



Leseprobe

Werner Krause

Konstruktionselemente der Feinmechanik

ISBN (Buch): 978-3-446-44796-7

ISBN (E-Book): 978-3-446-44992-3

Weitere Informationen oder Bestellungen unter

<http://www.hanser-fachbuch.de/978-3-446-44796-7>

sowie im Buchhandel.

Vorwort

Zur Feinwerktechnik gehören vorwiegend informationsverarbeitende Geräte und Anlagen der Mess- und Automatisierungstechnik, Datenverarbeitung und Rechentechnik, der Nachrichtentechnik, der Elektromechanik, Feinmechanik und Optik sowie Geräte der Produktionstechnik. Das Spektrum reicht von Produkten der Konsumgüterindustrie bis hin zu hochkomplizierten Anlagen in oft nur einmaliger Spezialausführung. Der Aufbau dieser Erzeugnisse erfolgt mit mechanischen, elektrischen, optischen, mikroelektronischen und optoelektronischen Bauelementen und Funktionsgruppen. Ständig wachsen die Anforderungen bezüglich Leistungsfähigkeit, Zuverlässigkeit, Lebensdauer und Geräuschminderung bei steigenden Arbeitsgeschwindigkeiten und zunehmender Präzision.

In der Informationsverarbeitung werden mechanische Bauelemente mehr und mehr durch mikroelektronische verdrängt. Die Gerätefunktion wird damit programmierbar, und es steigen Flexibilität, Universalität, Funktionsumfang und Automatisierungsgrad. An der Geräteperipherie benötigt man zunehmend Baugruppen mit miniaturisierten und leistungsfähigen mechanischen Bauelementen; generell erzwingen die digitalen Verarbeitungsprinzipie der Mikroelektronik neue funktionelle Lösungen im mechanischen Bereich. Gemäß diesen Trends wurde in den letzten Jahren eine Vielzahl von Konstruktionselementen weiterentwickelt und deren Betriebsverhalten optimiert. Es entstanden Gestaltungsrichtlinien, die auch den Erfordernissen einer automatisierten Montage entsprechen, und die rechnerunterstützte Dimensionierung rückt in den Vordergrund. Insgesamt verlangt die veränderte Bedeutung der feinmechanischen Konstruktionselemente auch ein neues, umfassendes Buch über dieses Gebiet. Das vorliegende Werk erfasst das gesamte Spektrum von der meist an große Stückzahlen gebundenen Miniaturmechanik bis hin zu Einzel-elementen der Präzisions-Großmechanik. Durch die stark verdichtete, z. T. tabellarische Aufbereitung soll ein schneller und zuverlässiger Zugriff zu Informationen und Fakten gesichert und der Einsatz von Rechnern für Auswahl, Berechnung und Entwurf der Elemente unterstützt werden. Berechnungsbeispiele am Ende der Hauptabschnitte ermöglichen ein rasches Einarbeiten in komplizierte Sachverhalte und tragen zugleich zum besseren Verständnis des Stoffes bei.

Das vorliegende Buch hat eine Reihe von Vorgängern, die kurz genannt und gewürdigt werden sollen.

Erste Schritte in Richtung einer Gesamtdarstellung unternahm im Jahre 1922 ein Ausschuss unter Leitung von *Otto Richter*; Ergebnis war der Atlas „Konstruktionselemente der Feinmechanik“, der 1928 als Loseblattsammlung gedruckt wurde. Er war eine Zusammenfassung erprobter Beispiele und bildete zugleich die Grundlage für das erstmalig 1929 von *Otto Richter* und *Richard von Voß* herausgegebene Buch „Bauelemente der Feinmechanik“. Es erschien über einen Zeitraum von nahezu 40 Jahren in vielen Ausgaben in deutscher und anderen Sprachen und ist in seiner Bedeutung für die Feinmechanik kaum zu überschätzen.

Die Feinmechanik entwickelte sich weiter; vor nunmehr 50 Jahren ließ sich eine Neubearbeitung des gesamten Gebietes nicht mehr aufschieben. Ziel war, neue Erkenntnisse zu berücksichtigen und vor allem eine stärkere mathematische Durchdringung der Bauelemente-Dimensionierung zu erreichen. Ein Autorenkollektiv unter Leitung von Prof. Dr.-Ing. *Siegfried Hildebrand* übernahm diese anspruchsvolle Aufgabe, so dass im Jahre 1967 das Lehr- und Fachbuch „Feinmechanische Bauelemente“ im Verlag Technik Berlin erscheinen konnte. Es wurde später durch die Aufgabensammlung „Einführung in die feinmechanischen Konstruktionen“ ergänzt.

Drei Nachauflagen der „Feinmechanischen Bauelemente“ und vier Teilaufgaben beim Carl Hanser Verlag sind Zeichen der weitreichenden Anerkennung, die dieses Buch fand.

Vorliegender Titel wurde für Studierende an Universitäten, Hoch- und Fachhochschulen mit konstruktiven Studienrichtungen in feinwerktechnisch orientierten und angrenzenden Fachgebieten konzipiert; außerdem ist er als Fachbuch für Entwicklungs- und Konstruktionsingenieure, Technologen und Fertigungsmittelkonstrukteure gedacht, aber auch als Nachschlagewerk für Facharbeiter, Teilkonstrukteure und technische Zeichner geeignet.

Bei der Systematisierung und Aufbereitung der umfangreichen Stoffgebiete konnten die Erfahrungen namhafter Hochschullehrer und Wissenschaftler der TU Dresden, der TU Ilmenau, der TU Chemnitz und der Universität Stuttgart berücksichtigt werden. Den Herren Prof. Dr.-Ing. habil. *G. Höhne* und Prof. Dr.-Ing. habil. *M. Schilling* bin ich zu besonderem Dank verpflichtet. Für die Unterstützung bei der Ergänzung einer Reihe von Teilgebieten gebührt darüber hinaus den Herren Dr.-Ing. *U. Buhrand* (Abschnitt 13.10), Ing. *E. Frankenstein* (Abschnitt 13.3.3), Dr.-Ing. *P. Merbach* (Abschnitt 12), Dr.-Ing. *D. Metzner* und Dr.-Ing. *T. Nagel* (Abschnitt 13.9.4) sowie Dr.-Ing. *R. Nönnig* (Abschnitt 8.3.4) Dank und Anerkennung. Die zeichnerische Ausführung der Bilder lag in den bewährten Händen von Frau *R. Schmidt* und Frau *H. Weise*, deren engagierte Mitarbeit eine besondere Würdigung verdient.

Seit seinem Erscheinen im Jahre 1989 hatte die im Verlag Technik Berlin und im Carl Hanser Verlag München/Wien herausgegebene 1. Auflage des Buches ein weithin positives Echo gefunden. Viele Einschätzungen von Fachkollegen der Industrie sowie von Universitäten und Hochschulen bestätigten, dass mit der Neufassung des Gesamtgebiets der Konstruktionselemente der Feinmechanik eine gute Synthese von Lehr- und Fachbuch gelungen ist.

Die 1. Auflage war bald vergriffen, so dass eine 2. stark bearbeitete Auflage erforderlich wurde. Sie trug vor allem den Bedingungen Rechnung, die sich aus der 1990 vollzogenen Vereinigung Deutschlands ergaben und die nunmehr einheitliche Orientierung aller Stoffgebiete auf DIN- und DIN-ISO-Normen sowie auf VDI/VDE-Richtlinien erforderte. Diese Auflage war nun ebenfalls vergriffen, so dass sich Verlag und Herausgeber im Jahr 2004 zu einer 3. Auflage entschlossen hatten. Wegen der raschen Entwicklung wurden darin die Kapitel zum Rechnereinsatz sowie zur Mikro-mechanik neu bearbeitet, weitere inhaltliche Ergänzungen vorgenommen und in den Literaturverzeichnissen aktuelle Bücher und Zeitschriftenaufsätze hinzugefügt. Darüber hinaus fanden neue DIN- und DIN ISO-Normen Berücksichtigung.

Die anhaltende Nachfrage nach diesem Buch, vor allem aber die Ablösung vieler bisher geltender DIN-Normen durch europäische EN-Normen erforderte eine 4. Auflage. In dieser wurden über das Kapitel 3.6 Konstruktionswerkstoffe hinaus alle Gebiete bezüglich der Werkstoffangaben und -bezeichnungen auf den neuesten Stand gebracht. Dies ergab unter anderem bei Weichloten, Hartloten und Klebstoffen ebenso wie bei Federn, Gleitlagern und Zahnrädern wesentliche inhaltliche Veränderungen. Aber auch eine ganze Reihe von Verbindungselementen sowie Riemen- und Zahnriemengetriebe waren an neue Normen anzupassen. Insgesamt führte dies zugleich dazu,

die zugehörigen und in tabellarischen Übersichten aufgeführten Normen und VDI/VDE-Richtlinien generell neu zu fassen. Außerdem wurden die Ausführungen zum Entwerfen und Gestalten von Konstruktionselementen, speziell zum Rechnereinsatz und zur Mikromechanik, nochmals aktualisiert, gleichermaßen auch die jedem Kapitel beigefügten Literaturverzeichnisse. Wesentliche, ältere Veröffentlichungen blieben aber bewusst erhalten, um zugleich den Erkenntnisfortschritt auf den einzelnen Gebieten zu dokumentieren. Dank vielfältiger Erfahrungen beim Einsatz dieses Buches in Lehre und Praxis gelang es nicht zuletzt, eine Reihe von inhaltlichen Ergänzungen zur Berechnung und Gestaltung von Verbindungs- und Funktionselementen sowie methodisch verbesserte Darstellungen einzuarbeiten.

Vor allem aber wurde es durch die Verfügbarkeit leistungsfähiger OCR-Software möglich, das ursprünglich im Lichtsatz hergestellte Buch zu digitalisieren und in einem neuen größeren Handbuchformat zu setzen. Dadurch ist es zugleich gelungen, den doch sehr umfangreichen und komplexen Inhalt noch übersichtlicher zu gestalten. Aber auch bei weiteren Auflagen eröffnet sich jetzt die Möglichkeit, Änderungen und Erweiterungen viel einfacher einzuordnen. Insgesamt liegt damit nun eine vollständig neu bearbeitete 4. Auflage vor.

Allen Mitautoren danke ich für die bewährte kollegiale Zusammenarbeit bei der Vorbereitung dieser 4. Auflage. In erster Linie aber gilt mein Dank dem Leiter des Hanser-Fachbuchverlages, Herrn Dr. *Hermann Riedel* und dem Lektor für den Bereich Technik, Herrn *Volker Herzberg*. Auf Grund ihres unermüdlichen Einsatzes sowie auch dem bemerkenswerten Engagement der Herstellungsabteilung ist es gelungen, dass das Buch in dieser neuen Form erscheinen konnte.

Dresden

Werner Krause

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	V
1 Charakterisierung und Systematik der Konstruktionselemente	1
Literatur zum Abschnitt 1 und Grundlagenliteratur zu den Abschnitten 2 bis 14	6
2 Entwerfen und Gestalten von Konstruktionselementen	9
2.1 Arbeitsschritte und Methoden	12
2.1.1 Ermitteln und Präzisieren von Konstruktionsaufgaben	12
2.1.2 Prinzipbestimmung für Konstruktionselemente	13
2.1.3 Gestalten von Konstruktionselementen	18
2.1.3.1 Grundsätze	19
2.1.3.2 Auswahl der Form	20
2.1.3.3 Auswahl der Werkstoffe	21
2.1.3.4 Festlegen der Zustandseigenschaften	22
2.1.3.5 Einflussfaktoren auf die Gestalt	22
2.1.3.6 Vorgehensweise beim Gestalten	28
2.1.4 Bewerten und Auswählen von Konstruktionselementen	30
2.2 Rechnerunterstütztes Konstruieren	33
2.2.1 Rechneinsatz in der Produktentwicklung	33
2.2.2 Rechnerunterstützter Entwurf	38
2.2.3 Rechnerunterstützte Dimensionierung	44
Literatur zum Abschnitt 2	49
3 Grundlagen zur Dimensionierung von Konstruktionselementen	53
3.1 Normzahlen und Normmaße	54
3.1.1 Normzahlen	54
3.1.2 Normmaße	57
3.1.3 Berechnungsbeispiele	58
Literatur zum Abschnitt 3.1	60
3.2 Toleranzen und Passungen	60
3.2.1 Toleranzen	60
3.2.1.1 Grundbegriffe	61
3.2.1.2 ISO-Toleranzen	63
3.2.1.3 Maße ohne Toleranzangabe, frei tolerierte Maße	68
3.2.1.4 Form- und Lagetoleranzen	71
3.2.1.5 Oberflächenrauheit und deren Kennzeichnung	74
3.2.2 Passungen	79
3.2.2.1 Grundbegriffe	81
3.2.2.2 Passungsauswahl	90

