

# DIE WÄLZLAGER

VON

WILHELM JÜRGENSMEYER

MIT 1207 BILDERN · 41 TABELLEN  
UND 5 TAFELN



BERLIN  
VERLAG VON JULIUS SPRINGER  
1937

ISBN-13:978-3-642-89919-5 e-ISBN-13:978-3-642-91776-9  
DOI: 10.1007/978-3-642-91776-9

ALLE RECHTE, INSBESONDERE DAS DER ÜBERSETZUNG  
IN FREMDE SPRACHEN, VORBEHALTEN.

COPYRIGHT 1937 BY JULIUS SPRINGER IN BERLIN.  
SOFTCOVER REPRINT OF THE HARDCOVER 1ST EDITION 1937

## Einleitung.

Das Wälzlager unterscheidet sich vom Gleitlager nicht nur durch die Verwendung von Rollkörpern zwischen dem stillstehenden und dem sich drehenden Teil, sondern auch dadurch, daß es als „geschlossenes Ganzes“ geliefert und eingebaut wird. Dieser Eigenschaft verdankt es, abgesehen von den sonstigen Vorzügen, seine große Verbreitung. Während das Gleitlager von Fall zu Fall für jede einzelne Maschine konstruiert werden muß, steht das Wälzlager als eine „handelsübliche Einheit“ zur Verfügung.

Dieser Zustand bedingte den Inhalt dieses Buches. Es kam also nicht darauf an, Richtlinien für den Entwurf eines einzelnen Lagers aufzustellen. Die Aufgabe bestand vielmehr darin, die gegebenen Bauarten, ihre zweckmäßige Anwendung und richtige Wartung zu beschreiben.

Wenn auch auf die geschichtliche Entwicklung eingegangen wurde, so geschah dies aus der Überlegung heraus, daß es für jeden Ingenieur von Nutzen ist, den technischen Fortschritt aus einem Vergleich mit den vorhergegangenen Arbeiten kennenzulernen. Durch diesen Teil des Buches wird aber auch ein umfangreiches Material über den „Stand der Technik“ beigebracht, das in vielen künftigen Fällen von Bedeutung sein wird. Schließlich dürfte es berechtigt sein, die Namen derjenigen Männer festzuhalten, die zur Erweiterung des Wissens auf diesem Gebiet beigetragen haben.

Um mich von Überlieferungen und Meinungen freizumachen, die selten genügend belegt werden können, habe ich mich, selbst auf die Gefahr hin, kein allgemeines Interesse dafür zu finden, streng und meistens protokollarisch genau an die authentischen Veröffentlichungen, Patente, Kataloge und Aufsätze gehalten, in der Hoffnung, daß dieser Abschnitt dadurch für jeden Wälzlageringenieur eine besondere Bedeutung erhält. Die Darstellung bezieht sich selbstverständlich in erster Linie auf die deutschen Verhältnisse, die aber wahrscheinlich auch für die anderen europäischen Länder zutreffen. Die Entwicklung in USA konnte nur insoweit berücksichtigt werden, als es die Patentschriften zuließen.

Die folgenden Abschnitte befassen sich dann mit den Hauptthemen: den Bauformen der Lager, der Gestaltung der Lagerstellen, dem Ein- und Ausbauen der Lager, der Wartung, den Normen und den Prüfverfahren. Für die Behandlung dieses Teiles ist die umfangreiche Anwendung der Wälzlager in den letzten 20 Jahren besonders günstig, da jetzt viele neue Erfahrungen vorliegen, und die meisten Fragen zu einem gewissen Abschluß gekommen sind. Selbstverständlich schreitet die Forschung weiter; das zur Zeit Gegebene dürfte aber einen genügend festen und daher mitteilenswerten Stand erreicht haben.

Für den Konstrukteur einer Maschine ist es wichtig, die Eigenschaften der verschiedenen Bauformen und die Grenzen ihrer Verwendungsfähigkeit für die vielseitigen Betriebsbedingungen möglichst gut zu kennen, um für jeden Einzelfall die günstigste Gestaltung der Lagerung vornehmen zu können, sowohl hinsichtlich der zweckmäßigen Lagerart und richtigen Führung als auch mit Rücksicht auf die sichere Befestigung der Laufringe und ihren Schutz vor einer frühzeitigen Beschädigung. Die Beachtung der Norm ist dabei im Interesse der Wirtschaftlichkeit ebenfalls von großer Bedeutung. Es würde mich freuen, wenn auch der Betriebsingenieur aus den Abschnitten über den Ein- und Ausbau und über die Wartung Anregungen für die Erledigung seiner Aufgaben bekommen sollte. Der Abschnitt Prüfverfahren verfolgt den Zweck, klare Bedingungen für die Abnahme der Wälzlager zu schaffen und Verständnis dafür zu erwecken, daß auch ein

„Massenartikel“ wie das Wälzlager eine gewisse „Toleranz“ erfordert, daß aber auch alle benachbarten Teile dem gleichen Genauigkeitsgrad entsprechen müssen. Darüber hinaus soll ganz allgemein das Interesse für richtiges Messen angeregt werden, weil dies für den Betriebsingenieur genau so wichtig ist wie die Kenntnis der Mathematik für den Konstrukteur. Je mehr dieser sich bemüht, die wirtschaftlichen und tatsächlichen Grenzen der Herstellung zu erkennen und zu berücksichtigen und je mehr der Betriebsmann versucht, die Teile auch körperlich mit der ideellen Form der Zeichnung in Übereinstimmung zu bringen, um so sicherer wird der Erfolg und um so leichter der Fortschritt.

Manche in dem Buch gemachten Angaben mögen nebensächlich erscheinen. Wenn sie trotzdem aufgenommen wurden, so geschah dies einmal der Vollständigkeit halber, dann aber auch auf Grund der Erfahrung, daß trotz der ungeheuren Verbreitung der Wälzlager oft eine geradezu erschreckende Unkenntnis über dieses „Maschinenelement“ anzutreffen ist. Ich bin der Meinung, daß es heute mehr denn je in der Technik darauf ankommt, auch den kleinsten Fehler nach Möglichkeit zu vermeiden, um das „Große“ nicht zu gefährden.

Ich habe mich bemüht, durch eine möglichst systematische und übersichtliche Disposition alle mir wichtig erscheinenden Punkte zu erörtern und so zu gliedern, daß die gewünschten Stellen leicht zu finden sind, ohne daß ein Studium des ganzen Buches vorhergehen muß. Das ausführliche Inhaltsverzeichnis, nach der Dezimalklassifikation geordnet, soll ein besonderes Sachregister erübrigen.

Durch die Verwendung einer großen Anzahl Bilder, vor allen Dingen der zahlreichen Darstellungen moderner Lagerungen aus vielen Fachgebieten, glaube ich, einem berechtigten Bedürfnis nachgekommen zu sein und das allgemeine Interesse an den behandelten Fragen zu steigern. Gleichzeitig bieten die abgebildeten Konstruktionen jedem Ingenieur Gelegenheit, die Anwendung der Wälzlager und die Art ihres Einbaues auch auf anderen als den ihm nahestehenden Gebieten zu verfolgen.

Der vielseitigen Verwendung der Wälzlager soll auch das dazu erforderliche „Handwerkszeug“ entsprechen. Um die Übersicht über die vielen Lagerarten und -größen, ihre Bezeichnung und Benennung bei der Auswahl und Berechnung zu erleichtern, wurden dem Buch 5 Tafeln auf 2 doppelseitig bedruckten Faltbögen beigelegt, die auf knappem Raum alle wichtigen Angaben enthalten und bequem zu handhaben sind. Ich hoffe, daß sie eine wertvolle Unterstützung für alle diejenigen sein werden, die sich ständig mit Wälzlagern zu befassen haben.

Wenn das Buch jetzt „druckfertig“ vorliegt, so verdanke ich dies in erster Linie Herrn HAMBERG, der mir den Anstoß gab, dieses Werk zu beginnen und mir die Zeit gewährte, es zu vollenden. Er gestattete mir auch, alle Erfahrungen der „Vereinigte Kugellagerfabriken A.G.“ zu verwenden. Bei der Arbeit halfen in vorbildlicher Weise die Herren LENZ und Dr. PERRET. So stand neben der Mühe die Freude über die kameradschaftliche Hilfe. Mein Dank gebührt auch der Verlagsbuchhandlung Julius Springer für ihr Streben nach einer einwandfreien, guten Ausstattung des Buches.

Schweinfurt, im August 1937.

**W. JÜRGENSMAYER.**

# 1 Inhaltsverzeichnis.

## 1,1 Inhaltsverzeichnis nach Hauptgruppen.

	Seite
<b>2 Geschichtliche Entwicklung der Wälzlager</b> . . . . .	1
2,1 Entwicklung bis etwa 1880 . . . . .	1
2,2 Entwicklung der Bauformen . . . . .	11
2,3 Entwicklung der Baumaße . . . . .	53
2,4 Erkenntnisse über Tragfähigkeit und Lebensdauer. . . . .	59
2,5 Erkenntnisse über die Gestaltung der Lagerstellen . . . . .	67
2,6 Zusammenfassende Übersicht . . . . .	82
<b>3 Neuzeitliche Lagerarten</b> . . . . .	85
3,1 Bauformen . . . . .	85
3,2 Baumaße . . . . .	118
3,3 Reibung. . . . .	130
3,4 Tragfähigkeit und Lebensdauer . . . . .	159
<b>4 Gestaltung der Lagerstellen</b> . . . . .	170
4,1 Bestimmung der Lagergröße . . . . .	170
4,2 Führung der Welle oder des Gehäuses . . . . .	193
4,3 Befestigung der Laufringe . . . . .	257
4,4 Schmierung . . . . .	315
4,5 Abdichtung . . . . .	335
4,6 Gestaltung mit Rücksicht auf den Ein- und Ausbau . . . . .	356
4,7 Zusammenfassung . . . . .	375
<b>5 Ein- und Ausbauen der Wälzlager</b> . . . . .	378
5,1 Vorbereitende Arbeiten . . . . .	378
5,2 Arbeiten beim Ein- und Ausbauen . . . . .	380
5,3 Schmiermittelfüllung . . . . .	412
5,4 Laufprüfung . . . . .	413
<b>6 Wartung der Wälzlager</b> . . . . .	414
6,1 Aufgabe der Wartung . . . . .	414
6,2 Überwachen . . . . .	414
6,3 Schmiermittel . . . . .	416
6,4 Reinigen . . . . .	418
6,5 Untersuchen . . . . .	419
6,6 Instandsetzen . . . . .	448
<b>7 Normen</b> . . . . .	449
7,1 Stand der Normung . . . . .	449
7,2 Einführung der Normen . . . . .	460
<b>8 Prüfverfahren</b> . . . . .	468
8,1 Einleitung. . . . .	468
8,2 Meßfehler . . . . .	468
8,3 Fehler des Werkstückes . . . . .	472
8,4 Meßmittel . . . . .	474
8,5 Meßverfahren . . . . .	480
<b>9 Verzeichnisse und Tafeln</b> . . . . .	486
9,1 Verzeichnis der Bilder moderner Lagerungen . . . . .	486
9,2 Zeichen für Maße und Formelgrößen. . . . .	490
9,3 Schrifttum . . . . .	493
9,4 Wälzlagerfabriken . . . . .	496
9,5 Normtafel. . . . .	
9,6 Hauptmaße, Tragfähigkeitszahlen und Passungen (Tafel).	

## 1,2 Inhaltsverzeichnis mit allen Untergruppen.

### 2 Geschichtliche Entwicklung der Wälzlager.

	Seite
<b>2,1 Entwicklung bis etwa 1880</b> . . . . .	1
2,11 Entwicklung bis etwa 1800 . . . . .	1
2,12 Entwicklung von 1800 bis etwa 1880 . . . . .	6
<b>2,2 Entwicklung der Bauformen</b> . . . . .	11
2,21 Entwicklung der Querkugellager . . . . .	11
2,211 Dreipunkt- und Vierpunktlager . . . . .	11
2,212 Schrägkugellager . . . . .	12
2,213 Schulterkugellager . . . . .	14
2,214 Rillenkugellager . . . . .	15
2,215 Schwenkbare Lager — Pendelkugellager . . . . .	17
2,22 Entwicklung der Querrollenlager . . . . .	19
2,221 Zylinderrollenlager . . . . .	19
2,222 Flansch- und Bundrollenlager . . . . .	22
2,223 Federrollenlager . . . . .	24
2,224 Nadellager . . . . .	25
2,225 Kegelrollenlager . . . . .	28
2,226 Pendelrollenlager und Tonnenlager . . . . .	30
2,23 Entwicklung der Längskugellager . . . . .	32
2,24 Entwicklung der Längsrollenlager . . . . .	35
2,25 Entwicklung der Lager mit Staubdeckel . . . . .	36
2,26 Entwicklung der Lager mit Kegelhülsen . . . . .	37
2,27 Entwicklung der Halter . . . . .	38
2,271 Halter für Querkugellager . . . . .	38
2,2711 Alte Bauarten . . . . .	38
2,2712 Halter für Rillenkugellager . . . . .	38
2,2713 Halter für einreihige Schrägkugellager und Schulterkugellager . . . . .	43
2,2714 Halter für zweireihige Schrägkugellager . . . . .	44
2,272 Halter für Querrollenlager . . . . .	46
2,2721 Zapfenhalter . . . . .	46
2,2722 Verteiler — Zwischenstücke — Trennrollen . . . . .	46
2,2723 Bolzenkäfige . . . . .	47
2,2724 Kammkäfige . . . . .	47
2,2725 Fensterkäfige . . . . .	48
2,2726 Gestanzte Käfige . . . . .	50
2,273 Halter für Längslager . . . . .	51
<b>2,3 Entwicklung der Baumaße</b> . . . . .	53
2,31 Baumaße der Querlager . . . . .	53
2,32 Baumaße der Längslager . . . . .	58
2,33 Toleranzen . . . . .	58
<b>2,4 Erkenntnisse über Tragfähigkeit und Lebensdauer</b> . . . . .	59
2,41 Arbeiten von STRIBECK . . . . .	59
2,42 Tragfähigkeitsangaben bis zur Aufstellung der Normblätter . . . . .	62
2,43 Arbeiten von PALMGREN . . . . .	66
<b>2,5 Erkenntnisse über die Gestaltung der Lagerstellen</b> . . . . .	67
2,51 Passung . . . . .	67
2,52 Schmierung . . . . .	71
2,53 Führung . . . . .	73
<b>2,6 Zusammenfassende Übersicht</b> . . . . .	82

**3 Neuzeitliche Lagerarten.**

	Seite
<b>3,1 Bauformen</b> . . . . .	85
3,11 Allgemeines . . . . .	85
3,111 Schmiegun g der Laufbahnen . . . . .	85
3,112 Führung der Rollen . . . . .	86
3,12 Querkugellager . . . . .	90
3,121 Rillenkugellager mit Einfüllöffnung . . . . .	90
3,122 Radiaxlager (Hochschulterlager) . . . . .	92
3,123 Pendelkugellager . . . . .	93
3,124 Schulterkugellager . . . . .	94
3,125 Schrägkugellager . . . . .	94
3,126 Dreipunkt- und Vierpunktlager . . . . .	96
3,13 Querrollenlager . . . . .	96
3,131 Zylinderrollenlager . . . . .	96
3,132 Nadellager . . . . .	99
3,133 Federrollenlager — Rollenkörbe . . . . .	99
3,134 Kegelrollenlager . . . . .	100
3,135 Pendelrollenlager — Tonnenlager . . . . .	101
3,1351 Tonnenlager mit Spielführung, schmal, einreihig . . . . .	101
3,1352 Pendelrollenlager mit Spannführung, schmal, zweireihig . . . . .	101
3,1353 Pendelrollenlager mit Spannführung, breit, zweireihig . . . . .	102
3,1354 Tonnenlager mit Spielführung, breit, zweireihig . . . . .	104
3,14 Längskugellager . . . . .	104
3,141 Einseitig und zweiseitig wirkende Längslager . . . . .	104
3,142 Wechsellager . . . . .	105
3,143 Zweireihige Längslager . . . . .	105
3,15 Längsrollenlager . . . . .	105
3,151 Längskegelrollenlager . . . . .	105
3,152 Längspendelrollenlager . . . . .	106
3,153 Längszylinderrollenlager . . . . .	106
3,16 Halter für Rollkörper . . . . .	106
3,161 Aufgaben der Halter . . . . .	106
3,162 Zulässige Drehzahl in Abhängigkeit von Form und Werkstoff . . . . .	107
3,163 Halter für neuzeitliche Lagerarten . . . . .	109
3,1631 Einteilung der Halter . . . . .	109
3,1632 Halter für Sonderlager . . . . .	109
3,1633 Käfige für Rillenkugellager mit Einfüllöffnung und Radiaxlager . . . . .	110
3,1634 Käfige für Pendelkugellager und Schulterkugellager . . . . .	111
3,1635 Käfige für Schrägkugellager . . . . .	112
3,1636 Geböhrte Käfige für Querkugellager . . . . .	113
3,1637 Käfige für Querrollenlager . . . . .	114
3,1638 Käfige für Längslager . . . . .	117
<b>3,2 Baumaße</b> . . . . .	118
3,21 Außenmaße . . . . .	118
3,22 Innenmaße — Lagerluft — Lagerspiel . . . . .	118
3,221 Definition der Lagerluft und des Lagerspiels . . . . .	119
3,222 Größe des Radialspiels . . . . .	120
3,2221 Einfluß der Passung der Laufringe . . . . .	121
3,2222 Einfluß der Temperaturdifferenz . . . . .	121
3,2223 Einfluß der elastischen Verformung . . . . .	122
3,2224 Einfluß der Laufgenauigkeit . . . . .	123
3,2225 Einfluß der Lagerart . . . . .	123
3,2226 Einfluß der Tragfähigkeit . . . . .	124
3,223 Toleranz der Radialluft . . . . .	124
3,224 Größe des Axialspiels . . . . .	125
3,225 Wertmäßige Angaben über die Größe des Radialspiels . . . . .	126
3,23 Maß- und Laufgenauigkeit . . . . .	127
3,231 Maßgenauigkeit . . . . .	127
3,232 Normale Laufgenauigkeit . . . . .	127
3,233 Erhöhte Laufgenauigkeit . . . . .	127

	Seite
<b>3,3 Reibung</b> . . . . .	130
3,31 Rollreibung . . . . .	130
3,311 Einfluß der elastischen Verformung auf die Rollreibung . . . . .	130
3,3111 Wirkung der Normalkräfte . . . . .	130
3,3112 Wirkung der Tangentialkräfte in der Druckfläche . . . . .	130
3,3113 Wirkung der Druckschwankungen . . . . .	130
3,3114 Wirkung der örtlichen Dehnungen . . . . .	131
3,3115 Wirkung der äußeren Tangentialkräfte . . . . .	131
3,312 Einfluß der Form und Lage der Laufbahnen . . . . .	131
3,3121 Kugel und Laufrille, Druckwinkel = 0 . . . . .	131
3,3122 Symmetrische Tonne, Rollenachse parallel zur Hauptachse . . . . .	132
3,3123 Kegelförmige und zylinderförmige Rollen . . . . .	132
3,3124 Kugel und Laufrille, Druckwinkel > 0 . . . . .	132
3,3125 Symmetrische Tonne, Rollenachse schräg zur Hauptachse . . . . .	133
3,3126 Unsymmetrische Tonne, Rollenachse schräg zur Hauptachse . . . . .	133
3,3127 Zusammenfassung . . . . .	134
3,313 Versuchsergebnisse . . . . .	134
3,3131 Prüfungen von STRIBECK . . . . .	134
3,3132 Prüfungen von GOODMAN . . . . .	136
3,3133 Prüfungen von FORSBERG . . . . .	138
3,3134 Prüfungen der Technischen Hochschule Berlin . . . . .	138
3,3135 Prüfungen von MUZZOLI . . . . .	139
3,3136 Prüfungen der Technischen Hochschule Hannover . . . . .	145
3,3137 Prüfungen von KRAMER . . . . .	145
3,3138 Prüfungen von MEYER-JAGENBERG . . . . .	147
3,32 Gleitreibung . . . . .	148
3,321 Gleitreibung infolge Beschleunigungskräften . . . . .	148
3,322 Gleitreibung infolge Herstellungsungenauigkeit . . . . .	148
3,323 Gleitreibung infolge Anlage am Bord . . . . .	151
3,324 Gleitreibung infolge Berührung am Käfig . . . . .	152
3,325 Gleitreibung infolge Verdrängung des Schmiermittels . . . . .	152
3,326 Gleitreibung infolge Gleitens der Dichtung . . . . .	154
3,33 Temperatursteigerung . . . . .	154
3,34 Reibungsverhältnisse bei Gleitlagern . . . . .	155
3,35 Kraftersparnis . . . . .	157
<b>3,4 Tragfähigkeit und Lebensdauer</b> . . . . .	159
3,41 Einleitung . . . . .	159
3,42 Definition des Begriffes „Lebensdauer“ . . . . .	159
3,43 Einfluß der Kugelgröße und Kugelanzahl . . . . .	161
3,44 Bestimmung des Exponenten, Lebensdauerprüfungen . . . . .	164
3,45 Tragfähigkeit bei Umfangslast für den Außenring . . . . .	165
3,46 Bestimmung des Umrechnungsfaktors . . . . .	166
3,47 Statische Tragfähigkeit . . . . .	168
3,48 Verhältnisse bei Rollenlagern . . . . .	169
<b>4 Gestaltung der Lagerstellen</b> . . . . .	
4,1 Bestimmung der Lagergröße . . . . .	170
4,11 Ermittlung der äußeren Kräfte . . . . .	170
4,111 Einleitung . . . . .	170
4,112 Triebwerke . . . . .	170
4,1121 Zahnräder . . . . .	170
4,1122 Riemen-, Band- und Seiltriebe . . . . .	174
4,113 Kraftmaschinen . . . . .	175
4,1131 Kolbenmaschinen . . . . .	175
4,1132 Elektromotoren . . . . .	176
4,114 Fahrzeuge . . . . .	179
4,1141 Achslager für Schienenfahrzeuge . . . . .	179



	Seite
4,12	Berechnung der Lagerdrücke . . . . . 179
4,121	Querkräfte in einer Ebene . . . . . 179
4,1211	Eine Kraft zwischen den Lagerstellen . . . . . 179
4,1212	Eine Kraft außerhalb der Lagerstellen . . . . . 179
4,1213	Mehrere Kräfte zwischen den Lagerstellen . . . . . 180
4,1214	Mehrere Kräfte teils zwischen den Lagerstellen, teils außerhalb der Lagerstellen . 180
4,122	Zusammenwirken von Radial- und Axialkräften. . . . . 180
4,1221	Einzelkräfte . . . . . 180
4,1222	Schräg zur Achse liegende Kraft . . . . . 181
4,123	Kräftepaare . . . . . 181
4,124	Kräfte in beliebiger Richtung . . . . . 181
4,1241	Allgemeine Angaben . . . . . 181
4,1242	Reine Radialkräfte bei einem Zahnräderpaar . . . . . 181
4,1243	Reine Radialkräfte bei einem Zahnradvorgelege mit einem Antrieb und Abtrieb in einer Ebene mit der Hauptachse . . . . . 182
4,1244	Zwei Zahnengriffe um einen Winkel gegeneinander versetzt . . . . . 183
4,1245	Reine Radialkräfte bei einem Zahnradvorgelege mit zwei gegenüberliegenden An- trieben oder Abtrieben . . . . . 183
4,1246	Radial- und Axialkräfte . . . . . 184
4,12461	Angriffspunkt der Kräfte zwischen den Lagerstellen. . . . . 184
4,12462	Angriffspunkt der Kräfte außerhalb der Lagerstellen . . . . . 184
4,125	Veränderliche Belastung . . . . . 185
4,126	Reduktion der relativen Tragfähigkeit bei „Umfangslast“ für den Außenring . . . 185
4,127	Der ideelle Lagerdruck . . . . . 186
4,128	Lastverteilung bei zwei Schrägkugellagern oder Kegelerollenlagern. . . . . 188
4,129	Die aus der Bewegung herrührenden Kräfte . . . . . 188
4,13	Bestimmung des Lebensdauerfaktors. . . . . 191
<b>4,2</b>	<b>Führung der Welle oder des Gehäuses . . . . . 193</b>
4,21	Radiale Führung . . . . . 193
4,211	Radiale Führung in fest verbundenen Gehäusen . . . . . 193
4,212	Radiale Führung in schwenkbaren Gehäusen . . . . . 195
4,213	Bedeutung der Gleichachsigkeit . . . . . 199
4,2131	Starre und schwenkbare Lager . . . . . 199
4,2132	Lagerung in zwei voneinander unabhängigen Gehäusen . . . . . 200
4,2133	Lagerung mit angeflanschten Gehäusen . . . . . 203
4,2134	Einfluß der Bearbeitung auf die Gleichachsigkeit . . . . . 207
4,2135	Einfluß der Wellenbiegung auf die Gleichachsigkeit . . . . . 209
4,2136	Einfluß der Verwindungen und Verlagerungen auf die Gleichachsigkeit . . . . 209
4,2137	Einfluß der Verachsung auf die Lebensdauer . . . . . 209
4,22	Axiale Führung . . . . . 210
4,221	Axiale Führung durch Gleitstücke . . . . . 210
4,222	Axiale Führung in einem Führungslager . . . . . 211
4,2221	Axiale Führung bei zwei „geschlossenen“ Querlagern . . . . . 211
4,2222	Axiale Führung bei einem „geschlossenen“ und einem „offenen“ Querlager . . . 212
4,2223	Axiale Führung durch Längslager . . . . . 214
4,2224	Axiale Führung durch ein besonderes Querlager . . . . . 218
4,2225	Axiale Führung durch zwei paarweise angeordnete „offene“ Lager in einer Lagerstelle 220
4,223	Axiale Führung in zwei Lagern . . . . . 222
4,2231	Axiale Führung durch zwei „geschlossene“ Lager . . . . . 222
4,2232	Axiale Führung durch zwei „offene“ Lager. . . . . 223
4,224	Axiale Führung bei großen seitlichen Bewegungen. . . . . 225
4,2241	Verschiebbare Büchsen . . . . . 225
4,2242	Schneiden, Rollen, Linearlagern . . . . . 227
4,225	Axiale Führung bei Sonderbauarten . . . . . 229
4,2251	Axiale Führung bei einem Lager in Verbindung mit einer Gleitbahn . . . . . 229
4,2252	Axiale Führung durch Zahnräder . . . . . 233
4,2253	Axiale Führung stehender Spindeln . . . . . 233
4,2254	Axiale Führung bei großen axialen Bewegungen . . . . . 234
4,226	Axiale Führung der Gehäuse bei stillstehender Welle . . . . . 235

	Seite	
4,23	Führung bei besonders kleinem Spiel . . . . .	237
4,231	Einleitung . . . . .	237
4,232	Wälzlager mit besonders kleinem Spiel . . . . .	237
4,233	Einstellen des Spiels . . . . .	238
4,2331	Wirkung der Vorspannung . . . . .	238
4,2332	Zulässige Größe der Vorspannung . . . . .	239
4,2333	Einfluß der Laufgenauigkeit . . . . .	240
4,2334	Spielvergrößerung durch Verschleiß . . . . .	240
4,2335	Messen des Führungsspiels . . . . .	241
4,2336	Anwendungsbeispiele . . . . .	242
4,24	Führung bei genauem Rundlauf . . . . .	248
4,241	Allgemeine Bemerkungen . . . . .	248
4,242	Den Rundlauf beeinflussende Faktoren . . . . .	249
4,243	Untersuchungen von TÖRNEBOHM . . . . .	251
4,244	Einfluß der Lagerbauart . . . . .	255
4,245	Geräuscharmer Lauf . . . . .	256
<b>4,3</b>	<b>Befestigung der Laufringe . . . . .</b>	<b>257</b>
4,31	Radiale Befestigung der Laufringe (Passung) . . . . .	257
4,311	Radiale Befestigung der Laufringe auf zylindrischen Sitzflächen . . . . .	257
4,3111	Einleitung . . . . .	257
4,3112	Verformung der Sitzflächen . . . . .	258
4,31121	Ursachen der Verformung . . . . .	258
4,31122	Folgen der Verformung . . . . .	259
4,31123	Mittel zur Verhinderung der Verformung . . . . .	259
4,3113	Wandern der Laufringe . . . . .	259
4,31131	Ursache des Wanderns . . . . .	259
4,311311	Erklärung des Vorgangs beim Wandern . . . . .	259
4,311312	Belastungsarten . . . . .	260
4,311313	Passungsfälle . . . . .	261
4,31132	Folgen des Wanderns . . . . .	262
4,31133	Mittel zur Verhinderung des Wanderns . . . . .	263
4,311331	Klemmkräfte an den Seitenflächen der Laufringe . . . . .	263
4,311332	Sicherung der Laufringe durch Kugeln, Stifte, Schrauben oder Keile . . . . .	264
4,311333	Radiale Spannung der Laufringe durch Übermaß . . . . .	265
4,3114	Zusammenpassen . . . . .	270
4,3115	Passung bei beliebigem Austausch . . . . .	270
4,31151	Die ISA-Toleranzen für die Gegenstücke . . . . .	270
4,31152	Richtlinien für die Auswahl der Passung . . . . .	271
4,31153	Passungsbeispiele . . . . .	273
4,31154	Größe der Maß- und Paßtoleranz . . . . .	291
4,31155	Streuung der Maß- und Paßtoleranz . . . . .	292
4,3116	Zusammensuchen . . . . .	294
4,312	Radiale Befestigung der Laufringe auf kegeligen Sitzflächen . . . . .	295
4,3121	Grenzen der Aufweitung . . . . .	295
4,3122	Größe der Aufweitung . . . . .	296
4,3123	Größe der Aufpreßdrücke . . . . .	296
4,3124	Passung bei geschlitzten Kegelhülsen . . . . .	297
4,32	Axiale Befestigung und Sicherung der Laufringe . . . . .	298
4,321	Axiale Befestigung bei zylindrischem Sitz und Abziehhülsen . . . . .	298
4,322	Axiale Befestigung bei Spannhülsen und Klemmhülsen . . . . .	302
4,323	Axiale Befestigung der Außenringe . . . . .	305
4,33	Beschaffenheit der Sitzflächen . . . . .	308
4,331	Beschaffenheit der Sitzflächen auf der Welle . . . . .	308
4,3311	Oberflächenbeschaffenheit . . . . .	308
4,3312	Bedeutung der genauen Zylinderform . . . . .	309
4,3313	Folgen der Welligkeit . . . . .	309
4,3314	Unterbrechung der Sitzflächen . . . . .	310
4,3315	Aufrauen der Sitzflächen . . . . .	310
4,3316	Mittel zur Veränderung des Durchmessers . . . . .	310
4,3317	Beschaffenheit der Sitzflächen bei Kegelhülsen . . . . .	310
4,332	Beschaffenheit der Sitzflächen im Gehäuse . . . . .	311
4,333	Beschaffenheit der seitlichen Anlageflächen . . . . .	311
4,34	Beanspruchung und Werkstoff von Wellen und Gehäusen . . . . .	313
4,341	Beanspruchung und Werkstoff der Wellen . . . . .	313
4,342	Beanspruchung und Werkstoff der Gehäuse . . . . .	314

Inhaltsverzeichnis.

XI

	Seite
<b>4,4 Schmierung</b> . . . . .	315
4,41 Die Aufgabe der Schmierung . . . . .	315
4,42 Richtlinien für Fett- und Ölschmierung . . . . .	316
4,421 Allgemeine Gesichtspunkte . . . . .	316
4,422 Vorteile und Nachteile der Fettschmierung . . . . .	317
4,423 Nachteile und Vorteile der Ölschmierung . . . . .	318
4,424 Zusammenfassung . . . . .	318
4,425 Gestaltung der Lagerstellen bei Fettschmierung . . . . .	319
4,426 Gestaltung der Lagerstellen bei Ölschmierung . . . . .	321
4,427 Richtlinien für die Auswahl des Schmiermittels . . . . .	331
4,428 Kühlvorrichtungen . . . . .	332
<b>4,5 Abdichtung</b> . . . . .	335
4,51 Die Aufgaben der Abdichtung . . . . .	335
4,52 Dichtung durch Seitenwände . . . . .	336
4,53 Schleifende Dichtungen . . . . .	337
4,54 Nichtschleifende Dichtungen . . . . .	345
4,55 Dichtung gegen Ölaustritt . . . . .	353
4,56 Dichtung bei senkrechter Welle . . . . .	355
<b>4,6 Gestaltung mit Rücksicht auf den Ein- und Ausbau</b> . . . . .	356
4,61 Allgemeine Gesichtspunkte . . . . .	356
4,62 Gestaltung der Lagerstellen bei „geschlossenen“ Lagern mit zylindrischer Bohrung . . . . .	357
4,63 Gestaltung der Lagerstellen bei Verwendung von Hülsen . . . . .	362
4,64 Gestaltung der Lagerstellen bei Verwendung von Zylinderrollenlagern . . . . .	366
4,65 Gestaltung der Lagerstellen bei Verwendung von „offenen“ Lagern . . . . .	368
4,66 Besondere Maßnahmen . . . . .	369
4,67 Gestaltung von Kurbelwellen . . . . .	370
<b>4,7 Zusammenfassung</b> . . . . .	375
 <b>5 Ein- und Ausbauen der Wälzlager.</b>	
<b>5,1 Vorbereitende Arbeiten</b> . . . . .	378
5,11 Studium der Zeichnung . . . . .	378
5,12 Herrichtung des Arbeitsplatzes . . . . .	378
5,13 Reinigung der Teile . . . . .	378
5,14 Kontrolle der Einzelteile . . . . .	379
<b>5,2 Arbeiten beim Ein- und Ausbauen</b> . . . . .	380
5,21 Ein- und Ausbauen von „geschlossenen“ Querlagern mit zylindrischer Bohrung und Festsitz der Innenringe . . . . .	380
5,211 Trennkreissäge . . . . .	380
5,212 Vertikalfräse . . . . .	383
5,213 Bahnmotor . . . . .	384
5,214 Straßenbahnachslager . . . . .	390
5,22 Ein- und Ausbauen von „geschlossenen“ Querlagern mit zylindrischer Bohrung und Festsitz der Außenringe . . . . .	393
5,221 Kollergang . . . . .	393
5,222 Kranlaufrad . . . . .	396
5,23 Ein- und Ausbauen von Querlagern mit Spannhülsen . . . . .	396
5,231 Trockenzylinder . . . . .	396
5,232 Transportschnecke . . . . .	399
5,24 Ein- und Ausbauen von Querlagern mit Abziehhülsen . . . . .	400
5,241 Vollbahnachslager . . . . .	400
5,25 Ein- und Ausbauen von Querlagern auf kegeliger Wellensitzfläche . . . . .	403
5,251 Stelzenkopf . . . . .	403
5,252 Walzwerk . . . . .	405
5,26 Ein- und Ausbauen von Kegelrollenlagern . . . . .	408
5,261 Kraftwagenvorderrad . . . . .	408
5,262 Kraftwagenhinterachse . . . . .	410
5,27 Einbauen von Längslagern . . . . .	412
<b>5,3 Schmiermittelfüllung</b> . . . . .	412
<b>5,4 Laufprüfung</b> . . . . .	413

**6** **Wartung der Wälzlager.**

	Seite
<b>6,1</b> <b>Aufgabe der Wartung</b> . . . . .	414
<b>6,2</b> <b>Überwachen</b> . . . . .	414
6,21 <b>Abhören</b> . . . . .	414
6,22 <b>Temperaturkontrolle</b> . . . . .	415
6,23 <b>Prüfung des Schmiermittels</b> . . . . .	415
6,24 <b>Kontrolle der Lebensdauer</b> . . . . .	415
<b>6,3</b> <b>Schmieren</b> . . . . .	416
6,31 <b>Schmierperiode</b> . . . . .	416
6,32 <b>Schmiermittelsorten</b> . . . . .	417
6,33 <b>Schmiergeräte</b> . . . . .	418
<b>6,4</b> <b>Reinigen</b> . . . . .	418
<b>6,5</b> <b>Untersuchen</b> . . . . .	419
6,51 <b>Zerlegen der Lager</b> . . . . .	419
6,52 <b>Lagerschäden und ihre Ursachen</b> . . . . .	422
6,521 <b>Einleitung</b> . . . . .	422
6,522 <b>Schälung</b> . . . . .	422
6,5221 <b>Schälung infolge normaler Ermüdung</b> . . . . .	422
6,5222 <b>Schälung infolge Kantenbelastung bei starren Lagern</b> . . . . .	423
6,5223 <b>Schälung infolge Verklemmung bei Kugellagern</b> . . . . .	425
6,5224 <b>Schälung infolge schlechter Auflage im Gehäuse</b> . . . . .	427
6,5225 <b>Schälung infolge Verletzung der Laufbahnen beim Einbau</b> . . . . .	428
6,5226 <b>Schälung infolge überwalzter Fremdkörper</b> . . . . .	430
6,523 <b>Verschleiß</b> . . . . .	430
6,5231 <b>Verschleiß infolge Verschmutzung</b> . . . . .	430
6,5232 <b>Verschleiß infolge Rost</b> . . . . .	432
6,5233 <b>Verschleiß infolge ungenügender Schmierung</b> . . . . .	433
6,524 <b>Riffelbildung</b> . . . . .	433
6,5241 <b>Riffelbildung infolge Verschleiß</b> . . . . .	433
6,5242 <b>Riffelbildung infolge Erschütterung im Stillstand</b> . . . . .	435
6,5243 <b>Riffelbildung infolge Stromdurchgang</b> . . . . .	436
6,525 <b>Krater</b> . . . . .	439
6,526 <b>Rißbildung</b> . . . . .	440
6,5261 <b>Rißbildung als Folge von schlechtem Sitz (Ermüdungsrisse)</b> . . . . .	440
6,5262 <b>Rißbildung als Folge von Gleitbewegungen (Gleitrisse)</b> . . . . .	441
6,5263 <b>Rißbildung als Folge von Herstellungsfehlern (Hitzerisse)</b> . . . . .	442
6,5264 <b>Rißbildung als Folge von Werkstoffehlern (Schlackenadern)</b> . . . . .	442
6,5265 <b>Rißbildung als Folge von Schlägen</b> . . . . .	443
6,527 <b>Rost — Reibrost</b> . . . . .	443
6,528 <b>Freißspuren — Ansmieren</b> . . . . .	446
<b>6,6</b> <b>Instandsetzen</b> . . . . .	448

**7** **Normen.**

<b>7,1</b> <b>Stand der Normung</b> . . . . .	449
7,11 <b>Einbaumaße der Wälzlager</b> . . . . .	451
7,111 <b>Hauptmaße der Querlager</b> . . . . .	451
7,112 <b>Hauptmaße der Längslager</b> . . . . .	453
7,113 <b>Innenmaße — Lagerkonstruktion</b> . . . . .	453
7,114 <b>Anschlußmaße</b> . . . . .	453
7,12 <b>Maß- und Laufgenauigkeit</b> . . . . .	454
7,13 <b>Benennung und Bezeichnung der Wälzlager</b> . . . . .	454
7,14 <b>Werkstoff und Oberflächenbeschaffenheit</b> . . . . .	456
7,15 <b>Tragfähigkeit der Wälzlager</b> . . . . .	457
7,16 <b>Gehäuse</b> . . . . .	457
7,17 <b>Sondernormen</b> . . . . .	457
<b>7,2</b> <b>Einführung der Normen</b> . . . . .	460
7,21 <b>Bedeutung der Normen</b> . . . . .	460
7,22 <b>Beispiele für abnormale Ausführungen</b> . . . . .	462

	Seite
7,221	Abnormale Bauformen . . . . . 462
7,222	Nicht genormte Hauptmaße. . . . . 464
7,223	Abnormale Innenmaße — Lagerluft . . . . . 465
7,224	Nicht genormte Toleranzen für die Maßgenauigkeit . . . . . 465
7,225	Nicht genormte Toleranzen für die Laufgenauigkeit . . . . . 466
7,226	Abnormale Oberflächenbeschaffenheit . . . . . 466
7,227	Abnormale Bezeichnung, Stempelung, Verpackung . . . . . 467
7,228	Abnormaler Werkstoff . . . . . 467

**8 Prüfverfahren.**

8,1	Einleitung . . . . . 468
8,2	Meßfehler . . . . . 468
8,3	Fehler des Werkstückes . . . . . 472
8,31	Maß- und Formfehler . . . . . 472
8,32	Fehler in der Oberflächenbeschaffenheit . . . . . 473
8,4	Meßmittel . . . . . 474
8,41	Feste Lehren . . . . . 474
8,42	Schraublehren . . . . . 478
8,43	Zeigerlehren. . . . . 479
8,5	Meßverfahren . . . . . 481
8,51	Meßverfahren für die Prüfung der Maßgenauigkeit . . . . . 481
8,511	Das Messen von Bohrungen . . . . . 481
8,512	Das Messen von Mantelflächen . . . . . 481
8,513	Das Messen der Breite . . . . . 481
8,52	Meßverfahren für die Prüfung der Laufgenauigkeit . . . . . 482
8,521	Radialschlag eines Lagers. . . . . 482
8,522	Axialschlag eines Lagers . . . . . 483
8,523	Seitenschlag des umlaufenden Innenringes . . . . . 484
8,53	Meßverfahren für die Prüfung des Lagerspiels . . . . . 484

**9 Verzeichnisse und Tafeln.**

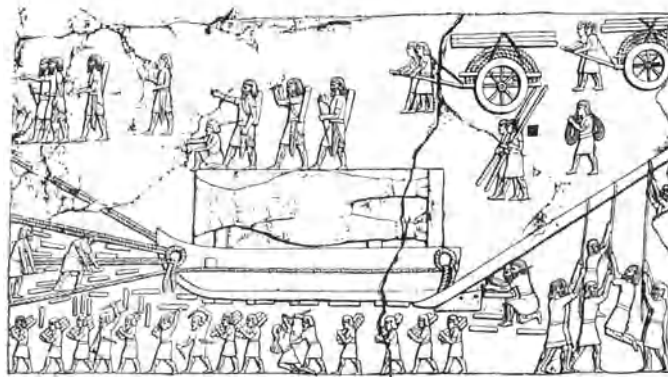
9,1	Verzeichnis der Bilder moderner Lagerungen . . . . . 486
9,11	Kraftmaschinen. . . . . 486
9,12	Übertragungselemente . . . . . 486
9,13	Fahrzeuge. . . . . 487
9,14	Förderanlagen . . . . . 487
9,15	Hartzerkleinerungs- und Aufbereitungsmaschinen. . . . . 488
9,16	Landwirtschaftliche Maschinen und Maschinen zur Nahrungsmittel- verarbeitung . . . . . 488
9,17	Maschinen zur Gewinnung und Verarbeitung von Faserstoffen . . . . . 489
9,18	Bearbeitungsmaschinen . . . . . 489
9,19	Geräte . . . . . 490
9,2	Zeichen für Maße und Formelgrößen . . . . . 491
9,21	Zeichen für die Abmessungen der Lager und Lagerteile . . . . . 491
9,22	Zeichen für die Berechnung der äußeren Kräfte . . . . . 492
9,23	Zeichen für die Berechnung der Lagerdrücke . . . . . 492
9,24	Zeichen für die Berechnung der Lagertragfähigkeit . . . . . 492
9,25	Zeichen allgemein . . . . . 492
9,3	Schrifttum . . . . . 493
9,4	Wälzlagerfabriken . . . . . 497
9,5	Normtafel.
9,51	Einbaumaße der Wälzlager
9,52	Benennung und Bezeichnung der Wälzlager
9,53	Benennung der Wälzlagerteile
9,6	Hauptmaße, Tragfähigkeitszahlen und Passungen (Tafel).
9,61	Hauptmaße, Toleranzen, Tragfähigkeitszahlen und Berechnungsangaben.
9,62	Passungen mit Anwendungsbeispielen.

