfte und der Bemessungsspannungen für Gleitlager

5.2.6.1 Symmetrie der Belastung

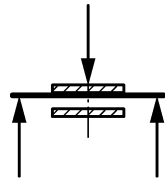
Allgemein betrachtet, kann der Kontaktdruck auf ein reibungsarmes Lagerbauteil aus unterschiedlichen Situationen hervorgehen.

Die Biegeflexibilität der Welle in Kombination mit bestimmten Belastungsarten kann zur Kantenbelastung in der Buchse führen.

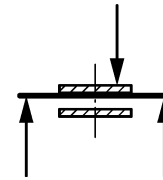
Die Betriebserfahrung zeigt, dass radiale Belastungen oder axiale Belastungen asymmetrisch sein können, wie in Bild 10 dargestellt.

Der Nachweis der statischen Festigkeit beschäftigt sich mit zwei verschiedenen Bedingungen:

- symmetrische Belastungen: siehe Bild 10 a) (mit vernachlässigbarer Biegung der Welle, d. h. die Krümmung der Welle in der Buchse beträgt weniger als $5 \cdot 10^{-4}$ rad), beschrieben in 5.2.6.2;
- asymmetrische Belastungen: siehe Bild 10 b), beschrieben in 5.2.6.3.



a) Symmetrische Belastung ohne Biegung



b) Asymmetrische Belastung ohne Biegung

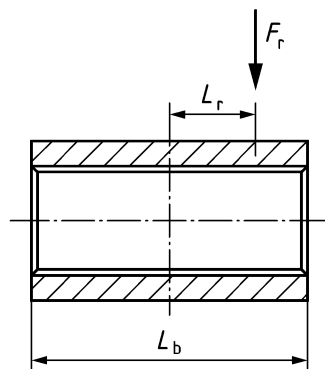
Bild 10 — Belastungen

Bei der asymmetrischen Belastung sollten die nachstehenden Empfehlungen eingehalten werden, um einen Kontaktverlust im aktiven Bereich der reibungsarmen Komponenten zu vermeiden:

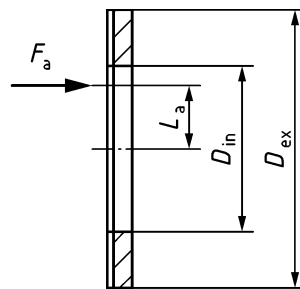
$$\begin{aligned} L_r < L_{r\max} &= \frac{L_b}{6} \\ L_a < L_{a\max} &= \frac{D_{\text{ex}}^2 + D_{\text{in}}^2}{8 \cdot D_{\text{ex}}} \end{aligned} \quad (37)$$

Dabei sind

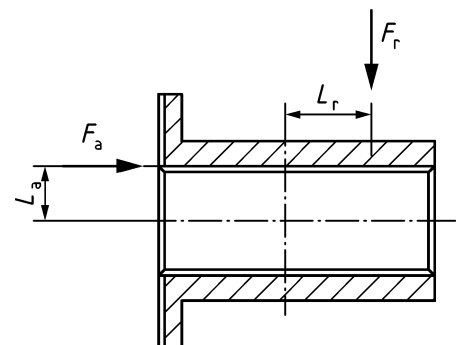
L_a und L_r die Lastversätze (siehe Bild 11).



Buchse



Druckscheibe



Bundbuchse

Bild 11 — Asymmetrische Buchsenbelastungen

5.2.6.2 Bemessungsdruck des Gleitlagers $p_{\text{pb,Sd}}$ bei symmetrischen Belastungen

Es wird davon ausgegangen, dass die Belastungen in der Mitte der reibungsarmen Komponente aufgebracht werden.

$p_{\text{pb,Sd}}$ ist der Bemessungsdruck des Gleitlagers (siehe Bild 12), in der Literatur auch als spezifischer Druck oder als Diametraldruck bezeichnet.

Für eine radiale Kraft ist er wie folgt definiert:

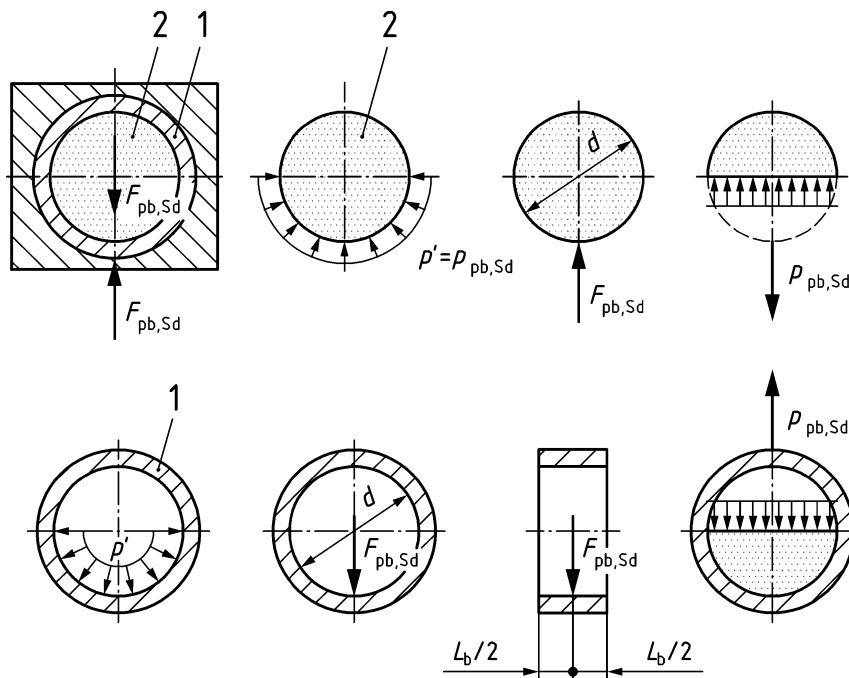
$$p_{pb,Sd} = \frac{F_{pb,Sd}}{d \cdot L_b} \quad (38)$$

Dabei ist

$F_{pb,Sd}$ die Bemessungskraft des Gleitlagers, die sich aus den Lastkombinationen A, B oder C nach EN 13001-2 ergibt;

d der effektive Gleitlagerdurchmesser (z. B. Innendurchmesser einer Buchse oder einer Bundbuchse);

L_b die effektive Gleitlagerlänge.



Legende

- 1 Gleitlager
- 2 Welle

Bild 12 — Lagerdruck $p_{pb,Sd}$ (für eine Buchse)

Für eine axiale Kraft definiert er sich anhand von zwei bestimmten Beziehungen zu entweder der Druckscheibe oder zum Flanschlager:

a) Bei einer Druckscheibe entspricht der axiale Bemessungsdruck des Gleitlagers Folgendem:

$$p_{pb,Sd} = \frac{4 \cdot F_{pb,Sd}}{\pi \cdot (D_{ex}^2 - D_{in}^2)} \quad (39)$$

Dabei ist

D_{ex} der Außendurchmesser der Druckscheibe (siehe Bild 13);

D_{in} der Innendurchmesser der Druckscheibe.

- b) Bei einer Bundbuchse unter axialer Belastung muss die Berechnung des Bemessungsdrucks die Tatsache berücksichtigen, dass die axiale Fläche aufgrund der Flanschkrümmung nicht eben ist. Der axiale Bemessungsdruck des Gleitlagers entspricht Folgendem:

$$p_{pb,Sd} = \frac{F_{pb,Sd}}{0,04 \cdot (D_{ex}^2 - d^2)} \quad (40)$$

Dabei ist

D_{ex} der Außendurchmesser der Bundbuchse (siehe Bild 13);

d der Wellendurchmesser.