3.2.3	Einfluss der Temperatur auf Toleranz und Passung	91
3.2.4	Maß- und Toleranzketten	93
3.2.5	Toleranz- und passungsgerechtes Gestalten	95
3.2.6	Berechnungsbeispiele	98
	Literatur zum Abschnitt 3.2	100
3.3	Statik	101
3.3.1	Kräfte an starren Körpern	102
3.3.2	Reibung	108
3.3.2.1	Ruhreibung (Haftreibung)	108
3.3.2.2	Reibungszustände	109
3.3.2.3	Gleitreibung	111
3.3.2.4	Rollreibung	116
3.3.2.5	Bohrreibung	117
3.3.2.6	Umschlingungsreibung (Seilreibung)	118
3.3.3	Berechnungsbeispiele	119
3.4	Dynamik	122
3.4.1	Kinematik	123
3.4.2	Kinetik	123
3.4.3	Mechanische Schwingungen	124
3.4.3.1	Torsionsschwingungen	125
3.4.3.2	Biegeschwingungen	126
3.4.3.3	Gedämpfte und getilgte Schwingungen	129
3.4.3.4	Erzwungene Schwingungen	129
3.5	Festigkeitslehre	129
3.5.1	Grundbegriffe	132
3.5.2	Ermittlung der Nennspannungen	134
3.5.2.1	Beanspruchung durch Kräfte	135
3.5.2.2	Beanspruchung durch Momente	142
3.5.2.3	Zusammengesetzte Beanspruchung	151
3.5.3	Ermittlung der zulässigen Spannungen	154
3.5.3.1	Werkstoffkenngrößen	154
3.5.3.2	Einflussfaktoren auf die Werkstofffestigkeit	157
3.5.3.3	Festigkeitsnachweis	160
3.5.4	Berechnungsbeispiele	163
	Literatur zu den Abschnitten 3.3 bis 3.5	167
3.6	Konstruktionswerkstoffe	168
3.6.1	Kriterien für die Werkstoffauswahl	169
3.6.2	Metallische Werkstoffe	170
3.6.2.1	Eisenwerkstoffe	171
3.6.2.2	Nichteisenmetall-Werkstoffe	173
3.6.2.3	Metallische Sinterwerkstoffe	182
3.6.3	Nichtmetallische Werkstoffe	182
3.6.3.1	Kunststoffe	182
3.6.3.2	Silicatische Werkstoffe	187
3.6.3.3	Naturstoffe	187
3.6.4	Halbzeuge und Normteile, technologische Innovationen	188
	Literatur zum Abschnitt 3.6	194

4	Mechanische Verbindungen	199
4.1	Eigenschaften, Einteilung und Auswahl	199
	Literatur zu den Abschnitten 4.1 und 4.5	204
4.2	Stoffschlüssige Verbindungen	205
4.2.1	Schweißverbindungen	206
4.2.1.1	Schweißverfahren, Eigenschaften und Anwendung	207
4.2.1.2	Werkstoffe	215
4.2.1.3	Berechnung	219
4.2.1.4	Konstruktive Gestaltung	221
4.2.1.5	Berechnungsbeispiele	231
	Literatur zum Abschnitt 4.2.1	234
4.2.2	Lötverbindungen	237
4.2.2.1	Lötverfahren, Eigenschaften und Anwendung	237
4.2.2.2	Werkstoffe	239
4.2.2.3	Berechnung	243
4.2.2.4	Konstruktive Gestaltung	245
4.2.2.5	Berechnungsbeispiele	250
	Literatur zum Abschnitt 4.2.2	251
4.2.3	Einschmelzverbindungen	252
4.2.3.1	Verfahren, Eigenschaften und Anwendung	252
4.2.3.2	Werkstoffe	253
4.2.3.3	Berechnung	254
4.2.3.4	Konstruktive Gestaltung	255
	Literatur zum Abschnitt 4.2.3	256
4.2.4	Klebsverbindungen	256
4.2.4.1	Klebsverfahren, Eigenschaften und Anwendung	256
4.2.4.2	Werkstoffe	257
4.2.4.3	Berechnung	259
4.2.4.4	Konstruktive Gestaltung	260
4.2.4.5	Berechnungsbeispiel	263
	Literatur zum Abschnitt 4.2.4	265
4.2.5	Kittverbindungen	266
4.2.5.1	Verfahren, Eigenschaften und Anwendung	266
4.2.5.2	Werkstoffe	266
4.2.5.3	Berechnung	267
4.2.5.4	Konstruktive Gestaltung	267
	Literatur zum Abschnitt 4.2.5	269
4.3	Formschlüssige Verbindungen	269
4.3.1	Nietverbindungen	271
4.3.1.1	Verfahren, Eigenschaften und Anwendung	271
4.3.1.2	Nietformen	273
4.3.1.3	Berechnung	275
4.3.1.4	Konstruktive Gestaltung	277
4.3.1.5	Berechnungsbeispiel	282
4.3.2	Stift- und Bolzenverbindungen	283
4.3.2.1	Eigenschaften und Anwendung	283
4.3.2.2	Stiftformen	284
4.3.2.3	Berechnung	287
4.3.2.4	Konstruktive Gestaltung	288
4.3.2.5	Berechnungsbeispiel	290

4.3.3	Feder- und Profilwellenverbindungen	291
4.3.3.1	Einteilung, Eigenschaften und Anwendung	292
4.3.3.2	Berechnung	294
4.3.3.3	Konstruktive Gestaltung	295
4.3.3.4	Berechnungsbeispiel	296
4.3.4	Bördelverbindungen	297
4.3.5	Sickenverbindungen	299
4.3.6	Lapp- und Schränkverbindungen	301
4.3.7	Falz- und Einrollverbindungen	304
4.3.8	Blechsteppverbindungen	306
4.3.9	Einspreizverbindungen	307
4.3.10	Einbettverbindungen	311
	Literatur zum Abschnitt 4.3	314
4.4	Kraftschlüssige Verbindungen	316
4.4.1	Einpressverbindungen	319
4.4.1.1	Einteilung, Eigenschaften und Anwendung	319
4.4.1.2	Berechnung	321
4.4.1.3	Konstruktive Gestaltung	324
4.4.1.4	Berechnungsbeispiel	327
4.4.2	Verpress- und Quetschverbindungen	328
4.4.3	Keilverbindungen	330
4.4.3.1	Einteilung, Eigenschaften und Anwendung	330
4.4.3.2	Berechnung	331
4.4.3.3	Konstruktive Gestaltung	332
4.4.3.4	Berechnungsbeispiel	333
4.4.4	Schraubenverbindungen	334
4.4.4.1	Gewindearten	335
4.4.4.2	Berechnung	337
4.4.4.3	Schrauben, Muttern, Zubehör	342
4.4.4.4	Konstruktive Gestaltung, Schraubensicherungen	346
4.4.4.5	Berechnungsbeispiele	356
4.4.5	Klemmverbindungen	358
4.4.6	Renkverbindungen	361
	Literatur zum Abschnitt 4.4	363
4.5	Schachtelverbindungen	366
5	Elektrische Leitungsverbindungen	371
5.1	Funktion und Aufbau	371
5.2	Stoffschlüssige Verbindungen	372
5.3	Kraftschlüssige Verbindungen	375
5.3.1	Quetsch- oder Crimp-Verbindungen	375
5.3.2	Klemmverbindungen	376
5.3.2.1	Schraubenklemmverbindungen	376
5.3.2.2	Federklemmverbindungen	377
5.3.3	Wickelverbindungen	381
	Literatur zum Abschnitt 5	383
6	Federn	385
6.1	Grundlagen des Federentwurfs	388
6.1.1	Vorgehen beim Entwurf	388

6.1.2	Federkennlinie, Federarbeit	389
6.1.3	Berechnungshilfen und Optimierung	391
6.2	Berechnung	392
6.2.1	Biegefedern	392
6.2.2	Torsionsfedern	399
6.2.3	Bimetallfedern (Thermobimetalle)	401
6.2.4	Nichtmetallische Federn	402
6.2.4.1	Gummifedern	402
6.2.4.2	Kunststoff-, Glas-, Gas- und Flüssigkeitsfedern	404
6.2.5	Federsysteme	404
6.3	Werkstoffe	405
6.3.1	Anforderungen	405
6.3.2	Beanspruchungsgrenzen	407
6.3.3	Verarbeitung	407
6.4	Konstruktive Gestaltung, Ausführungsformen	408
6.4.1	Gestaltungsgrundsätze	408
6.4.2	Ausführungsformen	408
6.5	Betriebsverhalten von Feder-Masse-Systemen	415
6.5.1	Belastungs-Zeit-Verhalten	415
6.5.2	Schwingend belastete Feder, Eigenkreisfrequenz	415
6.5.3	Feder unter Stoßbelastung	415
6.5.4	Einflussgrößen	416
6.5.5	Federantriebe	416
6.6	Berechnungsbeispiele	418
	Literatur zum Abschnitt 6	421
7	Achsen und Wellen, Wellendichtungen	425
7.1	Beanspruchungen	426
7.2	Entwurfsberechnung	427
7.2.1	Überschlägliche Bestimmung des Achsendurchmessers	427
7.2.2	Überschlägliche Bestimmung des Wellendurchmessers	428
7.3	Nachrechnung	429
7.3.1	Nachrechnen der vorhandenen Spannungen	429
7.3.2	Nachrechnung der Verformung	431
7.3.3	Schwingungsberechnung	433
7.4	Konstruktive Gestaltung, Werkstoffe	434
7.4.1	Konstruktive Gestaltung	434
7.4.1.1	Grundform von Achsen und Wellen	434
7.4.1.2	Sonderformen	435
7.4.2	Werkstoffe	436
7.5	Welle-Nabe-Verbindungen	437
7.5.1	Formschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen	437
7.5.2	Kraftschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen	438
7.6	Wellendichtungen	438
7.6.1	Dichtungen für Drehbewegungen	439
7.6.2	Dichtungen für Längsbewegungen	441
7.6.3	Dichtungen für Dreh- und Längsbewegungen bei unterschiedlichen Drücken (Vakuumdichtungen)	442

7.6.4	Dichtungen für Längs-, Winkel- und Drehbewegungen ohne Stopfbuchse (für Vakuum)	443
	Literatur zum Abschnitt 7	444
8	Lager und Führungen	447
8.1	Grundlagen zu Reibung und Verschleiß	447
8.2	Lager	451
8.2.1	Hydrodynamische Gleitlager	453
8.2.1.1	Berechnung	455
8.2.1.2	Konstruktive Gestaltung	458
8.2.1.3	Werkstoffe	459
8.2.2	Sintermetall-Lager	460
8.2.3	Verschleißlager mit zylindrischen Zapfen	462
8.2.3.1	Berechnung	463
8.2.3.2	Konstruktive Gestaltung	465
8.2.3.3	Werkstoffe	468
8.2.3.4	Kunststoffgleitlager	470
8.2.3.5	Kunstkohlegleitlager	472
8.2.4	Lager mit kegelförmigen Zapfen	473
8.2.4.1	Berechnung	474
8.2.4.2	Konstruktive Gestaltung	474
8.2.5	Axialgleitlager	476
8.2.5.1	Planspurlager (Ringspurlager)	476
8.2.5.2	Kugelspurlager	477
8.2.6	Spitzenlager	478
8.2.6.1	Berechnung	478
8.2.6.2	Konstruktive Gestaltung	482
8.2.6.3	Werkstoffe	484
8.2.7	Stoßsicherungen	484
8.2.8	Wälzlager	486
8.2.8.1	Aufbau und Eigenschaften	486
8.2.8.2	Ausführungsformen, Anwendung	486
8.2.8.3	Berechnung	492
8.2.8.4	Einbaurichtlinien	496
8.2.9	Schneidenlager	499
8.2.9.1	Berechnung	500
8.2.9.2	Konstruktive Gestaltung	501
8.2.9.3	Werkstoffe	503
8.2.10	Federlager	503
8.2.10.1	Biegefedergelenke	503
8.2.10.2	Torsionsfedergelenke	505
8.2.11	Strömungslager (Luftlager)	507
8.2.11.1	Berechnung	510
8.2.11.2	Konstruktive Gestaltung	513
8.2.11.3	Werkstoffe	514
8.2.12	Magnetlager	514
8.2.12.1	Wirkprinzip	514
8.2.12.2	Luftspaltlager	514
8.2.12.3	Magnetisch entlastete Lager	517
8.2.12.4	Magnetflüssigkeitslager	518
8.2.13	Berechnungsbeispiele	520
	Literatur zu den Abschnitten 8.1 und 8.2	522

8.3	Führungen	524
8.3.1	Bauarten, Eigenschaften, Konstruktionsgrundsätze	525
8.3.2	Gleitführungen	528
8.3.2.1	Verkanten von Führungen	528
8.3.2.2	Zwangfreie Führungen	530
8.3.2.3	Bauarten von Gleitführungen	532
8.3.3	Wälzführungen	535
8.3.3.1	Grundlagen	535
8.3.3.2	Bauarten von Wälzführungen	536
8.3.4	Federführungen	540
8.3.4.1	Bauarten und Eigenschaften	541
8.3.4.2	Bewegungsverhalten	542
8.3.4.3	Konstruktive Gestaltung	545
8.3.5	Strömungsführungen (Luftführungen)	548
8.3.5.1	Bauarten von Luftführungen	548
8.3.5.2	Auslegung und Eigenschaften von Luftführungen	550
8.3.5.3	Konstruktionshinweise	551
8.3.6	Entlastete Führungen	552
8.3.7	Geradführungen mit Hilfe von Getrieben	554
8.3.8	Berechnung und Werkstoffwahl	556
	Literatur zum Abschnitt 8.3	559
8.4	Schmierung	560
8.4.1	Schmierstoffe	561
8.4.1.1	Schmieröle	561
8.4.1.2	Schmierfette	564
8.4.1.3	Festkörperschmierstoffe	565
8.4.2	Reibungs- und verschleißmindernde Schichten	565
8.4.3	Schmierverfahren	568
	Literatur zum Abschnitt 8.4	572
9	Gehemme und Gesperre	575
9.1	Gehemme	577
9.1.1	Formgehemme (Rastungen)	577
9.1.1.1	Berechnung	577
9.1.1.2	Konstruktive Gestaltung, Ausführungsformen	581
9.1.2	Reibgehemme (Klemmungen)	583
9.1.2.1	Berechnung	584
9.1.2.2	Konstruktive Gestaltung, Ausführungsformen	585
9.2	Gesperre	589
9.2.1	Formgesperre	589
9.2.1.1	Berechnung	589
9.2.1.2	Konstruktive Gestaltung, Ausführungsformen	590
9.2.2	Reibgesperre	594
9.2.2.1	Berechnung	594
9.2.2.2	Konstruktive Gestaltung, Ausführungsformen	595
	Literatur zum Abschnitt 9	597
10	Anschläge, Bremsen und Dämpfer	599
10.1	Anschläge	600
10.1.1	Bauarten und Eigenschaften	601
10.1.2	Berechnung	602