## 2 Geschichtliche Entwicklung der Wälzlager.

### 2,1 Entwicklung bis etwa 1880.

#### 2,11 Entwicklung bis etwa 1800<sup>1</sup>.

Schon vor der Metallzeit wurden Fahrzeuge mit Rädern versehen, um sie leichter fortbewegen zu können. Um 1900 v. Chr. benutzte man mehrspeichige Räder aus Metall oder Holz. Auf einem der großen Reliefs von Ninive, die etwa aus dem Jahre 650 v. Chr. stammen, sind zwei von Menschen gezogene Karren mit Rädern zu sehen; Bild (1) oben rechts. In der Mitte ist ein großer, schon behauener Steinblock dargestellt, der mit seiner Unterlage durch gleichzeitiges Ziehen und Anheben auf Walzen fortbewegt wird. Es ist deutlich zu erkennen, wie Sklaven die hinten freigewordenen runden Hölzer in langem Zuge nach vorn tragen und wieder auslegen. Die meisten Walzen liegen mit ihrer Achse in der offenbar beabsichtigten Bewegungsrichtung. Dies hängt wahrscheinlich mit der primitiven Darstellungsweise zusammen. Ob es sich wirklich um ein Rollen der Hölzer auf einem festen Untergrund handelt oder um ein Gleiten des Gerüsts mit dem Stein, ist aber nicht eindeutig festzustellen.



(1) Transport eines Denkmalsteins um 650 v. Chr.  
(Aus LAVARD, Monuments of Niniveh, London.)

In ähnlicher Weise erfolgte der Transport eines großen Felsblockes von 13,65 m Länge und 1500 Tonnen Gewicht, den die Kaiserin Katharina aus Finnland nach Petersburg schaffen ließ, um darauf das Standbild Peters des Großen zu errichten. Man benutzte mehrere mit Rillen versehene Schienen aus Bronze, zwischen denen bronzene Kugeln angeordnet wurden. Ein Kupferstich (2) zeigt die Kaiserin inmitten ihres Hofstaates bei der Besichtigung des Transportes am 20. 1. 1770.

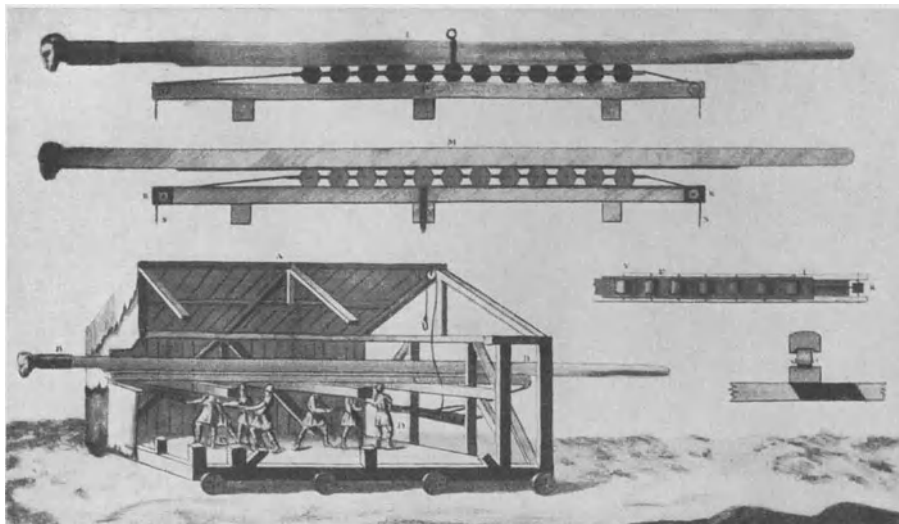
<sup>1</sup> Die meisten Angaben dieses Abschnittes wurden dem Büchlein „Geschichte der Kugellager“ entnommen, das von der Firma Fichtel & Sachs im Jahre 1914 herausgegeben wurde /27/.

Ein Rollenlager mit einer Art Käfig zur Führung der Rollen zeigt Bild (3) bei dem Widderbalken einer griechischen Belagerungsmaschine, die von DIADES um 330 v. Chr. erfunden wurde.



(2) Transport eines Felsblockes im Jahre 1770.

Beim Trockenlegen des Nemi-Sees in Italien fand man vor einigen Jahren ein Längslager (4), das auf dem Deck eines Schiffes des Kaisers Caligula als Unterlage einer drehbaren Statue diente. Die Kugeln sind mit Zapfen versehen, um, ähnlich wie



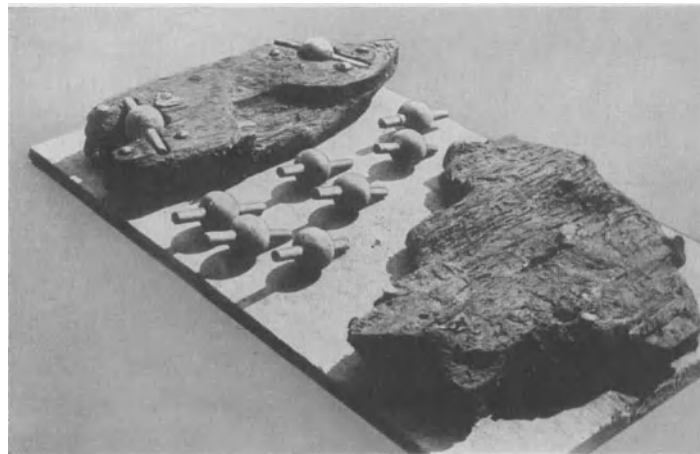
(3) Lagerung eines Widderbalkens um 330 v. Chr.

bei Laufrollen und Rädern, deren Nabe als Gleitlager ausgebildet ist, die Reibung zu vermindern.

Der erste, der sich eingehend mit Untersuchungen über die Reibung beschäftigte, war LEONARDO DA VINCI. Er unterscheidet nicht nur zwischen der Reibung fester

und flüssiger Körper, sondern auch zwischen gleitender und rollender Reibung, indem er sagt <sup>1</sup>:

„Die Reibung der Körper teilt sich in zwei Hauptklassen: Flüssigkeit mit Flüssigkeit und feste Körper mit festen Körpern. Aus diesen wird eine dritte Klasse erzeugt, welche aus beiden entsteht oder zusammengesetzt ist, d. h. es kann sich eine Flüssigkeit auf einem festen Körper oder ein fester Körper auf einer Flüssigkeit reiben und zwar geschmeidig. Auch gibt es eine vierte Reibung, wie zwischen dem Rad eines Wagens und der Erde, auf der es sich bewegt. Dieses reibt nicht, sondern berührt, und man kann von einem Fortschreiten mit unendlich kleinen Schritten reden.“

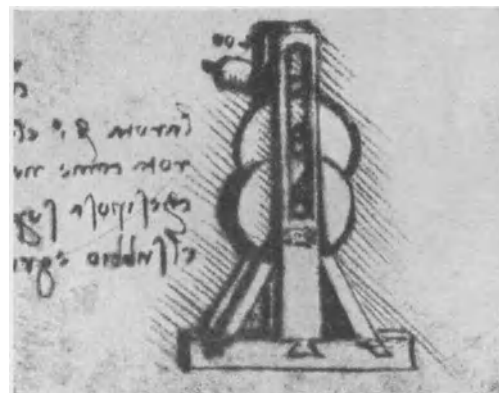


(4) Lagerung einer Statue auf einem Schiff des Kaisers Caligula um 40 n. Chr.

Er untersuchte auch den Einfluß, den die Veränderung der Neigung einer schiefen Ebene auf die Reibung ausübt und kam dabei auf die Festlegung des Begriffes „Reibungswinkel“. Eingehend prüfte er die Frage, welche Kraft an einer Welle



(5) „Antifriktrionsrollen“ von LEONARDO DA VINCI um 1500.



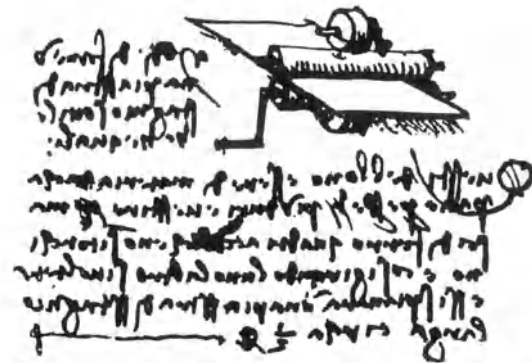
(6) „Lagerbock“ mit Rollen von LEONARDO DA VINCI um 1500.

anzugreifen habe, um den Reibungswiderstand in den Lagern zu überwinden. Diese Betrachtungen führen ihn zu seinen „Drehzapfen höchster Vollkommenheit“ (5), von denen er sagt: „Sie dienen zu schwingenden Bewegungen, wie für Glocken, Sägen und Dinge ähnlicher Art.“ Über die Lagerung Bild (6) äußert er: „Diese Anordnung gibt der Kreisbewegung eine solche Dauer, daß es wunderbar und übernatürlich erscheint, denn es werden nach Aufhören der Bewegung des Motors noch viele Umdrehungen gemacht.“

<sup>1</sup> Il Codice atlantico, Blatt 209, Biblioteca Ambrosiana di Milano.

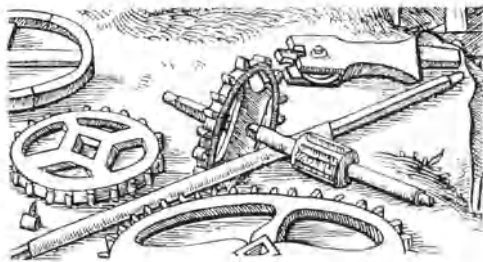


LEONARDO verwendet derartige „Antifriktionsrollen“ hauptsächlich für die Lagerung von archimedischen Schnecken. Er unterstützt dabei nicht nur den oberen und den unteren



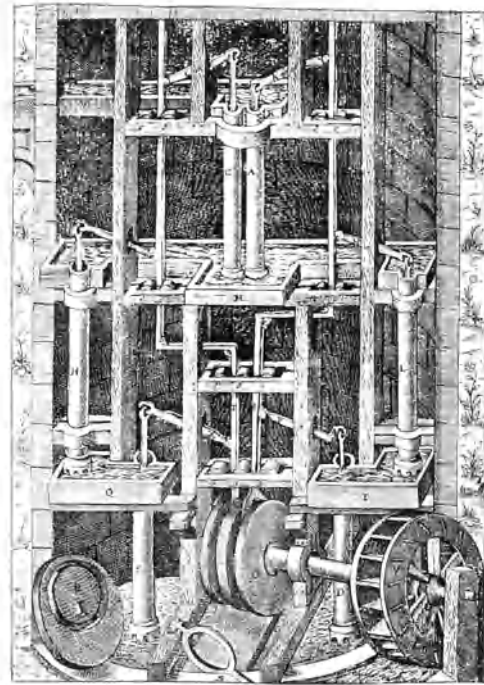
(7) Walzwerk für Zinnplatten von LEONARDO DA VINCI um 1500.

Ein Deutscher namens AGRICOLA<sup>1</sup> beschreibt im Jahre 1556 eine Antriebsvorrichtung für eine Schöpfweirwerke. Die aus Eisen gefertigten Achsen sollen sich in Lagern drehen, in denen „breite, eiserne, stahlharte Ringe“ liegen. Die Hauptachse „dreht sich in eisernen Haken auf Rollen von Stahl“ (8). Auch bei der Beschreibung eines Fallhammers erwähnt AGRICOLA die Verwendung von „Antifriktionsrollen“. Der Fallhammer wird nämlich durch zwei Daumen gehoben, die an der Wasserradwelle sitzen. Jeder Daumen ist mit einer aus Bronze gefertigten, 7,5 cm dicken Rolle versehen, damit beim Heben des Bärs eine möglichst geringe Reibung stattfindet.



(8) „Antifriktionsrollen“ von AGRICOLA 1556.

Lagerzapfen durch Rollen, sondern verhindert auch die Biegung der langen Schnecke durch Unterstützung mittels Rollen, ähnlich wie bei einem Walzwerk für Zinnplatten (7), das er in einem der Pariser Manuskripte skizziert und folgendermaßen beschreibt: „Eine Art, eine dünne und gleichmäßige Platte aus Zinn herzustellen. Diese (Walzen) sollen aus Glockenmetall gefertigt werden, damit sie härter sind, und man versehe sie mit eisernen Achsen, damit sie sich nicht verbiegen. Indem auf diese Weise eine Walze die andere umdreht, strecken sie eine Platte aus, die ungefähr eine halbe Elle breit ist.“



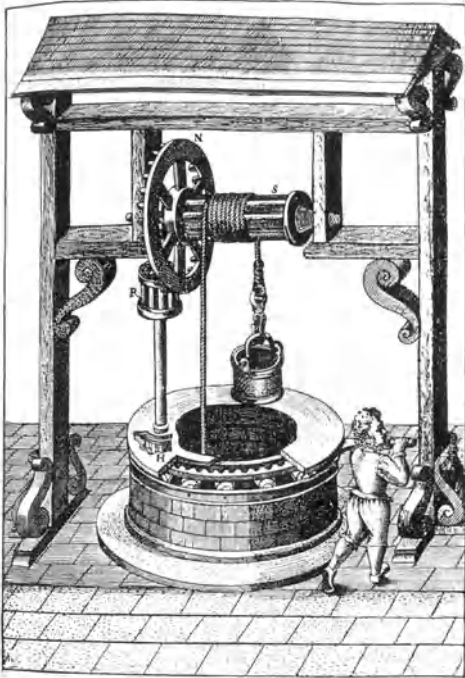
(9) Führungsrollen eines Pumpwerkes von RAMELLI 1588.

Wichtige Angaben sind in dem in Paris im Jahre 1588 erschienenen Werk über Maschinenbau zu finden, das von einem Ingenieur RAMELLI<sup>2</sup> verfaßt wurde. Auf einer der Tafeln zeigt er ein Pumpengestänge, das in Rollen geführt wird (9). Auf einem anderen Kupferstich ist ein Ziehbrunnen dargestellt (10), bei dem ein aus Eisen gefertigter Zahnkranz auf einer Reihe von metallenen Rollen liegt, „damit er möglichst leicht läuft“. Um das Windrad eines Pumpwerkes bequemer einstellen zu können, schlägt er, wie Bild (11) zeigt, Rollen vor, die in einem Holzkranz befestigt sind. Auf einer anderen Tafel ist die Lagerung der Achse einer Brunnenwinde dargestellt (12).

<sup>1</sup> AGRICOLA: De re metallica. Basel 1556.

<sup>2</sup> RAMELLI: Le diverse machine. Paris 1588.

Auch der berühmte Mathematiker v. LEIBNIZ<sup>1</sup> hat sich im Jahre 1710 mit dem Problem der rollenden Reibung befaßt. In seiner Abhandlung unterscheidet er zwischen „schiebender“ und „wälzender“ Reibung. Das in den Jahren 1724–1727



(10) „Rollenkränz“ bei einem Brunnen von RAMELLI 1588.



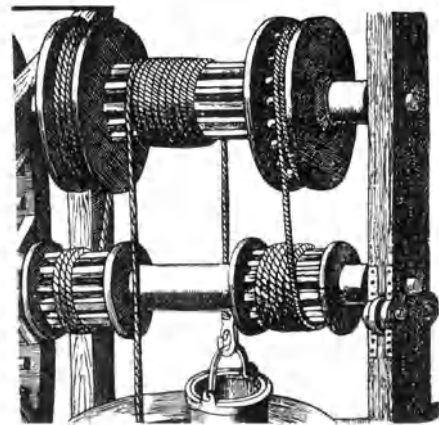
(11) Lagerung eines Pumpwerkes mit Windrad von RAMELLI 1588.

in mehreren Bänden erschienene „Maschinenbuch“ von LEUPOLD berücksichtigt die von ihm gegebenen Lehren.

1710 legte DE MONDRAN der Pariser Akademie der Wissenschaften ein Projekt zu einem Wagen vor, bei dem die Räder auf Scheiben laufen. Diese Lagerart sollte auch bei Maschinen angewandt werden, um die Reibung zu vermeiden.

Im Jahre 1716 konstruierte ein Engländer namens SULLY eine Uhr für die Schifffahrt zur Bestimmung der geographischen Länge und ordnete die Achse der Unruhe in „Antifriktionsrollen“ an (13).

In dem holländischen Werk über Mühlenbau von NATRUS, POLLY und VAN VUUREN, das 1734–1736 zu Amsterdam erschien, ist ebenfalls gezeigt, wie man Rollenlager im Maschinenbau verwenden soll. Bild (14) zeigt eine Hälfte des zur Lagerung eines drehbaren Windmühlendaches benutzten „Roringhs“, der lose zwischen einem Ober- und einem Unterring liegt.

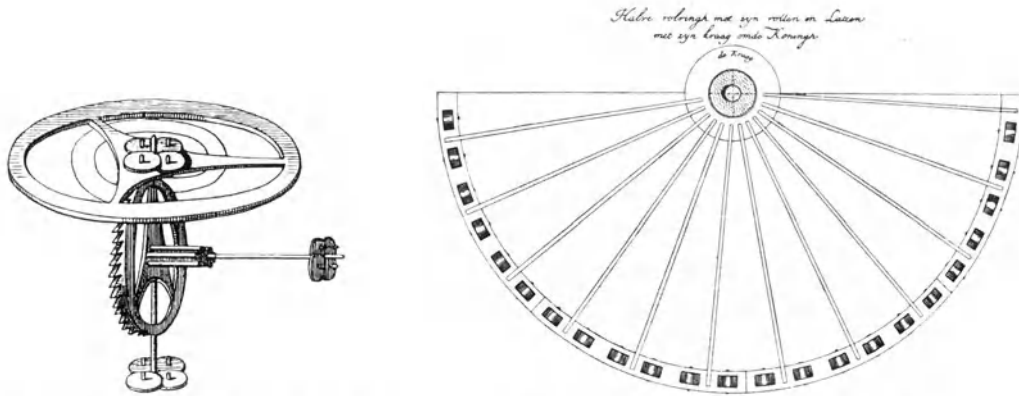


(12) Lagerung einer Brunnenwinde von RAMELLI 1588.

Als man im Jahre 1909 die Windfahne der Old Trinity Church zu Lancaster (Nordamerika) bei Instandsetzungsarbeiten herunternahm, entdeckte man, daß sie auf einem Rollenlager mit Käfig abgestützt war, das aus dem Jahre 1794 stammte. Dieses Lager

<sup>1</sup> v. LEIBNIZ: Tentamen de natura et remediis resistentiarum in machinis, quae a corporum super incessu oriuntur, in Miscellonea Berolinensia, Bd. 1, S. 311.

hatte also 115 Jahre, ohne jemals geschmiert zu werden, seinen Dienst verrichtet. Der Käfig bestand aus zwei kupfernen Ringen mit sechs bronzenen Rollen, die ein wenig ballig gedreht waren. Ursprünglich hatten diese Rollen einen Durchmesser von etwa



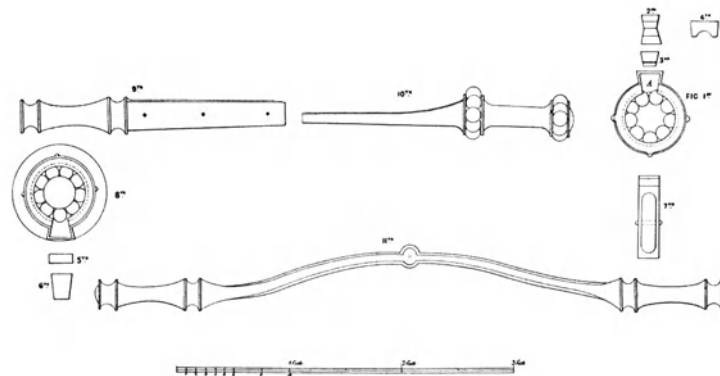
(13) Lagerung der Unruhe einer Seeuhr von SULLY 1716.

(14) Längsrollenlager einer Windmühle 1734.

30 mm. Als man sie auffand, waren sie bis auf 19 mm abgenutzt. Jede Rolle drehte sich um einen 10 mm starken Bolzen aus Messing. Als Unterlage dienten zwei Bronzescheiben von 140 mm Außendurchmesser.

## 2,12 Entwicklung von 1800 bis etwa 1880.

Die erste Veröffentlichung eines Querkugellagers stammt aus dem 18. Jahrhundert. Am 12. 8. 1794 wurde in England einem Manne namens VAUGHAN ein Patent unter der Nummer 2006/94 (15) erteilt mit der Bezeichnung „Achsen für leichte und schwere

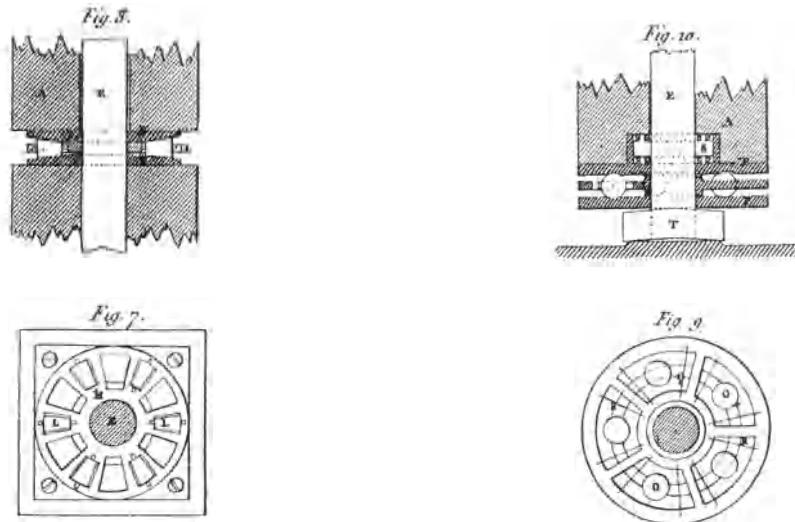


(15) Engl. 2006 12. 8. 1794 PH. VAUGHAN.

Wagenräder“. In dem Bild sind Kugellager mit Rillen und einer besonderen Einfüllöffnung dargestellt. VAUGHAN sagt dazu:

„Bei dieser Erfindung ist jeder Schenkel der Wagenachse mit zwei Nuten versehen, eine von ihnen liegt nahe dem Ende des Schenkels, die andere in einiger Entfernung davon. Jene Nuten dienen zur Aufnahme von Kugeln, die als Antifriktionsrollen wirken. Die Nabe eines jeden Rades ist mit zwei zu jenen in dem Achsschenkel korrespondierenden Nuten versehen, so daß diese Nuten die Kugeln in dem Achsschenkel teilweise umschließen. Um es zu ermöglichen, daß die Kugeln in die Nuten hineingelegt und wieder herausgenommen werden können, sind Gußstücke mit Schwalbenschwanz vorgesehen, die Teile der Peripherie der Nabe und des Kugelgehäuses bilden.“

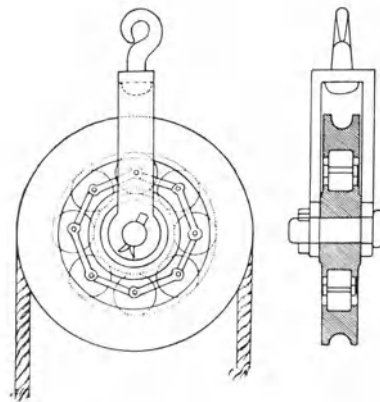
Die erste Veröffentlichung über ein Längskugellager und ein Längskegellager zeigt Bild (16). Es ist eine Zeichnung aus dem französischen Patent 263, das im Jahre 1802 erteilt wurde. HACHETTE /53/ empfiehlt 1811, die Achsen von Seilrollen auf Rollen



(16) Frankr. 263 8. 6. 1802 M. CARDINET.

laufen zu lassen. Es werden vier Rollen verwendet, die mit je zwei kreisförmigen Rillen versehen sind. In diesen ruhen zwei Schnüre, die die Rollen miteinander verbinden, um deren gegenseitige Lage zu gewährleisten. Bei der ebenfalls von HACHETTE angegebenen Bauart Bild (17) sind die Rollen mit Zapfen versehen, die untereinander durch Laschen verbunden werden. Eine ähnliche Konstruktion, bei der aber als Abstandhalter ein starrer Ring verwendet wird, erwähnt EVANS /53/ 1818 als „neueste“ englische Erfindung. Aus dem gleichen Jahre stammt auch die Konstruktion einer Kransäule von dem sächsischen „Kunstmeister“ CHRISTIAN FRIEDRICH BRENDEL /53/, die mit einem Längslager versehen war. Am 9. 3. 1829 erhielt ein „Domänen-Waldmeister“ in Triest namens JOSEPH RESSEL ein Privileg auf eine Erfindung:

„mittels einer einfachen und wohlfeilen Vorrichtung, die Reibung der Maschinen-Zapfen und Wagenachsen beinahe auf Null zu reduzieren und jede Schmiere entbehrlich zu machen. Diese Vorrichtung besteht in der bekannten Benutzung von Rollen oder Kugeln zu Zapfenlagern.“

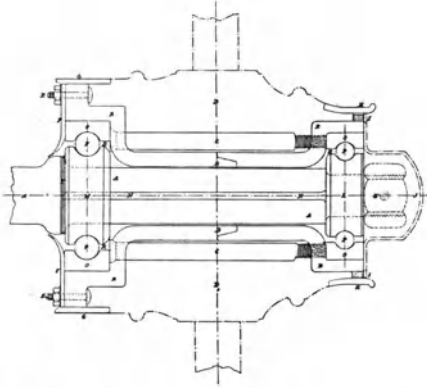


(17) Lagerung einer Seilrolle von HACHETTE 1811.

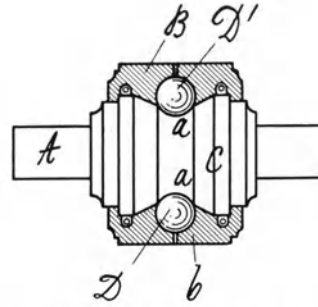
RESSEL glaubte als erster auf diesen Gedanken gekommen zu sein, was jedoch nach den vorher beschriebenen Veröffentlichungen nicht zutrifft. Immerhin ist es interessant, wie klar er manche wichtigen Punkte schon damals erkannt hat. So ordnet er z. B. zwischen den „Lastrollen“ dünne „Richtrollen“ an, um die „Lastrollen“ in Abstand zu halten. Er betont auch, daß die „Lastrollen“, der Zapfen und die Laubbüchse aus möglichst hartem Material herzustellen sind, während für die „Richtrollen“ elastisches Material (Holz, Kautschuk, Drahtspiralen) verwendet werden soll. In einer Zeichnung ist ein Querlager und ein Längslager dargestellt, die aus besonderen Ringen oder Scheiben bestehen mit Rillen als Laufbahn für die Kugeln. In der Beschreibung heißt es:

„Damit sich die Kugeln beim Laufe nicht erreichen, welches bei der geringsten Ungleichförmigkeit stattfände, so mache ich in der am Wellbaume befestigten Scheibe eine Vertiefung, in welcher sich dann eine jede Kugel bei zwei Umdrehungen des Wellbaumes eine nach der anderen reguliert.“

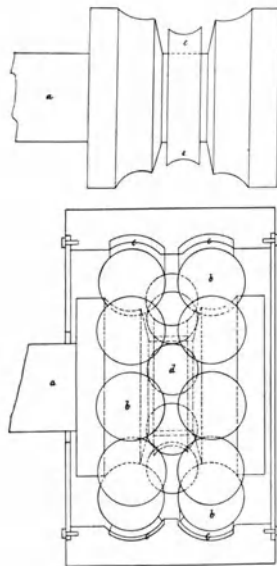
Mit der zunehmenden Entwicklung der Technik wird das Interesse an der Verwertung der rollenden Reibung immer größer. Die Bilder (18) bis (24) zeigen einige Kugellager- und die Bilder (25) bis (29) einige Rollenlagerbauarten, die damals unter Patentschutz



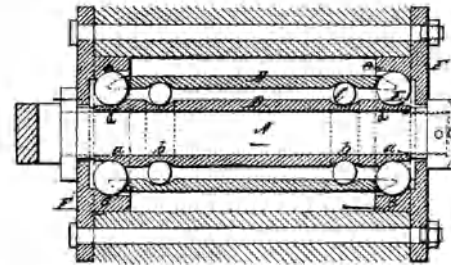
(18) Engl. 2057 27. 8. 1860 M. A. F. MENNONS.



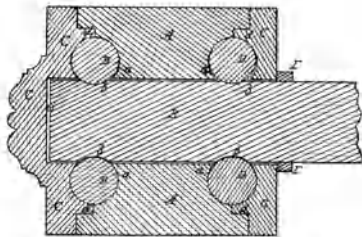
(19) USA 32604 18. 6. 1861 J. WEBSTER und G. C. und T. H. HOTCHKISS.



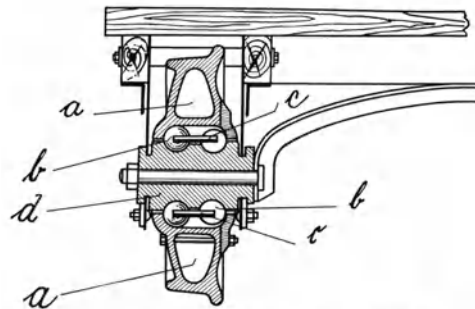
(20) Engl. 382 12. 2. 1863 W. CLARK.



(21) USA 58739 9. 10. 1866 BAILLY, DURAND, MESNARD, POIRIER, entsp. Engl. 2885 14. 11. 1864.



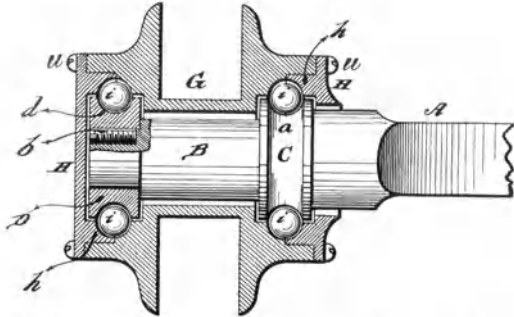
(22) USA 78210 26. 5. 1868 D. JEWETT.



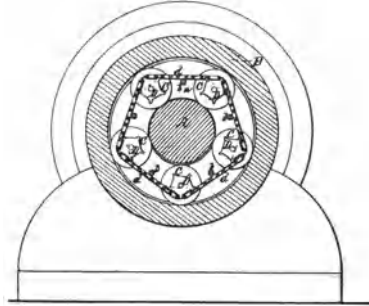
(23) DRP 1503 11. 7. 1877 G. WEICKUM.

gestellt wurden. Der weitaus größte Teil aller Patentschriften befaßt sich mit Vorschlägen für die Lagerung von Straßenfahrzeugen und Schienenfahrzeugen. An die Verwendung von Wälzlager auf anderen Gebieten hat man kaum gedacht.

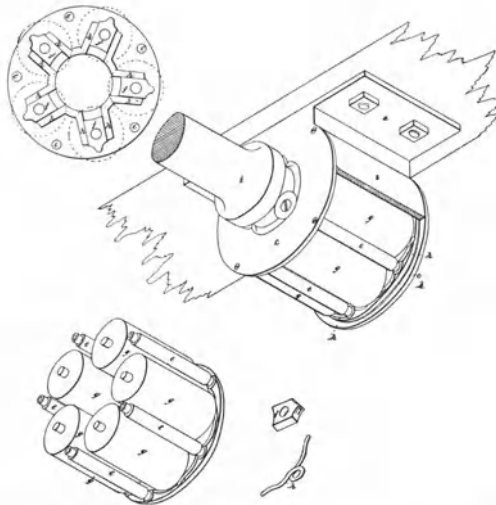
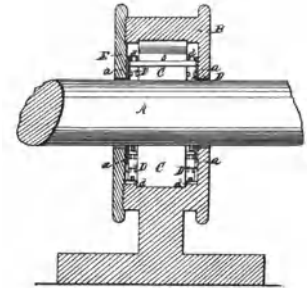
Einen mächtigen Anstoß erfährt die Beschäftigung mit Wälzlagern durch die Erfindung des Fahrrades in den siebziger Jahren des vorigen Jahrhunderts, weil durch die Ausnutzung der Menschenkraft die geringe Reibung besonders auffällig in



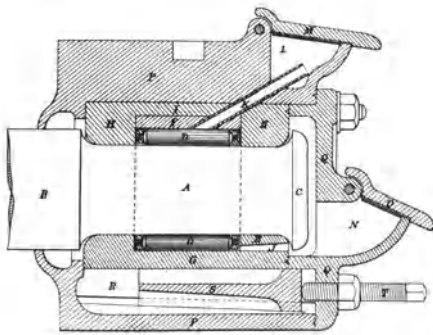
(24) USA 197421 (1. 9. 1877) 20. 11. 1877 J. SMITH.



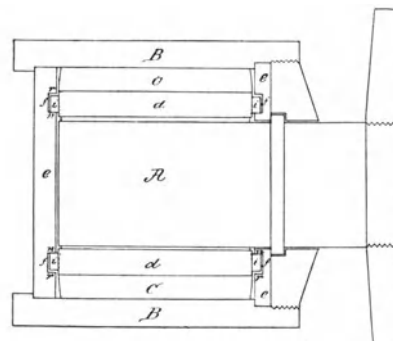
(25) USA 10676 21. 3. 1854 D. A. MORRIS.



(26) USA 12701 10. 4. 1855 J. und T. SWEENEY.



(27) Engl. 42 9. 1. 1858 J. A. M. CHAUFOUR.



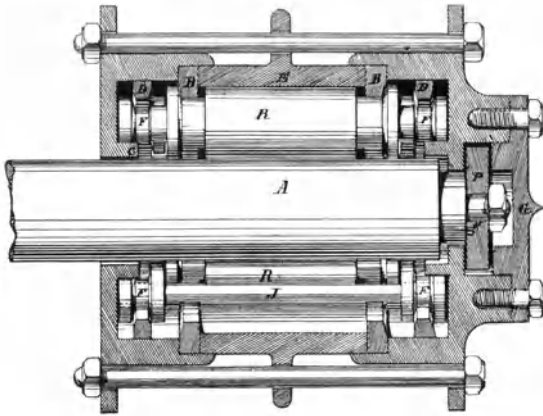
(28) USA 115602 6. 6. 1871 A. W. HALL.

Erscheinung tritt. HORWITZ /53/ sagt in seinem Buch „Die Entwicklung der Traglager“ über die damalige Zeit folgendes:

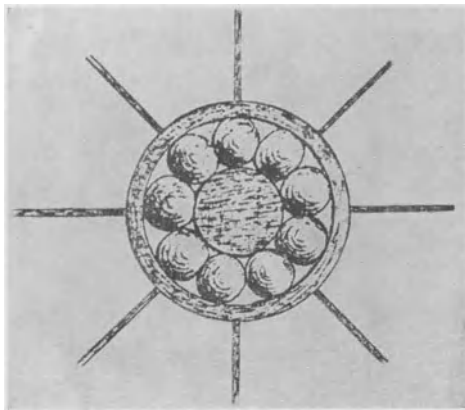
„Der erste, der Kugellager bei den Fahrrädern verwandte, war der Rahmenfabrikant J. Suriray in Paris, der darauf auch ein französisches Patent (Nr. 86680 vom 2. August 1869)

erhielt. Er benützte Stahlkugeln, die einerseits zwischen dem glatten Zapfen, andererseits zwischen einer gußeisernen Büchse, welche eine entsprechend vertiefte Führungsrille besaß, umliefen (30).

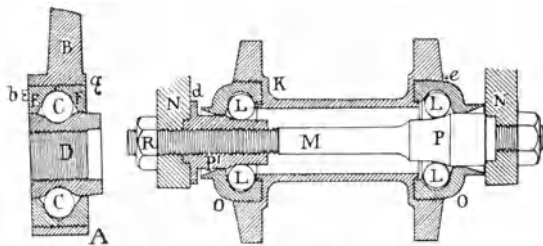
Dies neue Lager wurde mit größter Begeisterung aufgenommen, entsprach aber nicht den darauf gesetzten Hoffnungen. Im Gegenteil! Wir hören, daß Kugellager bei Fahrrädern 1874 wenig verwandt wurden, und daß sie 1877 wieder fast ganz verschwunden sind.



(29) USA 129256 16. 7. 1872 R. W. SMITH.



(30) Frankr. 86680 2. 8. 1869 J. SURIRAY.



(31) Engl. 526 8. 2. 1878 D. RUDGE.

Statt ihrer wurden die „coussinets lisses“ von neuem allgemein benützt. Dies waren einfache Gleitlager, meist von zylindrischer Form. Zur Ermöglichung der Nachstellung wurden aber auch Lager und Zapfen in Gestalt eines Doppelkonusses gebraucht.

Später versuchte man „Walzenlager“ einzuführen, die, weil nur gering beansprucht, teilweise recht gute Resultate ergaben und sich auch nach der Wiedereinführung der Kugellager noch einige Zeit hielten. Eine der frühesten Konstruktionen dieser „roller-bearings“ ist die von HUGHES und das „Cycle“-Lager, das für die Walzen einen Distanzhalter in Form einer messingenen Scheibe besaß.

Der Grund, weswegen die Kugellager sich nicht bewährt hatten, war der, daß Kugeln und Lauffläche sehr rasch abgenützt wurden. Die Ursache hiervon war offenbar die nicht genügend genaue und gleichmäßige Ausführung dieser Teile und die Unmöglichkeit, sie einwandfrei zu härten.

Abhilfe erwartete man nur von der Ermöglichung einer Nachstellbarkeit des Lagers; diese war durch die Konstruktion des Konuslagers gegeben, und von der Zeit an dringt das Kugellager wieder langsam vor.

Die erste nachstellbare Ausführung hatte noch zylindrisch-ringförmige Rillen und gestattete den äußeren Lauftring durch eine Klemmschraube etwas nachzuziehen; dadurch aber wurde jener unrund, und das Lager versagte leicht.

Der Engländer WILLIAM BOWN war der erste<sup>1</sup>, der ein nachstellbares Lager mit seitlicher Verschiebbarkeit der einen Lauffläche konstruierte (engl. Patent Nr. 369 vom 29. Januar 1879); es ist unter dem Namen „Aeolus“-Lager bekannt geworden (32). Anfangs gestaltete man das Gehäuse selbst innen zur Lauffläche aus; da sich aber dabei Schwierigkeiten ergaben, indem es entweder als Ganzes gehärtet werden mußte oder die Lauffläche ungehärtet blieb, ward später auch ein getrennter Lauftring eingesetzt. Ein Teil der beiden Laufflächen konnte durch ein Gewinde nachgestellt und durch eine gezahnte Scheibe mit Sperrklaue fixiert werden. Später geschah die Fixierung auch wieder durch Zusammenklemmen des Gehäuses.

Von den achtziger Jahren an bürgern sich die Kugellager beim Fahrrad immer mehr ein und verdrängen allmählich die Lagerungen mit doppelkonischem Zapfen.“

<sup>1</sup> Anm. d. Verf. Im Jahre 1878 hat bereits RUDGE ein Patent auf eine solche Bauart erhalten. Engl. 526/78 (31).

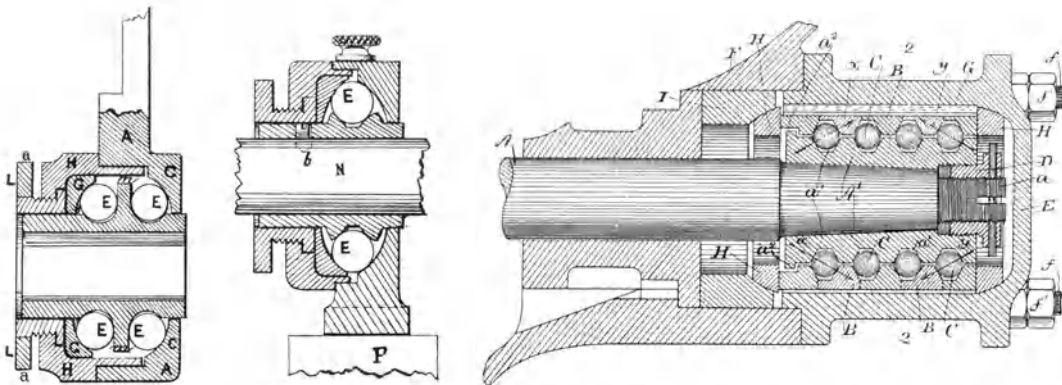
An vielen Stellen wird jetzt mit großem Eifer nach neuen zweckmäßigen Bauformen gesucht. Um einen möglichst guten Überblick zu erhalten, sollen in den nächsten Abschnitten die einzelnen Lagerarten gesondert behandelt werden, da es sonst bei der außerordentlich schnellen Entwicklung nicht möglich ist, die wesentlichen Verbesserungen zu erkennen.

## 2,2 Entwicklung der Bauformen.

### 2,21 Entwicklung der Querkugellager.

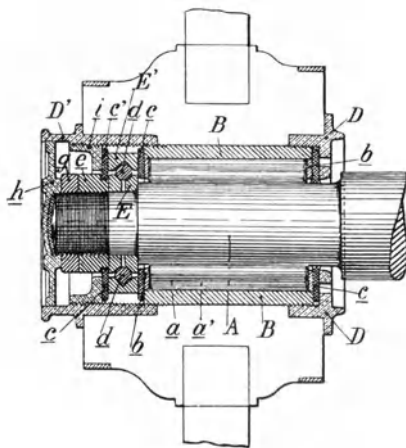
#### 2,211 Dreipunkt- und Vierpunktlager.

Obwohl schon in alten Patentschriften die moderne Form des Zweipunktlagers gezeigt ist, scheint man doch zunächst den Drei- und Vierpunktlagern den Vorzug gegeben zu haben. Die Bedeutung der Schmiegunng hatte man noch nicht erkannt. Man

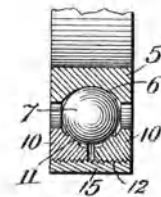


(32) DRP 13968 28. 9. 1880 W. BOWN und J. H. HUGHES  
entspr. Engl. 369 29. I. 1879 W. BOWN.

(33) USA 508670 (18. 7. 1892) 14. 11. 1893 N. C. BASSET.



(34) USA 669120  
(22. 11. 1900) 5. 3. 1901  
J. M. LAFFAS.



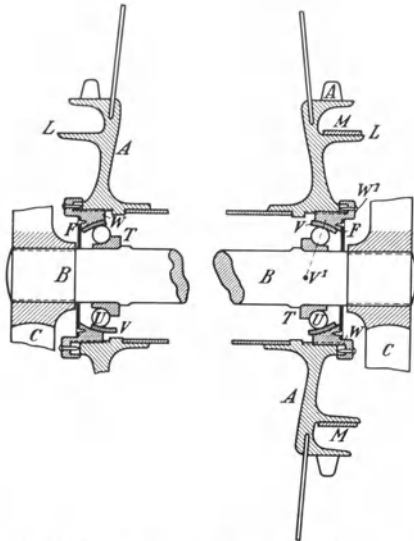
(35) USA 920149  
(22. 5. 1908) 4. 5. 1909  
C. R. JAMES.

suchte in erster Linie nach Formen, die einen einfachen Zusammenbau gestatteten. Zweifellos hatte man aber auch das Bestreben, die Lager für Drücke in Achsrichtung verwendbar zu machen, davon zeugen Konstruktionen wie das DRP 13968/80 (32) und das USA-Patent 508670/92 (33). Bemerkenswert ist die Patentschrift USA 669120/00 (34), in welcher ein Vierpunktlager gezeigt wird, das nur Axialdruck aufnehmen soll, während der Radialdruck von langen Rollen übertragen wird. Die Patentschrift USA 920149/08 (35) zeigt ein Dreipunktlager.