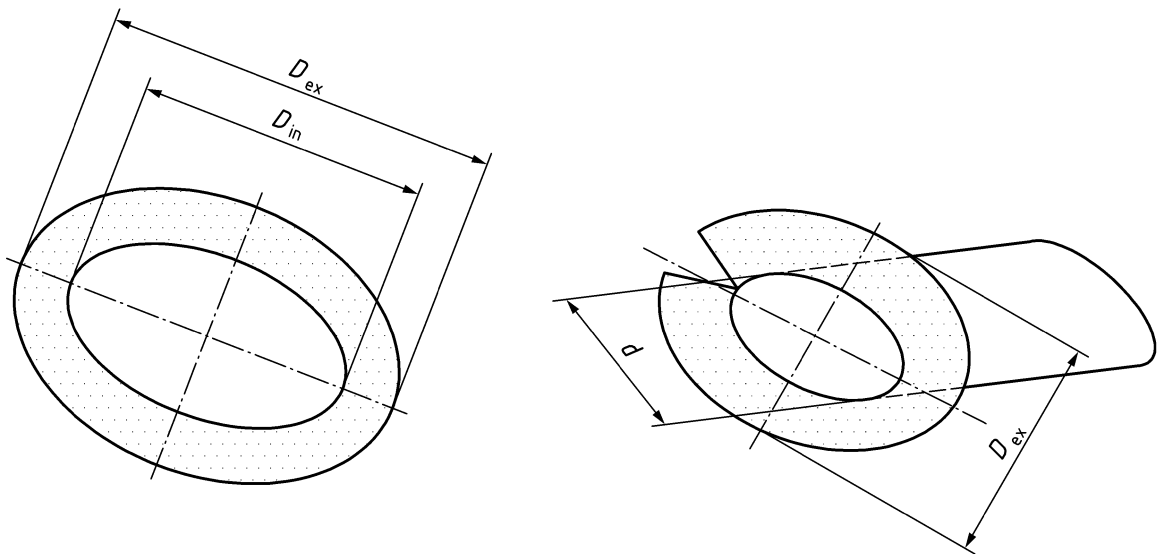


Bild 13 — Druckscheibe und Bundbuchse, Bemessungswerte der Maße

5.2.6.3 Bemessungsdruck des Gleitlagers $p_{pb,Sd}$ bei asymmetrischen Belastungen

Es wird davon ausgegangen, dass die Belastung asymmetrisch ist und einen bestimmten Versatz aufweist, der in Bild 10 dargestellt ist und mit L_a bzw. L_r bezeichnet wird. Die Bedingung von Gleichung (37) muss erfüllt sein.

Die Kontaktdruckverteilung erfolgt ungleichmäßig mit einem in Bild 14 dargestellten Höchstwert.

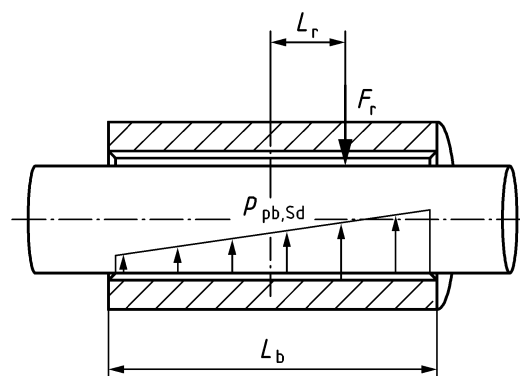


Bild 14 — Asymmetrische Belastung

Bei einer Buchse oder einer Bundbuchse, die einer radialen Kraft ausgesetzt wird,

- definiert sich der mittlere Druck wie folgt:

$$p_{pb,Sd} = \frac{F_{pb,Sd}}{d \cdot L_b} \quad (41)$$

- definiert sich der Höchstdruck wie folgt:

$$p_{pb,SdM} = \left(1 + \frac{L_r}{L_{rmax}}\right) \cdot \frac{F_{pb,Sd}}{d \cdot L_b} \quad (42)$$

Bei einer Druckscheibe:

- entspricht der mittlere axiale Druck des Gleitlagers Folgendem:

$$p_{pb,Sd} = \frac{4 \cdot F_{pb,Sd}}{\pi \cdot (D_{ex}^2 - D_{in}^2)} \quad (43)$$

- entspricht der höchste axiale Druck des Gleitlagers Folgendem:

$$p_{pb,SdM} = \left(1 + \frac{L_a}{L_{amax}}\right) \cdot \frac{4 \cdot F_{pb,Sd}}{\pi \cdot (D_{ex}^2 - D_{in}^2)} \quad (44)$$

Bei Bundbuchsen, die einer axialen Belastung ausgesetzt sind, berücksichtigt die sehr geringe Wirkfläche bereits den Lastversatz und die vorherige Beziehung von Gleichung (40) bleibt dadurch angemessen.

5.2.6.4 Grenzwert für den Bemessungsdruck des Gleitlagers $p_{pb,Rd}$

Mit dem Nachweis der statischen Festigkeit, der auf dem Grenzwert für den Bemessungsdruck des Gleitlagers $p_{pb,Rd}$ basiert, wird sichergestellt, dass kein Funktionsverlust aufgrund von unzulässigen Verformungen des Gleitlagers auftritt.

Der Grenzwert für den Bemessungsdruck des Gleitlagers sollte in folgenden Quellen angegeben sein:

- entweder vorzugsweise in der Dokumentation des Gleitlagerherstellers; oder
- in Tabelle 9 für eine Werkstoffauswahl.

Tabelle 9 enthält zudem empfohlene Grenzwerte für die Betriebstemperaturen.

ANMERKUNG Oberhalb dieser Temperaturhöchstwerte besitzt der Werkstoff keinen mechanischen Widerstand mehr oder besitzt eine hohe Kriechrate. Die nachstehend aufgelisteten Werte sind niedriger als die Temperaturhöchstwerte, die zur Zerstörung von reibungsarmen Werkstoffen führen.