10.1.3	Konstruktive Gestaltung, Ausführungsformen	603
10.1.4	Betriebsverhalten	608
10.1.5	Berechnungsbeispiele	609
10.2	Bremsen	610
10.2.1	Bauarten und Eigenschaften	610
10.2.2	Berechnung	611
10.2.3	Konstruktive Gestaltung, Ausführungsformen	613
10.2.4	Betriebsverhalten	618
10.2.5	Berechnungsbeispiele	619
10.3	Dämpfer	621
10.3.1	Bauarten und Eigenschaften	621
10.3.2	Berechnung	623
10.3.3	Konstruktive Gestaltung, Ausführungsformen	625
10.3.4	Betriebsverhalten spezieller Dämpfer, Berechnungsbeispiel	630
	Literatur zum Abschnitt 10	631
11	Kupplungen	633
11.1	Bauarten, Eigenschaften und Anwendung	635
11.2	Feste Kupplungen	636
11.2.1	Berechnung	636
11.2.2	Konstruktive Gestaltung, Ausführungsformen	637
11.2.3	Betriebsverhalten	640
11.3	Ausgleichskupplungen	640
11.3.1	Berechnung	640
11.3.2	Konstruktive Gestaltung, Ausführungsformen	641
11.3.3	Betriebsverhalten	649
11.4	Schaltbare Kupplungen	652
11.4.1	Berechnung	652
11.4.2	Konstruktive Gestaltung, Ausführungsformen	654
11.4.3	Betriebsverhalten	660
11.5	Selbstschaltende Kupplungen	663
11.5.1	Berechnung	663
11.5.2	Konstruktive Gestaltung, Ausführungsformen	664
11.5.3	Betriebsverhalten	668
11.6	Werkstoffe	669
11.7	Berechnungsbeispiele	671
	Literatur zum Abschnitt 11	675
12	Spann-, Schritt- und Sprungwerke	679
12.1	Spannwerke	679
12.1.1	Sperrspannwerke	679
12.1.2	Kippspannwerke	681
12.2	Schrittwerke	683
12.3	Sprungwerke	686
12.3.1	Sperrsprungwerke	686
12.3.2	Kippsprungwerke	690

12.4 Hinweise zur Dimensionierung, Beispiele	693
Literatur zum Abschnitt 12	694
13 Getriebe	695
13.1 Einteilung der Getriebe	695
Literatur zum Abschnitt 13.1	700
13.2 Zahnradgetriebe-Übersicht	701
13.2.1 Übersetzung, Zähnezahlerhältnis, Momentenverhältnis	702
13.2.2 Allgemeine Verzahnungsgeometrie	704
13.2.2.1 Grundgesetze der Verzahnung	704
13.2.2.2 Konstruktion von Gegenprofil und Eingriffslinie	706
13.2.2.3 Zahnfußflanke, relative Kopfbahn und unbrauchbare Flankenabschnitte	707
13.2.2.4 Bezeichnungen und Bestimmungsgrößen an Zahnrädern	708
13.2.3 Bauformen von Zahnradgetrieben	709
13.3 Stirnradgetriebe mit nichtevolventischer Verzahnung	713
13.3.1 Zykloidenverzahnung	714
13.3.1.1 Zahnform	714
13.3.1.2 Eingriffsverhältnisse und Überdeckung	716
13.3.1.3 Tragfähigkeit, Eigenschaften und Anwendung	716
13.3.2 Triebstockverzahnung	717
13.3.2.1 Zahnform	717
13.3.2.2 Eingriffsverhältnisse und Überdeckung	718
13.3.2.3 Tragfähigkeit, Eigenschaften und Anwendung	718
13.3.3 Kreisbogenverzahnung (Pseudozykloidenverzahnung, Uhrwerkverzahnung)	719
13.3.3.1 Zahnformen	719
13.3.3.2 Eingriffsverhältnisse und Überdeckung	721
13.3.3.3 Tragfähigkeit, Eigenschaften und Anwendung	723
Literatur zum Abschnitt 13.3	724
13.4 Stirnradgetriebe mit Evolventenverzahnung	725
13.4.1 Zahnform	730
13.4.2 Bezugsprofil und Verzahnungsgrößen	733
13.4.3 Eingriffsverhältnisse und Überdeckung	735
13.4.4 Unterschnitt und Grenzzähnezahl	738
13.4.5 Profilverschobene Verzahnung	740
13.4.6 Schrägverzahnung	745
13.4.7 Innenverzahnung	750
13.4.8 Grenzen der Verzahnungsgeometrie, extrem kleine Zähnezahlen	751
13.4.9 Hochübersetzende Stirnradgetriebe, Umlaufrädergetriebe	753
13.4.9.1 Stirnradstandgetriebe	754
13.4.9.2 Umlaufrädergetriebe	756
13.4.10 Verzahnungstoleranzen und Getriebepassungen, Zeichnungsangaben	762
13.4.10.1 Verzahnungstoleranzen	763
13.4.10.2 Getriebepassungen	765
13.4.10.3 Zeichnungsangaben	768
13.4.11 Tragfähigkeitsberechnung	769
13.4.11.1 Begriffe der Tragfähigkeit	770
13.4.11.2 Zahnkräfte	771
13.4.11.3 Entwurfsberechnung	773
13.4.11.4 Nachrechnung der Zahnfußtragfähigkeit	774

13.4.11.5	Nachrechnung der Zahnflankentragfähigkeit	778
13.4.11.6	Berechnung von Kunststoffzahnradern (nach VDI-Richtlinie 2736, Bl. 2)	779
13.4.12	Zahnradwerkstoffe, Schmierung	784
13.4.13	Konstruktive Gestaltung, spielfreie Verzahnung	786
13.4.14	Betriebsverhalten	795
13.4.14.1	Drehwinkelübertragungsabweichung	795
13.4.14.2	Verlustleistung und Wirkungsgrad	799
13.4.14.3	Geräuschverhalten	803
13.4.15	Herstellung der Zahnräder	805
13.4.16	Berechnungsbeispiele	810
	Literatur zu den Abschnitten 13.2 und 13.4	818
13.5	Schraubenstirnradgetriebe	821
13.5.1	Geometrische Beziehungen	823
13.5.2	Eingriffsverhältnisse und Überdeckung	826
13.5.3	Profilverschiebung	827
13.5.4	Tragfähigkeitsberechnung	828
13.5.5	Werkstoffe, Schmierung, Gestaltung, Toleranzen	830
13.5.6	Verlustleistung und Wirkungsgrad	830
13.5.7	Berechnungsbeispiel	831
	Literatur zum Abschnitt 13.5	834
13.6	Schneckengetriebe	835
13.6.1	Paarungsarten und Flankenformen	836
13.6.2	Geometrische Beziehungen	841
13.6.3	Eingriffsverhältnisse und Überdeckung	844
13.6.4	Tragfähigkeitsberechnung	845
13.6.5	Werkstoffe, Schmierung, Gestaltung, Toleranzen	846
13.6.6	Verlustleistung und Wirkungsgrad	848
13.6.7	Berechnungsbeispiel	850
	Literatur zum Abschnitt 13.6	852
13.7	Kegelrad- und Kronenradgetriebe	853
13.7.1	Kegelradgetriebe mit Geradverzahnung	856
13.7.1.1	Geometrische Beziehungen	857
13.7.1.2	Profilverschiebung	859
13.7.1.3	Eingriffsverhältnisse und Überdeckung	860
13.7.1.4	Tragfähigkeitsberechnung	861
13.7.1.5	Werkstoffe, Schmierung, Gestaltung, Toleranzen	861
13.7.1.6	Verlustleistung und Wirkungsgrad	862
13.7.2	Kronenradgetriebe	862
	Literatur zum Abschnitt 13.7	863
13.8	Reibkörpergetriebe	864
13.8.1	Bauarten, Eigenschaften und Anwendung	866
13.8.2	Berechnung	867
13.8.2.1	Geometrische Beziehungen und Geschwindigkeiten	867
13.8.2.2	Kräfte und Tragfähigkeit	870
13.8.3	Werkstoffe, Schmierung	872
13.8.4	Konstruktive Gestaltung, Ausführungsformen	874
13.8.5	Betriebsverhalten	881
13.8.6	Berechnungsbeispiel	882
	Literatur zum Abschnitt 13.8	883

13.9 Zugmittelgetriebe	884
13.9.1 Bauarten	887
13.9.2 Seil-, Band- und Flachriemengetriebe	888
13.9.2.1 Eigenschaften und Anwendung	889
13.9.2.2 Berechnung	889
13.9.2.3 Zugmittelarten, Werkstoffe	896
13.9.2.4 Konstruktive Gestaltung, Ausführungsformen	898
13.9.2.5 Verlustleistung und Wirkungsgrad	903
13.9.3 Keilriemen- und Rundriemengetriebe	904
13.9.3.1 Eigenschaften und Anwendung	904
13.9.3.2 Berechnung	905
13.9.3.3 Zugmittelarten, Werkstoffe	908
13.9.3.4 Konstruktive Gestaltung, Ausführungsformen	909
13.9.3.5 Verlustleistung und Wirkungsgrad	911
13.9.4 Zahnriemengetriebe	911
13.9.4.1 Eigenschaften und Anwendung	911
13.9.4.2 Werkstoffe, Geometrie und Aufbau	914
13.9.4.3 Profilgeometrien	919
13.9.4.4 Allgemeingültige Hinweise zur Dimensionierung	921
13.9.4.5 Dimensionierung entsprechend der Belastung	923
13.9.4.6 Vorspannung	928
13.9.4.7 Betriebsverhalten	930
13.9.5 Kettengetriebe	938
13.9.5.1 Eigenschaften und Anwendung	938
13.9.5.2 Berechnung	939
13.9.5.3 Kettenarten, Werkstoffe, Schmierung	942
13.9.5.4 Konstruktive Gestaltung, Ausführungsformen	944
13.9.5.5 Verlustleistung und Wirkungsgrad	947
13.9.6 Berechnungsbeispiel	948
Literatur zum Abschnitt 13.9	949
13.10 Schraubengetriebe	952
13.10.1 Bauarten, Eigenschaften und Anwendung	953
13.10.2 Berechnung	953
13.10.2.1 Kinematik und geometrische Beziehungen	953
13.10.2.2 Kräfte und Tragfähigkeit	956
13.10.3 Werkstoffe, Schmierung	957
13.10.4 Konstruktive Gestaltung, Ausführungsformen	957
13.10.4.1 Gleitschraubengetriebe	957
13.10.4.2 Wälzschraubengetriebe	966
13.10.4.3 Wälzmutter	968
13.10.5 Wirkungsgrad	968
13.10.6 Berechnungsbeispiel	969
Literatur zum Abschnitt 13.10	970
13.11 Koppelgetriebe	972
13.11.1 Bauarten, Eigenschaften und Anwendung	972
13.11.1.1 Koppelgetriebe mit vier Gliedern	972
13.11.1.2 Mehrgliedrige Koppelgetriebe	974
13.11.2 Berechnung	975
13.11.3 Konstruktive Gestaltung, Werkstoffe	976
13.11.4 Betriebsverhalten	976
13.11.5 Berechnungsbeispiele	977

13.12 Kurvengetriebe	980
13.12.1 Bauarten, Eigenschaften und Anwendung	980
13.12.2 Berechnung, konstruktive Gestaltung, Betriebsverhalten	982
Literatur zu den Abschnitten 13.11 und 13.12	987
14 Mikromechanik	989
14.1 Charakteristik der Mikromechanik	991
14.2 Werkstoffe der Mikromechanik	994
14.3 Mikromechanische Fertigungsverfahren	995
14.3.1 Spezielle Verfahrensschritte und Standardtechnologien	996
14.3.1.1 Zweiseitenzuordnung	997
14.3.1.2 Tiefenätzverfahren	998
14.3.1.3 Herstellung isolierender Schichten	1003
14.3.1.4 Verbindungsverfahren (Wafer-Bonden)	1005
14.3.2 Mikromechanische Formgebungsverfahren	1007
14.3.2.1 Ätzverfahren (Volumenmikromechanik)	1007
14.3.2.2 Oberflächenmikromechanik (Surface Micromachining, Opferschichtverfahren)	1008
14.3.2.3 Oberflächennahe Volumenmikromechanik	1009
14.3.2.4 LIGA-Verfahren	1009
14.3.2.5 Mikromechanische Grundformen	1010
14.4 Entwicklung mikromechanischer Funktionsgruppen	1011
14.5 Mikromechanische Konstruktionselemente	1012
Literatur zum Abschnitt 14	1014
Sachwörterverzeichnis	1019

8.2.8 Wälzlager [8.2.7] [8.2.8] [8.2.32] bis [8.2.35]

8.2.8.1 Aufbau und Eigenschaften

Wälzlager bestehen im Prinzip aus zwei Ringen (Innen- und Außenring), von denen der eine mit dem feststehenden (z. B. Gehäuse) und der andere mit dem sich drehenden Bauteil (z. B. Welle) verbunden ist. Zwischen den Ringen befinden sich die Wälzkörper (Kugeln, Zylinder-, Kegel- und Tonnenrollen oder Nadeln). Zur sicheren Führung und um ein gegenseitiges Berühren auszuschließen, sind die Wälzkörper meist in sog. Käfigen gehalten (**Bild 8.2.54**).