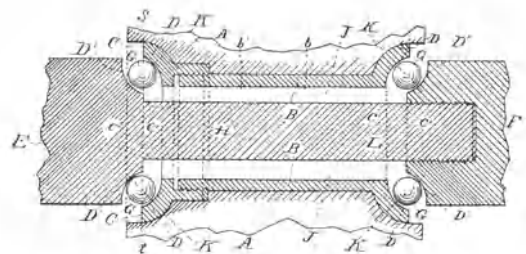


**2,212 Schrägkugellager.**

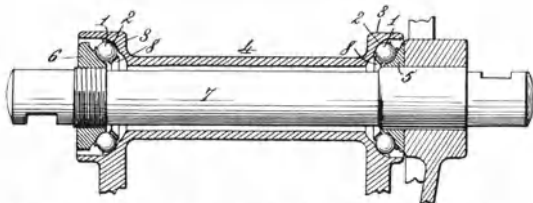
Die Entwicklung der einreihigen Schräglager dürfte dem Umstand zuzuschreiben sein, daß sich die Kugeln mit dem Käfig, wie bei allen „offenen“ Lagern, leicht zwischen die Laufringe bringen lassen. Außerdem wird man den Rillen eine höhere Tragfähigkeit zugetraut haben als den kegeligen Flächen bei den meisten Vierpunktlagern. Wahrscheinlich glaubte man den Vorteil der axialen Tragfähigkeit nicht entbehren zu können. Schließlich kam man aber auch, ohne es zu ahnen, viel leichter über die Passungsschwierigkeiten hinweg. Tatsache



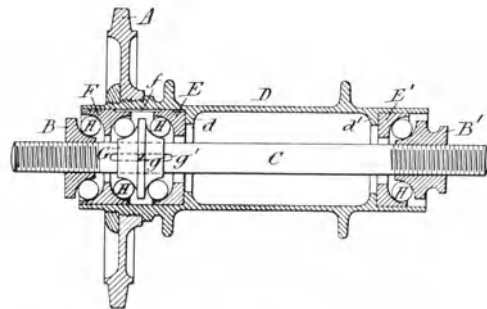
(36) Engl. 2680 18. 6. 1881 L. H. PEARCE.



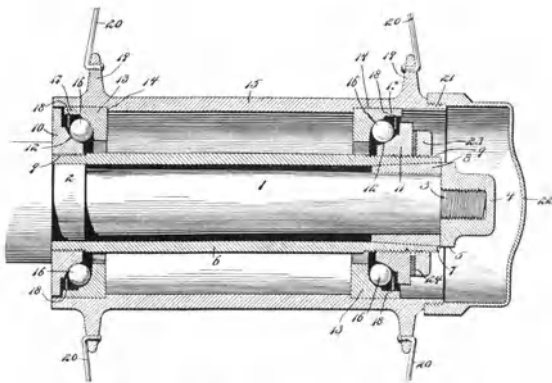
(37) USA 342891 (24. 10. 1885) 1. 6. 1886 W. H. WRIGHT.



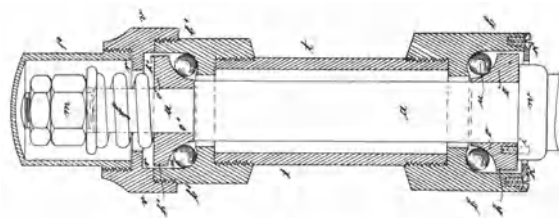
(38) USA 466443 (8. 10. 1891) 5. 1. 1892 G. F. SIMONDS.



(39) Engl. 11379 12. 6. 1894 P. DAVIES.



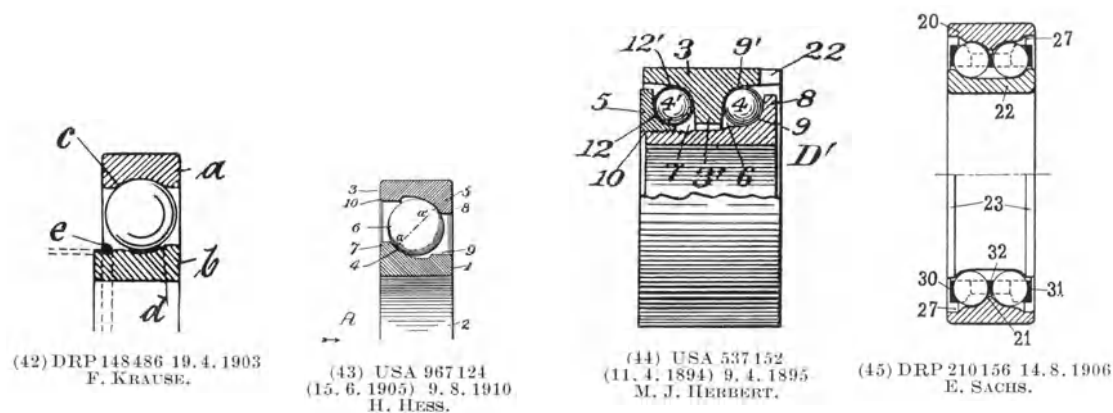
(40) USA 583556 (24. 11. 1896) 1. 6. 1897 H. WEBER.



(41) DRP 107693 2. 2. 1899 H. SCHMIDT.

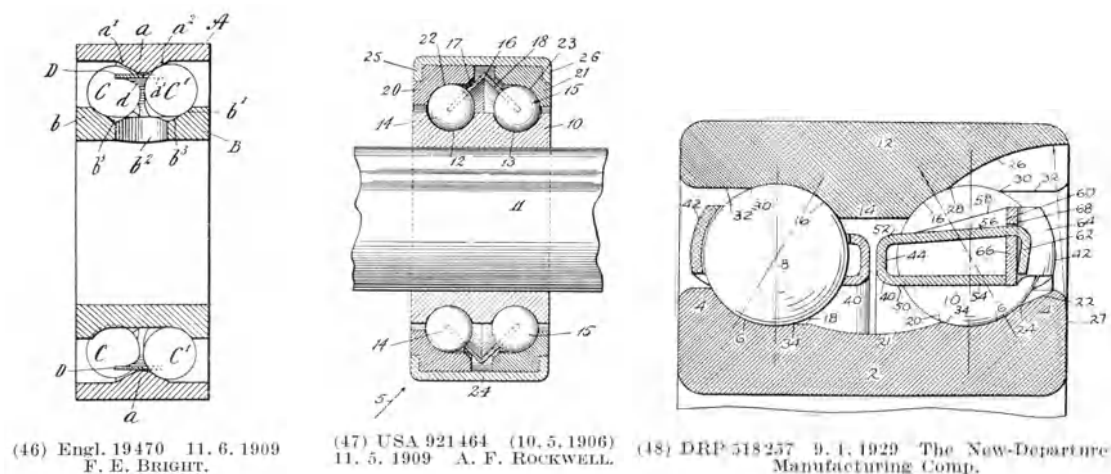
ist jedenfalls, daß diese Lagerart bis etwa 1900 den Markt beherrscht hat, wenn man von einem solchen überhaupt sprechen kann. Die damals üblichen Konstruktionen gehen aus den Patentschriften Engl. 2680/81, USA 342891/85, USA 466443/91, Engl. 11379/94, USA 583556/96, DRP 107693/99 hervor (36) bis (41).

Der Wunsch, die Einzelteile des Lagers zusammenzuhalten, kommt in dem DRP 148486/03 (42) zum Ausdruck. Die Kugeln müssen beim Einlegen über einen kleinen Ansatz hinweg unter Federung der Laufringe eingepreßt werden. Als Sicherung ist ein Sprengring vorgesehen. USA-Patent 967124/05 (43) zeigt eine ähnliche Bauart. An der dem Druck abgekehrten Seite ist eine kleine Überhöhung (Schulter) angeordnet, über



die die letzten Kugeln bei der Montage hinweggedrückt werden. Dieses sog. „Einpatschen“ der Kugeln wird auch heute noch verwendet.

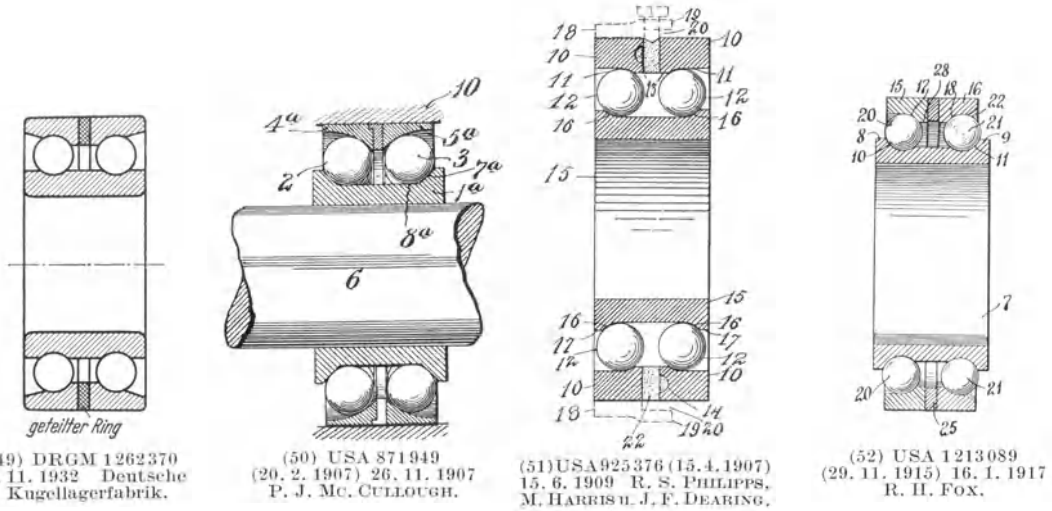
Als Vorläufer der modernen zweireihigen Schräglager können die Patente Engl. 11379/94 (39) und USA 537152/94 (44) angesehen werden. Die von SACHS in dem DRP



210156/06 (45) beschriebene Bauart zeigt bereits einteilige Laufringe. Um die Kugeln einfüllen zu können, wurde für jede Reihe eine Nute angeordnet. Der zweiteilige, verschraubte, massive Käfig enthält beide Kugelreihen. In dem engl. Patent 19470/09 (46) wird vorgeschlagen, die Kugeln von der Bohrung des Innenringes her einzufüllen. Die weitaus meisten Schräglager wurden bisher in USA hergestellt, und zwar in einer Bauart entsprechend dem Patent 921464/06 (47) von New-Departure<sup>1</sup>, bei welcher die beiden Außenringhälften durch eine Büchse zusammengehalten werden. Die Konstruktion DRP 518257/29 (48) gestattet bei einteiligen Laufringen und einem Käfig für jede Kugelreihe das seitliche Einfüllen der Kugeln. Die seit einigen Jahren stark propagierten „Vorspannlager“ nach GM 1262370 (49) stellen keineswegs eine Neuerung dar. Schon in dem USA-Patent 871949/07 (50) wird eine ähnliche Anordnung beschrieben. Das USA-Patent

<sup>1</sup> The New-Departure Manufacturing Comp.; s. Abschnitt 9.4.

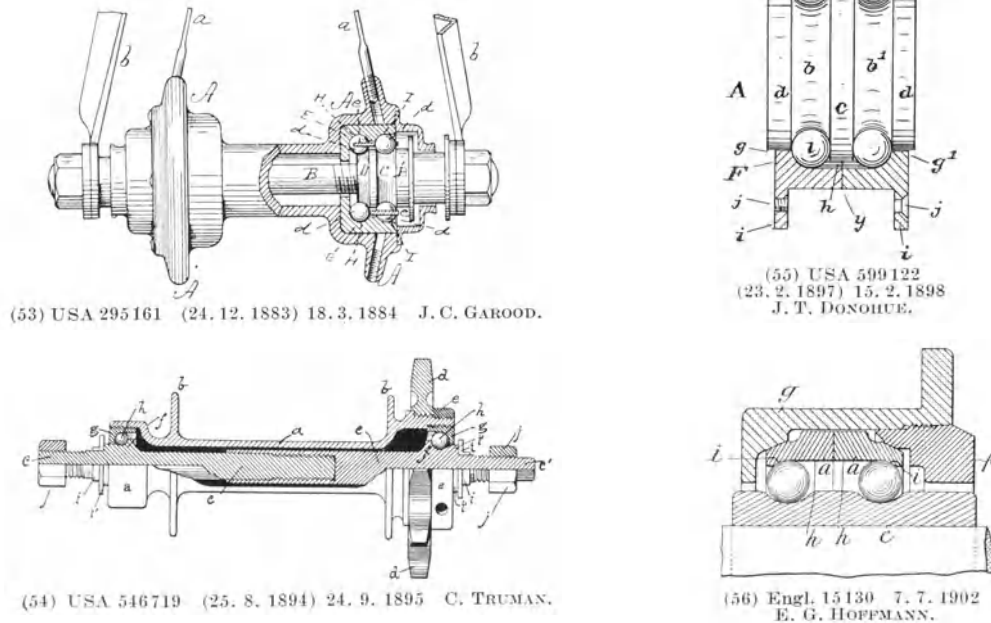
925376/07 (51) bezieht sich auf ein zweireihiges Schräglager, bei welchem der Spalt zwischen den beiden Außenringen zwecks Begrenzung des Spiels mit einem leicht schmelz-



baren Stoff angefüllt werden soll. Das Patent USA 1213089/15 (52) benutzt schließlich zum Einstellen des Spiels geschlitzte Zwischenscheiben.

2.213 Schulterkugellager.

Das dieser Lagerart eigene Profil der Laufbahn des Außenringes ist bereits in den Patentschriften USA 295161/83 (53) und USA 546719/94 (54) angedeutet, insofern als der Kreisbogen der Schulter in eine parallel zur Hauptachse liegende Gerade übergeht. In der Patentschrift USA 599122/97 (55) ist diese Form noch deutlicher zu erkennen. Nach dem damaligen Stand

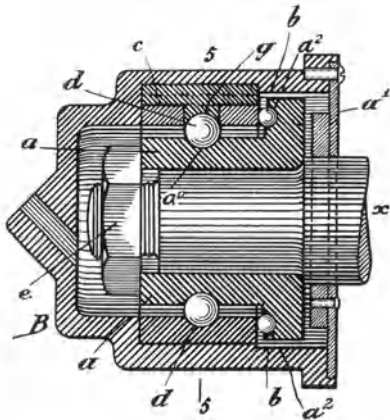


der Technik kann man jedoch annehmen, daß die Kugeln unter einem gewissen Druckwinkel laufen sollten. Erst in der engl. Patentschrift 15130/02 (56) ist die

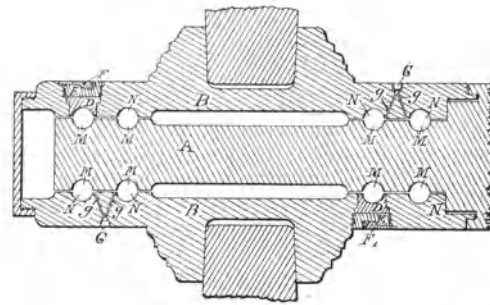
moderne Form des Schulterkugellagers klar und eindeutig beschrieben. In einreihiger Ausführung wird dieses Lager heute noch in großer Stückzahl hergestellt. Durch die Arbeiten der Norma<sup>1</sup> hat dieses Lager seine große Bedeutung erhalten.

### 2,214 Rillenkugellager.

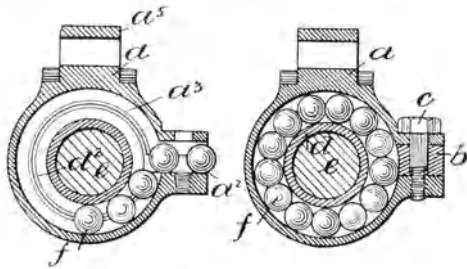
Der Gedanke, die Kugeln in die symmetrisch liegenden Rillen des Innen- und Außenringes durch eine besondere Öffnung einzufüllen, ist sehr alt. Die Abbildungen des engl.



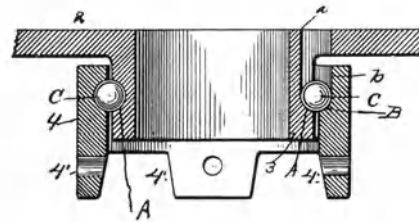
(57) USA 584296 (14. 12. 1896) 8. 6. 1897 H. SCHUPPISER.



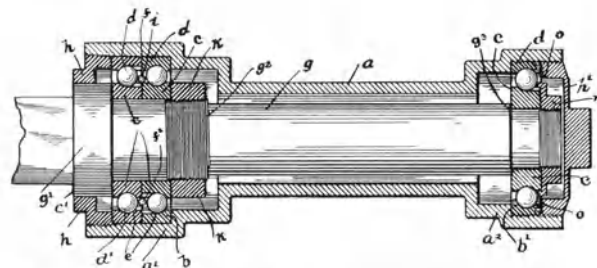
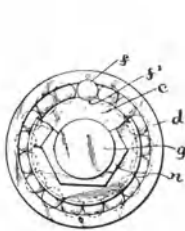
(58) USA 609503 (11. 5. 1898) 23. 8. 1898 J. FAUNCE.



(59) USA 327408 (6. 7. 1885) 29. 9. 1885 O. PHILFELDT.



(60) USA 537689 (1. 12. 1894) 16. 4. 1895 W. KOUNS.



(61) USA 615070 (5. 3. 1898) 29. 11. 1898 F. M. LECHNER.

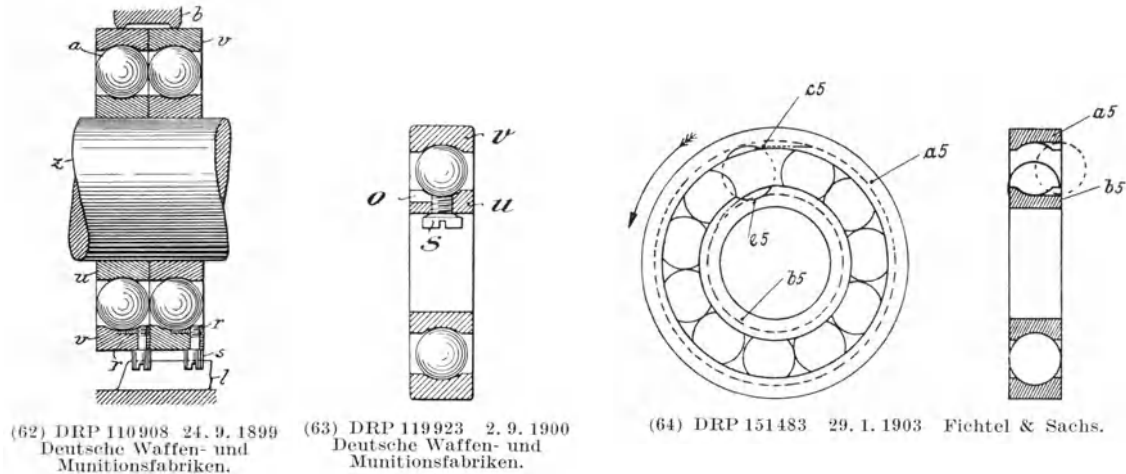
Patentes 2006/94 von VAUGHAN (15) lassen bereits ein radial angeordnetes Einfüllloch erkennen. Um ein Herausfallen der Kugeln im Betrieb zu verhindern, wird das Loch verschlossen, ähnlich wie in den Patenten USA 584296/96 (57), USA 609503/98 (58) und USA 327408/85 (59). Die Abbildungen der Patentschriften USA 537689/94 (60) und USA 615070/98 (61) zeigen schon die seitlich liegenden Einfüllnuten. Nachdem STRIBECK den großen Vorteil der Rillenkugellager nachgewiesen hatte, suchte man intensiv nach geeigneten Einfüllverfahren. Die zunächst von der DWF<sup>2</sup> herausgebrachten Konstruktionen

<sup>1</sup> Norma Comp.; s. Abschnitt 9,4.

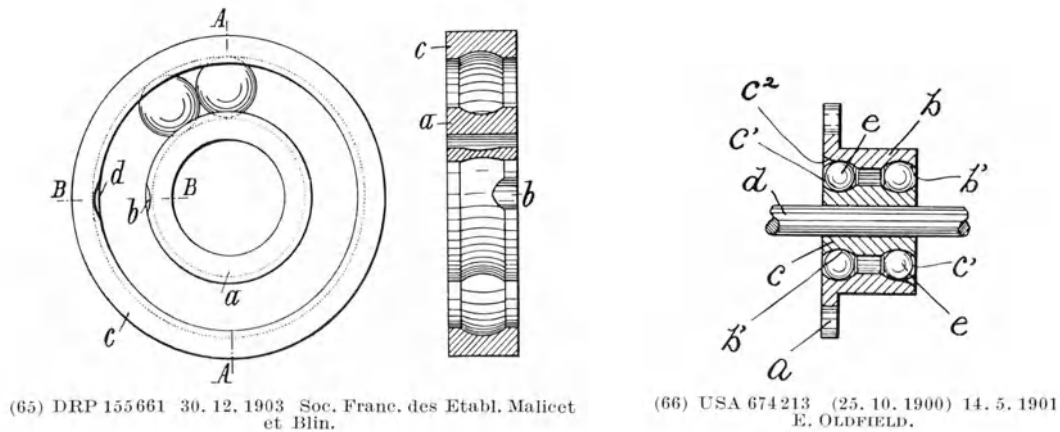
<sup>2</sup> Deutsche Waffen- und Munitionsfabriken; s. Abschnitt 9,4.

DRP 110908/99 (62) und DRP 119923/00 (63), bei denen die Einfüllöffnung durch ein Füllstück oder eine Schraube verschlossen wurde, bewährten sich nicht. Da die Lauf-  
ringe unter gewissen Betriebsverhältnissen die Neigung haben, zu wandern, wurden  
die Schraubenköpfe häufig beschädigt oder abgeschert.

Zu gleicher Zeit stellte die Firma F & S<sup>1</sup> Versuche an, um ein geeignetes Einfüll-  
verfahren zu finden. Das Austreten der Kugeln sollte durch schrägliegende Nuten ver-



hindert werden DRP 151483/03 (64). Außerdem untersuchte E. SACHS Lager, bei denen  
die Nuten nicht bis auf den Grund der Rille reichten und die letzten Kugeln unter  
Deformation der Ringe eingefüllt werden mußten. Dieser Gedanke wurde kurze Zeit  
später der Firma MAB<sup>2</sup> patentiert, DRP 155661/03 (65). Diese Bauart hat viele Jahre



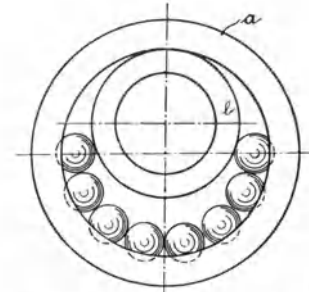
den deutschen Markt beherrscht und auch im Ausland eine große Rolle gespielt. Inter-  
essant ist in diesem Zusammenhang, daß der gleiche Gedanke in dem Patent USA  
674213/00 (66) dargestellt und beschrieben ist, und zwar für Laufringe aus Rohhaut.  
Es heißt darin:

„Um das Einsetzen der Kugeln *e* zu ermöglichen, hat jede Laufbahn *b'* eine Nut *c'*, die nahe  
an dem Grund der Laufbahn einschneidet. Das erwähnte Ritzel und die Nabe bestehen vorzugsweise  
aus leicht nachgiebigem Werkstoff, z. B. Rohhaut, so daß es möglich ist, die Kugeln durch die  
erwähnten Nuten in die Laufbahnen zu zwingen. Dann sind sie frei, um in ihren Laufbahnen zu  
arbeiten. Sie können diese nicht verlassen ohne, daß sie durch die genannten Nuten herausgezwängt  
werden.“

<sup>1</sup> Fichtel & Sachs; s. Abschnitt 9,4.

<sup>2</sup> La Société des Etablissements Malicet et Blin; s. Abschnitt 9,4.

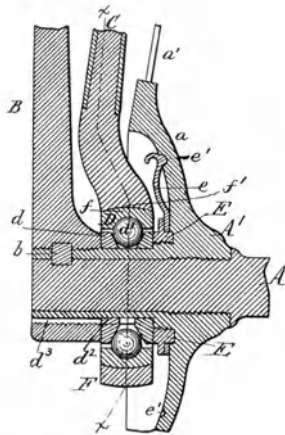
Im Jahre 1903 wurde ein Einfüllverfahren gefunden, bei welchem nur soviel Kugeln eingefüllt werden, wie die exzentrische Verlagerung der Laufrillen zuläßt, DRP 168 499/03 (67). Nach der in diesem Patent offenbarten Methode werden auch heute noch alle Radiaxlager (Hochschulterlager) hergestellt. In dem DRP 184 024 vom 9. 4. 1903 wird von DWF vorgeschlagen, den Außenring zu erwärmen, um mehr Kugeln einfüllen zu können. Der gleiche Zweck soll in dem DRP 184 025 (DWF) vom 15. 3. 1903 dadurch erreicht werden, daß die Laufringe durch Druck auf die Kugeln verformt werden.



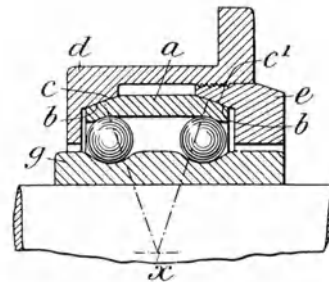
(67) DRP 168 499 24. 2. 1903 Deutsche Waffen- und Munitionsfabriken.

**2,215 Schwenkbare Lager. — Pendelkugellager.**

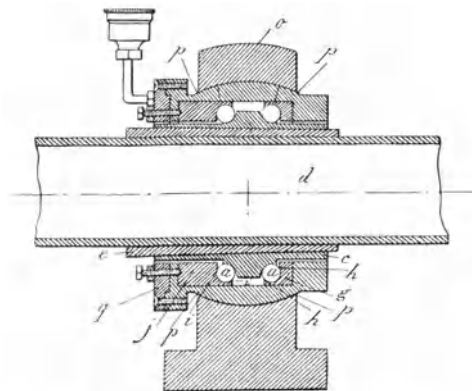
Die Gefahr der Verklemmung der Lager durch ungenaue Bearbeitung der Zubehöerteile oder durch Einbaufehler wurde schon frühzeitig erkannt. Dies zeigen die Patentschriften Engl. 2680/81 (36) und USA 324 568/84 (68), bei denen man den kugeligen Mantel des Außenringes in ein entsprechend ausgebildetes Gehäuse setzte. In ähnlicher Weise



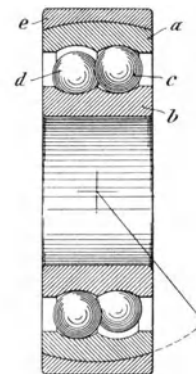
(68) USA 324 568 (29. 4. 1884) 18. 8. 1885 E. G. LATTA.



(69) Engl. 15131 7. 7. 1902 E. G. HOFFMANN.



(70) DRP 137 008 8. 9. 1901 L. ZANCANARO.

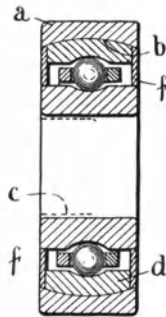


(71) Engl. 14 646 22. 6. 1909 Deutsche Waffen- und Munitionsfabriken.

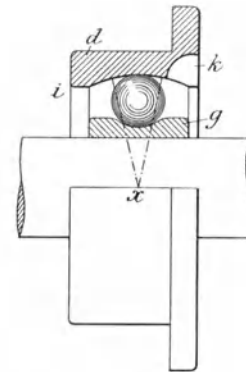
versuchte auch E. HOFFMANN in dem engl. Patent 15 131/02 (69) die Einstellung zu erreichen, während für Schräglager das Gehäuse selbst mit einer Kugelfläche ausgebildet wurde, DRP 137 008/01 (70). Die für Rillennlager endgültige Form zeigt das engl. Patent 14 646/09

(71) der DWF. Das USA-Patent 1009586/10 (72) schützt schließlich die Aussparung zum Einführen des Außenringes.

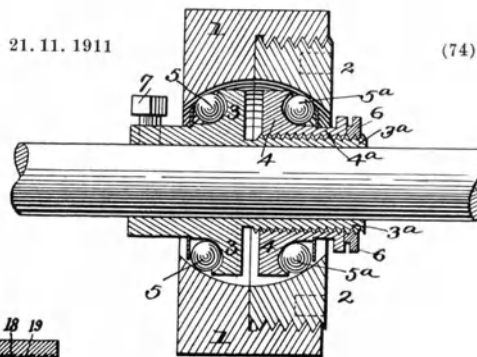
Die Vorzüge der Einstellung bei kugeligter Laufbahn des Außenringes erkannte zuerst HEATH, der in seinem engl. Patent 22486/99 (73) ein zweireihiges Lager mit zwei ineinander verschraubten Außen- und Innenringen beschreibt. Die Laufbahnen beider



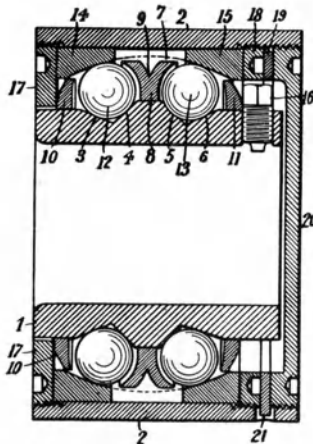
(72) USA 1009586 (15. 9. 1910) 21. 11. 1911  
O. A. SCHMIDT.



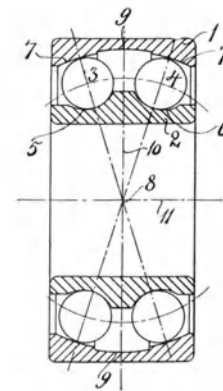
(74) Engl. 15131 7. 7. 1902  
E. G. HOFFMANN.



(73) Engl. 22486  
10. 11. 1899  
F. H. HEATH.



(75) USA 768574 (12. 5. 1903) 23. 8. 1904  
V. L. RICE.



(76) Schwed. 25406 6. 6. 1907  
S. G. WINGQUIST.

Außenringe bilden eine Kugelfläche mit gleichem Mittelpunkt. Ein einreihiges Lager mit kugeligter Außenlaufbahn zeigt das engl. Patent 15131/02 (74) und ein zweireihiges Lager das USA-Patent 768574/03 (75). Die endgültige, ideale Form mit einteiligen Lauf- ringen schuf WINGQUIST, schwed. Patent 25406/07 (76). Diese Lagerart, die zur Gründung der SKF<sup>1</sup> führte, erlangte schon bald eine große Bedeutung, da bei vielen Lagerstellen erst durch die wirklich einwandfreie Schwenkmöglichkeit eine genügende Betriebssicherheit erzielt werden konnte. Auch heute noch gehört diese Konstruktion zu den wichtigsten Lagerarten.

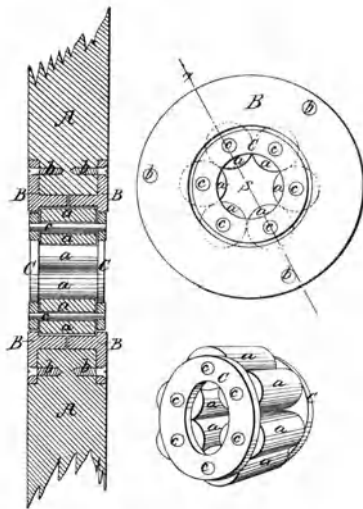
<sup>1</sup> A. B. Svenska Kullagerfabriken; s. Abschnitt 9,4.

**2,22 Entwicklung der Querrollenlager.**

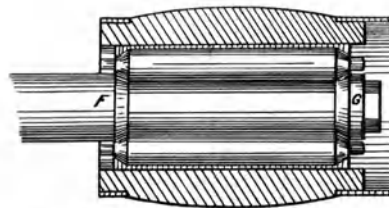
**2,221 Zylinderrollenlager.**

Die wichtigsten Merkmale des modernen Zylinderrollenlagers kann man wie folgt zusammenfassen:

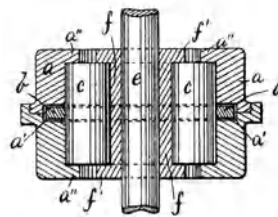
1. Verhältnis Rollenlänge zu Durchmesser = 1:1 bis 1:2.
2. Glatte zylindrische Rollen ohne Bund, Flansch oder Einschnürung.
3. Ebene Seitenflächen der Rollen und Borde.
4. Die eine Lauffläche ist zylindrisch und wird begrenzt durch zwei seitliche Anlaufflächen, Borde:



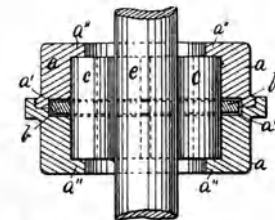
(77) USA 40471 3. 11. 1863 E. TURNER.



(78) USA 197289 (9. 11. 1877) 20. 11. 1877 A. L. PETERS, G. M. PETERS und O. E. PETERS.



(79) USA 250721 (9. 11. 1881) 13. 12. 1881 T. R. FERRALL.



5. Die andere Lauffläche ist ebenfalls zylindrisch ohne seitliche Begrenzung oder mit einer oder zwei seitlichen Anlaufflächen.
6. Der innere oder äußere Laufring besitzt zwei Borde, die mit ihm aus einem Stück bestehen.
7. Die zylindrische Laufbahn besteht aus einer Fläche eines Ringes.
8. Die Rollen liegen in einem Käfig.

Diese Merkmale sind, wie nachstehende Aufstellung zeigt, mehr oder weniger vollständig in den alten Veröffentlichungen enthalten:

USA 40471/63 (77)	1 2 3 4 5 6 8	USA 784002/02 (83)	1 2 4 5 6 7
„ 197289/77 (78)	2 4 5 6 7	DRP 153752/03 (84)	1 2 3 5 7
„ 250721/81 (79)	2 3 4 5 6 8	USA 837830/05 (85)	1 2 3 4 5 6 7 (8)
„ 281950/83 (80)	1 2 3 4 5 6 7	„ 874837/06 (86)	1 2 4 5 6 7
„ 321351/85 (81)	1 2 3 4 5 6 7	Engl. 12640/06 (87)	1 2 3 4 5 6 7 (8)
„ 346716/85 (82)	1 2 3 4 5 6 7		

Aus dieser Gegenüberstellung erkennt man, wie die in den Patentschriften gezeigten Formen des Zylinderrollenlagers immer vollkommener werden. 1890 weist MOFFETT auf die Bedeutung der genauen Führung der Rollen hin, indem er in der Beschreibung zu dem DRP 55735/90 (88) sagt:

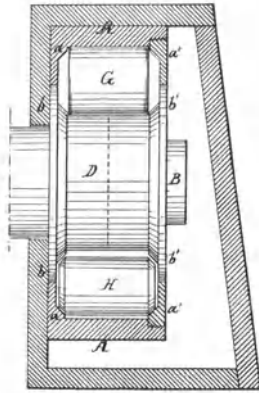
„Der Zapfen 2 ruht innerhalb der Lagerbüchse 3 auf Rollen 4, welche mittels in Stützringen 5 gelagerten Achsen 6 in paralleler Lage gehalten werden.“

Diese Bauart ist als Achslager für Straßenbahnwagen auch in Deutschland verwendet worden und viele Jahre in Betrieb gewesen. Obwohl schon vor 1900 kurze zwischen Borden liegende Rollen vorgeschlagen wurden, und die Bedeutung einer guten Führung

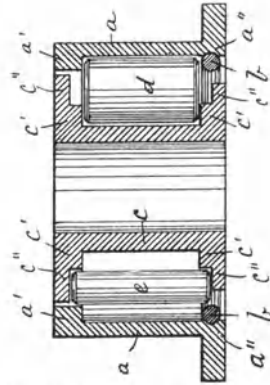


erkannt war, zeigen alle um die Jahrhundertwende auf dem Markt befindlichen Lager lange, schlecht geführte Rollen, deren Nachteile STRIBECK /129/ eindeutig durch Versuche nachwies. In seinem Bericht über derartige Lager sagt er:

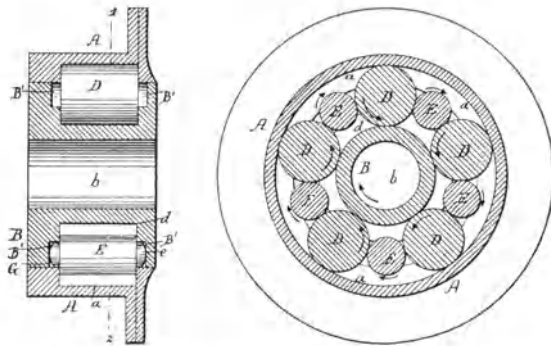
„Lager mit gehärteten Rollen und Büchsen vertragen wohl viel größere Lasten als ungehärtete Lager. Sie sind aber teurer als Kugellager, ohne deren gute Eigenschaften in gleich hohem Maße zu besitzen und werden gegen diese im Wettbewerb nicht bestehen können.“



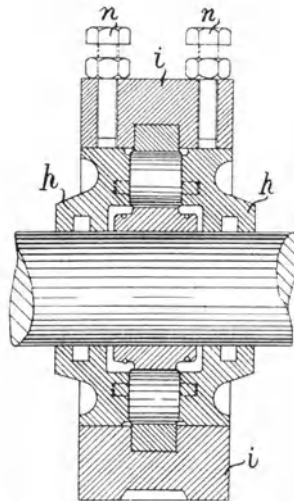
(80) USA 281950 (2. 6. 1883) 24. 7. 1883  
H. G. YATES.



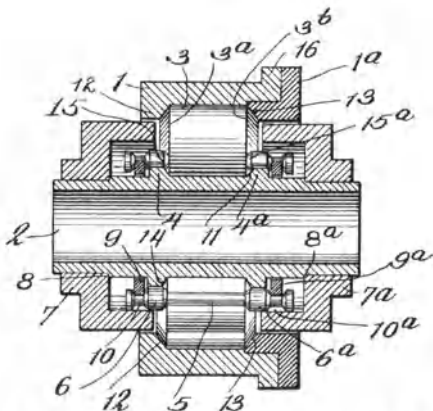
(81) USA 321351 (22. 5. 1885) 30. 6. 1885  
T. R. FERRALL.



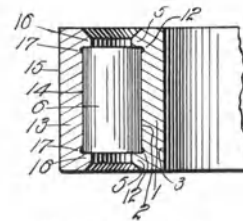
(82) USA 346716 (18. 9. 1885) 3. 8. 1886 L. W. BOYER.



(84) DRP 153752 10. 11. 1903 TH. SAUBERLICH.



(83) USA 784002 (13. 1. 1902) 28. 2. 1905 M. F. HILL.

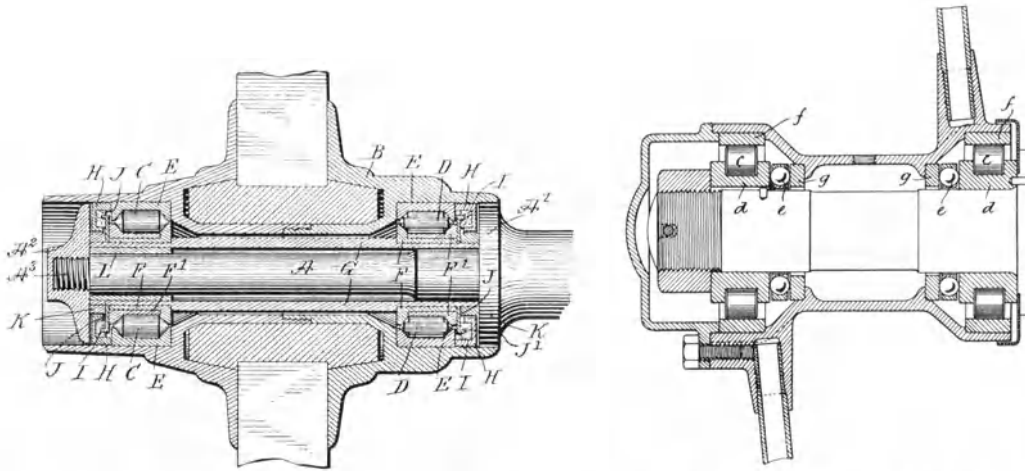


(85) USA 837830 (19. 6. 1905) 4. 12. 1906  
C. F. HEINKEL und J. MUTH.

Es ist das große Verdienst von KIRNER, die Vorteile der Lager mit kurzen, genau hergestellten und zwischen Borden genau geführten Rollen in ihrer ganzen Bedeutung richtig erkannt und solche Lager gegen den Widerstand vieler Fachgenossen in Deutschland eingeführt zu haben.

Fast zu gleicher Zeit wurden auch in England von der Firma Hoffmann<sup>1</sup> Zylinderrollenlager in den Außenmaßen der genormten Kugellager herausgebracht.

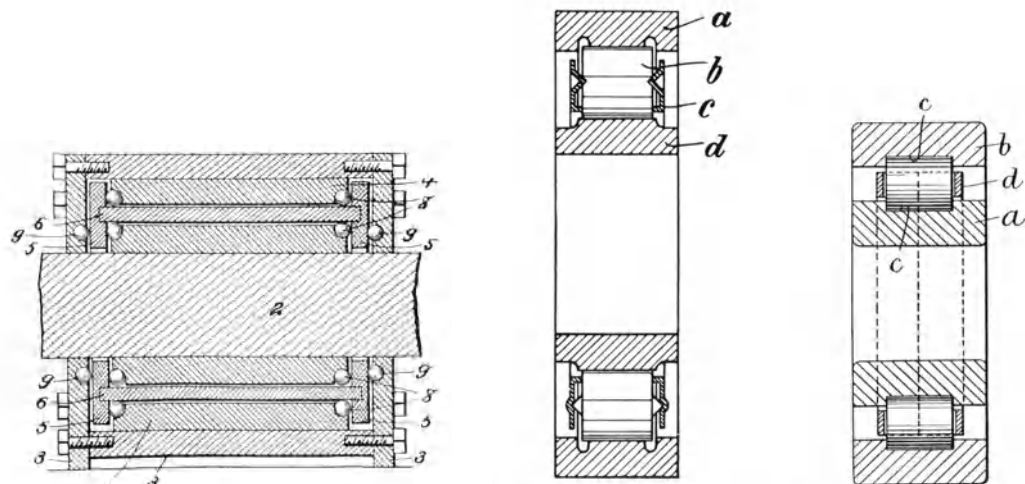
Wie aus dem österreichischen Patent 54931 vom 14. 5. 1909 (89) hervorgeht, wurde von KIRNER außerdem als wichtige Verbesserung die konvex gewölbte Laufbahn vorgeschlagen, um Kantenbelastungen zu vermeiden.



(86) USA 874837 (12. 1. 1906) 24. 12. 1907 E. J. EDWARDS.

(87) Engl. 12640 31. 5. 1906 R. F. HALL.

Die immer größere Anwendung der Zylinderrollenlager veranlaßte ihn im Jahre 1911, neue Formen, die sog. Schulter- und Führungsrollenlager, zu entwickeln, die auch



(88) DRP 55735 12. 8. 1890 R. W. MOFFETT.