Tabelle 9 — Grenzwert für den Bemessungsdruck des Gleitlagers $p_{pb,Rd}$

Gleitlagerwerkstoff	Grenzwert für den Bemessungsdruck des Gleitlagers $p_{pb,Rd}$ (N/mm ²)	Grenzwert für die Betriebstemperatur [°C]
Graphit	5	100
Polyamid + Sinterbronze	150	110
Polyoxymethylen (POM) + Sinterbronze	150	110
Fluorpolymere (PTFE) + Sinterbronze + Zusätze	150	180
Bleibronze	250	250
Graphitbronze	200	250
Sinterbronze	250	250

5.2.7 Durchführung des Nachweises für Gleitlager

Für das betrachtete Gleitlager muss nachgewiesen werden, dass:

$$p_{pb,Sd} \leq p_{pb,Rd} \quad (45)$$

Dabei ist

$p_{pb,Sd}$ der Bemessungsdruck des Gleitlagers, definiert in 5.2.6.2 und 5.2.6.3;

$p_{pb,Rd}$ der Grenzwert für den Bemessungsdruck des Gleitlagers, definiert in 5.2.6.4.

5.2.8 Nachweis des Fressverhaltens**5.2.8.1 Allgemeines**

Bei dieser Schadensart basiert deren Nachweis im Wesentlichen auf dem Produkt $p_{\max} \cdot v$ (auch als übertragene Leistungsdichte bezeichnet), wobei Folgendes gilt:

$p_{\max}$ ist der Höchstwert beider Bemessungsdrücke $p_{pb,Sd}$ und $p_{pb,SdM}$, berechnet in 5.2.6.2 und 5.2.6.3;

v ist die Wellenumfangsgeschwindigkeit (auch als Gleitgeschwindigkeit bezeichnet) am Lagerkontaktradius. Beim Fressen ist die Höchstgeschwindigkeit $v_{\max}$ mit dem dazugehörigen Bemessungsdruck zu berücksichtigen (siehe 5.2.8.2).

ANMERKUNG Tritt Fressen auf und der Werkstoff fließt bereits und ist nicht mehr fest, dann ist der Reibungskoeffizient schwer zu bewerten. Eine konservative Annahme ist, dass der vorstehende Vorschlag davon ausgeht, dass der Reibungskoeffizient im geschmierten Zustand 0,05 entspricht und im nicht geschmierten Zustand dem internen Reibungskoeffizienten des Werkstoffs entspricht.

5.2.8.2 Maximale Gleitgeschwindigkeit

Die Definition der anzuwendenden maximalen Gleitgeschwindigkeit $v_{\max}$ ist in Tabelle 10 angegeben, wobei Folgendes gilt:

- d ist der Wellendurchmesser am Lager, angegeben in mm;
- N ist die Wellendrehgeschwindigkeit, angegeben in min^{-1} ;
- ϕ ist der gesamte oszillierende Amplitudenwinkel, angegeben in $^\circ$;
- n ist die Anzahl der Schwingungen je Sekunde;
- $D_{\text{ex}}, D_{\text{in}}$ sind die Durchmesser (siehe 5.2.6.1).

Tabelle 10 — Bemessungswert der Höchstgeschwindigkeit

Bauart des Gleitlagers	Zustand	Maximale Gleitgeschwindigkeit $v_{\max}$ (m/s)
Buchse	fortlaufend rotierend	$\frac{\pi \cdot d \cdot N}{60 \cdot 10^3}$
	oszillierend	$\frac{\pi^2 \cdot d \cdot n}{10^3} \cdot \frac{\phi}{360}$
Bundbuchse	fortlaufend rotierend	$\frac{\pi \cdot D_{\text{ex}} \cdot N}{60 \cdot 10^3}$
	oszillierend	$\frac{\pi^2 \cdot D_{\text{ex}} \cdot n}{10^3} \cdot \frac{\phi}{360}$
Druckschreibe	fortlaufend rotierend	$\frac{\pi \cdot D_{\text{ex}} \cdot N}{60 \cdot 10^3}$
	oszillierend	$\frac{\pi^2 \cdot D_{\text{ex}} \cdot n}{10^3} \cdot \frac{\phi}{360}$

5.2.8.3 Grenzwert für die maximale übertragene Leistungsdichte $(p \cdot v)_{\max}$ in Abhängigkeit vom Fressrisiko

Empfohlene Grenzwerte für das Produkt $(p \cdot v)_{\max}$ sind nachstehend in Tabelle 11 für den trockenen und den ölgeschmierten Zustand angegeben. Der maximale Momentanwert der übertragenen Leistungsdichte wird hier betrachtet.