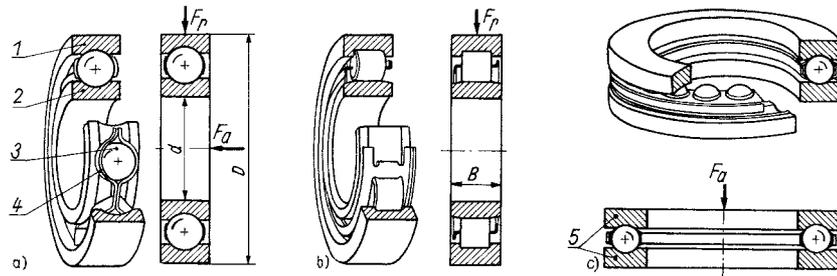


Bild 8.2.54 Prinzipieller Aufbau der Wälzlager (Darstellung nach SKF-Katalog, aus [1.17])

a) Radial-Rillenkugellager; b) Zylinderrollenlager; c) Axial-Rillenkugellager

1 Außenring; 2 Innenring; 3 Wälzkörper; 4 Käfig; 5 Lagerscheiben

Vorteile der Wälzlager gegenüber den Gleitlagern sind:

- Geringe Reibung, auch beim Anlauf, deshalb u. a. geringe Wärmeentwicklung
- Gleichzeitige Aufnahme von Axial- und Radialkräften bei einer Reihe von Lagertypen möglich
- Kurze axiale Baulänge
- Als international genormte einbaufertige Bauteile lieferbar
- Geringe Wartung und geringer Schmierstoffverbrauch
- Kleines Betriebsspiel.

Nachteile sind:

- Größerer Durchmesser und aufwendigerer Einbau
- Geräuschvoller Lauf
- Stoßempfindlich, da kein dämpfender Ölfilm vorhanden
- Verschmutzungsgefahr
- In vielen Fällen wesentlich höherer Preis.

8.2.8.2 Ausführungsformen, Anwendung

Tabelle 8.2.9 gibt eine Übersicht über die Hauptbauformen der genormten Wälzlager. Man unterscheidet der Wälzkörperform entsprechend (s. auch Bild 8.2.55) zwischen Kugel- und Rollenlagern und je nach Richtung der Hauptbelastung zwischen Radial- und Axiallagern. Der weitaus größere Teil der eingesetzten Wälzlager sind Radiallager. Deshalb braucht der Vorsatz „Radial“ nur genannt zu werden, wenn die Deutlichkeit des Ausdrucks dies erfordert. Der Vorsatz „Axial“ bei Axiallagern ist immer erforderlich.

Wälzlager werden im Normalfall aus Chromstahl (Wälzlagerstahl 100Cr6) gefertigt. Er eignet sich für Lager, die der normalen Atmosphäre ohne eine wesentliche Feuchte ausgesetzt sind. Die Härte

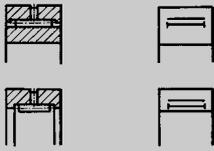
der Lagerelemente ist (62 ± 3) HRC. Die Einsatztemperaturgrenze ist 120°C . Die für die Anwendung der verschiedenen Wälzlager notwendigen Kennwerte, wie äußere Abmessungen, Bezeichnungen, Tragfähigkeiten usw., sind Normen (s. auch Tabelle 8.4.6) oder Wälzlagerkatalogen der Hersteller zu entnehmen (**Tabelle 8.2.10**). Entsprechend den Forderungen an Toleranzen, Lagerluft und Laufgeräusch werden die Wälzlager in Güteklassen geliefert.

Die Toleranzfestlegungen beziehen sich auf Durchmesser- und Breitenschwankungen, Formabweichungen und Rundlauf. Die Normalausführung entspricht der Toleranzklasse P0. In der Reihenfolge P6, P5, P4 und P2 sind die Toleranzen weiter eingengt.

Tabelle 8.2.9 Übersicht über genormte Hauptbauformen der Wälzlager

Bauform		Eigenschaften und Anwendung
Darstellung		
bildlich	vereinfacht	
1. Radiallager		
(Radial-)Rillenkugellager DIN 625		(Radial-)Rillenkugellager sind die am meisten verwendeten Wälzlager, weil sie universell einsetzbar sind. Durch die tiefen Laufrillen ohne Füllnuten und die gute Schmiegun g zwischen Kugeln und Laufbahn besitzen die Lager eine große Tragfähigkeit auch in axialer Richtung, sogar bei hohen Drehzahlen. Das kleinste Lager hat die Abmessungen $d = 3\text{ mm}$, $D = 10\text{ mm}$, $B = 4\text{ mm}$. Rillenkugellager sind selbsthaltend, d. h., dass sie beim Ein- und Ausbau nicht zerlegbar sind. Wegen der geringen Winkeleinstellbarkeit ($2 \dots 10^\circ$) müssen die Lagerstellen gut fluchten. Rillenkugellager werden auch zweireihig ausgeführt. Außer der Normalausführung gibt es Lager mit einer oder zwei Deckscheiben, einer oder zwei Dichtscheiben sowie Lager mit Ringnut. Deckscheiben verhindern das Eindringen von Fremdkörpern in das Lager, Dichtscheiben darüber hinaus das Auslaufen des Schmierstoffes. Dichtscheiben sind schleifende Dichtungen. Beiderseitig abgedichtete Lager werden einbaufertig mit Fett gefüllt geliefert. Lager mit einer Ringnut im Außenring sind mit einem Sprengring besonders platzsparend und einfach zu befestigen.
		
		
		
(Radial-)Schräggugellager DIN 628		Gegenüber Rillenkugellagern können sie größere Axialkräfte, jedoch nur in einer Richtung aufnehmen. Sie werden gegen ein zweites Lager, welches Axialkräfte in entgegengesetzter Richtung aufnehmen kann, angestellt (paarweiser Einbau). Im Gegensatz zu Schulterkugellagern sind sie nicht zerlegbar. In der Ausführung mit geteiltem Innen- oder Außenring stellen sie sog. Vierpunktlager dar, die Axialbelastungen in beiden Richtungen aufnehmen können und damit wie ein zweireihiges Schräggugellager wirken.
		
		
(Radial-) Pendelkugellager DIN 630		Sie haben zwei Kugelreihen und sind selbsthaltend. Infolge ihrer kugeligen Außenringrollbahn sind sie winkelbeweglich bis etwa 4° und damit unempfindlich gegen Wellendurchbiegung und Fluchtungsabweichungen. Sie sind daher besonders geeignet für lange dünne Wellen und getrennte Gehäuse. Man bezeichnet sie auch als selbsteinstellende Lager. Sie haben kleinere radiale und axiale Tragfähigkeit als Rillen- und Schräggugellager.
		
(Radial-)Schulterkugellager DIN 615		Sie besitzen im Gegensatz zum Rillenkugellager am Außenring nur auf einer Seite eine Schulter. Sie sind daher einseitig wirkend, nicht selbsthaltend und müssen paarweise eingebaut werden. Wegen ihrer Zerlegbarkeit lassen sie sich leicht einbauen. Bei der Montage ist ein geringes Axialspiel vorzusehen; Längenänderungen, z. B. infolge von Temperaturänderungen können sich so selbst ausgleichen. Die radiale Tragfähigkeit ist kleiner, die axiale größer als beim Rillenkugellager. Infolge der geringen Schmiegun g ist die Reibung sehr klein. Sie werden vorwiegend im Gerätebau verwendet.
		

Tabelle 8.2.9 Übersicht über genormte Hauptbauformen der Wälzlager (*Fortsetzung*)

Bauform		Eigenschaften und Anwendung
Darstellung		
bildlich	vereinfacht	
(Radial-)Zylinderrollenlager DIN 5412 		Es gibt mehrere Bauformen, die sich in der Anordnung der Borde an den Rollbahnrinnen zur Führung der Zylinderrollen unterscheiden. Die dargestellte Ausführung ermöglicht eine axiale Verschiebung in beiden Richtungen und überträgt keine Axialkräfte. Alle Formen haben hohe radiale Belastbarkeit, kleine Reibung, sind unempfindlich gegen Stöße und eignen sich für hohe Drehzahlen. Wegen ihrer großen Tragfähigkeit werden sie in Kraft- und Arbeitsmaschinen und zur Lagerung von Werkzeugmaschinen-spindeln verwendet. Die Winkeleinstellbarkeit ist gering (nur 5°), die Lagerstellen müssen gut fluchten.
(Radial-)Nadellager DIN 617  Nadelkränze DIN 5405 		Sie sind Rollenlager mit dünnen, im Verhältnis zum Durchmesser langen zylindrischen Wälzkörpern (Nadeln). Sie eignen sich besonders für solche Lagerungen, bei denen nur eine geringe Einbauhöhe zur Verfügung steht, z. B. in Gelenken. Reicht trotzdem der Einbauraum nicht aus, kann ein Nadellager ohne Innenring verwendet werden, wenn die Welle gehärtet und geschliffen ist. Nadelkränze bestehen lediglich aus den Wälzkörpern und dem Käfig. Sie ermöglichen wegen ihrer geringen Bauhöhe besonders raumsparende und leichte Konstruktionen, z. B. als Pleuellager. Nadellager mit Innenring sind nicht selbsthaltend, der Außenring mit den Nadeln und der Innenring können deshalb getrennt montiert werden. Die Tragfähigkeit der Nadellager ist sehr groß, der Reibwert beträgt jedoch je nach Bauart bis zum Dreifachen von dem eines Rillenkugellagers. Die Drehzahlgrenze liegt unter der der anderen Wälzlager.
(Radial-)Kegelrollenlager DIN 720 		Sie sind nicht selbsthaltend; paarweiser Einbau ist erforderlich. Sie haben große radiale und axiale Tragfähigkeit und werden vorzugsweise im Kraftfahrzeug-, Getriebe- und Werkzeugmaschinenbau eingesetzt.
(Radial-)Pendelrollenlager DIN 635 		Sie sind selbsthaltend und werden ein- oder zweireihig ausgeführt. Durch die kugelige Außenringrollbahn haben sie die gleichen Eigenschaften wie die Pendelkugellager. Wegen der guten Schmiegun g zwischen Rollbahn und Wälzkörpern (Tonnenrollen) ist die einreihige Bauform radial und die zweireihige sowohl radial als auch axial hoch belastbar. Wegen ihrer hohen Betriebssicherheit sind sie für größte Belastungen geeignet, z. B. in Walzwerk- und Förderanlagen.
2. Axiallager		
(Axial-)Rillenkugellager DIN 711 (einseitig)  DIN 715 (zweiseitig) 		Sie können große Axial-, aber keine Radialkräfte aufnehmen. Die Auflageflächen der Lagerscheiben müssen parallel sein. Winkelabweichungen kann man mit kugeligen Gehäusescheiben und Unterlegscheiben ausgleichen. Bei hohen Drehzahlen werden die Abrollverhältnisse durch die Massenkräfte der Kugeln gestört, wenn die Axiallast F_a einen Mindestwert unterschreitet. Es gibt ein- und zweiseitige Ausführungen. Sie werden u. a. verwendet für axial hochbelastete Werkzeugspindeln, und zwar kombiniert mit Radiallagern.
(Axial-)Pendelrollenlager DIN 728 		Es ist ein einseitig wirkendes, nicht selbsthaltendes Lager mit kugelige r Rollbahn zum Ausgleich von Montageabweichungen (bis etwa 2°). Als Wälzkörper dienen Tonnenrollen. Es ist für höchste Axial- und hohe Radiallasten geeignet und wird im Kran- und Großapparatebau eingesetzt.

Die radiale Lagerluft ist das Maß, um das sich der Innenring eines Wälzlagers in radialer Richtung ohne Belastung von einer Grenzstellung bis zur diametral gegenüberliegenden verschieben lässt. Die Lagerluft muss mindestens so groß sein, dass das Lager durch unterschiedliche Wärmedehnungen der Lagerringe und der umgebenden Teile nicht verspannt wird. Zu beachten ist, dass sich

die Radialluft eines Lagers beim Einbau mit festen Passungen vermindert. Die Radialluft ist deshalb nach dem Einbau normalerweise kleiner als vor dem Einbau. Wird das Radialspiel durch falsche Wahl der Passung oder unsachgemäße Montage zu klein, kommt es zum Verklemmen der Wälzkörper und zu einer starken Erhöhung der Reibung bzw. zum Blockieren des Lagers. Wälzlager werden in den Luftgruppen C2 bis C5 (**Tabelle 8.2.11**) geliefert, wobei die Normalausführung zwischen C2 und C3 liegt. Lager mit gesenktem Laufgeräusch gegenüber der Normalausführung tragen das Kurzzeichen C6, besonders geräuscharme Lager C66 und besonders geräuscharme Lager für Elektromotoren das Kurzzeichen E. Die Laufruhe eines Lagers wird hauptsächlich durch folgende Faktoren bestimmt:

- Formgenauigkeit und Oberflächengüte der Laufbahnen und Wälzkörper
- Sauberkeit des Lagers
- Drehzahl
- Sauberkeit und Art des Schmierstoffes
- Form und Fluchtgenauigkeit der Lagersitze
- Größe der Radialluft
- Gehäusegestaltung.

Tabelle 8.2.10 Hauptmaße und Tragzahlen¹⁾ für ausgewählte Wälzlager

Lagerkurzzeichen ²⁾	d mm	D mm	B mm	C kN	C_0 kN	n_{zul} ³⁾ U/min
Rillenkugellager						
623	3	10	4	0,375	0,176	40000
624	4	13	5	0,695	0,335	38000
625	5	16	5	0,865	0,440	36000
626	6	19	6	1,29	0,695	32000
627	7	22	7	2,50	1,29	30000
629	9	26	8	2,85	1,46	28000
6200	10	30	9	3,90	2,20	26000
6201	12	32	10	5,30	2,90	24000
6202	15	35	11	6,00	3,45	20000
6203	17	40	12	7,35	4,30	18000
6204	20	47	14	9,80	6,20	15000
6205	25	52	15	10,80	6,95	14000
6206	30	62	16	15,00	9,80	11000
Schulterkugellager						
E3	3	16	5	1,20	0,236	34000
E4	4	16	5	1,20	0,236	34000
ES	5	16	5	1,20	0,236	34000
E6	6	21	7	2,20	0,390	30000
E7	7	22	7	2,36	0,460	28000
E8	8	24	7	2,50	0,530	28000
E9	9	28	8	3,25	0,710	26000
E10	10	28	8	3,25	0,710	26000
Zylinderrollenlager						
NU202	15	35	11	8,30	4,30	19000
NU203	17	40	12	9,30	4,75	17000
NU204	20	47	14	13,2	6,80	15000
NU205	25	52	15	15,0	8,30	12000
NU206	30	62	16	20,4	11,4	10000

¹⁾ Tragzahlen sind Richtwerte; Genauwerte sind den Angaben der Hersteller zu entnehmen.