(89) Österr. 54931 14. 5. 1909  
Norma Comp. und J. KIRNER.(90) Engl. 6059 10. 3. 1910  
The Hoffmann Manufacturing  
Comp.

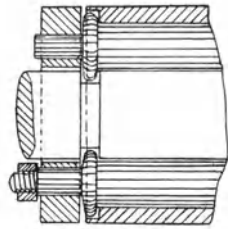
die Aufnahme einseitig oder beidseitig wirkender Axialdrücke gestatten (s. Abschnitt 3,13 S. 97).

Das Patent USA 837830/05 (85) und das engl. Patent 6059/10 (90) sind bemerkenswert, weil beide Laufringe mit den Borden aus einem Stück bestehen. Infolgedessen ist es erforderlich, die Rollen ähnlich einzufüllen wie bei dem Radiallager (67).

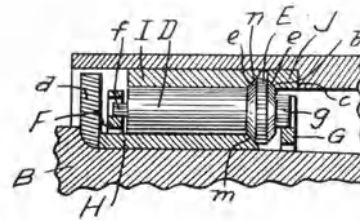
<sup>1</sup> The Hoffmann Manufacturing Co. Ltd.; s. Abschnitt 9,4.

**2,222 Flansch- und Bundrollenlager.**

Der Gedanke, die Führung der Rollen an einem besonderen Flansch vorzunehmen, ist bereits in dem engl. Patent 1162/83 (91) niedergelegt. Spätere Veröffentlichungen,

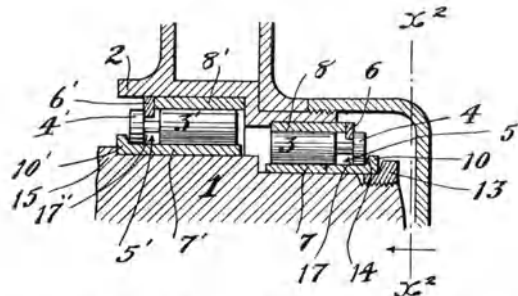


(91) Engl. 1162 5. 3. 1883 J. H. ADAMS.

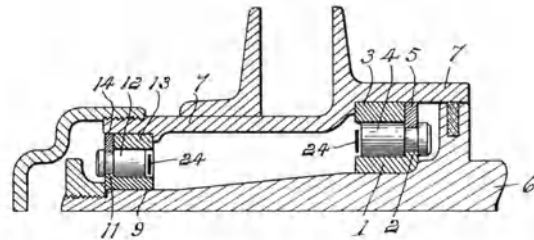


(92) USA 907678 (16. 12. 1907) 22. 12. 1908 R. F. BOWER.

wie z. B. die Patente USA 907678/07 (92) und USA 996550/07 (93) zeigen, daß man derartige Lager auch zur Axialdruckaufnahme benutzt hat. Auch auf diese Lagerart



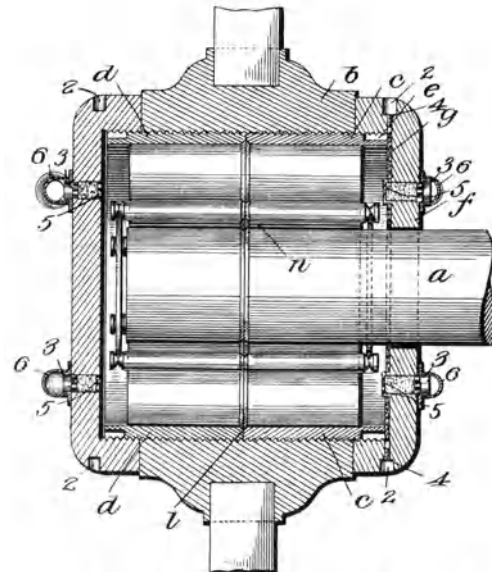
(93) USA 996550 (7. 10. 1907) 27. 6. 1911 O. F. ZAHN.



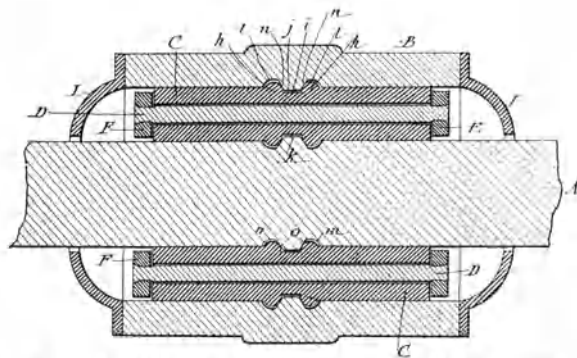
(94) USA 1055849 (26. 6. 1911) 11. 3. 1913 O. F. ZAHN.

hat die Erkenntnis über die Bedeutung der kurzen Rollen eingewirkt und zu der Ausführung des Patentes USA 1055849/11 (94) geführt.

Lager mit Rollen, die zur Führung und Axialdruckaufnahme mit einem oder mehreren Bunden in der Mitte versehen sind, zeigen die Patentschriften USA 452373/90, USA 828337/05, USA 836428/04, USA 980427/10 und USA 1029075/11 (95) bis (99). Die immer-



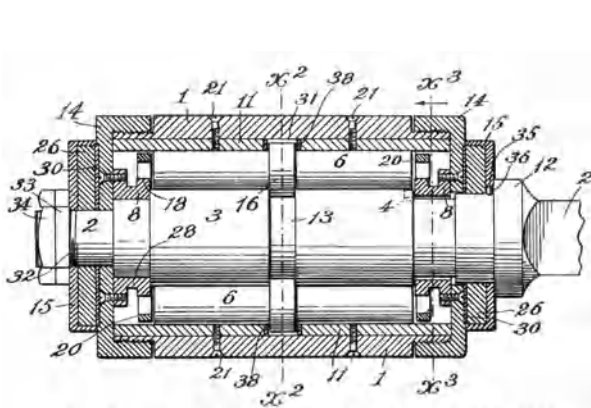
(96) USA 828337 (21. 11. 1905) 14. 8. 1906 A. E. PUTNAM.



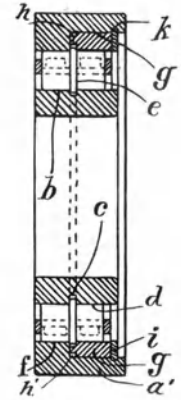
(95) USA 452373 (21. 3. 1890) 19. 5. 1891 L. W. HARDY.

wiederkehrende Behauptung, daß mit dem DRP 292131/13 (100) zum ersten Male der Gedanke offenbart wurde, Axialdruck durch die Seitenflächen der Rollen direkt ohne besondere Längslager aufzunehmen, ist also, auch unter Berücksichtigung der Patent-

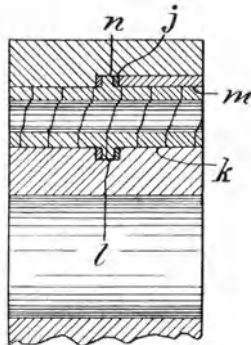
schriften des vorigen Abschnittes, unrichtig. Diese Bundrollenlager wurden zunächst mit langen Rollen ausgeführt. Unter der Einwirkung der von KIRNER ausgehenden und von ihm erfolgreich vertretenen Erkenntnisse über die Bedeutung der genauen Führung



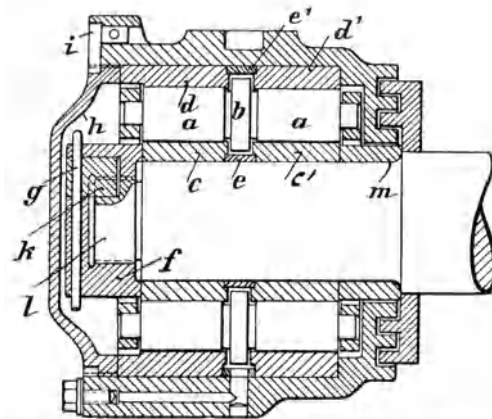
(97) USA 836428 (21. 6. 1904) 20. 11. 1906 D. ALLEN.



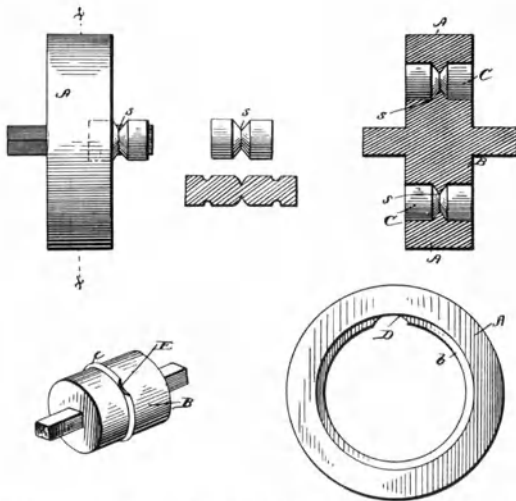
(98) USA 980427 (28. 4. 1910) 3. 1. 1911 C. S. LOCKWOOD.



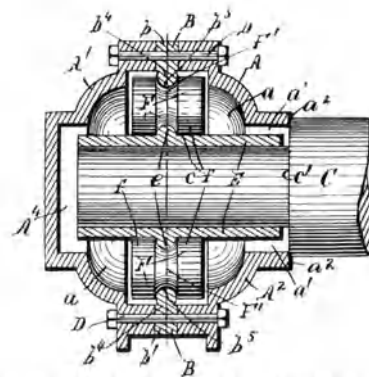
(99) USA 1029075 (10. 8. 1911) 11. 6. 1912 C. S. LOCKWOOD.



(100) DRP 292131 12. 10. 1913 G. und J. JAEGER.



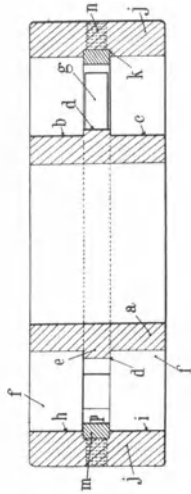
(101) USA 320366 (21. 4. 1885) 16. 6. 1885 W. KRATZER.



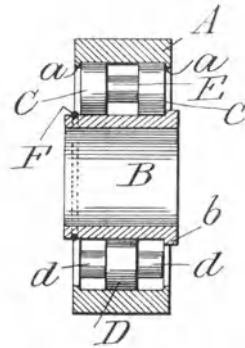
(102) USA 496347 (26. 9. 1892) 25. 4. 1893 D. W. COPELAND.

wurden auch diese schließlich wesentlich kürzer ausgebildet. Heute werden sie wohl nur noch für Ersatzzwecke geliefert, da das Zylinderrollenlager gegenüber dem Bundrollenlager erhebliche Vorteile aufweist.

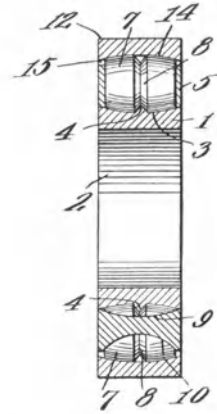
Zur Vervollständigung der Übersicht sollen auch einige Patente aufgeführt werden, bei denen die Rollen zum Zwecke der Führung in der Mitte eingeschnürt sind. USA 320366/85, USA 496347/92, DRP 192857/06, USA 997829/10 und USA 1087027/13 (101) bis (105). Diese Bauart hat sich ebenfalls nicht durchsetzen können.



(103) DRP 192857 28. 7. 1906  
E. MOONEN.



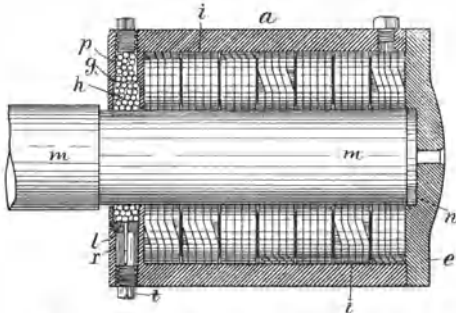
(104) USA 997829 (19. 7. 1910)  
11. 7. 1911 H. B. KEIPER.



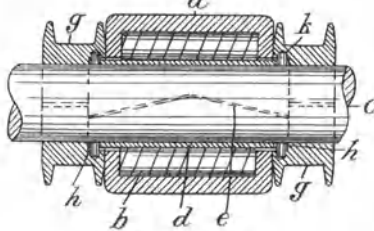
(105) USA 1087027 (30. 1. 1913)  
10. 2. 1914 W. H. MAKUTCHAN.

**2,223 Federrollenlager.**

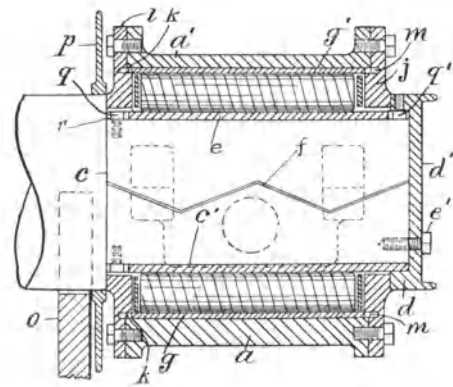
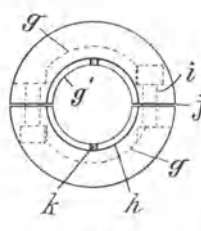
Diese Lager, die schon im Jahre 1892 von HYATT<sup>1</sup> in dem Patent USA 487530/92 (106) vorgeschlagen wurden, haben sich bis auf den heutigen Tag in Amerika für gewisse Gebiete behaupten können. In Europa haben sie jedoch nie eine große Bedeutung erlangt. An ihrer Konstruktion hat sich im Laufe der Zeit fast nichts geändert, nur daß sie in den letzten Jahren auch in kürzerer Bauart und mit Laufringen geliefert werden.



(106) USA 487530 (16. 8. 1892) 6. 12. 1892  
J. W. HYATT.



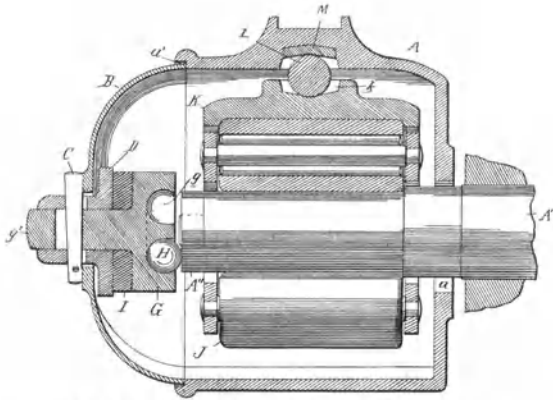
(107) USA 955120 (23. 12. 1909) 12. 4. 1910  
C. S. LOCKWOOD.



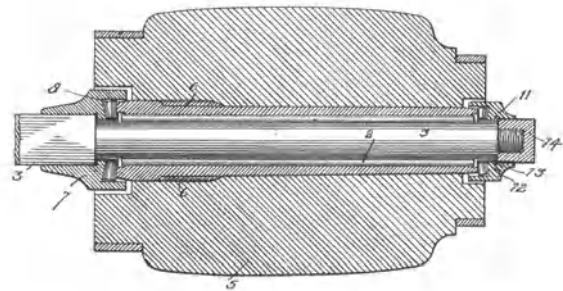
(108) USA 976476 (19. 5. 1909) 22. 11. 1910  
C. S. LOCKWOOD.

Außerdem benutzt man geteilte und geschlitzte Büchsen, wie die Patentschriften USA 955120/09 (107) und USA 976476/09 (108) zeigen.

<sup>1</sup> Hyatt Roller Bearing Company; s. Abschnitt 9,4.



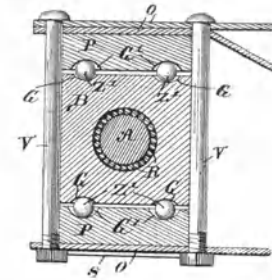
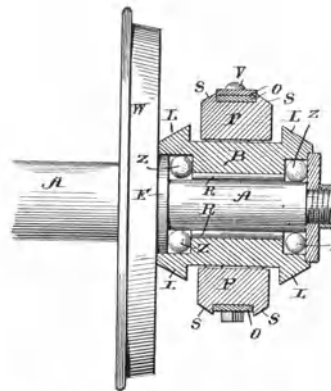
(109) USA 402987 (3.9.1888) 7.5.1889 W. S. SHARPNECK.



(110) USA 446409 (25.11.1890) 10.2.1891 C. J. APPELQUIST.

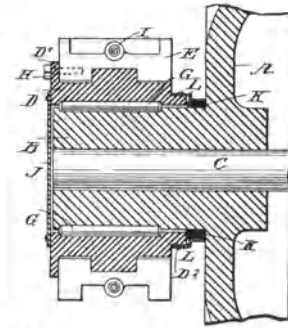
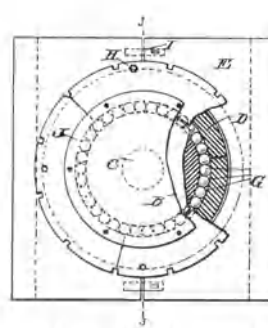
**2,224 Nadellager.**

Zylinderrollenlager mit langen und im Verhältnis zur Länge sehr dünnen Rollen ohne Käfig, wurden, wie die Patentliteratur zeigt, von vielen Ingenieuren vorgeschlagen. Man strebte offenbar danach, ohne Laufringe und ohne besondere Genauigkeit auskommen und gleichzeitig den gleichen Raum wie bei Gleitlagern benutzen zu können. In den folgenden Patentschriften kehrt diese Bauart immer wieder:

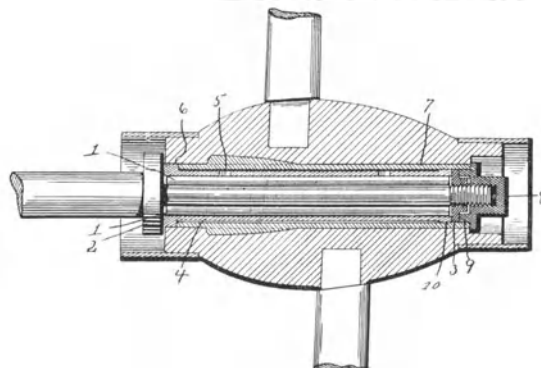
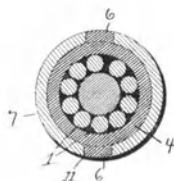


(111) USA 450800 (20.1.1891) 21.4.1891 THOMAS und COLEMAN.

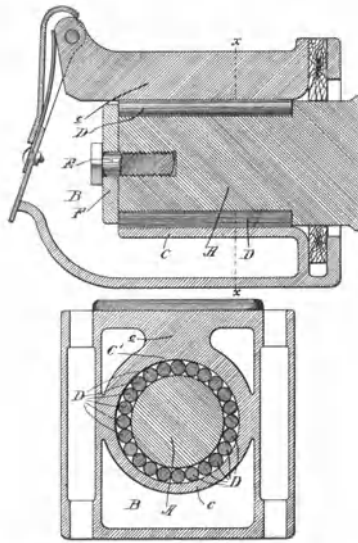
- USA 402987/88 (109)
- „ 446409/90 (110)
- „ 450800/91 (111)
- „ 515629/93 (112)
- „ 545150/95 (113)
- „ 552752/95 (114)
- „ 563858/96 (115)
- „ 580121/96 (116)
- „ 675618/00 (117)
- „ 755177/02 (118)
- Engl. 11580/06 (119)
- „ 175000/20 (120)



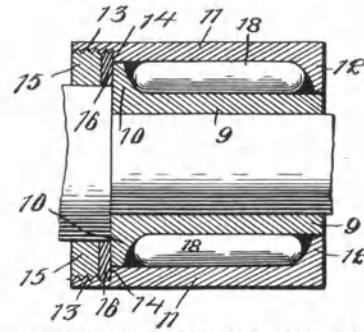
(112) USA 515629 (7.8.1893) 27.2.1894 W. J. TRIPP.



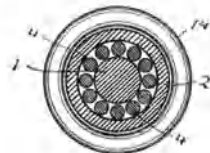
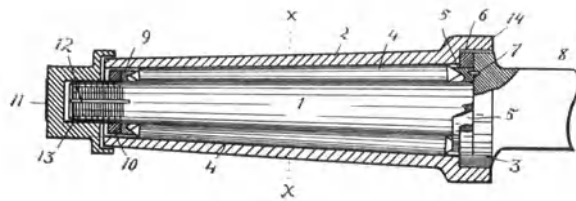
(113) USA 545150 (5.4.1895) 27.8.1895 G. W. CHELTON.



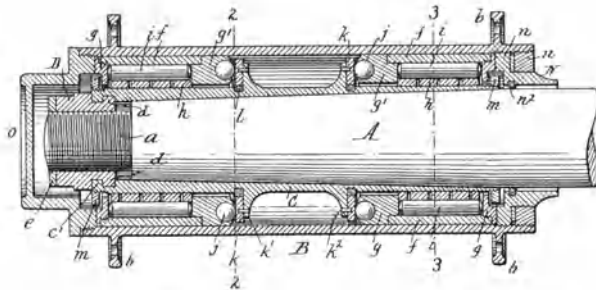
(114) USA 552752 (30. 8. 1895) 7. 1. 1896 I. ELLISON.



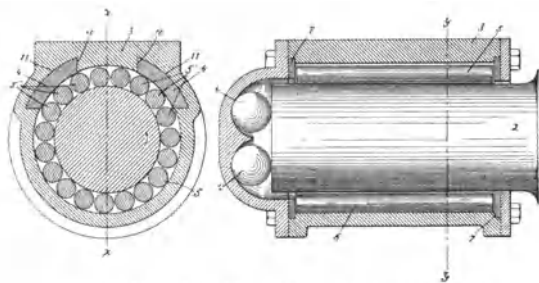
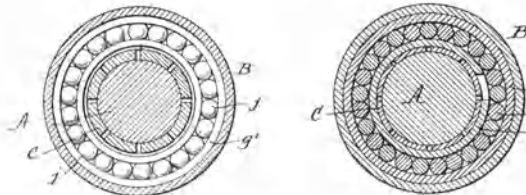
(115) USA 563858 (21. 2. 1896) 14. 7. 1896 T. H. HOLMAN.



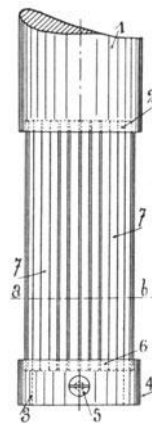
(116) USA 580121 (2. 4. 1896) 6. 4. 1897 A. M. BROWN.



(117) USA 675618 (24. 12. 1900) 4. 6. 1901 C. E. BATHOLOMEW.



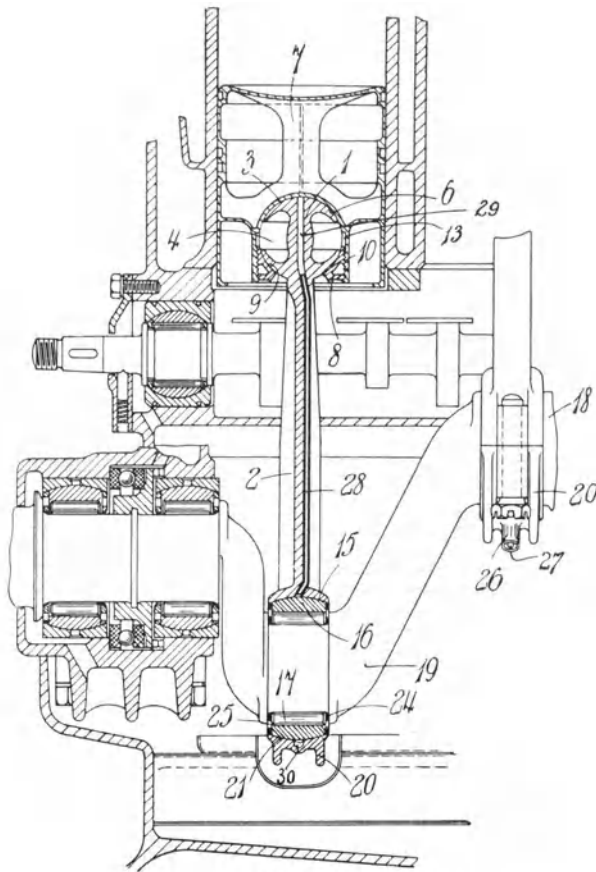
(118) USA 755177 (30. 12. 1902) 22. 3. 1904 W. S. SHARPNECK.



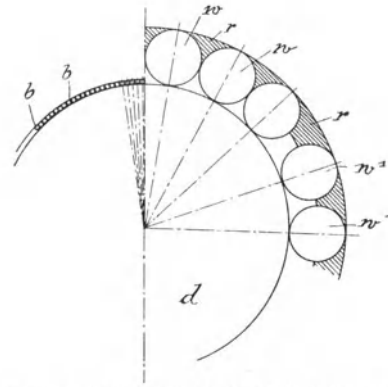
(119) Engl. 11580 18. 5. 1906 S. WALKER.

Während die hier abgebildeten Lager zweifellos als Wälzlager arbeiten sollten, läuft der Gedanke des Erfinders des DRP 393788/22 (121) darauf hinaus, ein Gleitlager zu schaffen, bei welchem die Lagerschale oder Lagerhülse durch viele dünne „Nadeln“ ersetzt wird, die „sich innig aneinander schließen und gewissermaßen eine bremsende Reibung beim Lauf hervorrufen, die so groß ist, daß die Nadeln bei gewöhnlichem Lagerdruck ein geschlossenes Ganzes, eine sich frei um den Zapfen drehende Gleitlagerschale bilden“.

Diese Anordnung hat sich jedoch nicht bewährt. Man ist deshalb dazu übergegangen, den „Nadeln“ gegenseitig und zwischen den Laufbahnen Luft zu geben, so daß sie sich, wie in

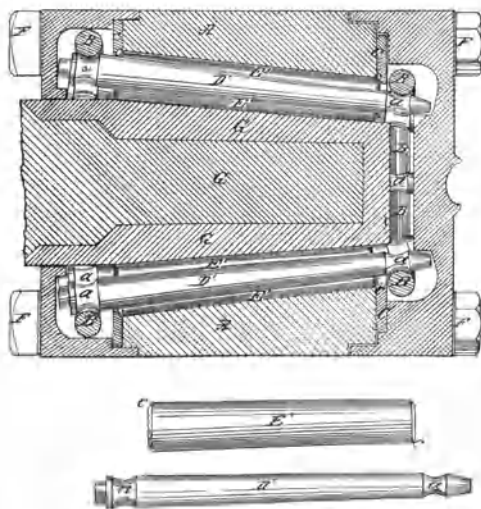


(120) Engl. 175000 28. 10. 1920 H. GARNER.

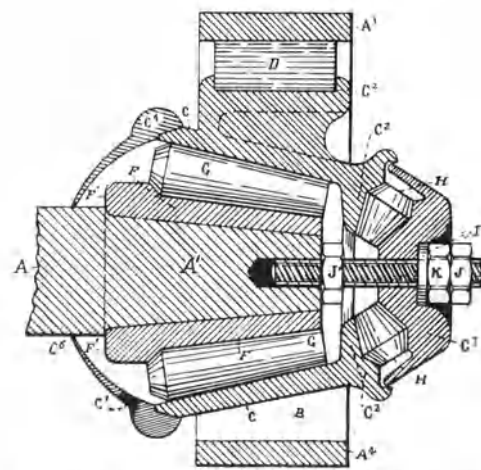


(121) DRP 393788 28. 7. 1922 G. HOFFMANN.

einem Rollenlager, abwälzen können. Die tatsächliche Ausführung dieser Lager hat also mit dem in der Patentschrift offenbarten Erfindungsgedanken nichts mehr zu tun<sup>1</sup>.



(122) USA 82143 19. 2. 1867 G. F. LÄSCH.



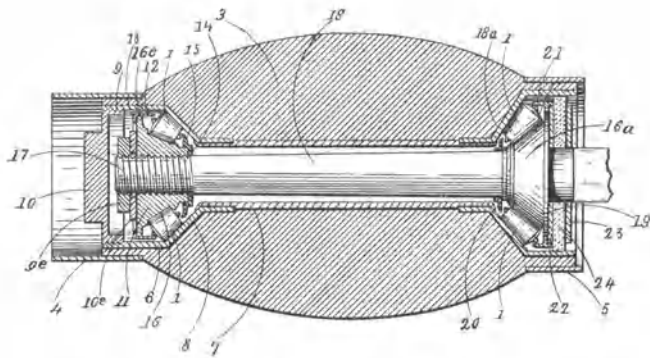
(123) DRP 20049 14. 3. 1882 T. F. HEMMICH.  
entspr. USA 254071 (21.1.1882) 14. 3. 1882 T. F. HEMMICH.

<sup>1</sup> In einem Reichsgerichtsurteil wurde das Patent 393788 wesentlich weiter ausgelegt, als es der Wortlaut des Anspruchs zuläßt.

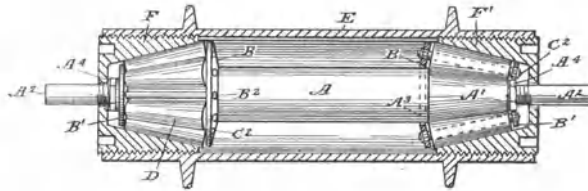


**2,225 Kegelrollenlager.**

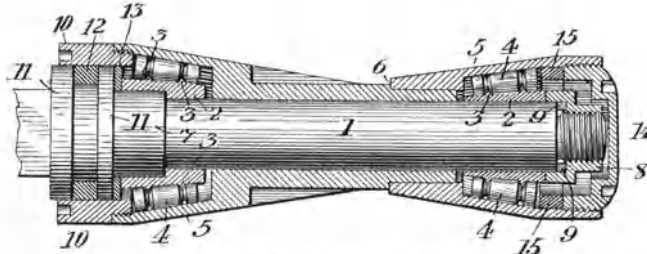
Diese Lager haben eine eigenartige Entwicklung durchgemacht. Obwohl die einfache, glatte Rollenform schon in der Patentschrift USA 62143/67 (122) gezeigt wird und auch in den Patenten USA 254971/82 (123), USA 541196/94 (124) und USA 580660/96 (125) enthalten ist, legte die Firma Timken<sup>1</sup> zunächst für die serienmäßige Herstellung die in den Patentschriften USA 606635/97 (126) und USA 830100/06 (127) dargestellten Bauformen zugrunde. Später wählte man eine Rollenform



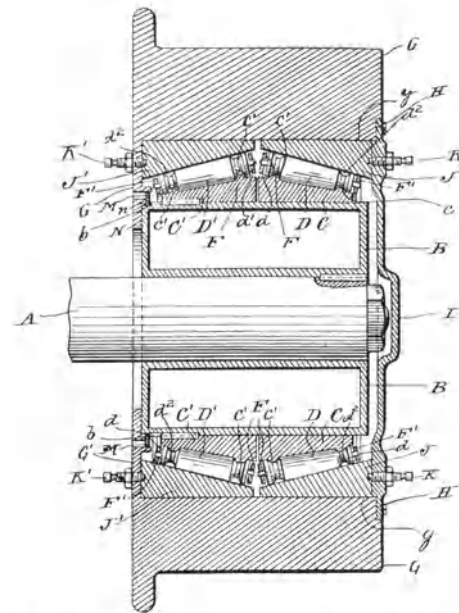
(124) USA 541196 (1.4.1894) 18.8.1895 W. P. WRIGHT.



(125) USA 580660 (28.10.1896) 13.4.1897 C. CROOK.

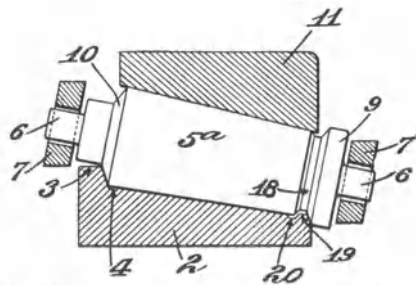


(126) USA 606635 (27.8.1897) 28.6.1898 H. TIMKEN und R. HEINZELMAN.



(127) USA 830100 (12.1.1906) 4.9.1906 J. POST.

mit nur einer Einschnürung entsprechend USA 865472/06 (128) bzw. USA 921656/07 (129). Diese Ausführung ist noch 1920 in großer Anzahl hergestellt worden. Zweifellos erkannte man schon frühzeitig, daß es von großer Bedeutung ist, die Rollen genau zu führen. Man benutzte zuerst einen Flansch an jedem Rollenende, dann die Kombination eines Flansches mit einer Seitenfläche. Auch die Patentschriften USA 1144484/15 (130) und USA 1144751/12 (131) zeigen, wie man sich bemüht hat, eine einfachere und bessere Führung zu finden. Schließlich wählte man eine Form ähnlich USA 992949/08 (132), jedoch mit einer kegeligen Endfläche entsprechend den ältesten Konstruktionen und USA 1100179/13 (133). Diese Form wurde noch im Jahre 1930 ausgeführt, obwohl das Patent USA 1258634

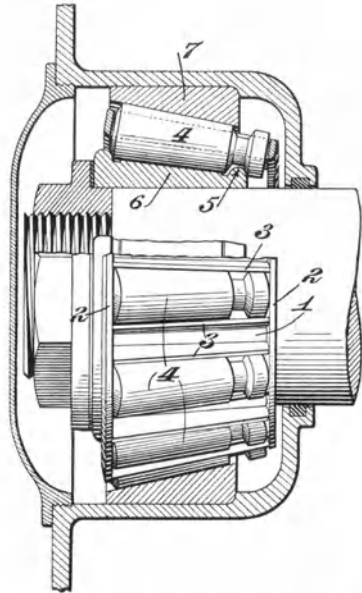


(128) USA 865472 (21.9.1906) 10.9.1907 H. W. ALDEN.

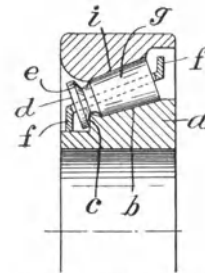
<sup>1</sup> The Timken Roller Bearing Company; s. Abschnitt 9,4.

aus dem Jahre 1917 (134) eine wesentliche Verbesserung zeigte. NEAL schlägt darin vor, die große Endfläche der Rollen eben und die Seitenfläche des Bordes kegelförmig auszuführen.

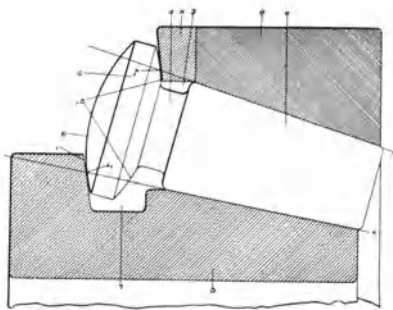
Dadurch ergibt sich eine Anlage an zwei in großem Abstände liegenden Punkten, also eine breite Stützbasis. Unabhängig von diesem Patent beschäftigte sich PALMGREN in den Jahren 1919 und 1920 mit dem Problem der Führung kegelförmiger Rollen. Er kam zu der vollendeten Form, die in dem DRP 331 651/20 (135) gezeigt ist. Die Endflächen der Rollen und die Seitenfläche des Bordes sind kugelig geschliffen um die



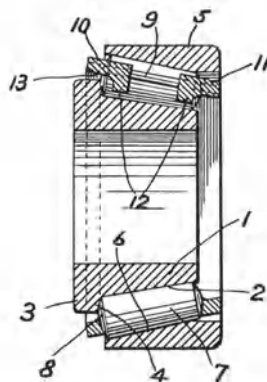
(129) USA 921656 (15. 4. 1907) 18. 5. 1909 H. W. ALDEN.



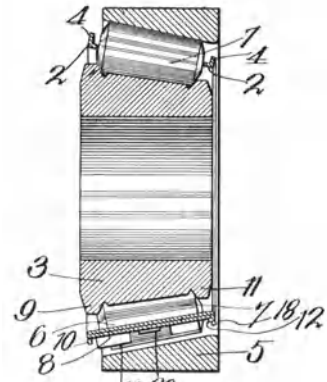
(130) USA 1144484 (19. 2. 1915) 29. 6. 1915 C. S. LOCKWOOD.



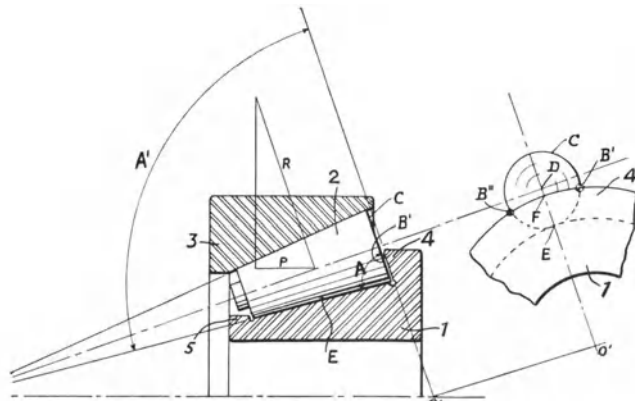
(131) USA 1144751 (16. 7. 1912) 29. 6. 1915 H. L. BOCK.



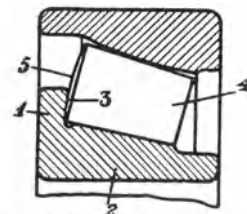
(132) USA 992949 (5. 8. 1908) 25. 5. 1911 S. S. EVELAND.



(133) USA 1100179 (17. 3. 1913) 16. 6. 1914 J. F. FOSTER.



(134) USA 1258634 (2. 6. 1917) 5. 3. 1918 E. E. NEAL.

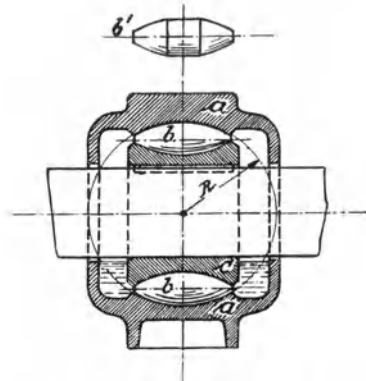


(135) DRP 331651 13. 3. 1920 A. B. Svenska Kullagerfabriken.

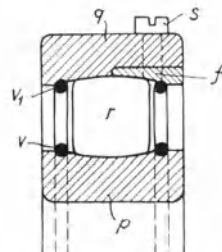
Kegelspitze als Mittelpunkt. Infolgedessen ergibt sich eine Anlage über die ganze Breite und Höhe der Überdeckung hinweg.

**2,226 Pendelrollenlager und Tonnenlager.**

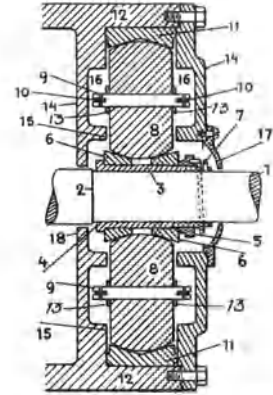
Für die Entwicklung schwenkbarer Rollenlager mit hohlkugeligter Laufbahn des Außenringes, sog. Tonnenlager, Pendelrollenlager oder sphärischer Lager, ist das



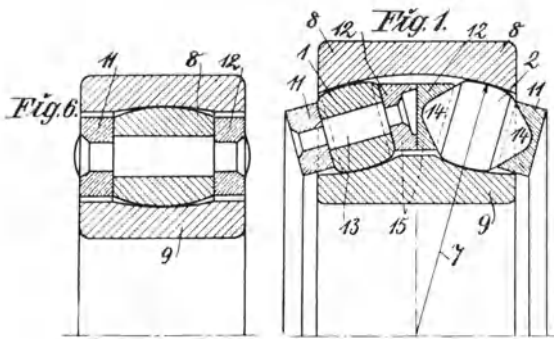
(136) DRP 135220 13. 3. 1902  
A. WALLENSTEIN.



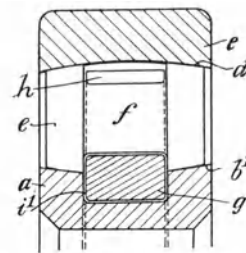
(137) DRGM 288290 17. 9. 1906  
Deutsche Waffen und Munitionsfabriken.



(138) USA 977128 (13. 5. 1907)  
29. 11. 1910 G. KENNERFELT.

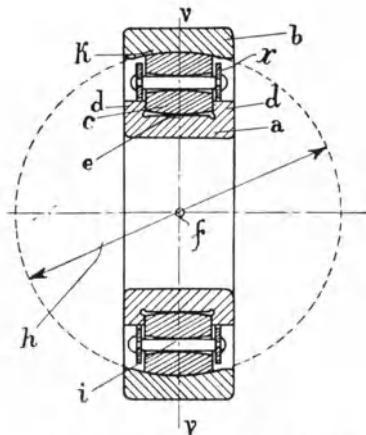


(139) Engl. 1617 21. 1. 1911 S. G. WINGQUIST.

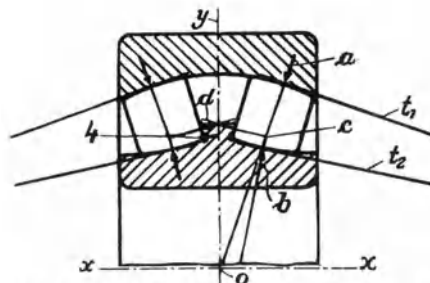


(140) Engl. 19515 1. 9. 1911 O. A. ERICSSON.

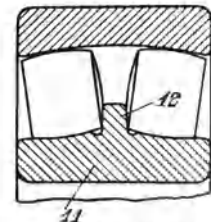
DRP 135220/02 (136) von Bedeutung. Eine Ausführung mit tonnenförmigen Rollen zeigt auch das GM 288290 der DWF (137) aus dem Jahre 1906, bei welchem zur Führung der Rollen eingelegte Ringe benutzt werden. Das USA-Patent 977128/07 (138) stellt ebenfalls ein Lager mit tonnenförmigen Rollen dar, die durch Flanschen des Gehäuses geführt werden sollen, während der Innenring mit der Welle schwenken kann.



(141) DRP 290038 16. 2. 1912  
J. MODLER.



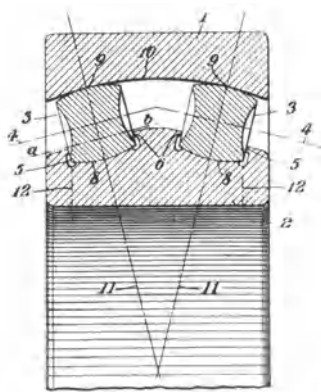
(142) DRP 331454 12. 3. 1920 A. B. Svenska  
Kullagerfabriken.



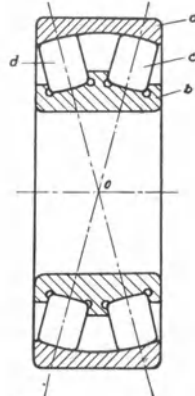
(143) DRP 331651  
13. 3. 1920 A. B. Svenska  
Kullagerfabriken.

WINGQUIST, der Erfinder des sphärischen Kugellagers, kam auch als erster auf den Gedanken, diese bewährte Bauart auf ein Lager mit Rollen zu übertragen. In der engl. Patentschrift 1617/11 Fig. 1 und 6 (139) sind seine Vorschläge enthalten. Ein schwenk-

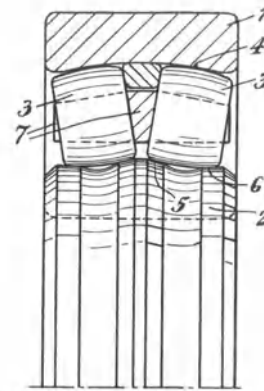
bares Lager ist auch Gegenstand des engl. Patentes 19515/11 (140). Die Rollen sind in der Mitte eingeschnürt zur Aufnahme des Verteilers. Die Erfindung von MODLER DRP 290038/12 (141) bezieht sich auf die Anordnung der Borde am Innenring. In jahrelanger Forschungsarbeit beschäftigte sich PALMGREN mit der Untersuchung schwenkbarer Lager



(144) USA 1477704 (12. 1. 1922)  
6. 3. 1923 O. R. WIKANDER.



(145) DRGM 1224908 5. 7. 1932  
Erste Automatische Gußstahlfabrik vorm. Fr. Fischer.

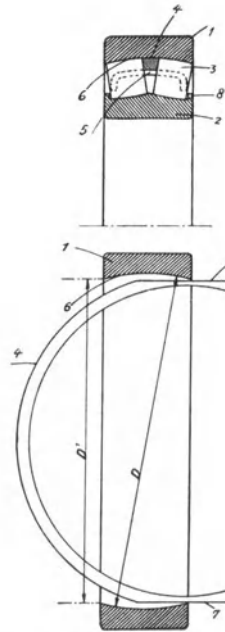


(146) DRP 594245 27. 11. 1931  
S. G. WINGQUIST.

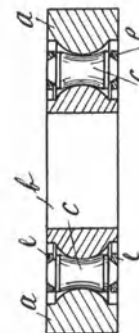
mit hohlkugeligem Außenring. Das Ergebnis seiner systematischen Prüfungen ist das bekannte SKF-Pendelrollenlager nach den Patenten DRP 331454/20 (142) und DRP 331651/20 (143). Diese Bauart hat die Rollenlagertechnik stark beeinflußt und viele wichtige, neue Anwendungsgebiete erschlossen.

Wegen der außerordentlich großen Bedeutung dieser Lagerart versuchte man, die Führung auch in anderer Weise zu lösen. USA-Patent 1447704/22 (144) zeigt ein zweireihiges Pendelrollenlager mit Spielführung. Seit einigen Jahren wird eine solche Bauart in Deutschland nach dem GM 1224908/32 (145) hergestellt.

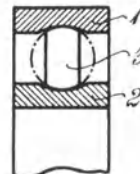
Das Patent von WINGQUIST DRP 594245/31 (146) zeigt die Bauart eines Pendelrollenlagers, bei welchem die Rollen an einem losen Ring, der zwischen beiden Rollenreihen im Außenring liegt, geführt werden. Dadurch wird eine geringe Lagerbreite auch bei zweireihiger Ausführung erreicht. DRP 594993/33 (147) läßt erkennen, daß der Leitring bei einem solchen Lager an zwei gegenüberliegenden Stellen abgeflacht ist, um ihn leicht einführen zu können.



(147) DRP 594993 28. 5. 1933 A. B. Svenska  
Kullagerfabriken.



(148) USA 928800  
(24. 10. 1907) 20. 7. 1909  
A. SCHILLING.

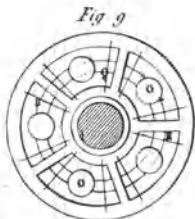
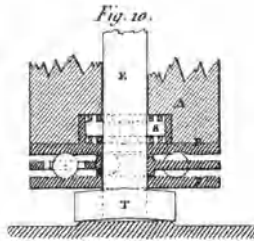


(149) DRP 311317 4. 8. 1917  
Nordiska Kullager A. B.

Die Bauart USA 928800/07 (148) hat sich wegen ihrer für die Tragfähigkeit ungünstigen Rollenform nicht durchsetzen können. Auch das Lager nach DRP 311317/17 (149) wird heute nicht mehr ausgeführt.

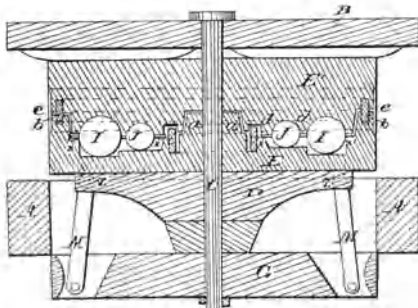
### 2,23 Entwicklung der Längskugellager.

Als älteste Veröffentlichung eines Längskugellagers kann wahrscheinlich das franz. Patent 263 (150) Fig. 9 und 10 gelten, das einem gewissen CARDINET im Jahre 1802 auf die Lagerung eines Karussells erteilt wurde. Die von einem Käfig aus Kupfer gehaltenen Kugeln laufen auf besonderen eisernen Ringen. Das erste zweireihige Lager stammt aus dem Jahre 1860, USA-Patent 30547 (151). Dieses Lager besitzt bereits Laufrillen in der einen Scheibe. Ein Käfig ist nicht vorgesehen. Ein zweireihiges Lager mit Laufrillen in beiden Scheiben zeigt das Patent USA 366748/85 (152).

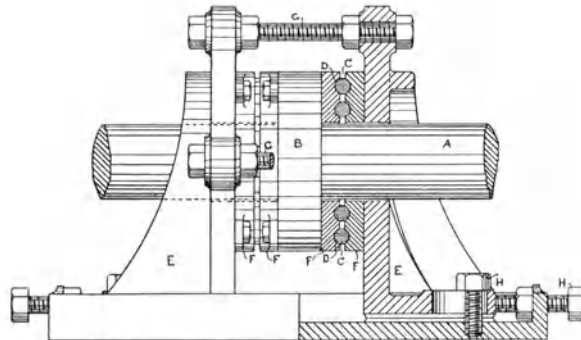


(150) Frankr. 263 S. 6. 1802  
M. CARDINET.

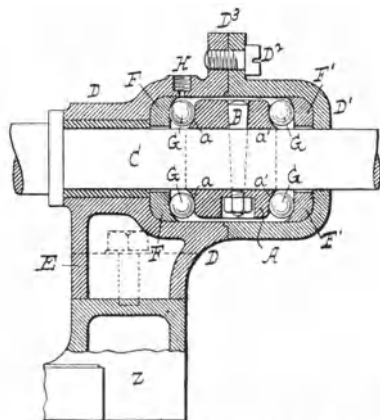
Das erste nach beiden Seiten wirkende Lager ist in der Patentschrift USA 508170/91 (153) beschrieben. Die Laufrillen sind so ausgebildet, daß die Kugeln unter einem gewissen Winkel zur Hauptachse gefaßt werden. Die dicke Mittelscheibe ist durch einen Keil mit der Welle verbunden. Wenige Jahre später erscheint in der engl. Patentschrift 13483/93 (154) ein nach beiden Seiten wirkendes Längslager, bei welchem die Mittelscheibe seitlich festgespannt wird. Außerdem ist zwischen den beiden Außenscheiben eine Distanzbüchse vorgesehen, die mit den Scheiben vernietet wird. Man wollte also ein Verklemmen der Kugeln und ein Auseinanderfallen des Lagers verhindern. In dem Patent USA 655711/99 (155) wird der Vorschlag gemacht,



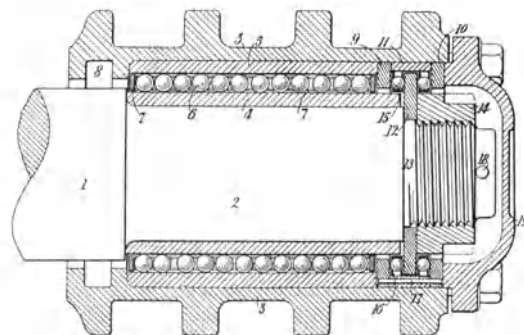
(151) USA 30547 30. 10. 1860 D. R. PRATT.



(152) USA 366748 (15. 12. 1885) 19. 7. 1887 L. B. WELLS.



(153) USA 508170 (21. 11. 1891) 7. 11. 1893  
M. IMMISCH.

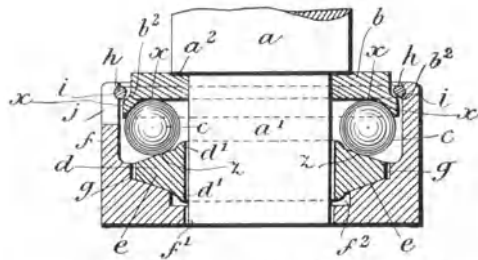


(154) Engl. 13483 11. 7. 1893 H. H. LAKE.

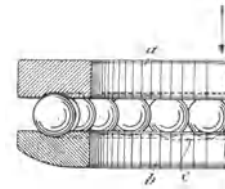
die stillstehende Scheibe mit kegeligem Sitz auf eine entsprechend geformte Stützscheibe zu legen, um eine Einstellung zu ermöglichen. Auch bei diesem Lager liegt die Verbindung der Berührungspunkte schräg zur Lagerachse, offenbar in der Absicht, die Zentrifugalkräfte

besser aufnehmen zu können. Die Stützscheibe ist hochgezogen. Mit einem Sprengring werden alle Teile zusammengehalten. Interessant, obwohl ohne praktische Bedeutung, ist das DRP 126 936/01

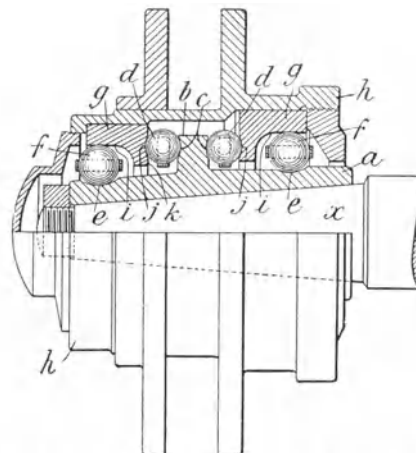
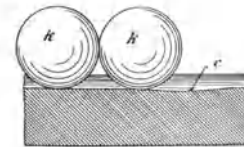
(156), bei welchem an einer Stelle der Lauf-  
 rille eine Vertiefung  
 vorgesehen ist, um  
 die Kugeln bei jeder  
 Umdrehung zeitweise  
 zu entlasten. Kom-  
 binierte Quer- und  
 Längslager, wie sie  
 z. B. das engl. Pa-  
 tent 11 808/03 (157)  
 zeigt, haben eine Zeit-  
 lang eine große Rolle  
 gespielt. Jetzt sind sie  
 fast vollkommen ver-  
 schwunden. Sie gelten  
 als veraltet und wer-  
 den nur noch in ein-  
 zelnen Sonderfällen  
 benutzt. Eine kugelige  
 Auflage der stillste-  
 henden Scheibe zeigt  
 zum ersten Male das  
 DRP 178 377/04 (158).  
 Um eine höhere Be-  
 lastung bei hoher  
 Drehzahl aufnehmen  
 zu können, werden in



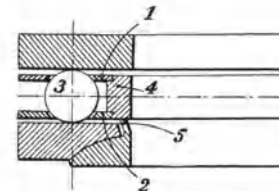
(155) USA 655 711 (4. 10. 1899) 14. 8. 1900  
 E. G. HOFFMANN.



(156) DRP 126 936 10. 4. 1901  
 Deutsche Waffen- und  
 Munitionsfabriken.

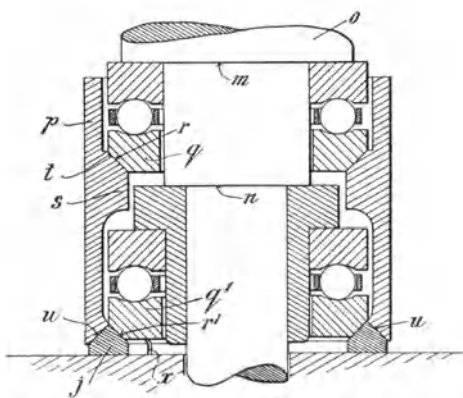


(157) Engl. 11 808 23. 5. 1903 F. W. WITTE.

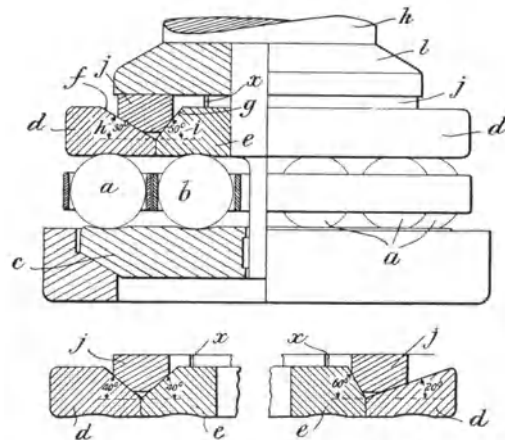


(158) DRP 178 377 25. 12. 1904  
 Soc. franc. des roulements à billes.

dem engl. Patent 23 370/04 (159) zwei einseitig wirkende Längslager übereinander angeordnet und auf gemeinsamen Segmenten mit kegelförmigen Flächen abgestützt. Bei



(159) Engl. 23 370 29. 10. 1904 The Hoffmann  
 Manufacturing Comp.



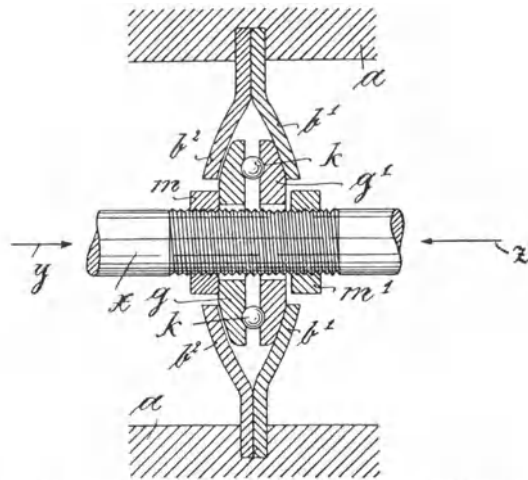
(160) Engl. 23 370 29. 10. 1904 The Hoffmann  
 Manufacturing Comp.

einem zweireihigen Lager (160) werden in der gleichen Patentschrift zwecks richtiger Lastverteilung ebenfalls mit kegelförmigen Flächen versehene Segmente benutzt, deren Kegelwinkel so gewählt sind, daß die äußere Reihe entsprechend der größeren Kugelzahl mehr Last erhält als die innere Reihe.

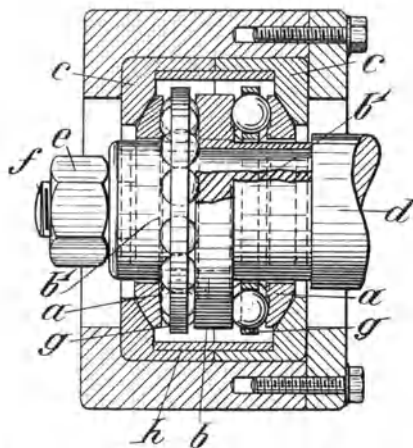
Bei dem DRP 190322/06 (161) ist die Anordnung der beiden Scheiben so getroffen, daß nach beiden Richtungen Axialkräfte aufgenommen werden können. Der Wunsch, eine Verspannung der Lager zu verhindern,

führte zu dem USA-Patent 930600/06 (162), bei welchem die als Topf ausgebildeten Stützscheiben durch eine Distanzbüchse in Abstand gehalten werden. Bei dem Lager nach USA 933974/08 (163) soll eine richtige Lastverteilung für beide Kugelreihen mit Hilfe besonderer Ausgleichstücke erzielt werden.

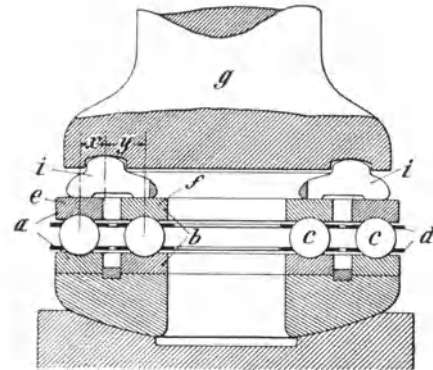
Ein geschlossenes Ganzes bildet das Lager nach DRP 220968/08 (164). Die beiden äußeren Scheiben sitzen mit ihren kugelförmigen Flächen in einem entsprechend kugelig ausgebildeten Gehäuse. Eine Aussparung im Gehäuse erlaubt das Einlegen der Scheiben. Eine andere, auch heute noch häufig angewandte Anordnung zeigt das Patent USA



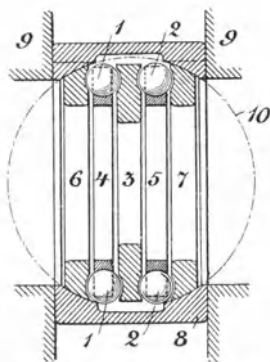
(161) DRP 190322 14. 10. 1906 Maschinenfabrik Rheinland.



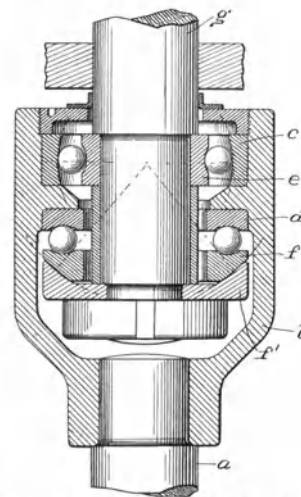
(162) USA 930600 (13. 10. 1906) 10. 8. 1909 A. HIRTH.



(163) USA 933974 (30. 7. 1908) 14. 9. 1909 M. GOHLKE.



(164) DRP 220968 13. 10. 1908 S. G. WINGQUIST.

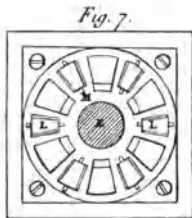
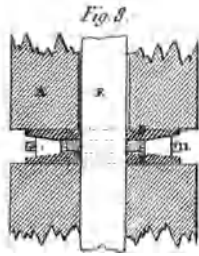


(165) USA 1151847 (27. 8. 1909) 31. 8. 1915 W. AHRENS.

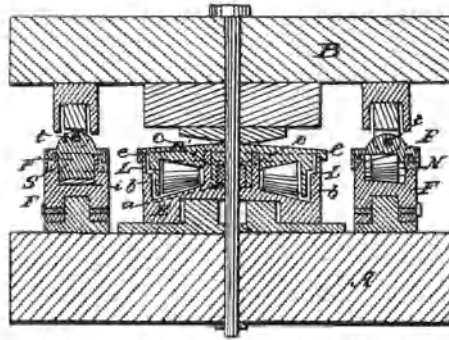
1151847/09 (165). Ein Querlager und ein Längslager sind so eingebaut, daß der Mittelpunkt der kugelförmigen Auflagefläche mit dem des Querlagers zusammenfällt. Dadurch ist eine zwanglose Einstellung gewährleistet.

### 2,24 Entwicklung der Längsrollenlager.

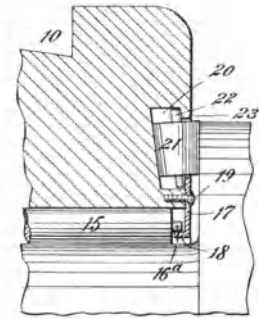
Das schon unter Abschnitt 2,23 erwähnte franz. Patent 263 von CARDINET aus dem Jahre 1802 enthält als Fig. 7 und 8 die Abbildung eines Längsrollenlagers (166). Die Kegelspitze liegt auf der Lagerachse. Die Rollen werden durch den massiven Käfig geführt. Das USA-Patent 30 547/60 (167) zeigt ein ähnliches Lager. Die Führung der Rollen erfolgt aber an Bordflächen der Scheiben. Bei dem Längsrollenlager USA 418960/89 (168) ist die eine Lauffläche eine Ebene senkrecht zur Lagerachse;



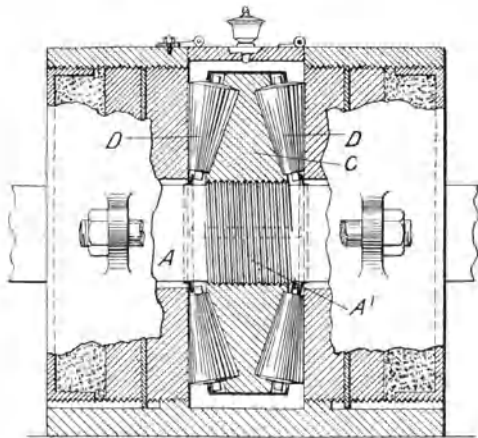
(166) Frankr. 263 S. 6. 1802  
M. CARDINET.



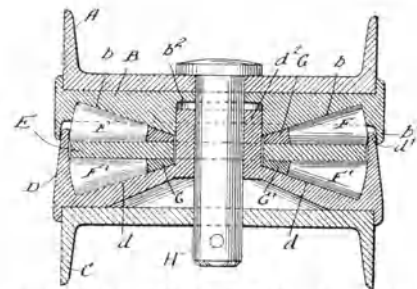
(167) USA 30547 30. 10. 1860 U. R. PRATT.



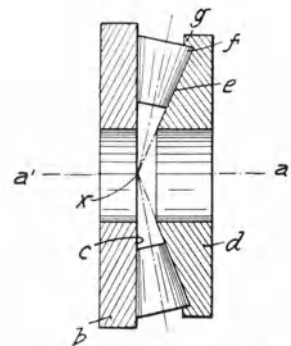
(168) USA 418960 (2. 1. 1889)  
7. 1. 1890 E. L. POST.



(169) Engl. 5870 17. 3. 1899 W. H. WRIGHT.



(170) USA 838576 (3. 8. 1906) 18. 12. 1906  
J. F. O'CONNOR.



(171) DRP 436218 18. 4. 1925  
Maschinenfabrik Rheinland.

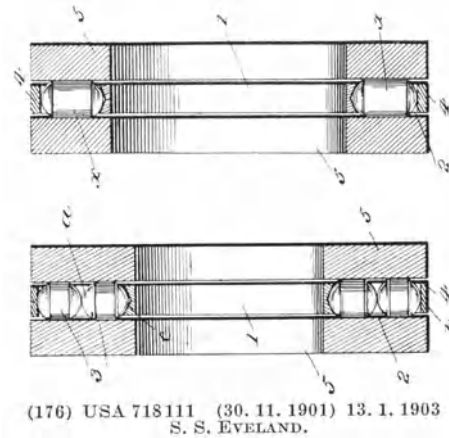
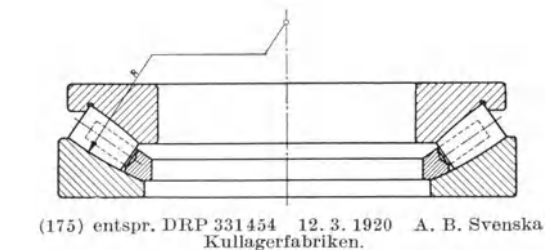
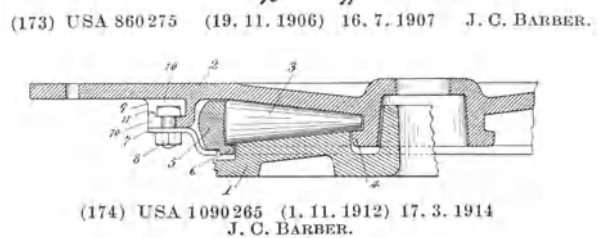
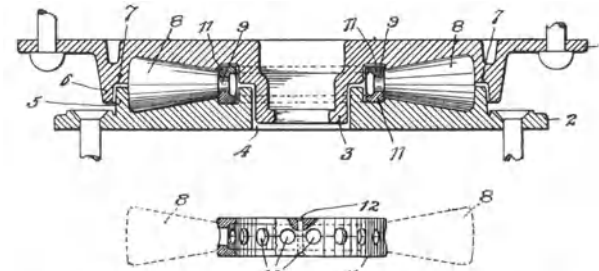
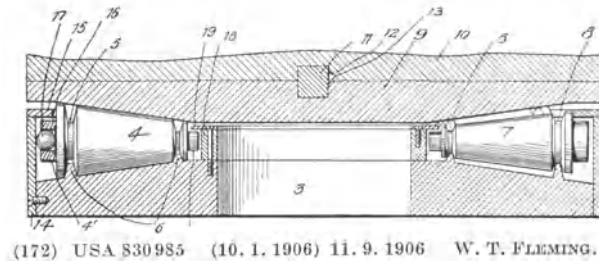
die Spitze des Kegels liegt in dieser Ebene auf der Hauptachse. Die Führung erfolgt an zwei weit auseinander liegenden Punkten. Ebene Laufflächen werden auch in dem engl. Patent 5870/99 (169) und dem USA-Patent 838576/06 (170) vorgeschlagen. Die aus dem Axialdruck herrührende Komponente wird auch hier von Borden aufgenommen. Gegenüber diesen Veröffentlichungen zeigt das DRP 436218/25 (171) nichts Neues. Die zeitweise bei Querkegelrollenlagern in bezug auf die Führung der Rollen vertretene Auffassung hat wahrscheinlich auf das in der Patentschrift USA 830985/06 (172) dargestellte Längskegelrollenlager eingewirkt. Auch bei diesem Lager sind die Rollen an beiden Enden eingeschnürt, um Anlageflächen zu erhalten, zwischen denen der entsprechende Bord der einen Scheibe liegt. Abgesehen von der Verwendung einer losen Mittelscheibe, die je nach dem Drehsinn von dem Käfig der unteren oder oberen Rollenreihe gesperrt werden soll, ist das in Bild (170) dargestellte Lager auch interessant wegen der Ausbildung der großen Rollenendflächen und der Bordführungsfläche. Es hat den Anschein — in der Patentschrift ist darüber nichts gesagt — als ob diese Flächen



um die Kegelspitze, die auf der Lagerachse liegt, kugelig geformt sein sollen, so daß sich also Flächenberührung ergeben würde. Eine solche Anlage findet sich auch bei den Patenten USA 860 275/06 (173) und USA 1 090 265/12 (174). Bei dem letzteren

dient ein schwerer, massiver Ring, der alle Rollen umfaßt, zur Axialdruckaufnahme.

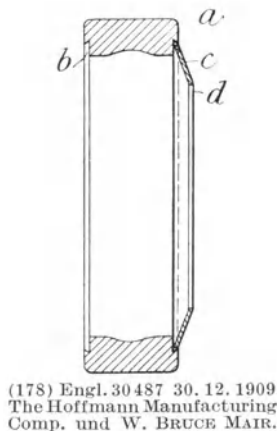
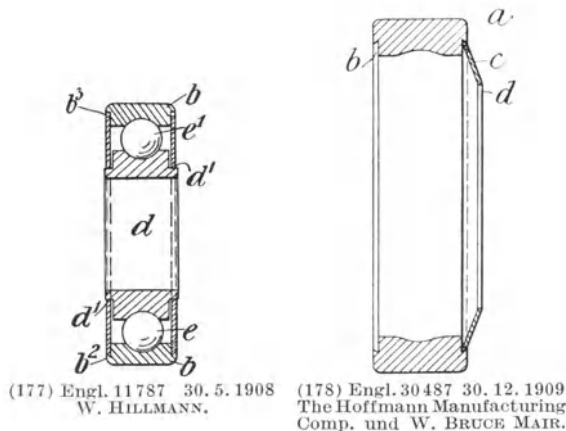
Die modernen Lager werden entweder nach DRP 436 218/25 (171) hergestellt, jedoch mit kugeligen Endflächen der Rollen und Borde oder in der Ausführung mit kugelig Laufbahn, also unter Benutzung des deutschen Patentes 331 454/20 (175). Lager, wie sie das Patent USA 718 111/01 (176) zeigt, mit einer Reihe oder mehreren Reihen zylindrischer Rollen mit kugeligen Kuppen werden in USA vielfach verwendet.



### 2,25 Entwicklung der Lager mit Staubdeckel.

Infolge der zunehmenden Anwendung der Kugellager auch im allgemeinen Maschinenbau mußte man sich immer mehr mit den jeweiligen Betriebsverhältnissen befassen. Aus dem Gedanken, möglichst einfache Gehäuse verwenden zu können, entstand das Lager mit Staubdeckel, das im engl. Patent 11 787/08 (177) beschrieben wird. Um eine einfache, aber sichere Befestigung dieser Deckel zu erreichen, wird in dem engl. Patent 30 487/09 (178) vorgeschlagen, den Deckel zunächst kegelig zu formen und

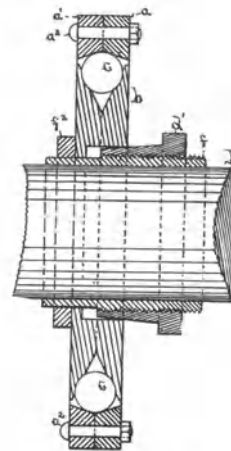
ihn so in eine spitzwinklige Nute des Außenringes einzulegen. Durch seitlichen Druck wird der Deckel dann deformiert, bis er eben ist und unter Spannung in der Nute liegt. Solche Lager werden z. B. für Automobilgetriebe verwendet. Neuerdings benutzt man sogar Lager,



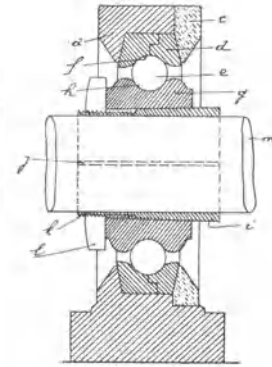
bei denen der Abschluß möglichst dicht ist, um sie während ihrer ganzen Betriebszeit nicht mehr nachschmieren zu müssen.

### 2.26 Entwicklung der Lager mit Kegelhülsen.

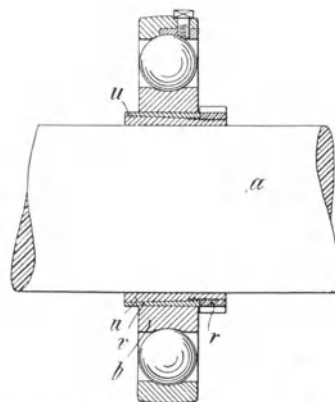
Schon im Jahre 1885 hatte sich RICE in dem USA-Patent 321 053 (179) eine Befestigung mittels einer kegeligen Hülse schützen lassen, die innen mit Gewinde versehen war und auf einer anderen Hülse in die Lagerbohrung geschraubt werden konnte. Die moderne Form einer Spannhülse zeigt bereits das engl. Patent 22191 aus dem Jahre 1899 (180). Die geschlitzte, außen kegelige Hülse ist an dem einen Ende mit Gewinde versehen. Durch Anziehen der Mutter wird das Lager mit der kegeligen Bohrung auf die Hülse gepreßt, die dadurch gleichzeitig auf der Welle festgespannt wird. Die DWF verwendete zuerst eine Konstruktion



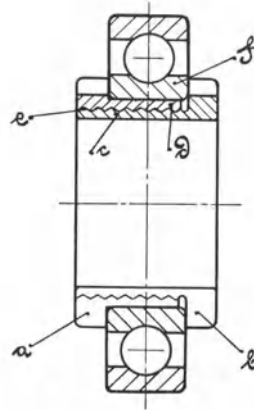
(179) USA 321 053  
(1. 6. 1885) 30. 6. 1885  
D. H. RICE.



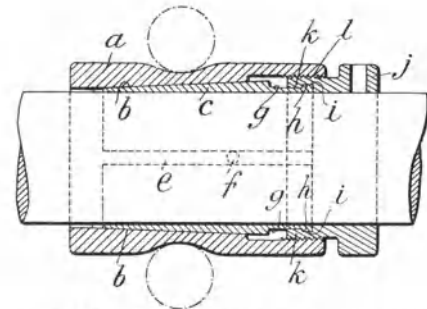
(180) Engl. 22191  
6. 11. 1899  
A. J. BOULT.



(181) DRP 131448 20. 10. 1901  
Deutsche Waffen- und Munitionsfabriken.



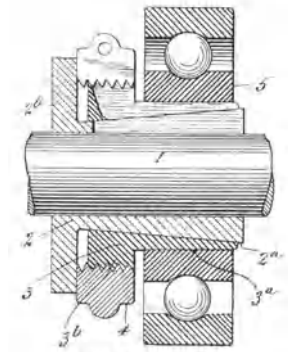
(182) DRP 277981 18. 10. 1913  
Erste Automatische Gußstahlkugelfabrik vorm. Fr. Fischer.



(183) USA 738445 (21. 1. 1903) 8. 9. 1903  
E. G. HOFFMANN.

kegeligen Mantel, aufeinander geschoben werden und das Lager festklemmen. Diese Konstruktion hat man aber bald zugunsten der Bauart nach dem engl. Patent 22191/99 (180) verlassen. FAG<sup>1</sup> empfahl in einem Katalog aus dem Jahre 1914 eine Befestigung entsprechend DRP 277981/13 (182). Auch diese Bauart wurde nach kurzer Zeit wieder aufgegeben.

Um die Hülse leicht herausziehen zu können, schlägt E. G. HOFFMANN in dem USA-Patent 738445/03 (183) eine Mutter vor, die außen in das Gewinde des Innenringes faßt und innen mit einer Nute um den Ansatz der Hülse. Dadurch ist es möglich, die Spannhülse entweder in die kegelige Bohrung des Innenringes zu drücken oder sie herauszuziehen. Diese Bauart wird jedoch wegen der teureren Herstellung nicht benutzt, ebensowenig wie die nach dem Patent USA 929762/08 (184). Statt dessen verwendet die SKF seit 1922 sog. Abziehhülsen, die von außen in die Lagerbohrung gepreßt werden und mit Hilfe eines auf dem Flansch befindlichen Gewindes wieder herausgezogen werden können.



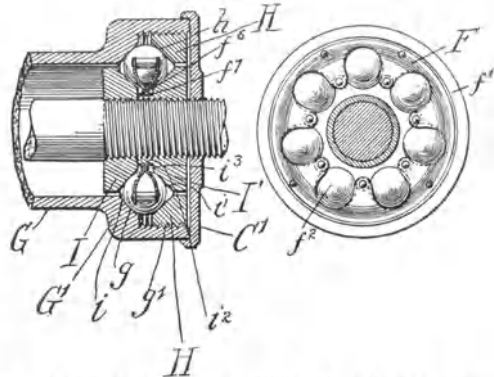
(184) USA 929762  
(30. 11. 1908) 3. 8. 1909  
H. HESS.

<sup>1</sup> Erste Automatische Gußstahlkugelfabrik vorm. Fr. Fischer; s. Abschnitt 9,4.

## 2,27 Entwicklung der Halter.

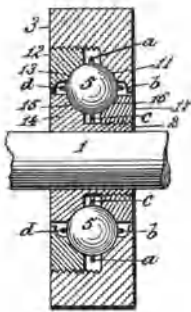
### 2,271 Halter für Querkugellager.

**2,2711 Alte Bauarten.** Obwohl schon frühzeitig Käfige für Querkugellager vorgeschlagen wurden, wie die Patente Engl. 2885/64 (21), DRP 1503/77 (23), USA 295 161/83 (53), Engl. 16 096/97 (185) und USA 449 964/90 (186) zeigen, hat die DWF, als sie die Herstellung der Kugellager zu Beginn dieses Jahrhunderts in größerem Maßstabe aufnahm, zunächst auf die Anwendung eines Abstandshalters verzichtet. Man erkannte jedoch bald die Nachteile der vollkugeligen Lager in bezug auf Geräuschbildung und leichte Beschädigung der aneinander reibenden Kugeln.

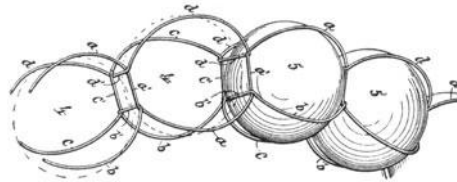


(185) Engl. 16096 6. 7. 1897 G. J. S. COLLINS.

Eigenartigerweise benutzte man dann zuerst die schon von SCALES im Jahre 1889 angemeldete Bauart USA 417 340 (187), bei welcher zwischen den einzelnen Kugeln federnde Zwischenstücke angeordnet werden, DRP 161 907/03 (188). Man versuchte verschiedene Formen, ohne zu einem befriedigenden Ergebnis zu kommen. Bei dem Bruch einer Feder konnten auch die anderen Federn herausfallen und das Lager zerstören. Nach den Mißerfolgen mit vollkugeligen Lagern und solchen mit federnden Zwischenstücken war man sich über die große Bedeutung eines zweckmäßigen Käfigs klar geworden. In der Zeit von

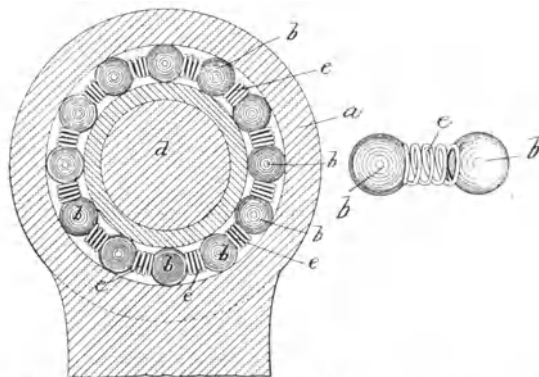


(186) USA 449964 (30. 12. 1890) 7. 4. 1891 G. F. SIMONDS.

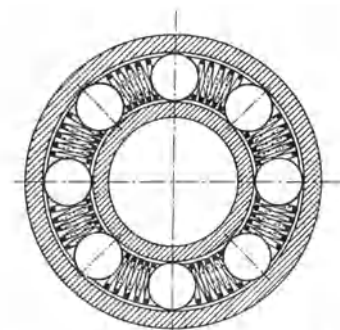


1904 bis 1914 bemüht man sich eifrig um die Entwicklung der Käfige. Eine Erfindung überholt die andere, so daß es nicht möglich ist, einen allmählichen Fortschritt festzustellen. Der besseren Übersicht halber sind daher die Käfigkonstruktionen in einzelne Gruppen zusammengefaßt.

**2,2712 Halter für Rillenkugellager.** Zunächst griff man nach dem Versagen der Zwischenstücke auf die massive Bauart zurück, die, wie die engl. Patentschrift 2885/64



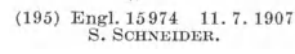
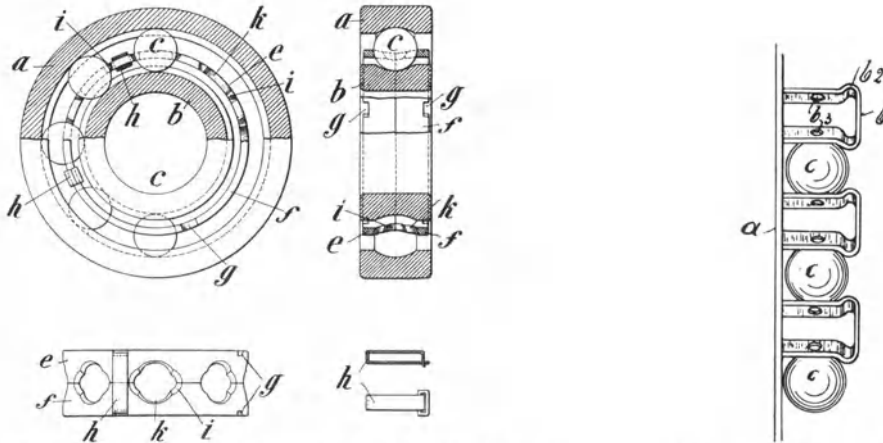
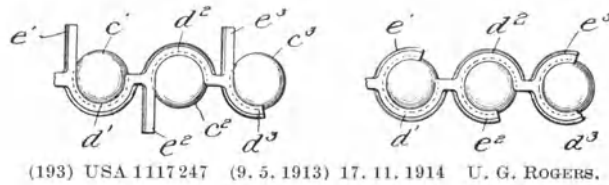
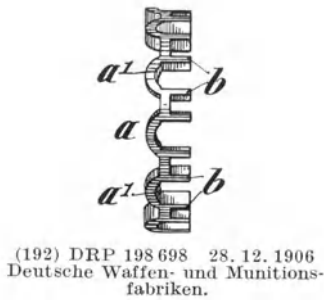
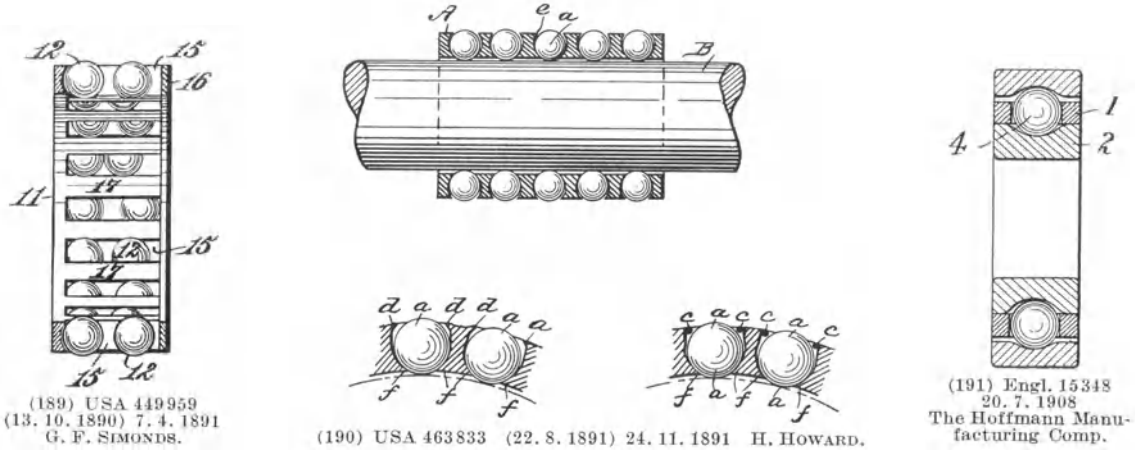
(187) USA 417340 (16. 4. 1889) 17. 12. 1889 W. S. SCALES.



(188) DRP 161907 21. 5. 1903  
Deutsche Waffen- und Munitionsfabriken.

(21) erkennen läßt, schon im Jahre 1864 vorgeschlagen wurde. Das Patent USA 449 959/90 (189) zeigt einen solchen Käfig für zwei Kugelreihen. Bei dem massiven Käfig des Patentes USA 463 833/91 (190) werden die Löcher auf der einen Seite kugelförmig verjüngt und

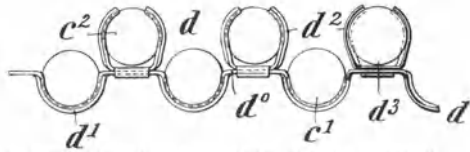
an der zylindrischen Öffnung verstemmt, damit die Kugeln nicht herausfallen können. Um die Kugeln von dem Käfig zu entlasten, wird der Käfig des engl. Patentes 15348/08 (191) mit seiner Bohrung auf den zylindrischen Schulterflächen des Innenringes geführt. Diese Bauart benutzt man heute noch bei Lagern, die hohen Drehzahlen ausgesetzt sind.



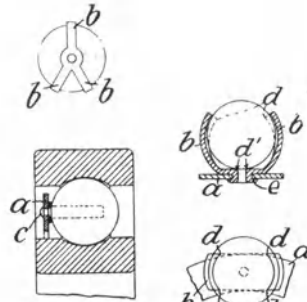
Der Käfig des DRP 198698/06 (192) wird nach dem Einfüllen der Kugeln von der Seite eingelegt. Die Zacken „b“ werden dann umgebogen, damit die Kugeln möglichst weit umschlossen sind und nicht herausfallen können. Eine ähnliche Ausführung zeigt USA 1117247/13 (193).