²⁾ Lagerkurzzeichen (Bohrungskennziffer)

³⁾ bei Fettschmierung

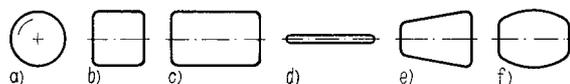
Tabelle 8.2.11 Radiale Lagerluft von Rillenkugellagern nach DIN 620-4

Nennmaß der Bohrung d mm		Radiale Lagerluft in μm									
über	bis	C2		normal		C3		C4		C5	
		min	max	min	max	min	max	min	max	min	max
2,5	6	0	7	2	13	8	23	-	-	-	-
6	10	0	7	2	13	8	23	14	29	20	37
10	18	0	9	3	18	11	25	18	33	25	45
18	24	0	10	5	20	13	28	20	36	28	48
24	30	1	11	5	20	13	28	23	41	30	53
30	40	1	11	6	20	15	33	28	46	40	64
40	50	1	11	6	23	18	36	30	51	45	73
50	65	1	15	8	28	23	43	38	61	55	90
65	80	1	15	10	30	25	51	46	71	65	105

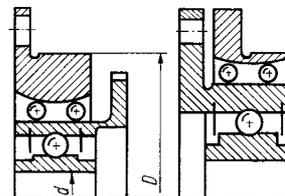
Richtwerte für Lagerneigung s. Tabelle 7.6

Wegen ihrer hohen Präzision eignen sich die *Wälzkörper* auch als Bauelemente für andere Konstruktionen. Sie sind als Einzelteile zu beziehen in den Abmessungen nach DIN 5401 und 5402 (**Bild 8.2.55**).

Eine besonders reibungsarme Lagerung wird mit Doppellagern (**Bild 8.2.56**) erzielt. Diese Lager haben drei konzentrische Ringe. Der mittlere Ring wird wechselnden Drehbewegungen unterworfen, zum Teil auch mit unterschiedlicher Frequenz, so dass am Innenring sehr geringe Reibwerte erzielt werden. Der Aufwand für eine solche Lagerung ist durch das Lager selbst und den erforderlichen Antrieb für den Zwischenring sehr hoch. Deswegen kommen solche Lager nur bei extremen Anforderungen an die Reibungsarmut zum Einsatz. Die Reibung beträgt etwa nur 10% der eines normalen Kugellagers.

**Bild 8.2.55** Wälzkörperformen (DIN 5401 und 5402)

a) Kugel; b) Zylinderrolle, kurz; c) Zylinderrolle, lang; d) Nadel; e) Kegelrolle; f) Tonnenrolle

**Bild 8.2.56** Reibungsarmes Doppellager (Dreiringlager)

Miniaturwälzlager. Diese Lager haben einen Außendurchmesser $D < 10$ mm. Diejenigen Lager, die hohe Anforderungen hinsichtlich Laufgenauigkeit und Laufruhe erfüllen und ein geringes und besonders gleichmäßiges Reibmoment haben, bezeichnet man auch als Instrumentenlager. Für Miniaturwälzlager liegen zur Zeit noch keine Normen vor. Miniaturwälzlager werden als Rillenkugellager bis herab zu einem Wellendurchmesser von 0,5 mm produziert [8.2.33] [8.2.34]. Um

die Einbauverhältnisse zu vereinfachen, werden die Lager auch mit Flansch (**Bild 8.2.57a**) hergestellt. Der Flansch dient zum axialen Festlegen des Lagers. Die Anlagefläche am Gehäuse muss senkrecht zur Gehäusebohrung stehen. Beim axialen Verspannen des Flansches dürfen nur Druckkräfte erzeugt werden. Biege- und Scherbeanspruchung können zum Bruch des Flansches führen.

Bei Rillenkugellagern für kleine Wellendurchmesser (bis 0,5 mm) kann auch der Innenring entfallen (**Bilder 8.2.57b, c**); die Kugeln laufen unmittelbar auf der gehärteten und polierten Welle. Zur Begrenzung des Axialspiels der Welle können derartige Lager auch mit Spurplatte verwendet werden (**c**).

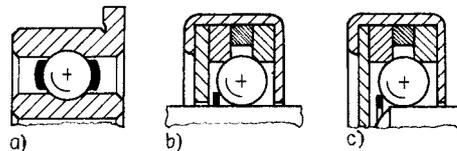


Bild 8.2.57 Miniatur-Rillenkugellager
a) mit Flansch; b) ohne Innenring; c) mit Spurplatte

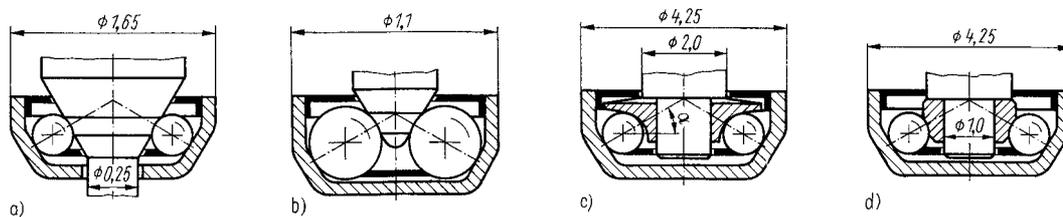


Bild 8.2.58 Ausführungsformen von Miniatur-Schulterkugellagern
a) mit gebohrter Schale, ohne Innenring; b) ohne Innenring; c) mit Innenring und Spielausgleichsfeder;
d) mit Innenring; angegeben sind die Maße der kleinsten Ausführung

Zylinderrollenlager gibt es in üblichen Bauformen ab $d = 4$ mm. Bei Schulterlagern wurde eine ganze Reihe von Sonderformen entwickelt. Ihre Anwendungsfreundlichkeit im Geräte- und Instrumentenbau resultiert aus der Aufnahmefähigkeit sowohl für radiale als auch für axiale Kräfte, was besonders bei Geräten mit unterschiedlicher Gebrauchslage wesentlich ist, sowie aus der Einstellbarkeit des Lagerspiels und den extrem kleinen Abmessungen bei relativ hoher Belastbarkeit (z. B. gegenüber Spitzenlagern). **Bild 8.2.58** zeigt einige Bauformen mit Angabe der jeweils kleinsten Ausführung. Während die Laufeigenschaften der Lager nach (a) und (b) von der Härte und der Oberflächenfeinheit der Welle abhängen, haben die Lager nach (c) und (d) Innenringe. Wie im Bild 8.2.58a dargestellt, gibt es auch bei diesen Typen eine Ausführung mit durchbohrter Lagerschale. Dadurch sind sie z. B. zur Lagerung von Zeigerwellen geeignet. Eine Federscheibe (bei c) dient dem Ausgleich des Axialspiels der Welle.

Sonderformen der Wälzlager zeigt **Bild 8.2.59**. Das komplette Lager (a und b) mit integrierter Welle bringt eine Vereinfachung der ganzen Lagerung, eine Verformung der Welle wird vermieden und ein präziser Rundlauf ermöglicht. Ausführung (a) ist für feststehende Achse und rotierenden Außenring, Ausführung (b) für rotierende Welle gedacht. Das sehr einfache Drahtkugellager (c) hat statt der Laufringe eingewalzte Laufdrähte.

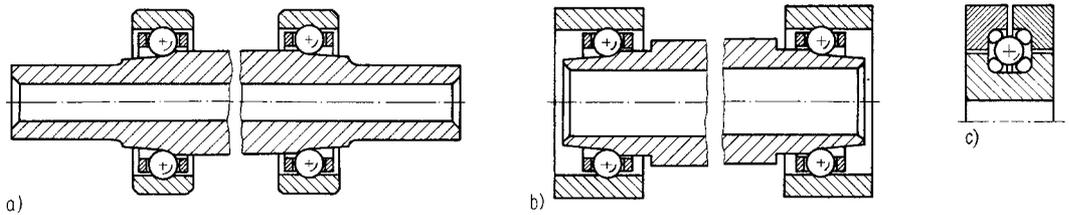


Bild 8.2.59 Sonderformen von Wälzlagerungen

a) integrierte Achse, rotierende Außenringe; b) rotierende integrierte Welle; c) Frankesches Drahtkugellager mit geteiltem Außenring und vier Laufdrähten

8.2.8.3 Berechnung

Nach der Wahl des Lagertyps wird die Berechnung der Lagergröße aufgrund der vorhandenen Belastung, der Betriebsbedingungen und der geforderten Lebensdauer vorgenommen. Jedes Wälzlager hat eine bestimmte Tragfähigkeit. Man unterscheidet zwischen der dynamischen Tragfähigkeit bei umlaufendem Innen- oder Außenring und der statischen Tragfähigkeit bei Stillstand bzw. kleinen Pendelbewegungen.

■ Die **dynamische Tragfähigkeit** hängt mit der Lebensdauer zusammen.

Die **Lebensdauer** einer Gruppe gleicher Lager ist definiert als die Anzahl der Umdrehungen, die von 90 % der Lager erreicht oder überschritten wird, bevor die ersten Ermüdungserscheinungen des Werkstoffes auftreten (Erlebenswahrscheinlichkeit 90 %). Damit ist zugelassen, dass bis zu 10 % der eingebauten Lager vor dem Erreichen der nominellen Lebensdauer ausfallen (Ausfallwahrscheinlichkeit 10 %).

Die nominelle Lebensdauer L in 10^6 Umdrehungen ist mit $p = 3$ für Kugellager und $p = 10/3$ für Rollenlager nach Gl. (8.2.25) zu bestimmen und kann bei konstanter Drehzahl mit Gl. (8.2.26) auch in Betriebsstunden (L_h) umgerechnet werden (vgl. DIN ISO 281):

$$L_{10} = (C / P)^p, \quad (8.2.25)$$

$$L_h = 10^6 L_{10} / (60n); \quad (8.2.26)$$

C und P in N , L_{10} in 10^6 Umdrehungen, L_h in h , n in U/min .

Wird eine höhere Erlebenswahrscheinlichkeit verlangt, ist die korrigierte Lebensdauer zu berechnen nach $L_n = a_1 L_{10}$, wobei der Index n die Ausfallwahrscheinlichkeit in % angibt (Faktor a_1 s. **Tabelle 8.2.12**).

Tabelle 8.2.12 Erlebensfaktor a_1

Lebensdauer	L_{10}	L_5	L_4	L_3	L_2	L_1
Ausfallwahrscheinlichkeit %	10	5	4	3	2	1
Erlebenswahrscheinlichkeit %	90	95	96	97	98	99
a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Die dynamische Tragzahl C des Lagers ist diejenige Lagerbelastung, bei der die nominelle Lebensdauer von L Umdrehungen erreicht wird. Sie ist Wälzlagerkatalogen zu entnehmen (s. auch Tabelle 8.2.10) und wird bei Radial- bzw. Axiallagern auch als C_r bzw. C_a bezeichnet. Da sie neben rein

geometrischen Parametern auch von den Werkstoffen, den Fertigungsverfahren und der Herstellungsgenauigkeit abhängt, treten herstellerbedingte Unterschiede auf. Die für diese Tragzahl gegebene Definition setzt entweder eine Radialkraft F_r (Radiallager) oder eine Axialkraft F_a (Axiallager) unveränderlicher Größe und Richtung voraus. Liegt sowohl eine Radial- als auch eine Axialbelastung vor, ist aus diesen beiden Komponenten eine Äquivalentbelastung zu berechnen. Sie entspricht bei Radiallagern einer reinen Radialbelastung F_r bzw. bei Axiallagern einer reinen zentrischen Axialbelastung F_a , unter deren Einwirkung das Wälzlager die gleiche nominelle Lebensdauer erreichen würde wie unter den tatsächlich vorliegenden Bedingungen.

Die Äquivalentbelastung ergibt sich zu

$$P = XF_r + YF_a; \quad (8.2.27)$$

F_r Radiallast des Lagers; F_a Axiallast; X Radialfaktor; Y Axialfaktor.

Die Werte für X und Y hängen sowohl vom Lagertyp als auch von den Belastungsverhältnissen ab und sind den Wälzlagerkatalogen oder DIN ISO 281 zu entnehmen (**Tabelle 8.2.13**).

Axialrillenkugellager können keine Radialkräfte übertragen, es gilt $P = F_a$.

Treten zeitlich schwankende Belastungen und Drehzahlen auf, so ist für die Äquivalentlast P ein mittlerer Wert zu bestimmen, der von der Art der Schwankung abhängt. Hier sollen nur zwei Fälle betrachtet werden:

Fall 1: Liegen während der jeweiligen Wirkungsdauer t_i verschieden große, aber konstante Belastungen F_i und Drehzahlen n_i vor, dann ist mit einer mittleren Äquivalentlast zu rechnen:

$$P = \sqrt[p]{\sum_{i=1}^n \left[F_i^p \frac{n_i}{33,33} \cdot \frac{q_i}{100} \right]}, \quad (8.2.28)$$

mit dem Lebensdauerexponenten p und der prozentualen Wirkungsdauer der einzelnen Betriebszustände $q_i = t_i/T \cdot 100\%$ im Zeitraum T .