Da derartige Käfige in der Herstellung teuer sind, versuchte man gleichzeitig, billigere Formen aus Blech zu pressen und die Teile durch Klammern, Nieten oder Lappen zusammenzuhalten. Solche Konstruktionen werden gezeigt in den Patenten DRP 184480/06

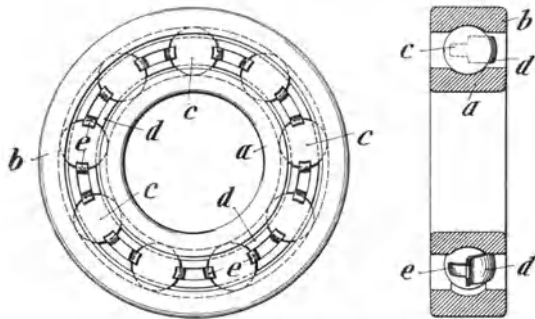
(194), Engl. 15974/07 (195), DRP 208234/07 (196), DRP 207495/07 (197), USA 918996/07 (198). Die Käfige, die in den Patenten DRP 165095/04 (199), Engl. 21385/06 (200), USA



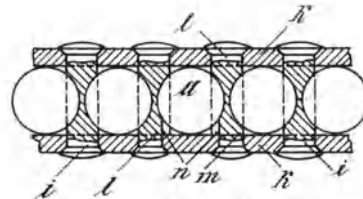
(196) DRP 208234 11. 12. 1907 Deutsche Waffen- und Munitionsfabriken entspr. Engl. 9374 30. 4. 1908 W. SONNBERG.



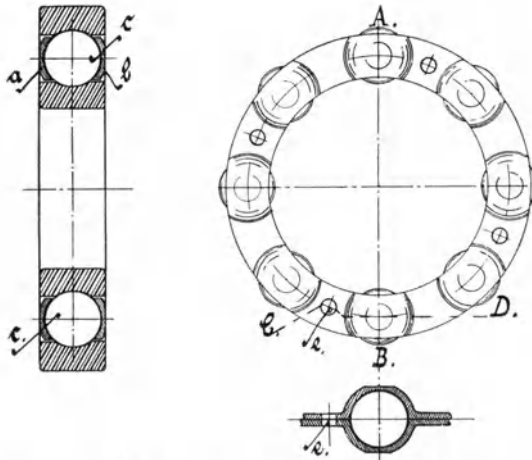
(197) DRP 207495 23. 5. 1907 Erste Automatische Gußstahlkugelfabrik vorm. Fr. Fischer entspr. Engl. 11042 21. 5. 1908 A. HESS.



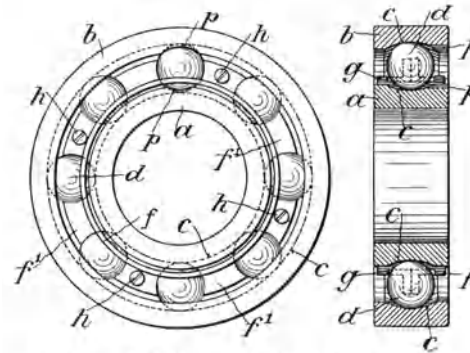
(198) USA 918996 (20. 11. 1907) 20. 4. 1909 E. GESCHKE.



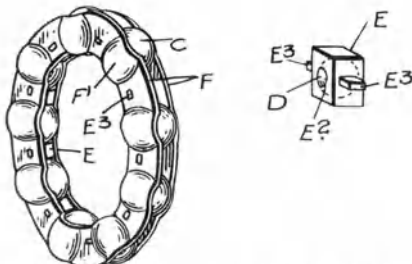
(200) Engl. 21385 27. 9. 1906 H. BARTHEL.



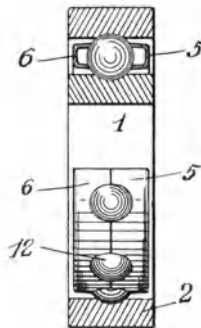
(199) DRP 165095 19. 3. 1904 W. HÖPFLINGER.



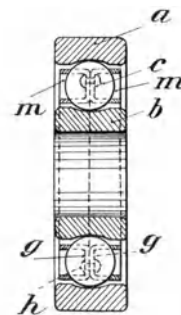
(201) USA 884046 (11. 10. 1906) 7. 4. 1908 J. SCHMID-ROOST.



(202) USA 939391 (9. 11. 1908) 9. 11. 1909 W. E. CANE.



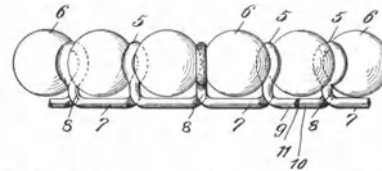
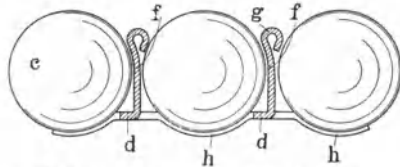
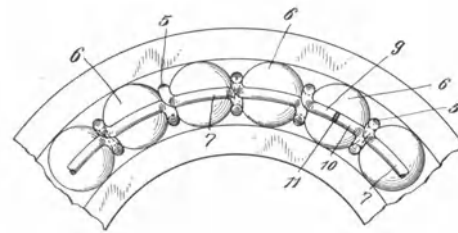
(203) USA 1020729 (16. 2. 1909) 19. 3. 1912 G. VINCON.



(204) USA 990203 (11. 7. 1910) 18. 4. 1911 H. BARTHEL.

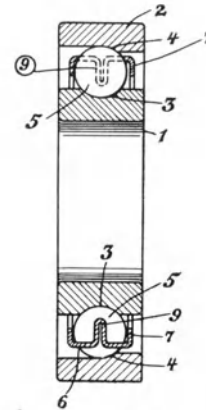
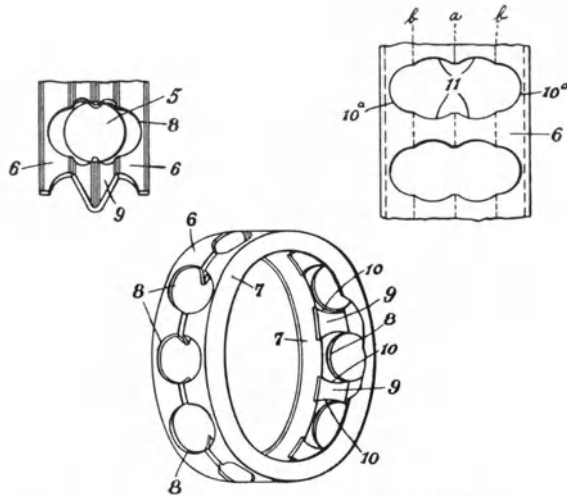
884046/06 (201), USA 939391/08 (202), USA 1020729/09 (203) und USA 990203/10 (204) dargestellt sind, haben sich gut bewährt. Einige werden heute noch in großen

Mengen benutzt. Der Käfig nach DRP 165095/04 (199) ist der normale Käfig für Radiallager. Die Erfinder der Patente DRP 260678/10 (205) und USA 1170916/11 (206) versuchten, ohne Vernietung auszukommen und eine genügende Festigkeit bei gleichzeitiger Abstandhaltung der Kugeln durch ausgestanzte Lappen eines Blechstreifens oder durch Schlaufen eines entsprechend



(205) DRP 260678 29. 11. 1910 Fichtel & Sachs.

(206) USA 1170916 (16. 12. 1911) 8. 2. 1916 E. M. Lowy.

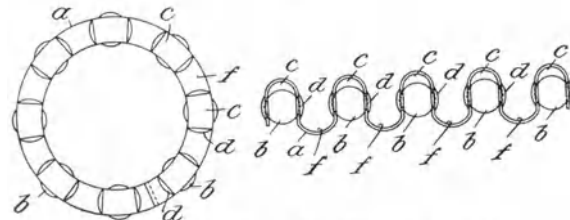
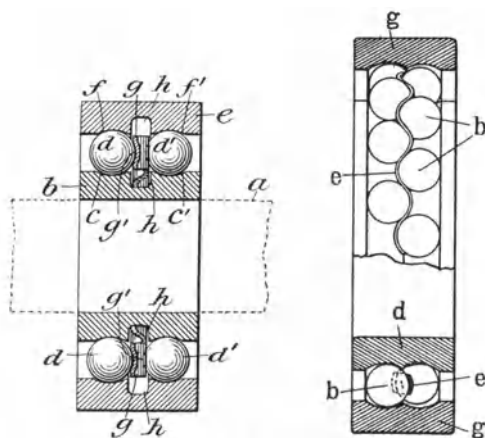


(207) USA 1195313 (25. 9. 1914) 22. 8. 1916 K. WHITMER.

(208) USA 1195313 (25. 9. 1914) 22. 8. 1916 A. K. WHITMER.

gewundenen Drahtes zu erreichen. In dem Patent USA 1195313/14 wird ein Blechring mit Löchern (207) versehen und nach dem Einlegen der Kugeln in der Stegmitte gefalzt (208).

Eine Art wellenförmiger Käfig wurde zuerst von HIRTH in der Patentschrift USA 796649/04 (209) vorgeschlagen und später,



(209) USA 796649 (9. 12. 1904) 8. 8. 1905 C. A. HIRTH entspr. DRP 180191 21. 7. 1905 A. HIRTH.

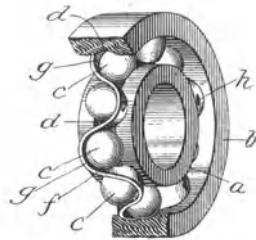
(210) DRP 210084 7. 2. 1905 E. SACHS.

(211) USA 851019 (17. 7. 1906) 23. 4. 1907 J. M. MODEL.

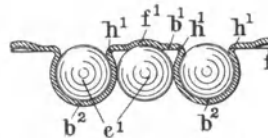
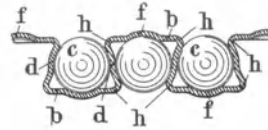
aber mit besserer Umfassung der Kugeln, von SACHS in dem Patent DRP 210084/05 (210) empfohlen. Bei dem Patent USA 851019/06 (211) geht die Umfassung noch weiter. Die

Konstruktion nach USA 887356/06 (212) nähert sich der endgültigen Form, die in dem Patent 1147685/12 (213) dargestellt ist. Diese Bauart erlangte für Rillenkugellager mit Einfüllöffnung eine große Bedeutung.

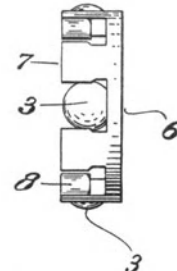
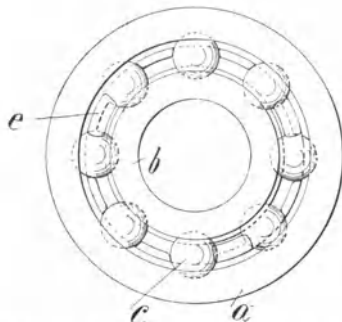
Der zuerst von CONRAD angemeldete sog. Schnappkäfig USA 822723/04 (214) wird heute noch für kleine Radiaxlager benutzt, jedoch in gehärtetem Zustand entsprechend



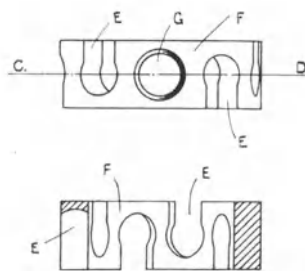
(212) USA 887356 (14. 11. 1906) 12. 5. 1908  
J. L. STRAUB.



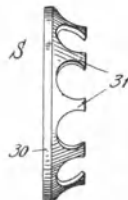
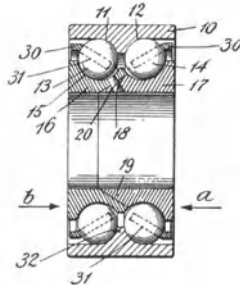
(213) USA 1147685 (29. 6. 1912) 20. 7. 1915 E. SACHS.



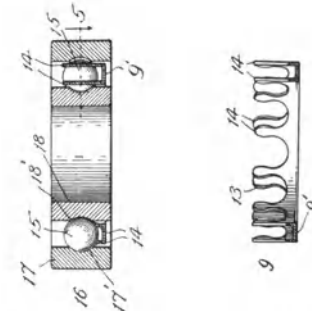
(214) USA 822723 (23. 2. 1904) 5. 6. 1906 R. CONRAD. (215) USA 811708 (21. 9. 1905) 6. 2. 1906 S. S. EVELAND.



(216) Engl. 17603 29. 7. 1909  
L. H. RANSOME.



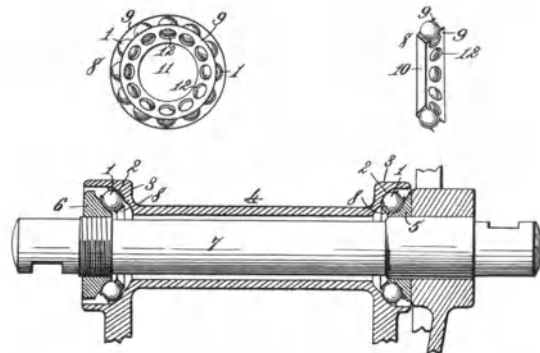
(217) USA 981577 (27. 1. 1909)  
10. 1. 1911 L. LANGHAAR.



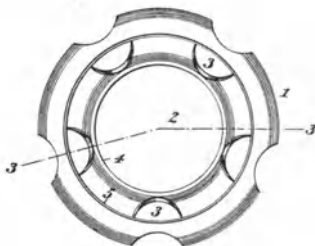
(218) USA 1061636 (9. 9. 1912)  
13. 5. 1913 S. SCHNEIDER.

DRP 633549/33. In gebohrter Ausführung zeigt ihn das Patent USA 811708/05 (215), in Mäanderform das engl. Patent 17603/09 (216), für zweireihige Schräglager in schräger Ausführung das USA-Patent 981577/09 (217) und schließlich mit doppelten Lappen in U-förmigem Profil das USA-Patent 1061636/12 (218).

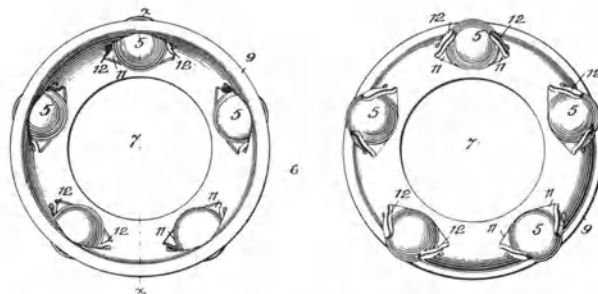
**2,2713 Halter für einreihige Schrägkugellager und Schulterkugellager.** Die heute noch gebräuchlichen Käfigformen für Schräglager sind sehr alt. Schon das USA-Patent 466 443/91 (219) zeigt einen gestanzten Käfig mit Löchern für die Kugeln. Das Profil bildet ein schrägliegendes U. Die Kugeln werden in dem Käfig nach dem Zusammendrücken festgehalten. Ähnlich ist die Ausführung nach USA 30 183/99 (220), jedoch mit halbkreisförmigem Profil und die Bauart nach USA 645 713/99 (221) mit ausgestanzten und umgebogenen Lappen zum Halten der



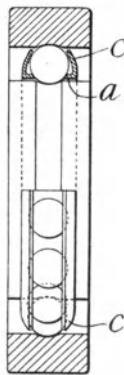
(219) USA 466 443 (8. 10. 1891) 5. 1. 1892 G. F. SIMONDS.



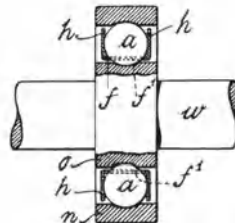
(220) USA 30 183 (23. 1. 1899) 14. 2. 1899 E. F. CREAGER.



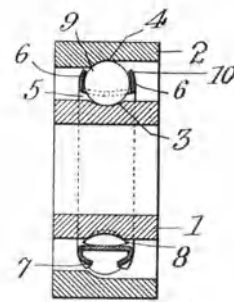
(221) USA 645 713 (1. 5. 1899) 20. 3. 1900 E. F. CREAGER.



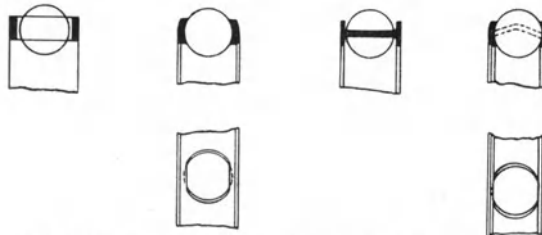
(224) Engl. 12 141 4. 6. 1908 The Hoffmann Manufacturing Comp.



(222) DRP 156 691 29. 3. 1904 A. HIRTH, entspr. USA. 796 648 (20. 7. 1904) 8. 8. 1905 C. A. HIRTH.



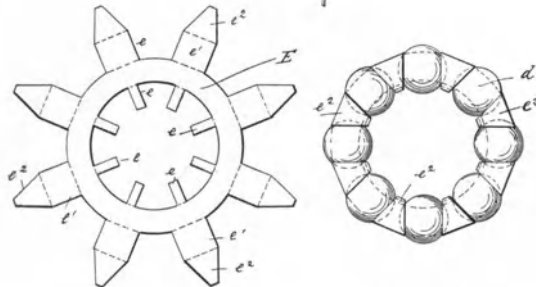
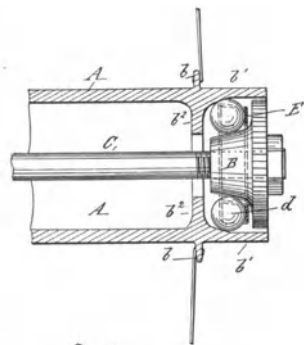
(223) USA 1 114 932 (22. 11. 1911) 27. 10. 1914 J. L. STRAUB.



(225) Engl. 16 218 12. 7. 1909 Deutsche Waffen- und Munitionsfabriken.

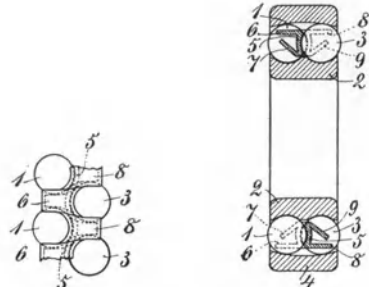
Kugeln. Die U-förmige von HIRTH vorgeschlagene Bauart, Patent DRP 156 691/04 (222), hat sich gegenüber allen anderen Konstruktionen als überlegen erwiesen. Es ist der normale Käfig für kleine Schulterlager. Die Kugeln werden dabei an ihren Polen gefaßt. Eine ähnliche Bauart zeigen die Patente USA 1 114 932/11 (223) und Engl. 12 141/08 (224). Die von der DWF im Jahre 1909 in dem engl. Patent 16 218 beschriebene Konstruktion





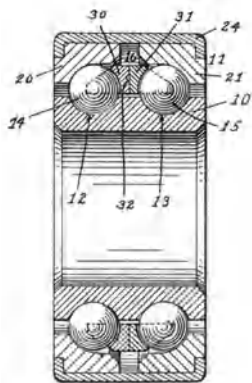
(226) USA 600311 (1. 3. 1897) 8. 3. 1898  
H. HANSEN.

eines einteiligen Käfigs (225), bei welchem der Steg durch seitlichen Druck deformiert werden soll, um die Kugeln von den Seitenwänden zu umfassen, ist interessant, wird aber nicht verwendet, während der Käfig USA 600311/97 (226) im Prinzip noch heute benutzt wird. Der Käfig für Pendellager wird seit vielen Jahren nach dem Patent USA 1023751/11 (227) hergestellt.

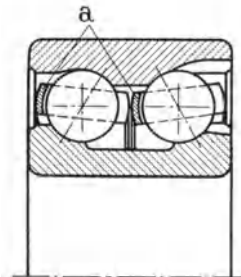


(227) USA 1023751 (18. 3. 1911) 16. 4. 1912 H. A. OLSSON.  
und S. G. WINGQUIST.

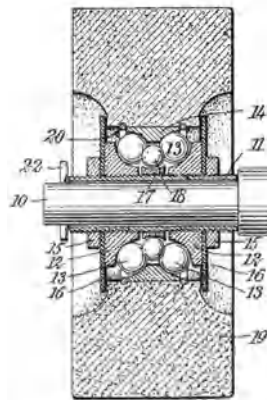
**2,2714 Halter für zweireihige Schrägkugellager.** Für zweireihige Schräglager ist die Anwendung eines Käfigs besonders schwierig, wenn nicht einer der Laufringe geteilt ausgeführt wird. Der gemeinsame Käfig für beide Kugelreihen, wie er in dem DRP 210156/06 (45) gezeigt wird, unterliegt nämlich einer hohen Beanspruchung, wenn die



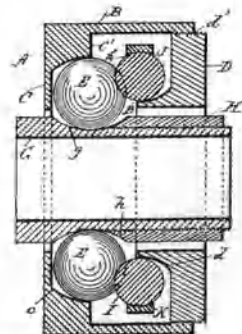
(228) USA 1105132  
(10. 1. 1910) 28. 7. 1914  
D. F. GRAHAM.



(229) DRGM 1343806  
15. 7. 1935 Vereinigte  
Kugellagerfabriken A. G.



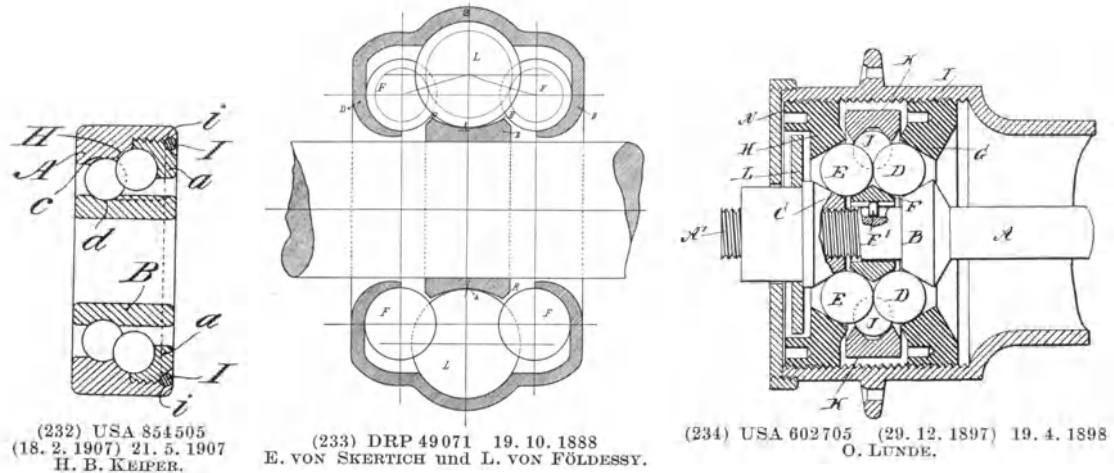
(230) USA 876836  
(20. 3. 1907) 14. 1. 1908  
H. R. PLAMPTON.



(231) USA 366117  
(7. 10. 1886) 3. 7. 1887  
E. B. LAKE.

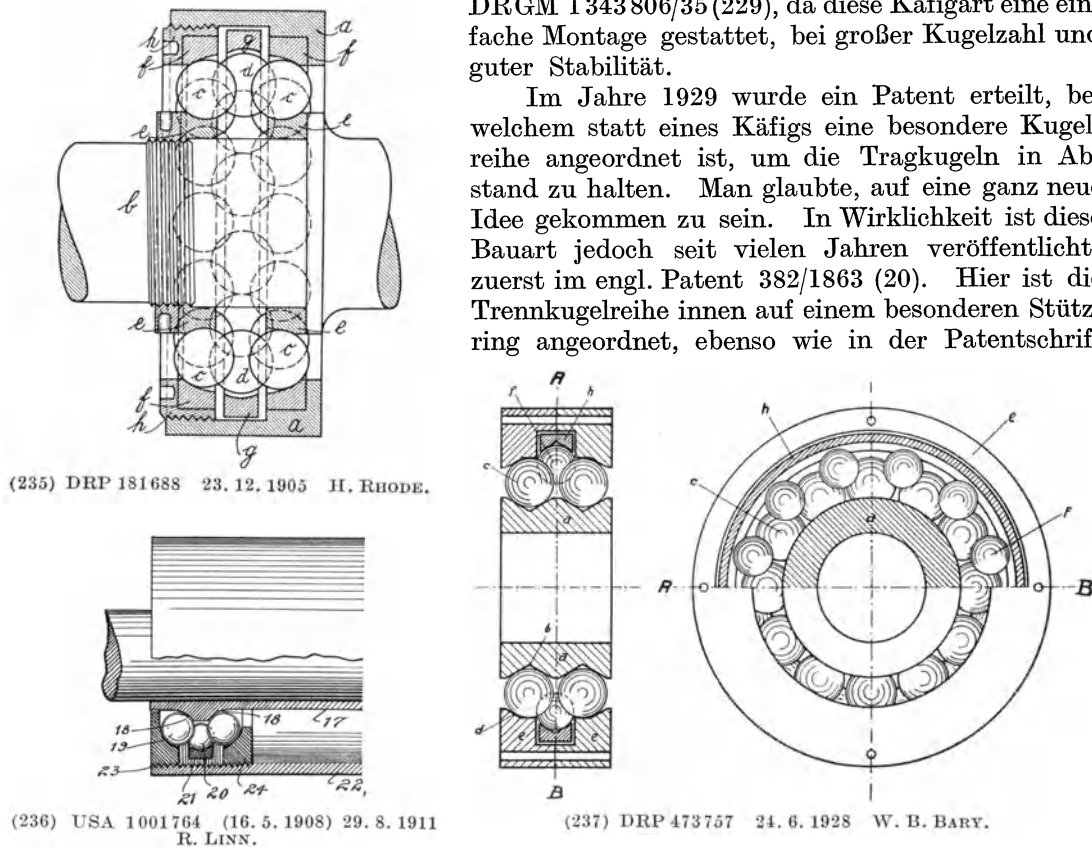
eine Kugelreihe axial belastet wird, während die andere entlastet ist. Dies trifft auch für den Käfig zu, der in der Patentschrift USA 921464/06 (47) gezeigt ist. Deshalb wurde eine Bauart entsprechend der Patentschrift USA 1105132/10 (228) vorgezogen, die es erlaubt, daß sich die Kugelreihen mit verschiedener Geschwindigkeit bewegen. Diese Käfige erfordern aber eine Teilung des einen oder anderen Laufringes. Eine solche Maßnahme ist bei einem Schnappkäfig für jede Kugelreihe, wie er in dem Patent USA 981577/09 (217) gezeigt ist, nicht nötig, da jeder Käfig von außen nach dem Einfüllen der Kugeln eingedrückt werden kann. Diese Form wird jedoch erst verwendbar, wenn der Käfig in

geeigneter Weise gehärtet wird, da dann eine genügende Widerstandsfähigkeit gegen Verschleiß und eine große Federung erzielt wird, DRP 633549/33. Neuerdings wird ein



Käfig benutzt entsprechend DRP 518257/29 (48), der nach dem Einfüllen der Kugeln geschlossen wird. Eine besonders günstige Lösung ist der schräge „Wellenkorb“ nach DRGM 1343806/35 (229), da diese Käfigart eine einfache Montage gestattet, bei großer Kugelzahl und guter Stabilität.

Im Jahre 1929 wurde ein Patent erteilt, bei welchem statt eines Käfigs eine besondere Kugelreihe angeordnet ist, um die Tragkugeln in Abstand zu halten. Man glaubte, auf eine ganz neue Idee gekommen zu sein. In Wirklichkeit ist diese Bauart jedoch seit vielen Jahren veröffentlicht; zuerst im engl. Patent 382/1863 (20). Hier ist die Trennkugelreihe innen auf einem besonderen Stützring angeordnet, ebenso wie in der Patentschrift

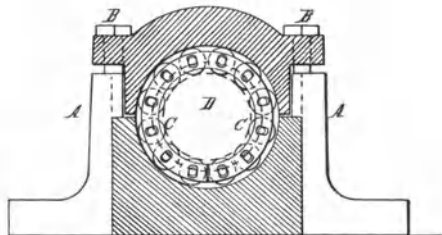
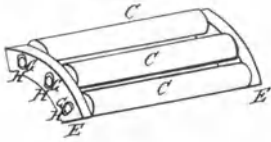


USA 876836/07 (230). Das Patent aus dem Jahre 1886 USA 366117 (231) zeigt eine Tragkugelreihe mit einer seitlich liegenden Trennkugelreihe, die von einem Spannung umgeben ist. Auch bei dem USA-Patent 854505/07 (232) wird die Trennkugelreihe seitlich angeordnet. Das DRP 49071/88 (233) zeigt zwei Trennkugelreihen. Zwei Tragkugelreihen mit einer äußeren, unter einem Spannung liegenden Trennkugelreihe werden in den

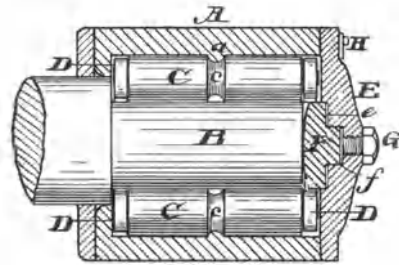
Patenten USA 602705/97 (234), DRP 181688/05 (235) und USA 1001764/08 (236) dargestellt. Das DRP 473757/28 (237) hat also mehrere Vorläufer.

**2,272 Halter für Querrollenlager.**

**2,2721 Zapfenhalter.** Die Anordnung von Haltern bei Rollenlagern ist alt. Schon

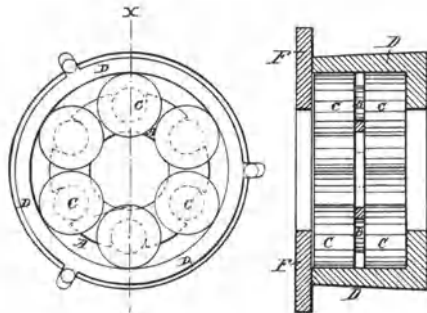


(238) USA 91695 22. 6. 1869 W. E. WILCOX.



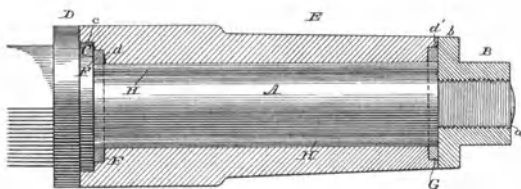
(239) USA 513075 (4. 2. 1893) 23. 1. 1894 F. G. BOTSFORD.

das Patent USA 10676 aus dem Jahre 1854 (25) zeigt eine Vorrichtung, um die Rollen in Abstand zu halten. Auf kleinen Zapfen an jeder Seite sitzt ein Kettenrad, das von einer Zahnkette umschlungen ist. Bei dem Patent USA 12701 aus dem Jahre 1855 (26) liegen die zylindrischen Rollen mit ihren Zapfen in verschiebbaren Taschen der Seitenwände, die durch Bolzen miteinander verbunden sind. Auch das Patent USA 91695/69 (238) läßt Seitenscheiben erkennen, in denen die Rollen mit ihren Zapfen radial verschiebbar ruhen. Der Erfinder des Patentes USA 513075/93 (239) benutzt einzelne, untereinander verbundene Glieder, um die Zapfen der Rollen zu fassen.

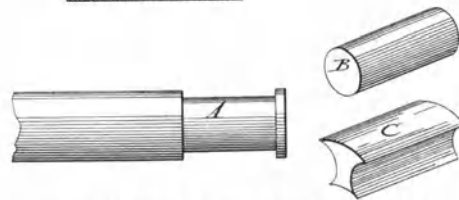
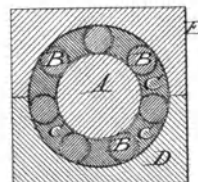


(240) USA 137415 (7. 2. 1873) 1. 4. 1873 F. S. BURR.

**2,2722 Verteiler — Zwischenstücke — Trennrollen.** Einfache Verteiler, die die Rollen in Abstand



(241) USA 410590 (28. 5. 1889) 10. 9. 1889 C. B. HOBSON.

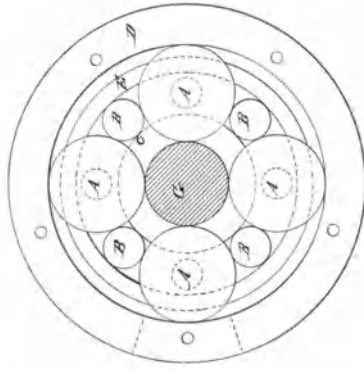
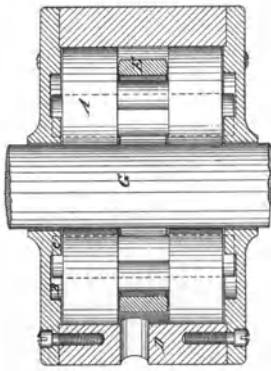


(242) USA 249948 (17. 9. 1881) 22. 11. 1881 L. KAUFMANN.

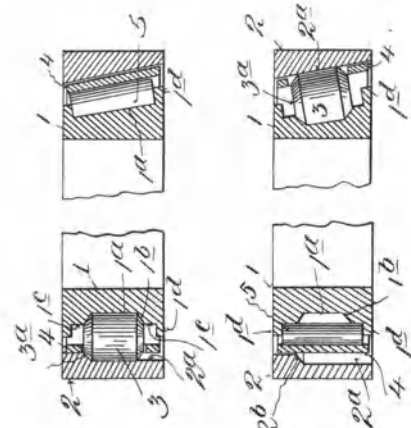
halten, wurden früher häufig verwendet. Die Patentschriften USA 137415/73 (240) und USA 410590/89 (241) zeigen diese Anordnung. Seltener sind einfache Zwischenstücke, wie sie das Patent USA 249948/81 (242) erkennen läßt. Viele Erfinder sahen

nicht in dem starren Käfig die geeignete Lösung, sondern in der Anordnung von dünneren Zwischenrollen. Die folgenden Patente geben einen Überblick, wie man dieses Problem zu meistern bestrebt war:

- |                    |                     |
|--------------------|---------------------|
| USA 115602/71 (28) | USA 208095/78 (243) |
| „ 129256/72 (29)   | „ 1003551/11 (244)  |
|                    | „ 346716/85 (82)    |

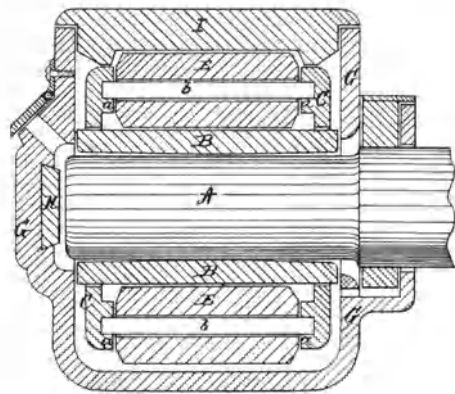


(243) USA 208095 (30. 1. 1878) 17. 9. 1878 S. HILL.



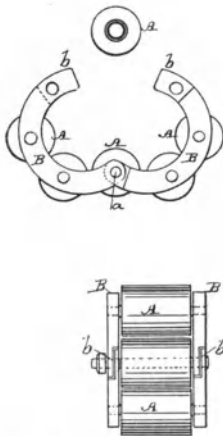
(244) USA 1003551 (8. 6. 1911) 19. 9. 1911 C. UPTON.

**2,2723 Bolzenkäfige.** Der Bolzenkäfig, der auch bei den modernen Zylinderrollenlagern lange Jahre angewendet wurde, wird schon in dem Patent USA 118701 aus dem Jahre 1871 (245) gezeigt. Bei dem Lager USA 236517/80 (246) besteht er aus zwei Hälften, die gelenkartig verbunden sind, um ihn mit den Rollen um die Welle legen zu können. HIRTH schlägt im Jahre 1909 in dem DRP 249319 (247) eine zweite Deckscheibe vor, mit welcher ein Bajonettverschluß ermöglicht wird. Diese Bauart wurde mehrere Jahre benutzt.

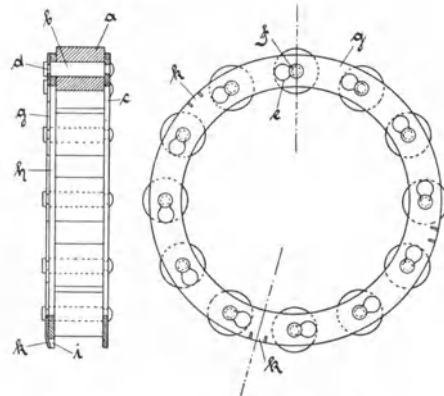
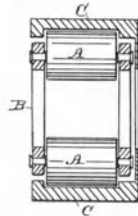


(245) USA 118701 5. 9. 1871 D. H. DOTTERER.

**2,2724 Kammkäfige.** In der Broschüre 509—1933 einer Rollenlagerfirma wird behauptet,

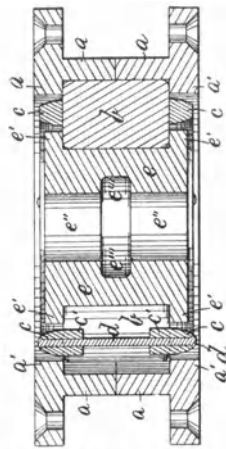


(246) USA 236517 (11. 5. 1880) 11. 1. 1881 W. W. VAUGHN.

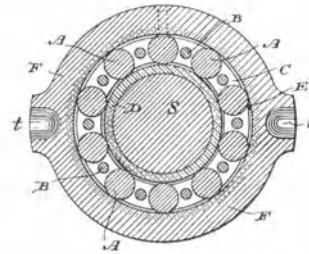


(247) DRP 249319 23. 2. 1909 Norma Comp. entspr. USA 1026584 (11. 4. 1911) 14. 5. 1912 A. HIRTH.

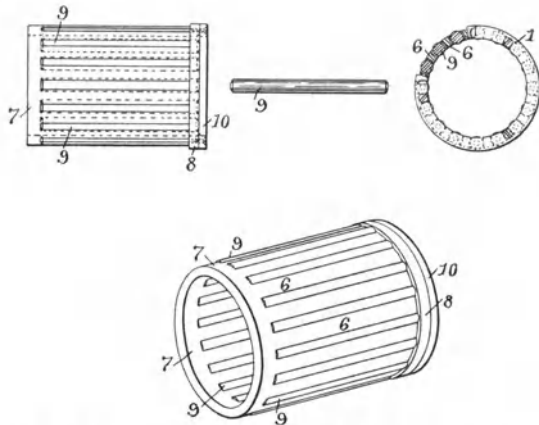
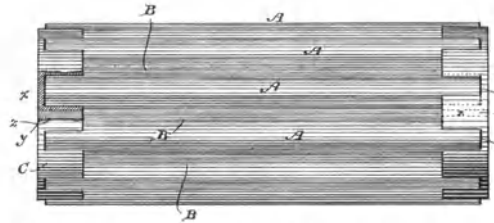
daß sie den massiven Käfig für Rollenlager geschaffen habe. Diese Ansicht ist unzutreffend, da derartige Käfige, wie die Patentliteratur zeigt, sehr alt sind. Schon in dem



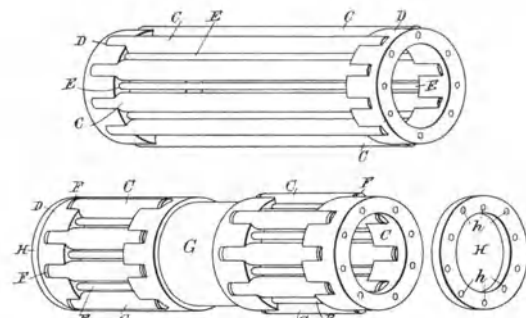
(248) USA 258042 (15.3.1882) 16.5.1882 T. R. FERRALL.



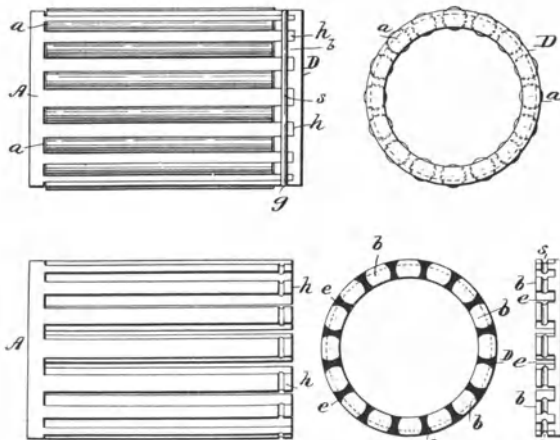
(249) USA 267991 (5.5.1882) 28.11.1882 J. G. AVERY.



(250) USA 486052 (1.12.1891) 8.11.1892 F. MOSSBERG.



(251) USA 502025 (5.8.1892) 25.7.1893 J. G. AVERY.



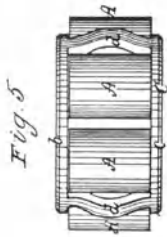
(252) USA 519868 (31.5.1893) 15.5.1894 F. MOSSBERG.

Patent USA 71973 aus dem Jahre 1867 wird ein sog. Kammkäfig ganz eindeutig beschrieben. Auch in der Patentschrift USA 258042/82 (248) ist ein aus zwei symmetrischen Teilen bestehender massiver Käfig abgebildet. Das Patent USA 267991/82 (249) zeigt einen ähnlichen Käfig. Der in dem Patent USA 486052/91 (250) dargestellte Kammkäfig mit angeschraubter Deckscheibe entspricht den modernen Formen, ebenso wie diejenigen, die in den Patenten USA 502025/92 (251) und USA 519868/93 (252) gezeigt werden.

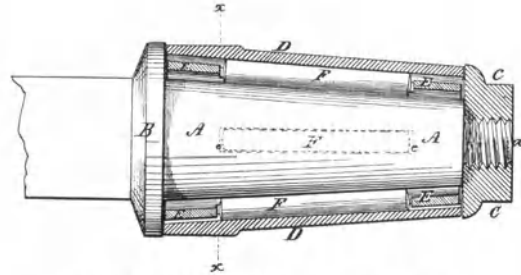
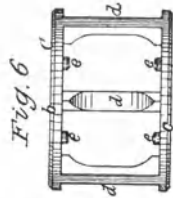
**2,2725 Fensterkäfige.** Auch die sog. Fensterkäfige sind in verschiedenen Abarten seit langer Zeit bekannt. Das

Patent USA 102779/70 (253) Fig. 5 und 6, aus dem Jahre 1870 zeigt eine solche Käfigart, die durch axialen Druck nach dem Einlegen der Rollen soweit deformiert

wird, bis die Zapfen in entsprechende Löcher der Rollen fassen und damit ein Herausfallen derselben verhindern. In der Patentschrift USA 136778/73 (254) werden die

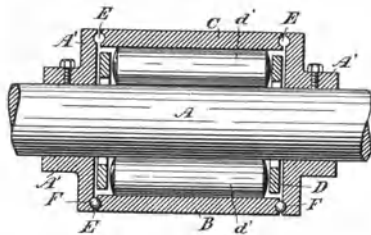


(253) USA 102779 10. 5. 1870 C. M. DABOLL.

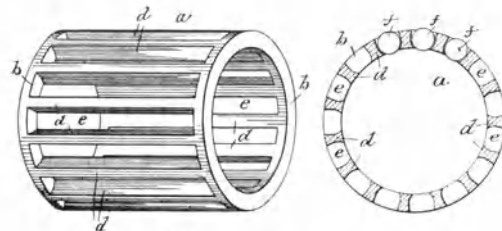
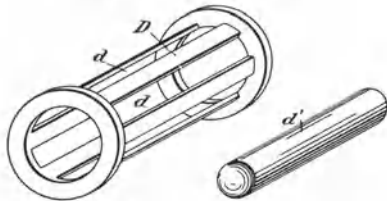


(254) USA 136778 11. 3. 1873 J. P. SMITH.