Fall 2: Schwankt die Belastung periodisch und linear zwischen den Grenzwerten F_{\min} und F_{\max} bei konstanter Drehzahl, dann gilt für die Äquivalentlast

$$P = (F_{\min} + 2F_{\max}) / 3. \quad (8.2.29)$$

Zu Erleichterung der in den Gln. (8.2.25) und (8.2.26) angegebenen Lebensdauerberechnung werden eine Bezugslebensdauer von 500 h und eine Bezugsdrehzahl von (100/3) U/min eingeführt, womit sich dimensionslose Faktoren ergeben:

$$\text{Lebensdauerfaktor} \quad f_L = \sqrt[p]{L_n / 500}, \quad (8.2.30)$$

$$\text{Drehzahlfaktor} \quad f_n = \sqrt[p]{100 / (3n)}. \quad (8.2.31)$$

Damit vereinfacht sich Gl. (8.2.25) zu

$$f_L = f_n C / P. \quad (8.2.32)$$

Tabelle 8.2.13 Radial- (X) und Axialfaktoren (Y)

Lagerart	F_a/C_0	$e^{1)}$	$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$	
			X	Y	X	Y
Rillenkugellager (einreihig)	0,014	0,19	1	0	0,56	2,30
	0,028	0,22				1,99
	0,056	0,26				1,71
	0,084	0,28				1,55
	0,11	0,30				1,45
	0,17	0,34				1,31
	0,28	0,38				1,15
	0,42	0,42				1,04
	0,56	0,44				1,00
Schulterkugellager		0,20	1	0	0,5	2,5

1) vom inneren Aufbau des Lagers abhängiger Grenzwert

Tabelle 8.2.14 Lebensdauer- und Drehzahlfaktoren f_{LK}, f_{nK} für Kugellager; f_{LR}, f_{nR} für Rollenlager

L_h	f_{LK}	f_{LR}	n	f_{nK}	f_{nR}
h	-	-	U/min	-	-
100	0,585	0,617	10	1,494	1,435
200	0,737	0,760	20	1,186	1,166
400	0,928	0,935	40	0,941	0,947
600	1,063	1,056	60	0,822	0,838
800	1,170	1,151	80	0,747	0,769
1000	1,260	1,231	100	0,693	0,719
2000	1,59	1,52	200	0,550	0,584
4000	2,00	1,87	400	0,437	0,475
6000	2,29	2,11	600	0,382	0,420
8000	2,52	2,30	800	0,347	0,385
10000	2,71	2,46	1000	0,322	0,360
20000	3,42	3,02	2000	0,255	0,293
40000	4,31	3,72	4000	0,203	0,238
60000	4,93	4,20	6000	0,177	0,211
80000	5,43	4,58	8000	0,161	0,193
100000	5,85	4,90	10000	0,149	0,181

Wird P nach Gl. (8.2.28) errechnet, gilt $f_n = 1$. Die Faktoren f_L und f_n sind in **Tabelle 8.2.14** enthalten. Eine noch bequemere Berechnung ist mit dem nach diesen Beziehungen erarbeiteten Nogramm (**Bild 8.2.60**) möglich. Allen Berechnungen liegen eine Härte der Rollbahnen von (62 ± 3) HRC (Rockwellhärte) und der Kugeln von (63 ± 3) HRC sowie eine Lagertemperatur unter 120°C zugrunde.

Tabelle 8.2.15 Temperatur-, Härte- und Lebensdauerfaktoren f_t, f_H und f_L

Lagertemp. $^\circ\text{C}$	f_t	Härte HRC	f_H
150	1,0	58	0,9
170	0,95	54	0,7
200	0,9	51	0,6
250	0,75	48	0,5
300	0,6	40	0,3

Einsatzfall	f_L (Richtwert)
Seltene Benutzung	1
Kurzzeitiger, unterbrochener Betrieb (Haushaltsmaschinen, Handwerkzeuge)	1,5 ... 2,0
Unterbrochener, störungssicherer Betrieb (Lichtmaschinen, Steuergeräte)	2,0 ... 2,5
Achtstündiger Betrieb, voll genutzt (Ventilatoren, Datenverarbeitung)	2,5 ... 3,5
Ununterbrochener Tag- und Nachtbetrieb (Umformer, Kompressoren)	3,5 ... 5,0
Ununterbrochener Tag- und Nachtbetrieb hoher Betriebssicherheit	5,0 ... 7,0

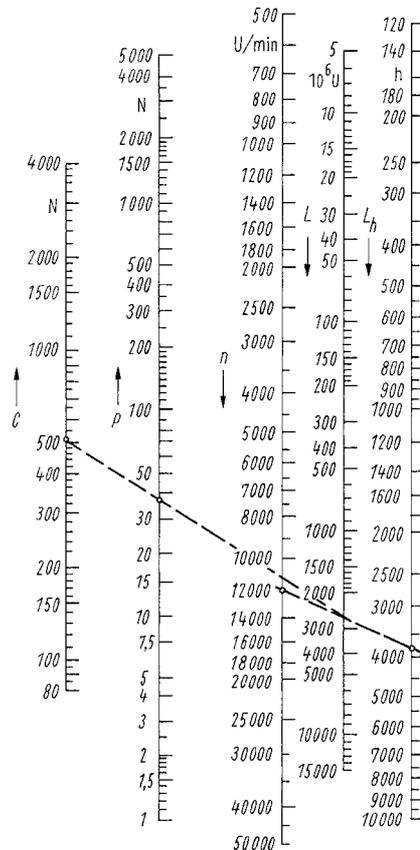


Bild 8.2.60 Nomogramm zur Bestimmung der rechnerischen Lebensdauer von Kugellagern
 eingezeichnetes Beispiel: $C = 0,51 \text{ kN}$; $n = 12000 \text{ U/min}$; dynamische Äquivalentlast $P = 37 \text{ N}$ ergibt $L_h = 3700 \text{ h}$

Tabelle 8.2.16 Toleranzfelder für Wälzlagerpassungen

	Punktlast	Umfangslast oder unbestimmte Lastrichtung	Zugehörige Toleranz des Wälzlagers
Welle	g6, h6	h5, js5, js6, k5, k6, m5, m6, (n6, p6, r6)	KB (Wälzlagerbohrung)
Gehäuse	G7, H7, H8, JS7	JS7, K7, M6, M7, (N7, P7)	hB (Wälzlagermantel)

(Toleranzfelder in Klammern: nur für sehr hohe Belastung)

Wird die Härte unter- bzw. die Temperatur überschritten, sind Korrekturfaktoren f_H (Härtefaktor) und f_t (Temperaturfaktor) in die Berechnungen einzubeziehen. Diese Werte sind in DIN ISO 281 festgelegt und in **Tabelle 8.2.15** enthalten. Die Lebensdauer berechnet sich dann aus

$$f_L = (f_n f_t f_H)(C / P). \quad (8.2.33)$$

Richtwerte für f_L s. Tabelle 8.2.15. **Tabelle 8.2.16** enthält Toleranzfelder für Wälzlagerpassungen.

Berechnungsbeispiel s. Abschnitt 8.2.13

- Die **statische Tragfähigkeit** des Lagers ist die Belastung, die das Lager im Stillstand oder bei kleinen Pendelbewegungen zu ertragen vermag.

Bleibende Verformungen in der Größe von 0,1‰ des Wälzkörperdurchmessers beeinträchtigen die Laufruhe des Lagers nicht. Dieser Erfahrungswert liegt der statischen Tragzahl C_0 zugrunde. Der Index 0 weist auf den statischen Belastungsfall hin. Die äquivalente Lagerbelastung ergibt sich zu

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a. \quad (8.2.34)$$

Für die am häufigsten eingesetzten Rillenkugellager sind $X_0 = 0,6$ und $Y_0 = 0,5$ zu wählen. Werte für andere Lagertypen sind DIN ISO 76 zu entnehmen.

Die Verwendbarkeit eines Wälzlagers bei statischer Belastung wird mit Hilfe der Kennzahl k_0 der statischen Beanspruchung beurteilt:

$$k_0 = C_0 / P_0. \quad (8.2.35)$$

Als Richtwerte gelten $k_0 = 0,5 \dots 0,8$ für geringe, $k_0 > 0,8 \dots 1,5$ für mittlere und $k_0 > 1,5$ für hohe Anforderungen an die Bewegungsgenauigkeit.

8.2.8.4 Einbaurichtlinien

Wird eine Welle in zwei oder mehreren Wälzlagern gelagert, so muss ein Ausgleich der Längenunterschiede (z. B. durch Wärmedehnung oder Einbautoleranzen) möglich sein. In solchen Fällen wählt man das *Prinzip Festlager-Loslager*. Ein Lager erhält einen festen Sitz (Festlager, **Bild 8.2.61**), während das oder die anderen Lager entweder auf der Welle oder im Gehäuse verschiebbar sein müssen (Loslager), wenn nicht innerhalb der Lager selbst ein Längenausgleich erfolgen kann. Ein Loslager nimmt keine axialen Kräfte auf, bei ihm muss einer der Ringe mit Spielpassung montiert werden. Den losen Sitz sollte immer der Ring mit Punktlast erhalten. Beim Ring mit Umfangslast besteht die Gefahr der Wanderung in Drehrichtung. Bei zerlegbaren Lagern, wie Zylinderrollen- oder Nadellagern, kann man beide Ringe fest einpassen. Das Festlager soll das radial weniger belastete sein, weil es außer den Radialkräften noch die gesamte Axiallast auffangen muss.

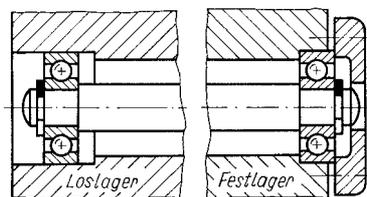


Bild 8.2.61 Prinzipieller Aufbau einer Wälzlagerung mit Fest- und Los-Lager

Bei der Wahl der Einbaupassung gelten vor allem die Gesichtspunkte

- Sichere Befestigung
- Gleichmäßige Unterstützung der Lagerringe
- Einfacher Ein- und Ausbau
- Verschiebbarkeit des Loslagers.

Die einfachste und sicherste Befestigung erfolgt mit einer festen Passung (Übermaßpassung). Damit wird eine sehr gleichmäßige Unterstützung der Ringe erreicht, die zur vollen Nutzung der Tragfähigkeit notwendig ist. Je höher die Belastung, desto größer ist das Passungsübermaß zu wählen, vor allem wenn mit Stößen zu rechnen ist. Bei der Übermaßpassung ist die dabei eintretende Verminderung der Radialluft zu beachten.

Richtlinien für Passungen für den Einbau von Wälzlagern (Welle-Lager, Lager-Gehäuse) sind bisher in DIN 5425 enthalten (s. auch Tabelle 8.2.16 und **Bild 8.2.62**).

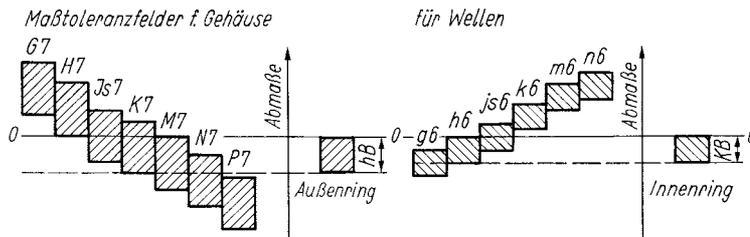


Bild 8.2.62 Lage der Wellen- und Gehäusebohrungstoleranzen in Bezug auf die Toleranz der Lagerringe



Bild 8.2.63 Geschlitzter Federkorb zum Toleranzausgleich der Gehäusebohrung

Die geforderten engen Toleranzen der Lagersitze sind speziell in der Massenfertigung der Gehäusebohrung kostenaufwendig. Ein vor der Montage der Lager in die Gehäusebohrung eingelegter geschlitzter Federkorb (**Bild 8.2.63**) lässt grobe Bohrungstoleranzen zu und garantiert einen strengen Sitz des Lagerrings. Zur Sicherheit und bei nicht ausreichendem Übermaß sind die Ringe zusätzlich formschlüssig zu sichern (festzulegen). Möglichkeiten zur Festlegung des Innenringes zeigt **Bild 8.2.64** und für den Außenring **Bild 8.2.65**. Aus fertigungstechnischen Gründen ist eine glatt durchgehende Gehäusebohrung zu bevorzugen. Werden die Wälzlagerringe durch Sicherungsringe festgelegt und treten große Axialkräfte auf, sind, wie in Bild 8.2.65b gezeigt, Stützringe einzulegen, damit die Sicherungsringe nur auf Abscherung, nicht aber auf Biegung beansprucht werden.

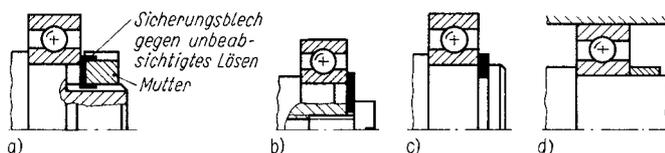


Bild 8.2.64 Festlegung des Innenringes

a) Absatz und Mutter; b) Schraube; c) Sicherungsring; d) Abstandsring

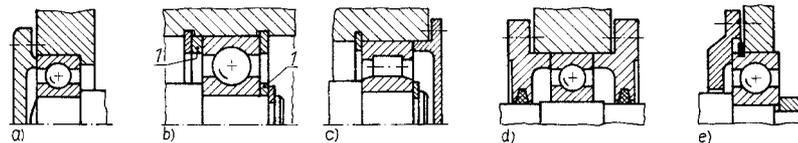


Bild 8.2.65 Festlegung des Außenringes

a) Absatz und Deckel; b) zwei Sicherungsringe und Stützringe t ; c) Sicherungsring und Deckel; d) Deckel an beiden Seiten; e) Deckel und Sprengring in Außenringnut

Spielfreiheit der Wälzlager lässt sich durch Einbau federnder Teile (z.B. Federscheiben oder Schraubenfedern, **Bild 8.2.66**) auf der Loslagerseite erreichen.

Beim Einbau von Schulter- und Schrägkugellagern ist zu beachten, dass das axiale Spiel nicht wie bei den Rillenkugellagern durch das Lager selbst gegeben ist, sondern durch die Art des Einbaus (axiale Anstellung). Man unterscheidet die O- und X-Anordnung (**Bild 8.2.67**). Ihr funktioneller Unterschied liegt in der Verträglichkeit von Längenänderungen durch Temperatureinfluss. Dehnt sich das Gehäuse mehr als die Welle, tritt bei der O-Anordnung eine Spielverminderung und bei der X-Anordnung eine Spielvergrößerung auf. Fest angestellte Lagerungen, wie z. B. im **Bild 8.2.68**, sind empfindlich gegen Temperaturänderungen. Die Anstellung mit einer Feder vermeidet diesen Nachteil. Als Richtwert für die dazu erforderliche Federkraft gilt bei einem Wellendurchmesser d : $F_F = (1 \dots 10) d$; F_F in N und d in mm.

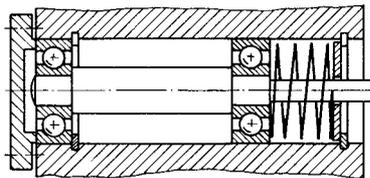


Bild 8.2.66 Spielfreie Lagerung

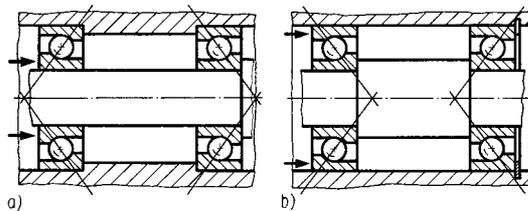


Bild 8.2.67 Anordnung der Schrägkugellager
a) O-Anordnung; b) X-Anordnung

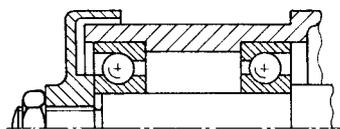


Bild 8.2.68 Einbau von Schulterlagern mit einstellbarem Spiel

Die in Lagertabellen (s. Tabelle 8.2.10) angeführten *Drehzahlgrenzen* geben einen Hinweis auf die Eignung der Lager für hohe Drehzahlen. Bei darüberliegenden Betriebsdrehzahlen müssen Einbau- und Schmierverhältnisse, evtl. auch die Lagerausführung geändert werden. In Betracht kommen vergrößerte Lagerluft, besondere Käfigausführung und Käfigwerkstoffe (reibungssarme Kunststoffe), Einbau von Genauigkeitslagern und besonders genaue Bearbeitung der Lagersitze sowie besondere Maßnahmen hinsichtlich Schmierungsart und Schmierstoff, evtl. Kühlung der Lagerstelle.

Schmierung, Abdichtung. Bei Wälzlagern wird Öl als Schmierstoff verwendet, wenn nur kleinste Reibungsverluste zulässig sind, sonst erfolgt Fettschmierung (s. Abschnitt 8.4). Dichtungen sorgen dafür, dass der Schmierstoff nicht aus dem Lager austritt und die Umgebung verunreinigt und dass das Lager vor Schmutz und Staub geschützt wird. Wenn keine mit Deck- oder Dichtscheiben abgedichteten Lager zur Verfügung stehen, ist eine andere Dichtung konstruktiv zu verwirklichen. Berührungsfreie Dichtungen (**Bilder 8.2.69a, b** und Tabelle 7.14) sind zwar nicht so wirksam wie schleifende (Bild 8.2.69c und Tabellen 7.13, 7.16), erhöhen aber nicht das Reibmoment. Bei Filzringen sind die Reibungsverluste und das Erhärten des Filzes im Laufe der Zeit zu berücksichtigen. Filz- und Rundringe erfordern wenig Aufwand, eignen sich aber nicht für hohe Drehzahlen. Radialdichtringe sind standardisierte bzw. genormte einbaufertige Bauelemente zum Abdichten der Lagerstelle und auch geeignet für Räume mit unter Druck stehender Flüssigkeit. Sie sind für Wellendurchmesser von 5 bis 1000 mm erhältlich.

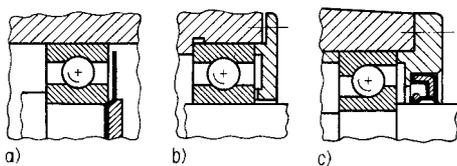


Bild 8.2.69 Dichtungen für Wälzlager (s. auch Abschnitt 7.6)
berührungsfreie Dichtungen: a) Stauscheibe;
b) einfacher gerader Spalt
schleifende Dichtung: c) Radialdichtring (DIN 3760)

Ausführliche Darstellung zur Schmierung s. Abschnitt 8.4, und zu Wellendichtungen s. Abschnitt 7.6.

8.2.9 Schneidenlager

Schneidenlager sind reibungsarme Lager für Pendelbewegungen bis zu einem Auslenkwinkel von etwa $\pm 10^\circ$. Sie bestehen aus Schneide und Pfanne. Die beiden Lagerelemente sind kraftgepaart und deshalb stets spielfrei. Bei der Anordnung nach **Bild 8.2.70** berühren sich Schneide und Pfanne entlang einer Linie, deren Lage sich bei der Schwenkbewegung der Schneide verlagert, weil die Schneide auf der Pfanne abrollt (Rollschneide). Liegt die Schneide entsprechend **Bild 8.2.71** in einer V-förmigen Kimme, wird sie in zwei Berührungslinien abgestützt, die auch bei einer Schwenkbewegung ihre Lage in der Kimme beibehalten.

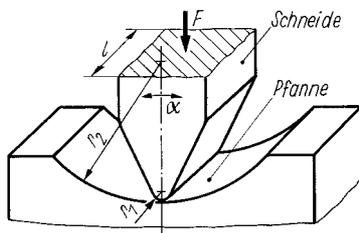


Bild 8.2.70 Schneidenlager

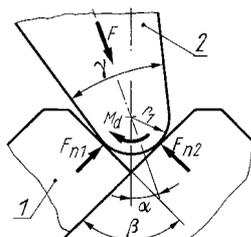


Bild 8.2.71 Gleitschneidenlager
1 Kimme; 2 Schneide

Die Schneide gleitet in der Kimme (Gleitschneide). Aus der Gegenüberstellung der Betriebseigenschaften in **Tabelle 8.2.17** folgt, dass Gleitschneidenlager nur bei der Forderung nach einem stabilen Drehpunkt einen Vorzug haben. Rollschneidenlager werden wegen der wesentlich geringeren Reibung weitaus häufiger eingesetzt.

Tabelle 8.2.17 Gegenüberstellung von Gleit- und Rollschneidenlagern

Gleitschneide (für Kimmenwinkel $\beta = 90^\circ$)	Rollschneide
Reibmoment M_R	
wenn F seine Lage gegenüber der Kimme/Pfanne beibehält:	
$M_R = \mu F r_1 \sqrt{2}$	$M_R = f F \cos [\alpha / (r_2 / r_1 - 1)];$ $\alpha_{\text{grenz}} = (r_2 / r_1 - 1) \arctan \mu$
wenn F seine Lage gegenüber der Schneide beibehält:	
$M_R = \mu F r_1 \sqrt{2} \cos \alpha$	$M_R = f F \cos [\alpha / (1 - r_1 / r_2)];$ $\alpha_{\text{grenz}} = (1 - r_1 / r_2) \arctan \mu$ $f \approx 0,7 \cdot 10^{-3} \sqrt{r_1}; f$ und r_1 in mm
Gegenüberstellung der Eigenschaften:	
fester Drehpunkt	momentaner Drehpol wandert auf Pfannenfläche
Schwenkwinkel $\alpha_{\text{max}} = 0,5 (\beta - \gamma)$	$\alpha_{\text{max}} = \pm 10^\circ$
Gleitreibung, Verschleiß	Reibung um zwei Größenordnungen kleiner als bei Gleitschneiden
wegen Lastaufteilung höher belastbar	

8.2.9.1 Berechnung

Die Tragfähigkeit eines Schneidenlagers ist durch die Flächenpressung begrenzt. Sowohl beim Roll- als auch beim Gleitschneidenlager liegt eine Linienberührung vor, die nach *Hertz* entsprechend **Bild 8.2.72** folgende Verhältnisse in der Druckfläche ergibt:

$$p_{\text{max}} = \sqrt{F_n E [2\pi l r (1 - \nu^2)]}, \quad (8.2.36)$$

$$b = \sqrt{8 F_n r (1 - \nu^2) / (l E \pi)}; \quad (8.2.37)$$

l Schneidenlänge; b halbe Druckflächenbreite;

resultierender E-Modul: $1/E = 0,5 (1/E_1 + 1/E_2)$, Ersatzradius r : $1/r = 1/r_1 - 1/r_2$;

Querzahl für homogene Werkstoffe: $\nu \approx 0,3$; $F = F_n$.

Die Berechnung des Reibmoments ist in Tabelle 8.2.17 angegeben.

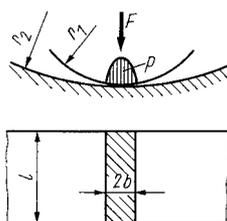


Bild 8.2.72 Pressung an der Schneide

8.2.9.2 Konstruktive Gestaltung

Bild 8.2.73 zeigt die gebräuchlichen und standardisierten bzw. genormten Schneidenprofile. Neben den einteiligen Schneiden (gesamte Schneidenkante ohne Unterbrechung) finden auch zweiteilige, als Achsen bezeichnete Anwendung (**Bild 8.2.74**), vor allem bei größeren Belastungen. Zur Befestigung der Schneiden eignen sich die Verbindungsverfahren Pressen, **Bild 8.2.75a**, Klemmen (b, c) und Schrauben (d, e). Für Justierzwecke werden die Schneiden unmittelbar oder deren Halterung bewegt. Für einfache Zwecke genügen zwei sich gegenüberstehende Schrauben (d); für höhere Ansprüche ist die statisch bestimmte Dreipunktanlage (e) zu bevorzugen.

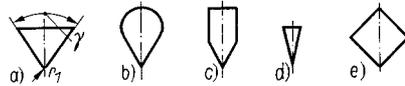


Bild 8.2.73 Schneidenprofile

a) Dreikantprofil; b) Birnenprofil; c) Flachprofil; d) Hochdreikantprofil; e) Vierkantprofil

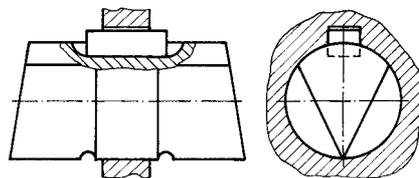


Bild 8.2.74 Rundstahlachse mit zweiteiliger Dreikantschneide (lagegesichert durch Passfeder)

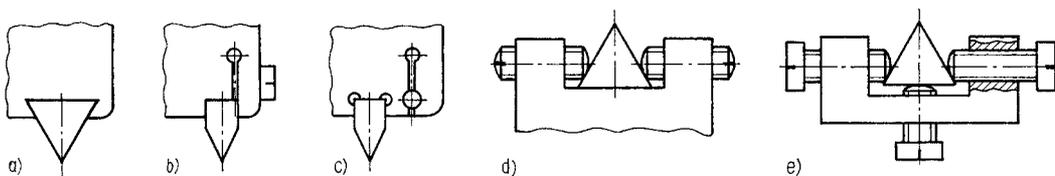


Bild 8.2.75 Schneidenbefestigung

a) Pressen; b) Klemmen mittels Schraube; c) Klemmen mit Kegelstift; d), e) Schrauben

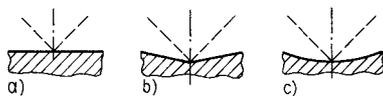


Bild 8.2.76 Grundformen der Pfannen

a) ebene Pfanne; b) V-Pfanne; c) Zylinderpfanne

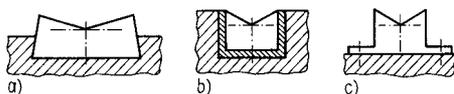


Bild 8.2.77 Festsitzende Pfannen

a) Einpressen; b) Einkitten; c) Anschrauben

Von den drei Grundformen der Pfannen (**Bild 8.2.76**) wird am meisten die V-Pfanne verwendet, deren Grund mit dem Ausradius r_2 versehen ist. Die ebene Pfanne hat zwar einen geringeren Bewegungswiderstand, jedoch keine selbsttätige Lagesicherung für die Schneide wie die V-Pfanne. Die Ausführungsformen sind recht unterschiedlich; sie richten sich hauptsächlich nach der Art der Befestigung. Es ist zwischen festsitzenden (**Bild 8.2.77**), in das Geräteteil eingearbeiteten (**Bild 8.2.78**) und sich selbsttätig einstellenden (**Bild 8.2.79**) Pfannen zu unterscheiden.

Letztere sind anzuwenden, wenn zwei Pfannen fluchten sollen, wie es z. B. eine zweiteilige Schneide (s. Bild 8.2.74) fordert.