Rollen nur eingelegt, ohne daß sie radial in ihrer Lage festgehalten werden. Ähnlich ist die Anordnung bei dem Käfig nach Patent USA 501868/92 (255). Die Stege liegen jedoch nicht in der Mitte und verhindern daher ein Durchsacken des Käfigs. Dies wird bei dem Käfig nach USA 725763/97 (256) durch die

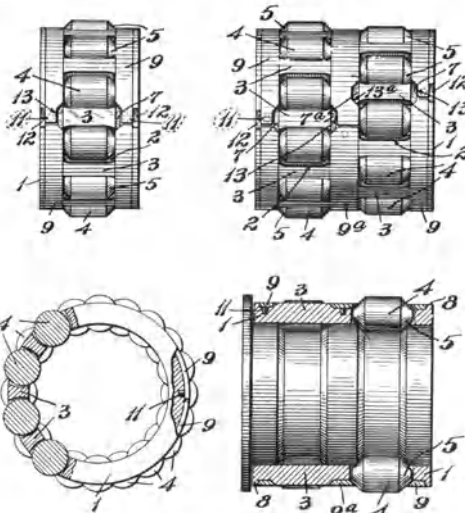


(255) USA 501868 (22. 3. 1892) 18. 7. 1893 J. A. CAMERON.

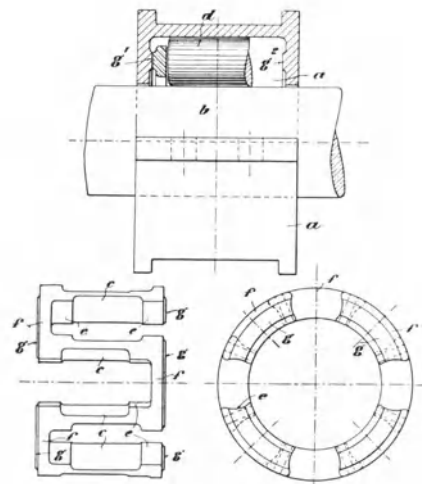


(256) USA 725763 (1. 10. 1897) 21. 4. 1903 L. V. W. NOYES.

Verengung der Taschen nach der Bohrung zu erreicht. Um ein Herausfallen der Rollen zu verhindern, ordnet MICHAUD in seinem Patent USA 997573/10 (257) besondere,



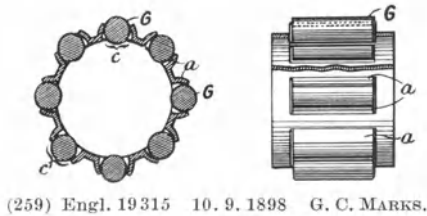
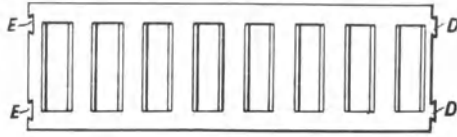
(257) USA 997573 (2. 5. 1910) 11. 7. 1911 O. E. MICHAUD.



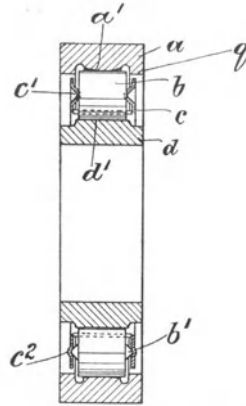
(258) USA 612472 (20. 12. 1897) 18. 10. 1898 W. H. WOODCOCK.

dünne Blechscheiben an. Einen Mäanderkäfig, bei dem die Taschen abwechselnd nach der einen und anderen Seite offen sind, beschreibt das Patent USA 612472/97 (258).

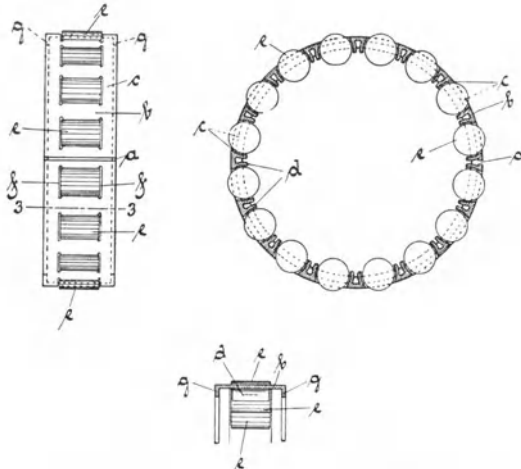
**2,2726 Gestanzte Käfige.** Die gestanzten Blechkäfige sind viel später entwickelt worden als die vorher beschriebenen Arten. Die erste Veröffentlichung, die festgestellt werden konnte, ist das engl. Patent 19315/98 (259). Die Taschen des dünnen Bandes



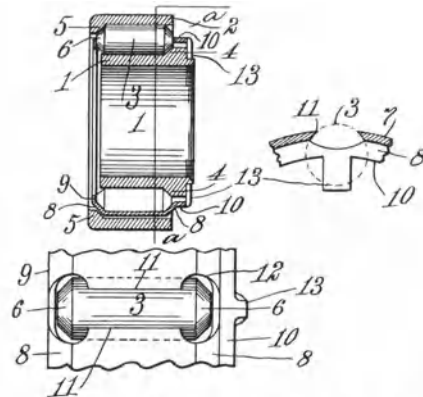
(259) Engl. 19315 10. 9. 1898 G. C. MARKS.



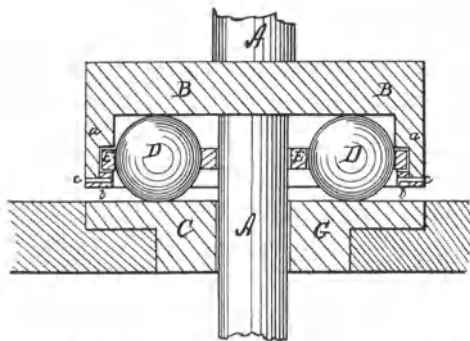
(260) Engl. 28107 24. 12. 1908 Norma Comp.



(261) USA 1173719 (30. 4. 1912) 29. 2. 1916 C. A. HIRTH.



(262) USA 1108722 (17. 2. 1913) 25. 8. 1914 B. E. DOHNER und A. J. HUFF.



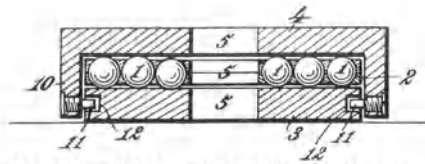
(263) USA 73815 28. 1. 1868 J. F. LAPLACE.

sind gestanzt. Dabei hat man Lappen stehen lassen, die umgebogen werden, um die Rollen an der Bewegung nach außen zu begrenzen. Das Band wird nach dem Stanzen der Löcher gerollt und an der Stoßstelle schwalbenschwanzförmig zusammengelegt. Bei einem späteren engl. Patent 28107/08 (260) sind die Rollen mit Zapfen oder Löchern versehen. Die Käfigseitenscheiben werden so geformt, daß die Rollen in Löchern oder auf Zapfen gefaßt und in ihrer Lage festgehalten werden. Der Käfig nach USA 1173719/12 (261) ist dem zuerst genannten ähnlich, nur daß die Lappen nach innen umgebogen und die Rollen

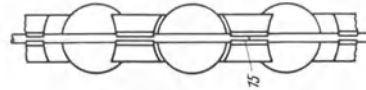
in ihrer radialen Bewegung nach innen und außen begrenzt werden. Auch der Käfig nach Patent USA 1108722/13 (262) soll ein Herausfallen der Rollen verhindern, deshalb werden sie von den Lappen außerhalb des Teilkreises gefaßt; andere seitliche Lappen verhindern außerdem das Abrutschen der Rollen vom Innenring.

**2,273 Halter für Längslager.**

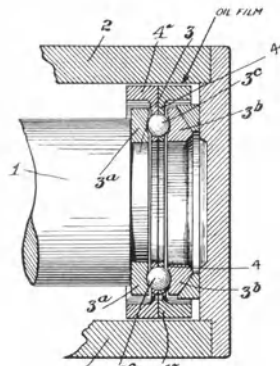
Das französische Patent von CARDINET über Längslager (16) muß auch herangezogen werden, wenn man die Entwicklung der Käfige für diese Lagerart untersucht. Die Bilder zeigen einen massiven Käfig mit Löchern für die Kugeln oder Rollen.



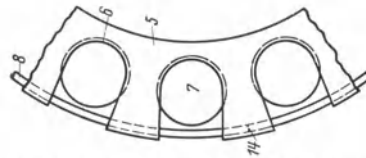
(264) Engl. 20508 16. 12. 1890 H. H. LAKE.



(265) DRGM 401222 7. 9. 1907 E. SACHS.



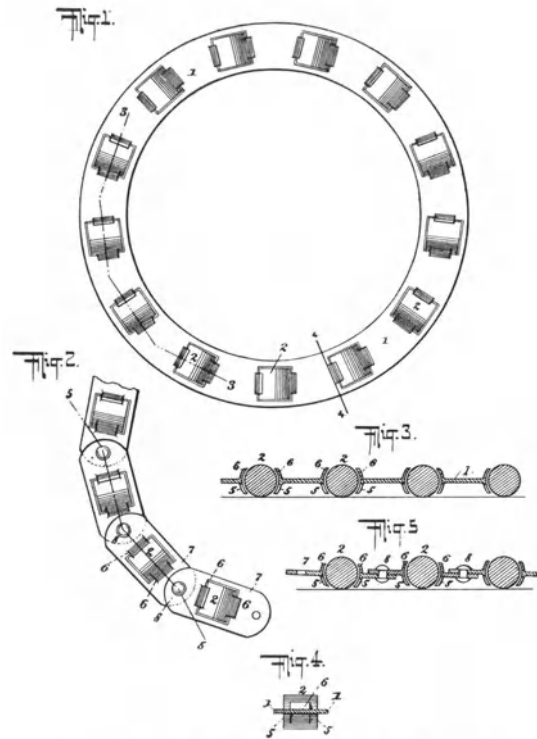
(266) USA 1116887 (29. 12. 1911) 10. 11. 1914 H. HESS.



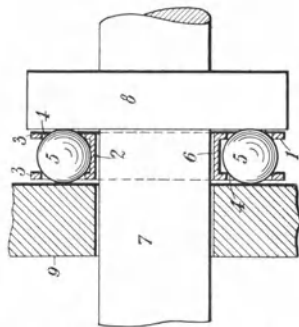
(265) DRGM 401222 7. 9. 1907 E. SACHS.



(267) Engl. 20508 16. 12. 1890 H. H. LAKE.



(269) Engl. 23393 6. 12. 1895 R. A. BERGER.



(268) Engl. 20508 16. 12. 1890 H. H. LAKE.

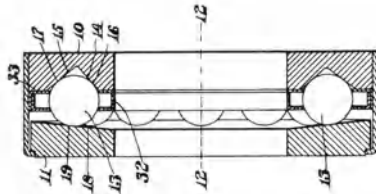
Einen ähnlichen Käfig verwendet LAPLACE in dem USA-Patent 73815 aus dem Jahre 1868 (263). Derselbe wird auf einem besonderen Ring geführt, um ihn in seiner Lage festzuhalten.

In dem engl. Patent 20508/90 (264) hat man zwei symmetrische Hälften verwendet, die wahrscheinlich neben den Kugeln verschraubt werden. Dadurch ist es möglich, die Löcher mit einer Kugelfläche zu versehen und die Kugeln nach beiden Richtungen festzuhalten. Diese Bauart und auch diejenige, bei welcher die Löcher nach dem Einlegen etwas angestemmt werden, wird noch heute vielfach verwendet. Daneben ist aber auch die Konstruktion mit nach außen offenen Taschen, die nachträglich verstemmt werden, gebräuchlich, engl. Patent 11808/03 (157) und DRP 220968/08 (164). Bei dem

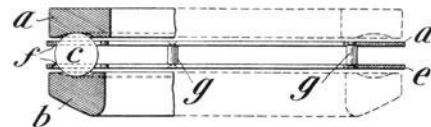


Käfig nach Bild (265) werden die Kugeln durch einen Drahttring am Herausfallen gehindert. Das Patent USA 1116887/11 (266) zeigt einen aus zwei symmetrischen Hälften bestehenden gebohrten Käfig mit kugelförmigen Löchern, der im Gehäuse wie eine Gleitbüchse radial geführt wird, um die Kugeln zu entlasten, was bei hoher Geschwindigkeit von Vorteil ist.

Sehr frühzeitig hat man aus Blech gestanzte Käfige entworfen. Dies zeigt die engl. Patentschrift 20 508/90 (267). Zwei symmetrische Hälften mit herausgedrückten Lappen oder Rändern, welche die Kugeln weit umfassen, werden nach dem Einlegen der Roll-

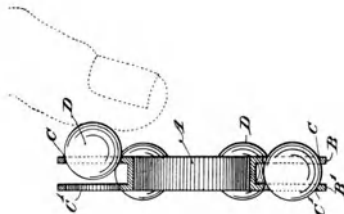


(270) USA 739 717 (26. 9. 1902) 22. 9. 1903 M. REID.

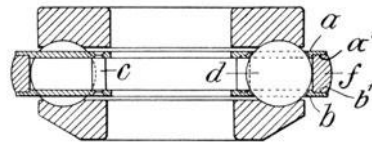


(271) USA 899 563 (20. 1. 1906) 29. 9. 1908 A. RIEBE.

körper vernietet. Ein aus Blech gestanzter und zu einem U-förmigen Profil gebogener Käfig wird in dem gleichen Patent geschützt. Die Kugeln werden wahrscheinlich vor der endgültigen Formgebung eingefüllt (268). In der engl. Patentschrift 23 393/95 (269) ist ein Blechkäfig für zylindrische Rollen abgebildet, der aus einer Scheibe besteht. Die Taschen sind derart ausgestanzt, daß Lappen stehen bleiben, von denen die seitlichen nach der einen und die mittleren nach der anderen Richtung nach dem Einlegen der Rollen umgebogen werden. Fig. 2 zeigt im Prinzip die gleiche Anordnung, nur daß der Käfig aus einzelnen Gliedern gelenkartig zusammengesetzt ist. Der Käfig



(272) USA 924 440 (15. 2. 1909) 8. 6. 1909 J. C. DOWELL.



(273) USA 1169 881 (14. 8. 1914) 1. 2. 1916 C. A. T. SÖRENSEN.

des Patentes USA 739 717/02 (270) besteht aus zwei Blechscheiben, die ineinander gelegt werden, wahrscheinlich unter einer gewissen Federung, so daß sich ein rechteckiges Profil ergibt.

Nach dem DRP 178 377/04 (158) werden zwei Blechscheiben in ein massives Mittelstück eingefalzt, das auf einem Ansatz der Unterlagscheibe gestützt wird. Statt des ringförmigen Mittelstückes verwendet RIEBE in seinem USA-Patent 899 563/06 (271) Distanzstücke, die mit den beiden Blechscheiben vernietet werden.

Bei dem amerikanischen Patent 924 440/09 (272) sind die Löcher des gestanzten und U-förmigen Blechkäfigs gerade so groß gewählt, daß sich die Kugeln unter leichtem Druck einführen lassen. Um den Käfig, wie er in dem Bild (271) dargestellt ist, mehr zu versteifen und gleichzeitig die Zentrifugalkraft der Kugeln bei hoher Drehzahl aufnehmen zu können, schlägt SÖRENSEN in dem Patent USA 1 169 881/14 (273) einen äußeren, dickwandigen Abschlußring vor, in den die Blechscheiben eingesetzt werden.

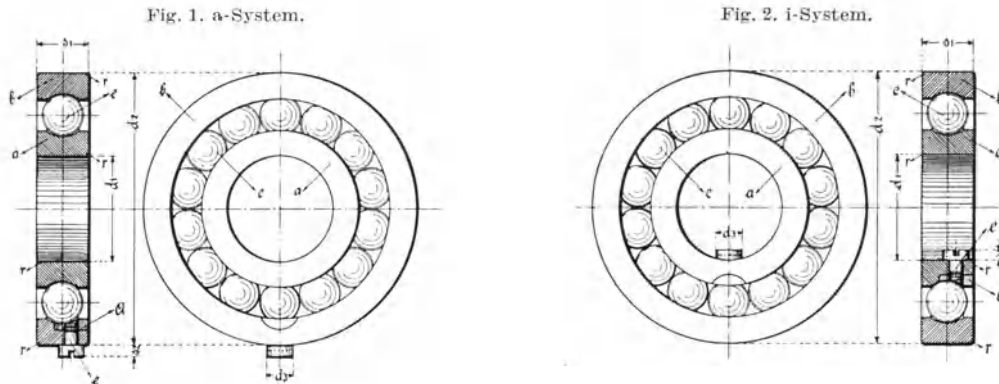
In dem engl. Patent 5870/99 (169) und in dem USA-Patent 830 985/06 (172) werden dünne Ringe und Scheiben angeordnet, welche die Rollen auf der Laufscheibe beim Transport oder bei der Montage festhalten. Zwecks Abstandshaltung der Tragrollen wurden vielfach dünnere Trennrollen vorgesehen, z. B. bei dem Patent USA 830 985/06 (172). Einen regelrechten Käfig benutzt das USA-Patent 860 275/06 (173). Zwei symmetrische, vernietete Ringhälften umschließen die Zapfen der Rollen am dünneren Ende.

## 2,3 Entwicklung der Baumaße.

### 2,31 Baumaße der Querlager.

In der Zeit vor 1900 haben sich bereits mehrere Firmen mit der Herstellung von Kugellagern oder Rollenlagern befaßt. An keiner Stelle scheint jedoch der Versuch unternommen worden zu sein, Normen für die Baumaße verschiedener Lagergrößen und Lagerreihen aufzustellen, um eine serienmäßige Fertigung zu ermöglichen. REULEAUX /112/ weist zwar schon im Jahre 1897 ausdrücklich auf die Bedeutung der „Genauigkeitsmechanik“ für den „Austauschbau“ hin. Aber erst die DWF hat sich dieser Aufgabe mit Erfolg gewidmet.

Nachdem durch STRIBECKs Versuche der Beweis der allgemeinen Verwendbarkeit der von ihm empfohlenen Querlager erbracht war, ging man sofort daran, für verschiedene Bohrungen bestimmte Mantel- und Breitenmaße in mehreren Reihen festzulegen. Die ersten Maßtafeln der DWF erschienen im Jahre 1900. Dem Verfasser liegt aber nur der im Jahre 1903 herausgegebene Katalog vor. Dieses wichtige Dokument ist in den Bildern



Maße in mm.

Nummer	Durchmesser der Laufringe		Breite der Laufringe $s_1$	Abrundungs-Radius $r$	Schraubenkopf		Zulässige Belastung kg
	innerer $d_1$	äußerer $d_2$			Durchmesser $d_3$	Höhe $s_2$	
1a	12	37	9	0,5	8	3	140
2a resp. i	15	40	9	0,5	8	3	160
3a „ i	20	52	10	0,5	9	3	260
4a „ i	25	62	12	1,0	9	3	380
5a „ i	30	72	13	1,0	10	4	500
6a „ i	35	80	14	1,0	10	4	670
7a „ i	40	90	16	1,0	8	3	850
8a „ i	45	100	17	1,0	8	3	1100
9a „ i	50	110	19	1,5	8	3	1250
10a	55	117	19	1,5	8	3	1400
11a	60	127	20	1,5	8	3	1600
12a	65	137	22	1,5	8	3	1900
13a	70	147	24	1,5	8	3	2200
14a	75	157	25	1,5	8	3	2500
15a	80	168	27	1,5	8	3	2900
52a resp. i	20	65	14	1,0	8	3	480
53a „ i	22	72	16	1,0	8	3	600
54a „ i	25	80	17	1,0	8	3	750
55a „ i	27	88	19	1,5	8	3	900
56a „ i	30	95	20	1,5	8	3	1100
57a „ i	35	103	22	1,5	8	3	1300

(274) Maße und Tragfähigkeit für normale „Lauftringssysteme“, aus DWF-Katalog 1903.

(274) und (275) teilweise festgehalten. Es wurde aber bald die Feststellung gemacht, daß die Breite der Laufringe in Leichtmetallgehäusen nicht genügte, um eine Verformung der Sitzflächen zu verhindern. Man hat daher schon im Jahre 1903 neue Maße aufgestellt für eine leichte Reihe, 200, für eine mittlere Reihe, 300, und für eine schwere Reihe, 400. Gleichzeitig wurden zwei Reihen, eine leichte, 500, und eine mittlere, 600, für die Verwendung von Spannhülsen entwickelt. Neben den Bildern (276) bis (280) sind die Tafeln eines Kataloges wiedergegeben, der bis zum 25. 2. 07 Gültigkeit hatte. Die zuerst entworfenen schmalen Reihen blieben daneben als Sonderausführung bestehen. Alle anderen Firmen, die sich damals oder später mit der Herstellung von Kugellagern befaßten, haben diese Maße übernommen. Die meisten sind auch in den Vorschlägen enthalten, die das ISA-Komitee 4 als internationale Norm empfohlen hat. Die von der DWF gewählte Bezeichnungsweise kann heute ebenfalls als internationaler Standard betrachtet werden. Auch die Maße der verlängerten Querlagerreihen von 120 bis etwa 250 mm Bohrung und etwa 500 mm Manteldurchmesser, wie sie vor der internationalen Normung in Deutschland üblich waren, sollen in den Grundzügen von der DWF stammen.

Fig. 3. a-System.

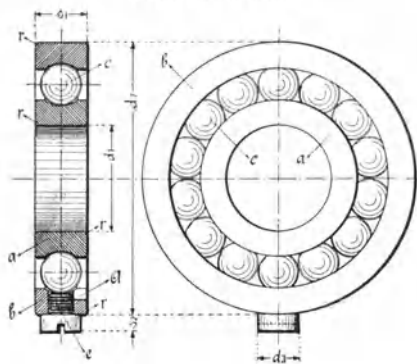
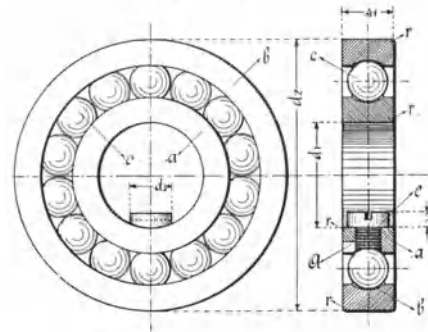


Fig. 4. i-System.

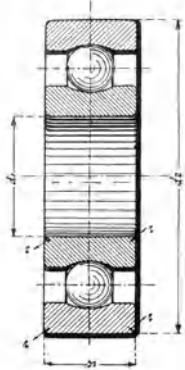


Maße in mm.

Nummer	Durchmesser der Laufringe		Breite der Laufringe $s_1$	Abrundungs-Radius $r$	Schraubenkopf		Zulässige Belastung kg
	innerer $d_1$	äußerer $d_2$			Durchmesser $d_s$	Höhe $s_2$	
102a	10	32	9	0,5	8	3	95
103a resp. i	15	37	9	0,5	8	3	115
104a „ i	20	42	9	0,5	8	3	135
105a „ i	25	52	9	1,0	8	3	250
106a „ i	30	62	10	1,0	9	3	340
107a „ i	35	70	10	1,0	9	3	375
108a „ i	40	80	11	1,0	9	3	420
109a „ i	45	85	11	1,0	9	3	450
110a „ i	50	90	11	1,0	9	3	500
111a „ i	55	100	12	1,0	9	3	650
112a „ i	60	105	12	1,0	9	3	700
113a „ i	65	115	14	1,0	10	4	900
114a „ i	70	120	14	1,0	10	4	950
115a „ i	75	130	16	1,5	10	4	1200
116a „ i	80	135	16	1,5	10	4	1250
117a „ i	85	145	18	1,5	8	3	1520
118a „ i	90	150	18	1,5	8	3	1580
119a „ i	95	160	20	1,5	8	3	1875
120a „ i	100	165	20	1,5	8	3	1950
121a „ i	105	180	22	1,5	8	3	2300
122a „ i	110	185	22	1,5	8	3	2350

(275) Maße und Tragfähigkeit für normale „Laufringsysteme“, aus DWF-Katalog 1903.

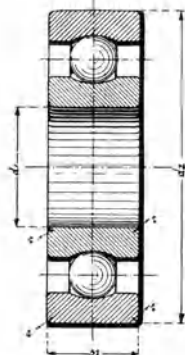
Maße in mm.



(276) Maße und Tragfähigkeit für Rillenkugellager aus DWF-Katalog 1906.

Nr.	$d_1$	$d_2$	$s_1$	$r$	kg <sup>1</sup>
204	20	47	14	1	145
205	25	52	15	1	160
206	30	62	16	1	250
207	35	72	17	2	275
208	40	80	18	2	390
209	45	85	19	2	430
210	50	90	20	2	460
211	55	100	21	2	530
212	60	110	22	2	700
213	65	120	23	2	760
214	70	125	24	2	830
215	75	130	25	2	970
216	80	140	26	3	1200
217	85	150	28	3	1300
218	90	160	30	3	1550
219	95	170	32	3	1700
220	100	180	34	3	1800
221	105	190	36	3	2100
222	110	200	38	3	2300

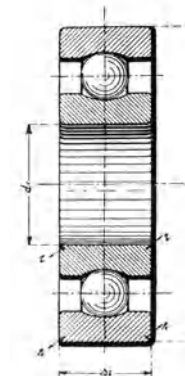
<sup>1</sup> Zulässige Belastung.



(277) Maße und Tragfähigkeit für Rillenkugellager, aus DWF-Katalog 1906.

Nr.	$d_1$	$d_2$	$s_1$	$r$	kg <sup>1</sup>
300	10	35	11	1	90
301	12	37	12	1	110
302	15	42	13	1	130
303	17	47	14	1	170
304	20	52	15	1	200
305	25	62	17	1	280
306	30	72	19	2	390
307	35	80	21	2	500
308	40	90	23	2	650
309	45	100	25	2	800
310	50	110	27	2	950
311	55	120	29	2	1100
312	60	130	31	2	1300
313	65	140	33	3	1500
314	70	150	35	3	1800
315	75	160	37	3	2000
316	80	170	39	3	2300
317	85	180	41	3	2600
318	90	190	43	3	2900
319	95	200	45	3	3200
320	100	215	47	3	3500
321	105	225	49	3	3800
322	110	240	50	3	4600

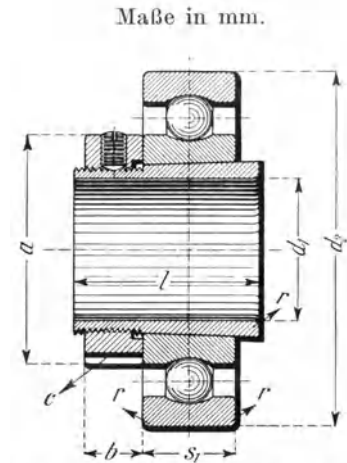
<sup>1</sup> Zulässige Belastung.



(278) Maße und Tragfähigkeit für Rillenkugellager, aus DWF-Katalog 1906.

Nr.	$d_1$	$d_2$	$s_1$	$r$	kg <sup>1</sup>
403	17	62	17	1	380
404	20	72	19	2	480
405	25	80	21	2	600
406	30	90	23	2	720
407	35	100	25	2	860
408	40	110	27	2	1000
409	45	120	29	2	1350
410	50	130	31	2	1550
411	55	140	33	3	1750
412	60	150	35	3	2000
413	65	160	37	3	2200
414	70	180	42	3	2800
416	80	200	48	3	3300
418	90	225	54	3	4700
420	100	265	60	3	6300

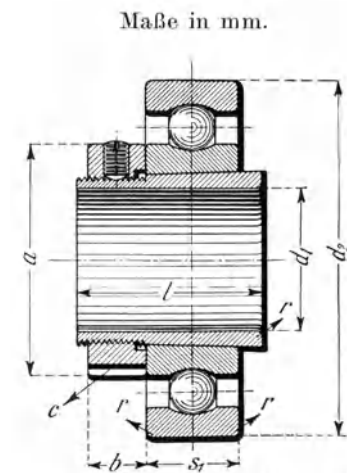
Nr.	$d_1$	$d_2$	$s_1$	$r$	$a$	$b$	$l$	kg <sup>1</sup>
504	20	52	15	1	33	10	30	160
505	25	62	16	1	40	10	32	250
506	30	72	17	2	47	11	35	275
507	35	80	18	2	53	11	36	390
508	40	85	19	2	58	11	37	430
509	45	90	20	2	63	12	39	460
510	50	100	21	2	69	12	41	580
511	55	110	22	2	75	13	43	700
512	60	120	23	2	83	14	45	760
513	65	130	25	2	92	15	48	970
514	70	140	26	3	98	15	50	1200
515	75	150	28	3	105	16	53	1300
516	80	160	30	3	111	17	56	1550
517	85	170	32	3	118	18	60	1700
518	90	180	34	3	125	19	63	1800
519	95	190	36	3	131	19	66	2100
520	100	200	38	3	139	20	70	2300



(279) Maße und Tragfähigkeit für Rillenkugellager mit Spannhülse, aus DWF-Katalog 1906.

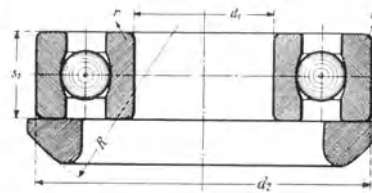
<sup>1</sup> Zulässige Belastung.

Nr.	$d_1$	$d_2$	$s_1$	$r$	$a$	$b$	$l$	kg <sup>1</sup>
604	20	62	17	1	36	10	33	280
605	25	72	19	2	43	11	37	390
606	30	80	21	2	48	11	39	500
607	35	90	23	2	54	12	42	650
608	40	100	25	2	61	12	44	800
609	45	110	27	2	67	13	47	950
610 klein	50	120	29	2	74	14	51	1100
610 groß	50	130	31	2	80	16	55	1300
611	55	140	33	3	86	17	58	1500
612	60	150	35	3	92	18	61	1800
613	65	160	37	3	99	19	65	2000
614	70	170	39	3	105	19	68	2300
615	75	180	41	3	111	20	71	2600
616	80	190	43	3	117	20	74	2900
617	85	200	45	3	124	21	77	3200
618	90	215	47	3	132	21	80	3500
619	95	225	49	3	138	22	83	3800
620	100	240	50	3	145	22	85	4600



(280) Maße und Tragfähigkeit für Rillenkugellager mit Spannhülse, aus DWF-Katalog 1906.

<sup>1</sup> Zulässige Belastung.



Maße in mm.

Nummer	Abmessungen					Zulässige Belastung kg	Nummer	Abmessungen					Zulässige Belastung kg
	d <sub>1</sub> mm	d <sub>2</sub> mm	s <sub>1</sub> mm	r mm	R mm			d <sub>1</sub> mm	d <sub>2</sub> mm	s <sub>1</sub> mm	r mm	R mm	
204	20	47	14	1	35	35	300	10	35	11	1	20	25
205	25	52	15	1	40	40	301	12	37	12	1	25	30
206	30	62	16	1	45	60	302	15	42	13	1	30	35
207	35	72	17	2	50	70	303	17	47	14	1	30	40
208	40	80	18	2	60	100	304	20	52	15	1	35	50
209	45	85	19	2	65	110	305	25	62	17	1	45	70
210	50	90	20	2	70	115	306	30	72	19	2	50	100
211	55	100	21	2	75	135	307	35	80	21	2	55	125
212	60	110	22	2	85	175	308	40	90	23	2	65	165
213	65	120	23	2	90	190	309	45	100	25	2	70	200
214	70	125	24	2	95	210	310	50	110	27	2	75	240
215	75	130	25	2	100	245	311	55	120	29	2	85	275
216	80	140	26	3	110	300	312	60	130	31	2	95	325

(281) Maße und Tragfähigkeit für Rillenkugellager bei reinem Längsdruck, aus DWF-Katalog 1906.

Fig. 7. g-System.

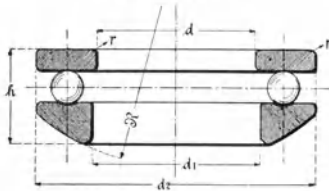
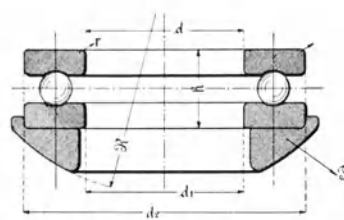


Fig. 8. r-System.



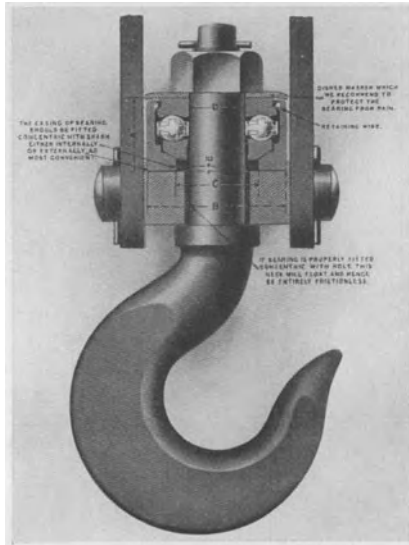
Maße in mm.

Nummer der Stützkugellager	Abmessungen der Stützkugellager						Zulässige Belastungen in kg					
	Innerer Durchmesser d	Innerer Durchmesser d <sub>1</sub>	Äußerer Durchmesser d <sub>2</sub>	Lagerhöhe h	Radius der Auflagefläche R	Abrundungsradius r	„g“-Systeme Fig. 7			„r“-System Fig. 8		
							Bis zu 1500 U/min	Bis zu 1000 U/min	Bis zu 500 U/min	Bis zu 300 U/min	Bis zu 150 U/min	Bis zu 10 U/min
6g resp. r	30	32	53	18	40	1	150	200	250	300	350	1100
7g „ r	35	37	62	21	50	1	200	250	300	400	450	1500
8g „ r	40	42	64	21	50	1	250	300	350	450	550	1600
9g „ r	45	47	73	25	60	1	300	350	400	550	700	2100
10g „ r	50	52	78	25	65	1	350	400	500	650	800	2300
11g „ r	55	57	88	28	70	1	400	500	600	750	1000	2900
12g „ r	60	62	90	28	75	1	450	550	700	850	1100	3100
13g „ r	65	67	100	32	80	1,5	550	650	800	1000	1200	3800
14g „ r	70	72	103	32	85	1,5	600	700	900	1100	1400	4000
16g „ r	80	82	115	35	95	1,5	700	800	1100	1200	1700	5000
17g „ r	85	88	125	38	105	1,5	850	950	1300	1500	2000	6000
19g „ r	95	98	140	41	115	1,5	1000	1150	1600	1900	2400	7000
21g „ r	105	108	155	40	130	1,5	1200	1400	1800	2200	2700	8000
23g „ r	115	118	165	43	140	2	1300	1600	2200	2500	3200	10000
25g „ r	125	128	175	46	150	2	1400	1900	2400	2900	3700	11000
28g „ r	140	143	200	52	170	2	1700	2200	3000	3700	4800	13000

(282) Maße und Tragfähigkeit für normale „Stützkugellager“, aus DWF-Katalog 1903.

**2,32 Baumaße der Längslager.**

In den Jahren 1900 bis 1903 haben die Firmen DWF und Hoffmann Listen über Längslager herausgebracht (282) und (283). Leider war der Umfang so gering, daß es nicht von vornherein zu einheitlichen Maßen kam. Erst nach jahrelangen Bemühungen ist es auf der Sitzung des ISA-Komitees in Stockholm im Jahre 1934 gelungen, einen internationalen Vorschlag zustande zu bringen, nach welchem die Normen DIN 711—718 aufgestellt wurden.



SIZES . . . . . in.	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1
Size of Balls. . . in.	$\frac{7}{32}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{9}{32}$	$\frac{9}{32}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{1}{2}$
Number of Balls . . .	6	6	6	6	6	8	8	8	8	8
Height . . . . . A. in.	$\frac{5}{8}$	$\frac{23}{32}$	$\frac{23}{32}$	$\frac{27}{32}$	$\frac{27}{32}$	$\frac{29}{32}$	$\frac{29}{32}$	$1\frac{1}{16}$	$1\frac{3}{16}$	$1\frac{3}{8}$
Outside Diam. . . B. in.	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	$1\frac{3}{4}$	2	$2\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{2}$
Bore of Case. . . C. in.	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{15}{16}$	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{5}{16}$	$1\frac{1}{2}$
Shaft Diam. . . D. in.	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1
Recess . . . . . E. in.	$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$

SIZES . . . . . in.	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2	$2\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{2}$	3	$3\frac{1}{2}$	4
Size of Balls. . . in.	$\frac{9}{16}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2
Number of Balls . . .	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8
Height . . . . . A. in.	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{11}{16}$	2	$2\frac{1}{16}$	$2\frac{5}{8}$	3	$3\frac{1}{4}$	4	$4\frac{5}{8}$	$5\frac{1}{4}$
Outside Diam. . . B. in.	$2\frac{13}{16}$	$3\frac{1}{8}$	$3\frac{3}{4}$	$4\frac{3}{8}$	5	$5\frac{5}{8}$	$6\frac{1}{4}$	$7\frac{1}{2}$	$8\frac{3}{4}$	10
Bore of Case. . . C. in.	$1\frac{11}{16}$	$1\frac{7}{8}$	$2\frac{1}{4}$	$2\frac{5}{8}$	3	$3\frac{3}{8}$	$3\frac{3}{4}$	$4\frac{1}{2}$	$5\frac{1}{4}$	6
Shaft Diam. . . D. in.	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2	$2\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{2}$	3	$3\frac{1}{2}$	4
Recess . . . . . E. in.	$\frac{1}{8}$	$\frac{5}{32}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{7}{32}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{9}{32}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{1}{2}$

(283) Längslager für Kranhaken, aus einem Druckblatt der Hoffmann Manufacturing Co. 1904.

**2,33 Toleranzen.**

Die erste Angabe über Toleranzen von Kugellagern findet sich in einem DWF-Katalog, der etwa um 1905 erschienen sein dürfte. Darin heißt es:

„Ringe und Kugeln sind aus bestem Spezial-Werkzeugstahl gearbeitet und zwar die Bohrung und der Außendurchmesser der Ringe mit  $\pm 0,005$  mm Toleranz nach Kaliber; die Laufflächen sind genau laufend geschliffen.“

Diese Angabe wurde 1907 geändert in:

„Ringe und Kugeln sind aus bestem Spezialstahl gearbeitet, die Bohrung der Ringe mit maximal 0,005 mm, minimal 0,01 mm Toleranz, die Außendurchmesser der Ringe mit maximal und minimal 0,015—0,03 mm Toleranz, je nach der Größe der Lager, und die Laufbahnen genau laufend geschliffen und sauber poliert.“

Die gleichen Werte finden sich auch noch in dem Katalog aus dem Jahre 1909, nur daß es dort heißt:

„Die zulässigen Toleranzen sind für die Bohrung + 0,005 mm und - 0,01 mm, für den Außendurchmesser nur - 0,015 mm bis 0,030 mm, je nach Größe. Der Außendurchmesser ist demnach nie größer als das Vollmaß.“

FAG gewährleistet im Katalog von 1911 folgende Werte:

„Für Bohrung und Mantel + 0,005 und - 0,010 mm.“

Die Angaben der Norma aus dem Jahre 1914 gehen aus Tabelle [1] hervor.

Im Jahre 1915 veröffentlicht F & S eine Tafel über Grenzmaße, in welcher die Abmaße für Bohrung und Mantel der Kugellager graphisch für Lagergrößen bis 1000 mm enthalten sind (289). Danach ergeben sich z. B. die in Tabelle [2] aufgeführten Abmaße.

[1] Abmaße für Bohrung und Mantel aus Katalog Norma 1914.

Bohrungs- durchmesser mm	Abmaß mm		Mantel- durchmesser mm	Abmaß mm	
	unteres	oberes		oberes	unteres
bis 60	-0,010	0	bis 62	+0,010	0
über 60	-0,020	0	von 72-200	+0,010	-0,010
			über 200	+0,020	-0,010

Die Unrundheit der Ringe darf 0,010 mm nicht überschreiten.

FAG gibt 1920 für die Genauigkeit die in Tabelle [3] aufgeführten Werte an.

[2] Abmaße für Bohrung und Mantel aus Katalog F & S 1915.

Durchmesser für Bohrung und Mantel mm	Abmaß für Bohrung mm		Abmaß für Mantel mm	
	unteres	oberes	oberes	unteres
10	-0,008	0	0	-0,004
20	-0,011	0	0	-0,006
30	-0,012	0	0	-0,008
50	-0,014	0	0	-0,010
100	-0,016	0	0	-0,014
200	-0,018	0	0	-0,018
300	-0,020	0	0	-0,021

[3] Abmaße für Bohrung und Mantel aus Katalog FAG 1920.

Durchmesser für Bohrung und Mantel mm	Abmaß für Bohrung mm		Abmaß für Mantel mm	
	unteres	oberes	oberes	unteres
0-55	-0,010	0	0	-0,010
56-100	-0,015	0	0	-0,015
101-110	-0,020	0	0	-0,015
111-200	-0,020	0	0	-0,020
201-300	-0,030	0	0	-0,020

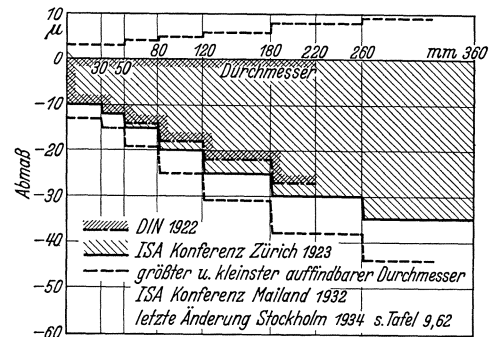
Von der DWF wurden im Jahre 1921 die Abmaße nach Tabelle [4] zugrunde gelegt.

[4] Abmaße für Bohrung und Mantel aus Katalog DWF 1921.

Gleichzeitig mit den Maßnormen wurden vom Deutschen Normenausschuß auch einheitliche Toleranzen für Kugellager aufgestellt (284). Auf der Sitzung des ISA-

Bohrungs- durchmesser mm	Abmaß mm		Mantel- durchmesser mm	Abmaß mm	
	unteres	oberes		oberes	unteres
bis 100	-0,010	+0,005	bis 50	0	-0,015
über 100	-0,020	0	bis 150	0	-0,020
			über 150	0	-0,030

Komitees in Zürich unterzog man diese Werte einer geringen Änderung. Auf der Sitzung in Mailand wurden schließlich Grenzen für die zulässige Unrundheit eingeführt, die für den Mantel auf der Sitzung in Stockholm eine weitere Ergänzung erfuhren. Gleichzeitig hat man die Stufung der Durchmessergruppen geändert. Jetzt liegen die Werte auch als Dinorm fest.