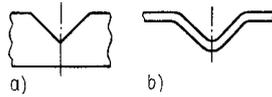


Bild 8.2.78 Eingearbeitete Pfannen
a) eingeschliffen; b) in Blech eingeformt

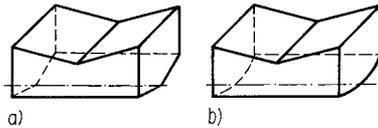


Bild 8.2.79 Selbsteinstellende Pfannen
a) mit prismatischem Boden; b) mit zylindrischem Boden

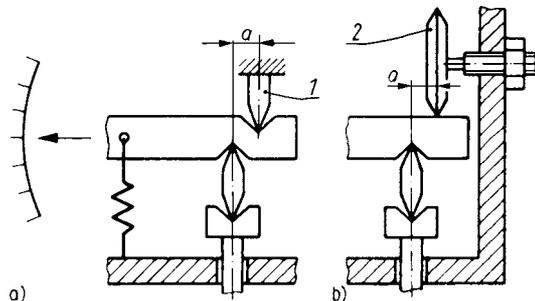


Bild 8.2.80 Schneidengelagerte Zeigerhebel
a) mit feststehender Schneide 1; b) mit verstellbarer Ringschneide 2

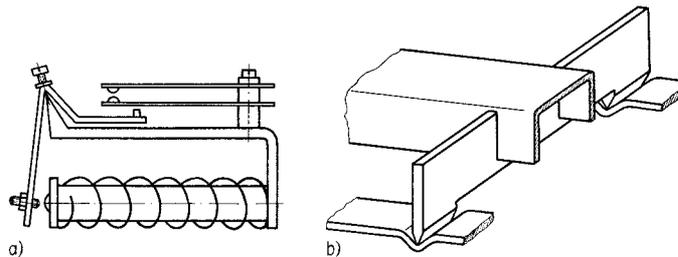


Bild 8.2.81 Schneidenlager mit Blechpfannen
a) Klappankerlagerung beim Relais; b) Schneidenlager einer Küchenwaage [8.2.2]

Hauptanwendungsgebiet der Schneidenlager ist wegen ihrer geringen Reibung und der Spielfreiheit der Messgerätebau und hier wegen der verhältnismäßig großen Tragfähigkeit der Waagenbau. Da sich mit Schneidenlagern leicht sehr kleine Achsabstände a (Hebellängen), wie im **Bild 8.2.80** gezeigt, und damit große Übersetzungen (etwa 1 : 100) verwirklichen lassen, sind sie in einer Reihe von Wegumformern und Zeigermessgeräten zu finden. Der Achsabstand a lässt sich bei der Konstruktion nach Bild 8.2.80b durch die verstellbare Ringschneide justieren, jedoch wirkt sich dabei die Taumelabweichung des Gewindes ungünstig aus. Die **Bilder 8.2.81a, b** zeigen Beispiele einfacher Schneidenlager mit Blechpfannen.

8.2.9.3 Werkstoffe

Für Schneiden und Pfannen bzw. Kimmen werden harte Werkstoffe eingesetzt. Die Pfanne muss außerdem härter als die Schneide sein, damit diese sich nicht in den Pfannengrund einarbeiten kann. Außer Diamant finden für Präzisionsschneidenlager die in Tabelle 8.2.6 angeführten Minerale Verwendung. Robuste Schneidenlager werden aus gehärtetem Stahl (Schneide und Pfanne) gefertigt, für untergeordnete Zwecke kann auch Stahlblech dienen. Darüber hinaus eignen sich auch die sehr billig in großen Stückzahlen herstellbaren Pfannen aus Oxidkeramik (Al_2O_3) mit einer Korngröße von 3 bis $4\ \mu\text{m}$. Gegenüber den Mineralen ist ihre Festigkeit richtungsunabhängig.

8.2.10 Federlager [8.2.12] [8.2.13]

Die elastische Verformbarkeit der Federn ermöglicht es, sie für Gelenke und Lager begrenzter Beweglichkeit einzusetzen (s. auch Abschnitt 8.3.4).

Durch die Stoffpaarung und die mit der Verformung entsprechend der Federkennlinie einhergehende Kraftwirkung sind die Federlager nicht nur spielfrei, sondern besitzen auch ein genau berechenbares und reproduzierbares Rückstellmoment. Nach der Beanspruchungsart des Federquerschnitts wird unterschieden zwischen Biege- und Torsionsfedergelenken.

8.2.10.1 Biegefedergelenke

Für Biegefedergelenke werden Blattfedern mit rechteckigem Querschnitt eingesetzt (s. auch Abschnitt 6). Die Bewegung eines Blattfedergelenkes nach **Bild 8.2.82** kann als allgemeine komplare Bewegung dargestellt werden durch das Abrollen einer kreisförmigen Gangpolbahn (bewegte Polkurve) mit dem Radius $\varrho = l/3$ auf einer gleichgearteten Rastpolbahn (ruhende Polkurve), die sich in der Ausgangsstellung im Halbierungspunkt der Federlänge berühren. Es existiert also kein fester Drehpunkt für dieses Gelenk. Der Momentandrehpol, der zunächst für $\varphi = 0$ bei $l/2$ liegt, verlagert sich in Abhängigkeit vom Drehwinkel φ wie folgt:

$$x_p = l (\varphi - \sin \varphi) / \varphi^2, \quad (8.2.38)$$

$$y_p = l (1 - \cos \varphi) / \varphi^2. \quad (8.2.39)$$

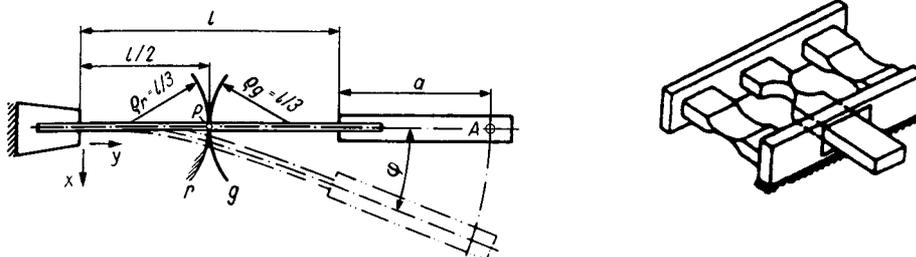


Bild 8.2.82 Einfaches Biegefedergelenk und Gestaltung von Biegefedern mit Filmgelenken [8.2.44]

Ein Punkt A des angelenkten Bauteils beschreibt daher bei Auslenkung um φ eine Epizykloide, die nur bei kleinen Winkeln φ durch einen Kreisbogen angenähert werden darf. Für reine Momente, ohne Einzelkräfte an den Federenden, gilt

$$\varrho_A = (a + l/2)^2 / (a + l/3). \quad (8.2.40)$$

Einfache Biegefedergelenke sollen in Längsrichtung der Feder nur auf Zug beansprucht werden. Druckkräfte führen bei großem Schlankheitsgrad der Feder rasch zum Ausknicken (s. auch Abschnitt 3.5). Ein kurzes Blattfedergelenk, wie es bei dem im **Bild 8.2.83** dargestellten Justiertisch verwendet wird, kann auch Druckkräfte aufnehmen. Es ermöglicht hier in Verbindung mit Stellschraube und Winkelhebel mit gefedertem Gelenk G eine sehr feinfühligte Verstellung.

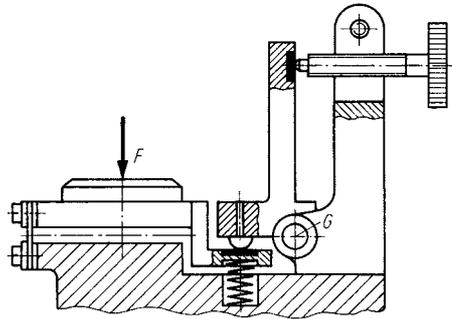


Bild 8.2.83 Justiertisch mit Blattfedergelenk

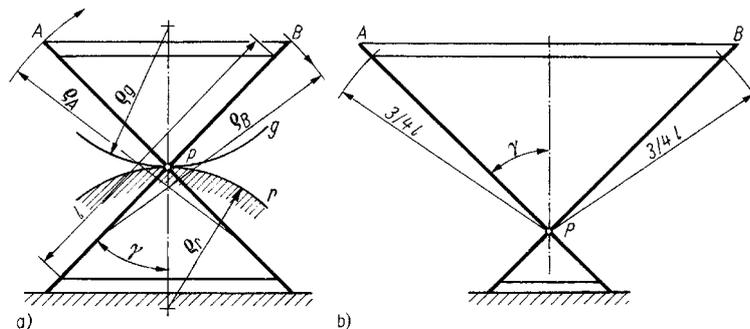


Bild 8.2.84 Kreuzfedergelenk
a) Kreuzungspunkt bei $l/2$; b) Kreuzfedergelenk mit festem Drehpol P

Die gekreuzte Anordnung zweier Blattfedern führt zum wesentlich stabileren Kreuzfedergelenk (**Bild 8.2.84**), welches bei kleinen Schwenkwinkeln Zugkräfte in Richtung beider Federn übertragen kann.

In den meisten Fällen liegt der Kreuzungspunkt bei $l/2$. Gangpolbahn und Rastpolbahn haben einen Krümmungsradius

$$\varrho_g = \varrho_r = l / (3 \cos \gamma). \quad (8.2.41)$$

Die Punkte A und B bewegen sich auf Bahnen mit dem Krümmungsradius

$$\varrho_A = \varrho_B = (3/4)l. \quad (8.2.42)$$

Das Auswandern des Momentandrehpols wird minimiert, wenn der Kreuzungspunkt der Blattfedern in den Krümmungsmittelpunkt der Punktbahnen von A und B , also bei $(3/4) l$ gelegt wird (Bild 8.2.84b). Aus der Rollbewegung der Polbahnen wird eine reine Drehbewegung.

Um einen symmetrischen Aufbau des Kreuzfedergelenkes zu erreichen, ist entsprechend **Bild 8.2.85** eine der Blattfedern zu teilen. In der Messgeräteindustrie werden Kreuzfedergelenke als zylindrische Einbaueinheiten im Durchmesserbereich 8 bis 42 mm eingesetzt (**Bild 8.2.86**). Der angedrehte Bund 1 an beiden Enden sitzt im Gehäuse; am Mittelstück 2 ist das bewegliche System befestigt.

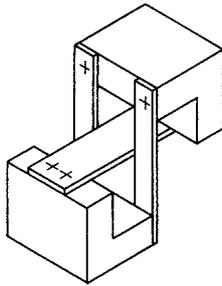


Bild 8.2.85 Symmetrisches Kreuzfedergelenk

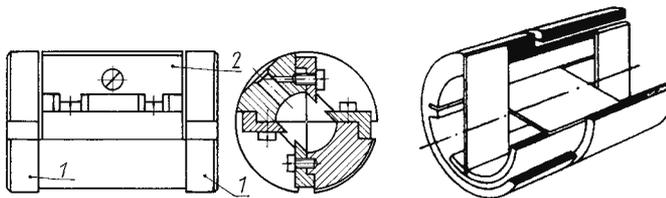
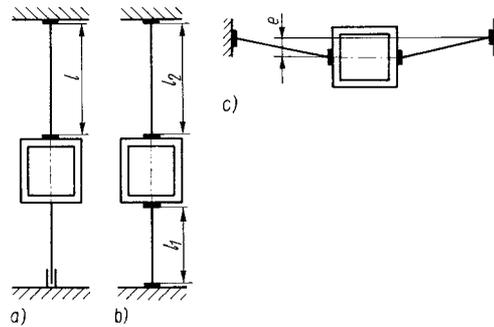


Bild 8.2.86 Kreuzfedergelenk als Einbaueinheit
1 Einbaubund; 2 bewegliches Mittelteil

Federlager der verschiedensten Ausführungsformen werden mit Vorteil bei schnellen Dreh-schwingbewegungen in kleinem Winkelbereich angewendet. Gleit- und Wälzlager geben in diesen Fällen oft Anlass zu Störungen, weil sich keine ausreichenden Schmierverhältnisse erzielen lassen. Mit Federlagern werden Reibung, Spiel, Verschleiß, Staub- und Schmutzempfindlichkeit vermieden. Sie sind aber gegen Überbeanspruchungen, besonders bei Transport und Montage, zu sichern. Die Einspannung der Blattfedern ist mit hoher technischer Sorgfalt auszuführen (s. Abschnitt 8.3.4.3).

8.2.10.2 Torsionsfedergelenke

Das bewegliche System wird von Drähten (runder Querschnitt) oder Bändern (Rechteckquerschnitt) aus Federwerkstoffen gehalten (s. auch Abschnitt 6). Ist bei vertikaler Achslage keine Seitenstabilität erforderlich, genügt eine freie Aufhängung nach **Bild 8.2.87 a**, sonst ist die zweiseitige und vorgespannte Aufhängung (b) vorzusehen. Die horizontale Achslage (c) verlangt eine straffe Vorspannung der Torsionsbänder (Spannbänder) oder -drähte, um den Durchhang klein zu halten.

**Bild 8.2.87** Torsionsfedergelenkaufhängung

a) freie Aufhängung; b) zweiseitige vorgespannte Aufhängung; c) vorgespannte horizontale Aufhängung

Das Torsionsmoment wird berechnet für

- nicht vorgespannte Drähte

$$M_d = (\pi d^4 / 32) (G \varphi / l), \quad (8.2.43)$$

- nicht vorgespannte Bänder

$$M_d = K_3 b t^3 G \varphi / l, \quad (8.2.44)$$

- mit einer Längskraft F vorgespannte Bänder

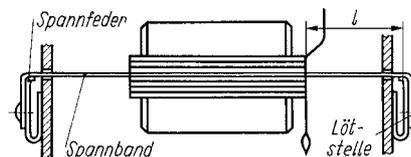
$$M_d = K_3 b t^3 G \varphi / l + ((b^2 + t^2) / 12) (F \varphi / l) + (b^5 t / 360) (E \varphi^3 / l^3). \quad (8.2.45)$$

Die maximale Torsionsspannung beträgt bei Drähten

$$\tau_{\max} = (d / 2) (G \varphi / l) \quad (8.2.46)$$

und bei Bändern

$$\tau_{\max} = K_3 t G \varphi / (l K_4). \quad (8.2.47)$$

Die Faktoren K_3 und K_4 hängen vom Seitenverhältnis b/t des Rechteckquerschnitts ab und sind Tabelle 6.4 zu entnehmen (Faktoren K wurden in Abschnitt 3.5 mit η bezeichnet).**Bild 8.2.88** Spannbandgelagerte Drehspule