## 2,4 Erkenntnisse über Tragfähigkeit und Lebensdauer.

### 2,41 Arbeiten von STRIBECK.

Obwohl den Kugel- und Rollenlagern schon im 19. Jahrhundert große Bedeutung beigemessen wurde, blieb die Kenntnis über die Tragfähigkeit und Wirkungsweise solcher Lager äußerst beschränkt. Auch über die zweckmäßige Bauart, den günstigsten Werkstoff und die notwendige Genauigkeit für Kugeln und Laufringe wußte man sehr wenig; je nach dem Platzbedarf wählte man die Kugelgröße und die Ringstärke. Dort, wo Angaben über die Tragfähigkeit gemacht wurden, waren sie falsch. Die gehärteten Stahlkugeln wurden zwischen zwei gehärteten, ebenen Platten zerdrückt und die Bruchlast

(284) DIN- und ISA-Toleranzen für Bohrung und Mantel.



ermittelt. Ein Achtel davon oder rd. 700  $d^2$  kg ( $d$  = Kugeldurchmesser in cm) sollte als Belastung dieser Kugel im Lager zulässig sein /7/. Wie falsch dieser Schluß ist, geht schon daraus hervor, daß die Kugeln unter dieser Belastung stark deformiert werden. Tatsächlich dürfen sie nach STRIBECK nur mit etwa 30  $d^2$  in einem Lager ohne Rillen belastet werden. Es ist daher nicht verwunderlich, wenn an und für sich minderwertige Kugeln und Laufringe, die unter schwierigen Verhältnissen so beträchtlich überlastet wurden, vollkommen versagten.

Die DWF als Besitzerin des damals größten deutschen Stahlkugelwerkes legte sich daher die Frage vor: „Was ist von Kugellagern für große Belastungen zu halten?“ Als sich zeigte, daß diese Frage nicht ohne weiteres zu beantworten war, hat sie nicht gezögert, erhebliche Mittel bereitzustellen und die „Centralstelle für wissenschaftlich-technische Untersuchungen“ in Neubabelsberg bei Potsdam mit der Durchführung von Versuchen zu beauftragen.

Prof. STRIBECK als Leiter der „Centralstelle“ hat diese Aufgabe geradezu vorbildlich gelöst. Die Ergebnisse seiner Forschungen bildeten lange Zeit die einzige Grundlage der modernen Wissenschaft über Kugellager /128/. In Ermangelung früherer Forschungen auf diesem Gebiete war er genötigt, für seine Untersuchungen eine breite Basis zu wählen. Er ging deshalb von den Beziehungen aus, die HERTZ /50/ für den Fall der Berührung elastischer Körper aufgestellt hatte. Ein Auszug seiner Überlegungen und Prüfungen, enthalten in Glasers Annalen /130/, sei im folgenden wiedergegeben:

„Die Gleichungen von HERTZ besagen für den Fall, daß Kugeln von verschiedenen Durchmessern  $d$  gegen ebene Platten aus gleichem Material gedrückt werden, daß je die mittlere und die größte Pressung zwischen den Druckflächen und die größte Anstrengung gleich sind, wenn die Belastungen proportional den Quadraten der Durchmesser sind, also

$$P = k d^2$$

gewählt wird.

Bei den zu meinen Untersuchungen verwendeten Kugeln und Platten wurde die Elasticitätsgrenze bereits bei der Belastung 5  $d^2$  kg erreicht.

Nach Überschreitung der Elasticitätsgrenze stellen sich nur ganz allmählich bleibende Formänderungen ein, z. B. beträgt für  $P = 40 d^2$  die bleibende Zusammendrückung erst  $\frac{1}{50}$  der elastischen.

Die HERTZschen Gleichungen über die Zusammendrückungen gelten noch mit ausreichender Genauigkeit auch nach ganz beträchtlicher Überschreitung der Elasticitätsgrenze und insbesondere noch für den Bereich der zulässigen Belastungen.

Werden die Kugeln gegen hohle Rinnen gedrückt, deren Ausrundungshalbmesser nur wenig größer ist als der Kugelhalbmesser, so ergeben sich für die gleichen Pressungen erheblich größere Belastungen. Ist z. B. der Halbmesser der hohlen Rinne das  $\frac{4}{3}$ fache des Kugelhalbmessers, so ergibt sich eine rd. 3,5mal so große Belastung als für Kugel an ebener Platte, und es verhalten sich die Zusammendrückungen wie  $\frac{5}{3}:1$ .

Für die zulässige Belastung der Kugeln gilt die Beziehung

$$P = k d^2.$$

Der Koeffizient  $k$  ist aus Versuchen mit Kugellagern ermittelt worden und zwar ist für ebene, kegelförmige und cylindrische Laufflächen  $k = 30$  bis  $50$  ( $d$  in cm) zu setzen. Der größere Werth ist nur zulässig, wenn die Kugeln ohne gleitende Reibung (Stützzapfenreibung) rollen. Die kleineren Werthe sind zu wählen, wenn neben dem Wälzungs Widerstand gleitende Reibung auftritt. Wenn die Laufringe hohles Profil haben, dessen Halbmesser das  $\frac{9}{8}$ fache des Kugelhalbmessers beträgt und wenn Gleiten so gut wie nicht stattfindet, so kann  $k = 150$  gesetzt werden.

Wofen an der Druckfläche nur rollende und nicht gleichzeitig auch Stützzapfenreibung auftritt, gilt: die Reibung ist um so kleiner, je größer das Verhältnis des Kugeldurchmessers zum Durchmesser des Kugelmittelpunktskreises oder auch je weniger Kugeln der Laufring faßt. Für Traglager empfiehlt es sich, 12 bis 15 Kugeln in den Ring zu nehmen.

Ist allgemein  $z$  die Anzahl der Kugeln eines Ringes, so beträgt die größte Belastung einer Kugel bei sorgfältigster Ausführung des Lagers

$$\frac{5}{z} \cdot P_1,$$

wofen  $P_1$  die resultirende Belastung des ganzen Ringes ist.

Die zuverlässigste Prüfung der Kugeln und Laufringe besteht zweifellos darin, daß man die Kugeln in einem Lager unter starker Überlastung und auch im übrigen unter möglichst ungünstigen Betriebsverhältnissen, also auch mit großer Geschwindigkeit laufen läßt. Diese Laufprobe erfordert aber viel Zeit, und wenn sie auf alle Kugelgrößen erstreckt werden soll, umfangreiche und kostspielige Einrichtungen und kann deshalb in der Regel nicht angewendet werden. Man prüfte in

der Centralstelle auf diese Weise die Laufringe von Kugellagern und verwendete dabei Kugeln aus einem Material, dessen Geeignetheit durch anderweitige Prüfungen festgestellt worden war. Die Laufprobe bildete dann zugleich eine zuverlässige Kontrolle für die Kugelprüfung. Diese besteht nun in

1. der Härteprüfung,
2. der Zähigkeitsprüfung,
3. der Bruchprobe.

1. *Härteprüfung.* Werden zwei Kugeln aus gleichem Material mit der Kraft  $P$  gegeneinander gedrückt, so bildet sich eine kreisförmige Berührungs- oder Druckfläche aus, deren Halbmesser  $a$  mm beträgt. Läßt man die Belastung von Null stetig anwachsen, so nimmt die Druckfläche zunächst nach Maßgabe von

$$\sqrt[3]{P^2} \text{ und die durchschnittliche Pressung } p = \frac{P}{\pi \cdot a^2}$$

entsprechend  $\sqrt[3]{P}$  zu. Aber schon nach Überschreitung der Proportionalitätsgrenze ändert sich die Abhängigkeit von  $P$  in dem Sinne, daß die Druckfläche rascher und demgemäß die Pressung langsamer zunimmt und zwar solange, bis sich schließlich die Druckfläche im gleichen Verhältnis wie die Kraft ändert und demgemäß die Pressung konstant bleibt. Diese konstante Pressung, die sich auch durch eine Steigerung der Belastung bis zum Eintritt des Bruches nicht mehr vergrößern läßt, wird die Druckhärte oder auch kürzer die Härte der Kugeln (Widerstand gegen Eindringen) genannt. Sie ergibt sich für gute Kugeln zwischen 780 und 850 kg auf 1 mm<sup>2</sup>. Von kleinen Kugeln wird man die größere Härte, von 2''-Kugeln noch etwa 780 erwarten dürfen. Bei Kugeln, die nach innen zu weicher werden, nimmt die Pressung, nachdem sie ihren größten Betrag erreicht hat, sogar wieder ab. Der Verlauf der Pressung giebt also auch einen Anhalt über den Aufbau der Kugeln.

2. *Zähigkeitsprüfung.* Wird die Belastung der beiden Kugeln stufenweise vorgenommen und nach jeder Belastung die Druckfläche besichtigt, so kann man lange vor Eintritt der vollständigen Spaltung Sprünge wahrnehmen. Der erste nachweisbare Sprung folgt ziemlich genau dem Umfang der Druckfläche (Randsprung). Je stärker die Kugel belastet werden darf, ehe dieser Sprung auftritt, und je größer die Formänderung ist, welche sie dabei erfährt, um so zäher ist die Kugel. Wir nehmen als Maß der Zähigkeit die Arbeit, die aufzuwenden ist, um die Kugel so weit zusammenzudrücken, bis der erste Sprung entsteht. Als Zähigkeitsfaktor oder kurz Zähigkeit bezeichnen wir die Arbeit zur Formänderung einer zwischen zwei Kugeln gedrückten Kugel bis zur Entstehung des ersten Sprunges und bezogen auf die Volumeneinheit der Kugel (vgl. SCHWINNING, Versuche über die zulässige Belastung von Kugeln und Kugellagern, Z. VDI 1901, S. 333) /125/. Z. B. ist für

die Sprungbelastung =	300 $d^2$	400 $d^2$	500 $d^2$	600 $d^2$	700 $d^2$	800 $d^2$ kg,
die Zähigkeit =	14	23	34	46	60	76 mmkg

( $d$  = Kugeldurchmesser in cm).

Die Zähigkeit der Kugeln sollte nicht unter 30 mmkg betragen. Zuweilen ist selbst die Zähigkeit 100 mmkg festzustellen.

3. *Bruchprobe.* Durch die Bruchprobe will man die Bruchlast ermitteln und sich ein Bild über den Verlauf des Bruches verschaffen. Zugleich will man frische Bruchflächen gewinnen, um aus deren Aussehen die Schlüsse zu ziehen, zu denen Bruchflächen berechtigen. Insbesondere erfährt man, ob die Kugel nach innen zu weicher wird und zutreffendenfalls, ob der Übergang allmählich erfolgt oder ob eine ausgeprägte Schaale von größerer Härte vorhanden ist; ferner, ob die Kugeln beim Schmieden und Glühen überhitzt wurden u. a. m.

Die Bruchbelastung der Kugel hängt in erheblichem Maße von der Gestalt und Härte der Druckplatten ab. Am richtigsten ist es, die zu prüfende Kugel zwischen zwei gleichen Kugeln zum Bruch zu bringen. Die Druckflächen sind dann wie bei der Härte- und Zähigkeitsprüfung eben.

Zu beachten ist, daß bei rascher Steigerung der Belastung eine größere Bruchlast erhalten wird als bei langsamer. Wird die Kugel wiederholt belastet und entlastet und jede folgende Belastung um einen mäßigen Betrag größer gewählt als die vorhergegangene, so wird die Kugel in vielen Fällen während und selbst nach der Entlastung zerspringen oder auch bei einer Drucksteigerung noch ehe die zuvor ausgeübte größte Last wieder erreicht ist. Es lassen sich auf diese Weise für gleiche Kugeln sehr verschiedene Bruchlasten erhalten, ohne daß der Einfluß des Belastungsverfahrens zahlenmäßig berücksichtigt werden könnte.

Ein Zusammenhang zwischen der Bruchlast und dem Verhalten der Kugeln unter den so außerordentlich viel kleineren Belastungen, denen sie im Lager ausgesetzt sind, war noch nicht nachzuweisen.

Mit Rücksicht auf diese Verhältnisse erscheint die Ermittlung der Bruchlast z. Z. nicht besonders wichtig und bezweckt die Bruchprobe hauptsächlich, frische Bruchflächen zur Beurteilung der Kugeln zu erlangen.“

Leider ist in den Veröffentlichungen von STRIBECK selbst keine Angabe über den für Kugeln und Laufringe verwendeten Werkstoff enthalten. Die einzige Mitteilung findet

sich in der Diskussion über seinen Vortrag im Verein für Eisenbahnkunde, der am 9. 4. 01 gehalten wurde /130/. Bei dieser Gelegenheit sagt er:

„Geeignet ist ein Kohlenstoffstahl von 0,8–1% Kohlenstoffgehalt, der möglichst frei von schädlichen Beimengungen ist. Auch legierter Stahl ist mit Erfolg verwendet worden. Wichtig ist, daß die Kugeln sich stark härten lassen, ohne daß erhebliche Spannungen entstehen, überdies sehr gleichmäßig und genügend zäh sind. Der Stahl für die Spurringe hat mindestens denselben Anforderungen zu entsprechen, weil auch ihre Anstrengung verhältnismäßig groß ist, und weil wenigstens beim einen Ring stets dieselbe Stelle der Lauffläche die größte Belastung zu übertragen hat.“

In einem Bericht der „Centralstelle“ vom 9. 11. 04 an die DWF heißt es zum Schluß über die Prüfung von Laufringen aus Chromnickelstahl:

„Die Erfahrungen bestätigen die Auffassung, die wir schon nach Prüfung des ersten Ringpaares ausdrückten, daß sich die Verwendung derartiger im Einsatz gehärteter Ringe in allen Fällen empfiehlt, in denen ein Ringbruch schwere Folgen nach sich ziehen kann. Sie zeigen ferner wieder, daß 50  $d^2$  überhaupt diejenige Belastung ist, bei der gehärteter Stahl unter den Verhältnissen, wie sie bei Kugellagern vorliegen, nur ziemlich kurze Zeit widersteht. Bei exzentrischer Belastung liegt diese Grenze zweifellos erheblich tiefer, und zwar je nach den besonderen Verhältnissen schon zwischen 25  $d^2$  und 40  $d^2$  spez. Belastung.“

Aus einem Bericht der DWF vom 2. 8. 1911 über Aktenstudien in der „Centralstelle“ ist die Analyse der damals verwendeten Werkstoffe zu ersehen.

Daraus geht hervor, daß schon vor 30 Jahren die gleiche Stahlorte benutzt wurde wie heute. Auch dies ist das Verdienst von STRIBECK. Als ihm seinerzeit von Hütteninspektor THALLNER der Bismarckhütte für die Auswahl der geeignetsten Legierung mehrere Proben vorgelegt wurden, entschied er sich für den niedrig legierten Chromstahl<sup>1</sup>.

[5] Werkstoffe für Kugellager in den Jahren 1903–1908

	DWF 1903	DWF 1905	F & S 1905	DWF 1907	DWF 1907	DWF 1908	DWF 1908
C	0,81	0,98	1,08	0,89	1,02	0,99	0,80
Si	0,20	0,33	0,28	0,30	0,37	0,30	0,40
Mn	0,34	0,36	0,37	0,37	0,30	—	—
Cu	0,04	0,03	0,03	0,04	0,02	—	—
Cr	1,10	1,06	1,58	1,04	1,01	1,00	1,00
Ni	0,04	—	—	0,04	0,04	—	—
P	0,016	0,023	0,015	0,019	0,018	0,017	0,017
S	0,014	0,009	0,021	0,012	0,014	0,008	0,013

## 2.42 Tragfähigkeitsangaben bis zur Aufstellung der Normblätter.

Auf Grund der Ergebnisse der STRIBECKSchen Untersuchungen wurden von der DWF mehrere Kugellagerreihen entwickelt und im Jahre 1903 die ersten Listen über Maße und zulässige Belastungen herausgegeben (274) und (275). Über die zulässige Geschwindigkeit ist darin folgendes gesagt:

„Die Laufringsysteme No. 52–57 dürfen bei Vollbelastung höchstens für Umdrehungszahlen von 300–500, die Systeme No. 1–15 für solche von 500–1500, und die Systeme No. 102–122 für Umdrehungszahlen von 1500–3500 benutzt werden. Die höheren Umdrehungszahlen jeder Serie gelten für die kleineren, die niederen Umdrehungszahlen für die größeren Laufringsysteme.“

Bei „Stützkugellagern“ (Längslagern) (282) hat man bereits eine Stufung der zulässigen Belastung in Abhängigkeit von der Drehzahl vorgenommen:

„Bis zu 300 Umdrehungen finden die normalen  $r$ -Stützkugellager Verwendung, bei welchen beide Laufbahnen rillenförmig sind. Von 300–1500 Umdrehungen in der Minute werden dagegen die normalen  $g$ -Stützkugellager verwendet, bei denen nur der stillstehende Ring eine Rille erhält, während der sich drehende Ring mit einer geraden Laufbahn versehen ist. Die letzteren  $g$ -Stützkugellager müssen auch bei geringeren Umdrehungszahlen, als 300 in der Minute, überall dort benutzt werden, wo Tragdrücke (senkrecht zur Welle) durch Gleitlager aufgenommen werden und dieselben einer Abnutzung ausgesetzt sind, so daß mit der Zeit eine radiale Verschiebung des sich drehenden, auf der Welle befindlichen Stützkugellagerringes gegen den stillstehenden, im Gehäuse liegenden stattfindet.“

Bei Verwendung der Lager für Achsschenkel werden schon 1903 besondere Zuschläge empfohlen:

„Auf jede Achsnabe kommen bekanntermaßen zu den rechnermäßig festzustellenden Belastungen auch noch mehr oder weniger heftige Stöße während der Fahrt. Diesen Stößen wird

<sup>1</sup> Nach Mitteilung von Dr. KIRNER, der damals in der „Centralstelle Neubabelsberg“ tätig war.

erfahrungsgemäß dadurch Rechnung getragen, daß man zu den auf Tragfähigkeit und Eigengewicht des Wagens festgestellten Belastungen der Naben bei Eisenbereifung der Räder 100 % und bei Gummi- bereifung 60 % hinzuschlägt.“

Über Lager für Automobilgetriebe wird gesagt:

„Man berechne unter Berücksichtigung der Wirkungsgrade (Stirnradübersetzung = 0,9, Kegelradübersetzung = 0,8) die auf die Radiallager kommenden maximalen Drücke (dieselben ergeben sich in der Regel bei der kleinsten Geschwindigkeit) und wähle an Hand dieser die Laufringsysteme aus, da im Automobilbau die berechneten Höchstbelastungen nur sehr selten auftreten, können hier die in den Tabellen . . . angegebenen Belastungen erfahrungsgemäß bis zu 25 % überschritten werden.“

Für Elektromotoren wird empfohlen:

„. . . das Laufringsystem auf der Kollektorseite, welches den Stützdruck aufnehmen soll, ungefähr 3mal so stark zu wählen, als es der Betriebsbelastung entsprechen würde. Das Laufringsystem auf der Antriebsseite ist je nach Größe und Umdrehungszahl bei Riemen- und Zahnradantrieb (der Riemen- spannung bzw. der hammerartig auftretenden Stöße wegen) 3–4mal so stark anzunehmen als es der Betriebsbelastung wegen notwendig wäre.“

Im Jahre 1908 hat man allgemein folgendes festgelegt:

„Bei Wahl der Laufringsysteme lege man bei Riemenantrieb die 5fache, bei Zahnradantrieb die 3fache rechnermäßige Umfangskraft zugrunde. Je nach Art des Betriebes sind für Stöße u. dgl. ausreichende Zuschläge vorzusehen auf den ruhenden Druck bzw. die nach Antriebskraft und Tourenzahl errechnete Belastung.“

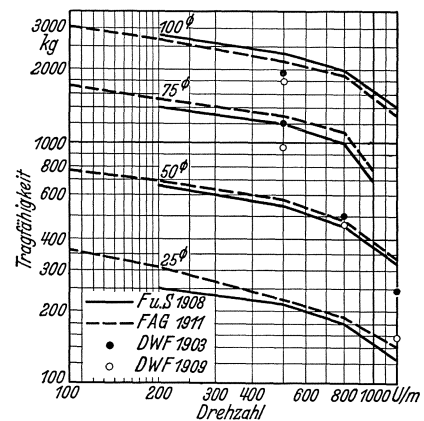
Während in den ersten Katalogen der DWF für „Stützkugellager“ (Längslager) bei Geschwindigkeiten von 10, 150, 300, 500, 1000 und 1500 U/min verschieden hohe Tragfähigkeit angegeben wird, begnügt sich die DWF bei Querlagern zunächst mit *einem* Wert, für den nur die höchstzulässige Drehzahl genannt wird. In dem Katalog von F & S aus dem Jahre 1908 sind aber schon die höchstzulässigen Belastungen gestaffelt angegeben für 200, 500, 800 und 1200 U/min, wobei die *k*-Werte (*d* in  $\frac{1}{8}$ " ) je nach der Lagergröße schwanken zwischen 17,5 und 19,5 bei 200 U/min und 8,6 und 9,2 bei 1200 U/min.

Für Schrägkugellager liegen die Werte etwas niedriger, und zwar bei 200 Umdrehungen zwischen 14,7 und 13,3 und bei 1200 Umdrehungen zwischen 6,7 und 7,4.

Für Längslager ist die Stufung der Drehzahlen feiner, und zwar 10, 50, 100, 200, 300, 500, 1000, 1500. Die spez. Belastung schwankt für ein Lager J 50 zwischen 12,4 für 10 U/min und etwa 2 bei 1500 U/min. Man läßt also wesentlich geringere Werte zu als bei Querlagern, offenbar wegen des Einflusses der Zentrifugalkraft der Kugeln.

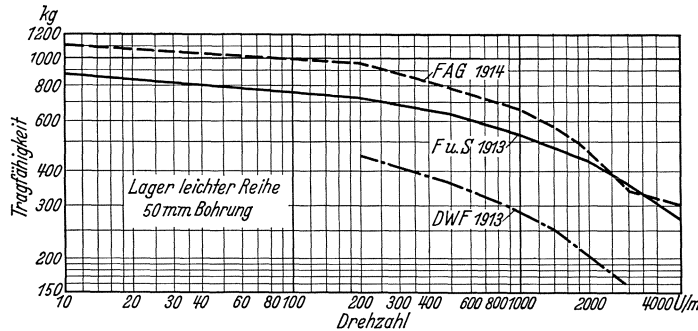
In Bild (285) sind die damaligen Katalogangaben verschiedener Firmen gegenübergestellt. 1913 hat F & S noch mehr Geschwindigkeitsstufen für Querlager aufgenommen und auch die zulässige Belastung erhöht (286). In ihrem Katalog aus dem Jahre 1914 hat die Firma FAG ebenfalls eine feinere Stufung eingeführt und die Belastungsfähigkeit bei den unteren Drehzahlbereichen gegenüber der eigenen Liste 1911 und den Angaben anderer Firmen erhöht (286). F & S bringt mit dem Katalog aus dem Jahre 1915 neue Belastungswerte. Es heißt darin:

„Die in den Listen enthaltenen Tragfähigkeitszahlen sind für alle Ringlager unter der Annahme, daß die Innenringe der laufende Teil sind, einheitlich berechnet und ebenso für alle Scheibenlager nach nur einer Regel ermittelt. Bei der Berechnung wird zuerst die Tragfähigkeit für die Umdrehungszahl 1 aus der Zahl und Größe der Kugeln bestimmt, dann wird aus der Zentrifugalkraft der Kugeln die höchstzulässige Umdrehungsgeschwindigkeit festgestellt, bei welcher also ein Lager gerade noch laufen, aber nicht mehr belastet werden kann; und schließlich wird die Tragfähigkeit für die verschiedenen zwischen der kleinsten und größten Umdrehungszahl liegenden Umdrehungen, für Ringlager und Scheibenlager nach je einer logarithmischen Kurve höheren Grades, einheitlich festgelegt.“



(285) Vergleich der Tragfähigkeitsangaben von DWF 1903, F & S 1908, DWF 1909, FAG 1911.

Leider wird nicht angegeben, auf welchen Untersuchungen oder Überlegungen die neuen Werte aufgebaut sind. Es ist möglich, daß man auf Grund von Versuchen bei einigen Lagern den oberen und unteren Wert gefunden hat. Sicher ist aber, daß diese Versuche zahlenmäßig viel zu gering gewesen sind, um wirklich zutreffende Werte auch



(286) Vergleich der Tragfähigkeitsangaben von DWF 1913, F & S 1913, FAG 1914.

für die übrigen Geschwindigkeiten festlegen zu können. Man blieb eben mangels genügender Versuche auf gefühlsmäßige Schätzung oder zweifelhafte Auswertung praktischer Erfahrungen angewiesen.

Bei der Wahl eines Lagers wird empfohlen, zuerst genau zu ermitteln, welchen verschiedenen Drücken das Lager überhaupt ausgesetzt ist und wie lange sie wirken. Als zulässige

Belastung nach den Tragfähigkeitstabellen soll dann der Wert gelten, der sich aus der Formel ergibt:

$$Q = \frac{k \Sigma (P \cdot t + 3 S \cdot t)}{\Sigma t}$$

Die Sicherheitszahl  $k$  soll  $\geq$  als 2, je nach den Betriebsverhältnissen.

$P$  bedeutet die Last senkrecht zur Achse (radial),

$S$  „ „ „ „ parallel „ „ (axial),

$t$  im Zähler = Zeit der Lastwirkung,

$\Sigma t$  im Nenner = gesamte Laufzeit.

Es heißt dann noch:

„Es werden also die einzelnen Betriebsdrücke multipliziert mit dem Zeitanteil ihrer Betriebszeit an der Gesamtzeit und dann wird die Gesamtsumme daraus gebildet.“

„Die einzelnen Betriebsdrücke sind ihrer wirklichen Größe nach einzusetzen, kommen Erschütterungen, Schwingungen und Stöße vor, müssen ihre Belastungswirkungen auf die betreffenden Lager ermittelt und diese Werte in die Gleichungen eingesetzt werden.“

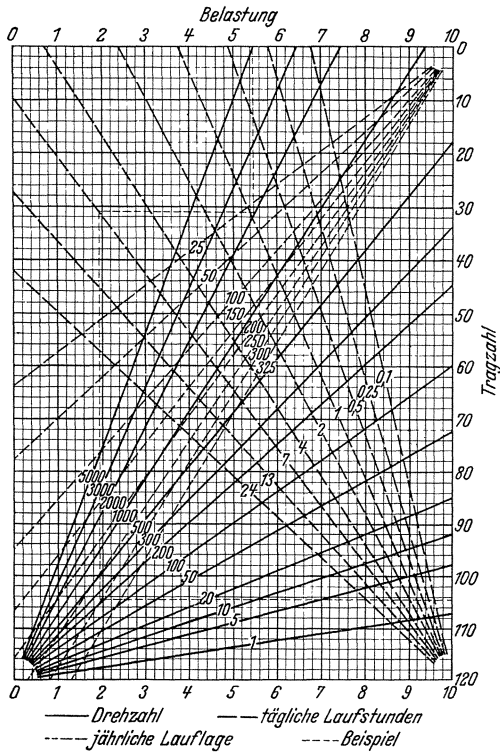
„Die Tragfähigkeit  $Q$  eines Kugellagers muß mindestens gleich oder größer sein als der doppelte Wert der Gesamtsumme aus den Produkten von Betriebsdruck mal Verhältnis der Betriebszeit zur Gesamtzeit.“

„Aus den Laufproben mit Kugellagern hat sich ergeben, daß die Sicherheitszahl  $k$  mindestens gleich 2 (zwei) genommen werden muß. Nimmt man sie kleiner als zwei, dann kommen schon oft innerhalb von 1000 Betriebsstunden Beschädigungen der Kugellager vor. Wo es nur zugänglich ist, sollte man  $k$  noch größer als 2 nehmen.“

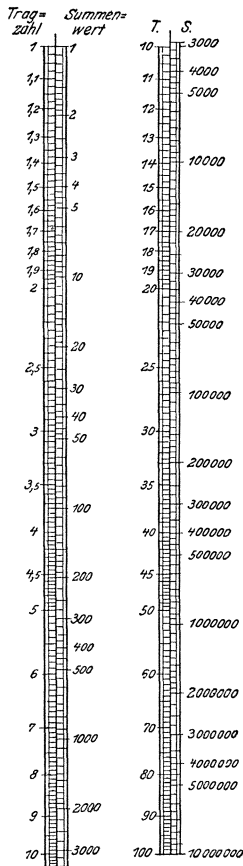
Durch diese Berechnungsmethode eines sog. mittleren Druckes wollte man die gefühlsmäßige Wahl bei der Bestimmung eines Kugellagers ausschalten, indem sowohl veränderliche Drücke als auch die Zeit ihrer Wirkung in Rechnung gesetzt wurden.

Gleichzeitig versuchte man, den Maschinenkonstrukteur dahin zu bringen, sich über die Höhe der Belastung und ihre Dauer ein klares Bild zu machen. Hierin beruht zweifellos ein erheblicher Fortschritt gegenüber dem früheren Verfahren, bei welchem diese Faktoren überhaupt nicht oder nur gefühlsmäßig geschätzt wurden. Bemerkenswert ist ferner, daß zur Erreichung einer genügend langen Lebensdauer ein Sicherheitsfaktor von mindestens 2 empfohlen wird. Welche Lebensdauer man dabei zugrunde gelegt hat, wird allerdings nicht angegeben. Man weiß offenbar nur, daß die Lebensdauer geringer wird, je höher die Belastung ist, ohne aber die Abhängigkeit genau zu kennen.

Später hat SYMANZIK /134/ dieses Verfahren weiter ausgebaut und in Form von Rechentafeln herausgebracht (287). Während nach dem F & S Katalog nur die mittlere Belastung gesucht werden soll, wird jetzt die tägliche und jährliche Laufzeit für die Größe des Sicherheitsfaktors zugrunde gelegt, d. h. bei gleicher Lebensdauer muß bei längerer Betriebszeit ein größeres Lager gewählt werden. Leider ist die Grundlage nicht bekannt, von der er ausgegangen ist, auch die Gesetzmäßigkeit ist nicht angegeben, nach welcher dieses Verfahren aufgestellt ist. Dieser Vorschlag für die Auswahl der Lager krankt daher



Tragzahl kg	Querlager							Tragzahl kg	Längslager						
	A	B	C	AA	BB	CC	AD		AA	PJ	AJ	BJ	CJ	AJN	BJN
300	10														
400	15														
500	17	10													
600	20	12													
800	25	15													
1000	30	17													
1200	35	20													
1400	40	25													
1600	45	30													
1800	50	35													
2000	55	40													
3000	70	55													
4000	90	75													
5000	110	100													
6000	130	125													
7000	150	150													
8000	170	175													
9000	190	200													
10000	210	225													
12000	250	275													
14000	300	350													
16000	350	425													
18000	400	500													
20000	450	575													
30000	700	875													



„Bemerkung. Man sollte möglichst immer die Belastungen und die dazugehörigen Drehzahlen ihrer Höhe und dem zeitlichen Verlauf nach zeichnerisch auftragen; unliebsame Fehler lassen sich dann am leichtesten vermeiden.

Stöße und Erschütterungen sind noch nicht erwähnt, damit ist aber nicht gesagt, daß sie unberücksichtigt bleiben sollen. Man muß sie ihrer Größe und Zeitdauer nach festzustellen suchen, und sie dann mit den anderen Belastungen vereinigen bzw. wie die anderen Belastungen behandeln.

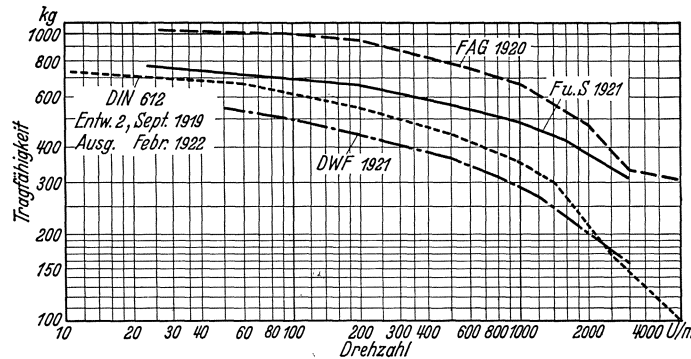
Kurz gesagt: Es soll stets die wirklich vorkommende Belastung, noch richtiger ausgedrückt, der wirkliche Auflagerdruck der Lager ermittelt und zur Bestimmung der Lager ausgewertet werden.

Die neuen Hilfsmittel zur Kugellagerwahl sind natürlich nur innerhalb gewisser Grenzen anwendbar. So geben sie z. B. keinen Anhalt, bis zu welcher Drehzahl die einzelnen Lager überhaupt verwendet werden können. Es erscheint jedoch zweckmäßig, wenn die Festlegung solcher Grenzen jeder Kugellagerfabrik selbst überlassen wird, denn je nach der Ausführung der Lager eignen sie sich mehr oder weniger gut für bestimmte Zwecke.

Bei Querlagern sollen stets Lager mit nur einer Kugelreihe bevorzugt werden. Nur wenn genügend starke einreihige Lager nicht unterzubringen sind, nehme man zweireihige. Einreihige Lager kann man auch dort noch ohne Einstellringe nehmen, wo man bei zweireihigen sie nicht mehr entbehren möchte. Auch bei hohen Drehzahlen sind einreihige Lager vorteilhafter, weil das Öl von beiden Seiten die Kugelreihe bespülen, schmieren und kühlen kann.“

(287) Tafeln für die Auswahl von Kugellagern von F & S-Symanzik.

auch an der Unkenntnis über die wirkliche Lebensdauer und ihre Abhängigkeit von der tatsächlichen Belastung. Infolge der immer noch verbleibenden Unsicherheit



(288) Vergleich der Tragfähigkeitsangaben von FAG 1920, F & S 1921, DWF 1921, DIN 612, 1922.

konnte sich das Verfahren von SYMANZIK nicht einführen.

Als im Jahre 1922 Tragfähigkeitszahlen für die Normblätter festgelegt wurden, hat man die aus Wettbewerbsgründen immer höher geschraubten Belastungsangaben nur auf ein geringeres Niveau gebracht (288) und angegeben, daß die Zahlen Höchstwerte darstellen, von denen in vielen Fällen Abweichung erforderlich sei.

Man war also gegenüber dem

Stand nach Abschluß der STRIBECKschen Versuche kaum vorwärtsgekommen.

### 2,43 Arbeiten von PALMGREN.

Unabhängig von den vorher erwähnten Arbeiten hat PALMGREN im Jahre 1918 mit umfassenden Untersuchungen begonnen, um das Gesetz über die Abhängigkeit der Lebensdauer von der Belastung, der Drehzahl, der Lagergröße und der Lagerkonstruktion zu finden. Zuerst versuchte er, ähnlich wie vorher und nachher manche anderen Forscher, auf rein theoretischem Wege vorwärtszukommen. Hiervon zeugt die Arbeit „Fragen betr. Belastungsvermögen von Kugellagern“ /95/. Er erkannte jedoch bald, daß es nicht möglich ist, auf mathematischem Wege die wirkliche Beanspruchung in einem Wälzlager zu bestimmen und kam daher zu dem Entschluß, umfassende Laufprüfungen anzustellen, um aus deren Ergebnis die Gesetzmäßigkeit abzuleiten. PALMGREN setzte also die Untersuchungen über dieses Problem auf dem Wege fort, den STRIBECK schon empfohlen hatte.

Auf Grund der Versuchsergebnisse von mehreren tausend Lagern und umfangreicher, praktischer Erfahrungen stellte PALMGREN Funktionen auf

- a) über die Abhängigkeit der Lebensdauer von reiner Radialbelastung,
- b) über die Umrechnung axialer und gleichzeitig wirkender axialer und radialer Belastungen in rein radiale Belastungen,
- c) über die Wirkung sich zeitweise ändernder Belastung auf die Lebensdauer.

Ein Auszug seiner Überlegungen und Berechnungsmethode ist in einem Aufsatz enthalten, der im Jahre 1924 /98/ veröffentlicht wurde.

Daraus geht hervor,

1. daß eine Korrektur der von STRIBECK eingeführten spez. Belastung „ $k$ “ vorgenommen wurde in Abhängigkeit von Geschwindigkeit und Lagergröße,
2. daß eine Beziehung zwischen spez. Belastung, Lebensdauer, Werkstoff, bleibender Formänderung und Ermüdungsgrenze gefunden wurde,
3. daß die Lebensdauer gleichgesetzt wurde der Anzahl Überrollungen eines Punktes oder der Anzahl Millionen Umdrehungen,
4. daß die Streuung der Lebensdauer immer noch sehr groß ist, etwa 1 : 30, und daß es daher erforderlich ist, den Begriff Lebensdauer genau festzulegen,
5. daß der Begriff Lebensdauer bestimmt wurde, als die Laufzeit, die 90 % der Lager überschreiten,
6. daß eine einwandfreie Formel für die Umrechnung axialer Belastungen in radiale aufgestellt wurde,
7. daß für alle Lagerarten und Lagergrößen bestimmte Werte für den Umrechnungsfaktor angegeben wurden,
8. daß eine Berechnungsmethode angegeben wurde, über die Berücksichtigung einer nach Höhe und Dauer veränderlichen Belastung,
9. daß Formeln für die Tragfähigkeit der verschiedenen Lagerarten aufgestellt wurden,

10. daß im allgemeinen nicht die Kugeln als das schwächste Element angesehen werden müssen, sondern der eine oder andere Laufring,

11. daß bei Radiaxlagern der Innenring der schwächste Teil ist, bei Pendelkugellagern dagegen der Außenring, wenn die Welle sich dreht,

12. daß es notwendig ist, bei sich drehendem Außenring diese Werte in einem bestimmten von ihm angegebenen Verhältnis herabzusetzen.

Auf Grund dieser systematischen, eingehenden Untersuchungen wurden von der SKF im Jahre 1923 neue Belastungstafeln aufgestellt, in denen nicht mehr — wie in den DIN-Blättern — „zulässige Höchstbelastungen“ angegeben wurden, sondern sog. „relative Tragfähigkeitszahlen“, die mit Hilfe eines Schlüssels die zu erwartende Lebensdauer erkennen lassen. Dieses System zur Berechnung und Auswahl der Lager bewährte sich so ausgezeichnet, daß es schon nach wenigen Jahren von vielen Verbrauchern benutzt wurde und von mehreren Wälzlagerherstellern im wesentlichen übernommen wurde.

Die Forschungsarbeiten von PALMGREN bedeuten daher einen äußerst wichtigen Fortschritt in der Entwicklung der Wälzlagertechnik.

## 2,5 Erkenntnisse über die Gestaltung der Lagerstellen.

### 2,51 Passung.

Wie schöpferisch die DWF gewesen ist, zeigen auch die schon in den ersten Katalogen gemachten Angaben über die Passung der Kugellager. Man erkannte bald die Bedeutung des Sitzes und der Lagerluft für die volle Ausnutzung der Tragfähigkeit und sah ein, daß die Herstellung in engen und immer gleichen Toleranzen eine dringende Notwendigkeit ist für den beliebigen Austausch der Lager und damit eine Voraussetzung für die Herstellung in großen Mengen.

Bei den ältesten Lagern war bekanntlich ein Laufring mit einer Nute versehen, die durch ein, von einer Schraube gehaltenes Füllstück, verschlossen wurde. Sie sollte immer an der unbelasteten Stelle des Lagers liegen, also bei sich drehender Welle am äußeren Laufring und bei stillstehender Welle am inneren Laufring. Beim Einbau in Fahrzeugnaben wird vorgeschrieben, daß die Innenringe gut, aber leicht verschiebbar auf die Achse zu setzen sind und die äußeren Laufringe ebenso gut in das Gehäuse passen müssen. Außerdem soll darauf geachtet werden, daß die äußeren Laufringe im Gehäuse beiderseitig Luft erhalten, 0,5 mm bzw. 2 mm, damit sie gegenseitig nicht festgeklemmt werden können. Für Elektromotore heißt die Vorschrift in dem Katalog 1903 auszugsweise:

„Der gut (saugend) aufgepaßte, innere Laufring ist durch eine Mutter festzuspannen. Bei größeren Motoren soll das Lager auf der Antriebsseite mittels einer Spannhülse befestigt werden. Die äußeren Laufringe sind leicht verschiebbar in die Gehäuse zu passen mit etwas Luft auf jeder Seite, um Klemmungen zu vermeiden, welche durch Montageungenauigkeiten sowie Längenänderung der Welle bei Temperaturwechsel entstehen können. Die Luft ist außerdem so zu bemessen, daß die weniger belasteten Lager auf der Kollektorseite die axialen Beanspruchungen aufzunehmen haben.“

Und an anderer Stelle:

„Von mehreren auf einer Welle sitzenden Lagersystemen darf nur ein System und wenn ein als Axiallager dienendes dabei ist, nur dieses die axiale Führung übernehmen.“

In einem Katalog der DWF aus dem Jahre 1909 wird über die Passung der Laufringe folgendes angegeben:

„Die äußeren Laufringe sind mittels Schiebesitz in die Bohrung einzupassen. Es genügt, die Bohrung des Gehäuses 0,01 mm größer als den Außendurchmesser des Kugellagers zu halten. Die Innenringe der Kugellager sind am sichersten mit Preßsitz auf die Welle zu bringen und gegen Bunde oder Ansätze zu spannen.“

„Die Welle, auf welche das Kugellager aufgebracht werden soll, ist um einige hundertstel Millimeter stärker zu halten als die Bohrung des Kugellagers. (Für richtige Bemessung der Wellen stehen Tabellen zur Verfügung. Auf Wunsch liefern wir auch passende Lehren gegen billigste Berechnung.) Das Kugellager ist vor dem Aufpressen auf die Welle ungefähr  $\frac{1}{2}$  Stunde in säurefreiem Öl auf 40° zu erwärmen.“

„Unerlässlich ist der Preßsitz bei stark wechselnder Belastung und da, wo starke und dauernde Belastungen auftreten, z. B. bei Kurbelwellen, Walzenstühlen usw. Besonders empfiehlt sich der Preßsitz auch bei Elektromotoren, Ventilatoren, Zentrifugen, Holzbearbeitungsmaschinen usw.“



„Wenn auch in vielen Fällen die leichte Aufpassung mit Schiebesitz oder Aufbringen mit Hammer-schlägen (stark saugender Sitz) genügt, so sollte doch in allen Fällen, wo ohne Schwierigkeiten durchführbar, der Preßsitz schon deshalb angewendet werden, weil bei leicht — mit Schiebesitz — aufgepaßten Kugellagern der Innenring sich auf der Welle lockern und dann besonders bei weichem Wellenmaterial Riefen in die Welle einarbeiten könnte.“

„Wo besondere Umstände es bedingen, kann auch der Außenring festgespannt werden und der Innenring lose auf der Welle sitzen. In diesem Falle ist jedoch erst zu versuchen, ob das Wellenmaterial auf die Dauer standhält.“

„Da die Flächenspannung zwischen Innenring und Welle etwa doppelt so groß ist als zwischen Außenring und Gehäuse, ist hierdurch die schnellere Abnutzung der Welle mehr begünstigt als die der Gehäuse.“

„Das Anbringen von Nuten, Löchern, Stiften und Flächen zur Verhinderung der Drehung eines Laufringes auf der Welle oder im Gehäuse bewirkt eine Schwächung der Ringe.“

„Bei dem von uns empfohlenen Einbau — Innenring: Preßsitz oder leichter Sitz, seitlich festgespannt — Außenring: Schiebesitz, beiderseitig, 0,2 mm Luft — dreht sich der Außenring langsam mit, d. h. er wandert. Dieses Wandern ist durch die Bewegungsvorgänge der Kugellager begründet und unbedenklich.“

Im Gegensatz zur DWF gibt F & S in einem Katalog aus dem Jahre 1908 an, daß die Innenringe gut saugend auf die Welle zu bringen sind. In dem Katalog aus dem Jahre 1909 heißt es dann aber ebenso wie bei DWF:

„Die Innenringe der Laufringsysteme sind stramm auf die Welle zu bringen, was sich vorteilhaft dadurch erreichen läßt, daß dieselben in Öl von etwa 40° angewärmt werden.“

In einem Vortrage vor dem Mittelthüringischen Bezirksverein deutscher Ingenieure am 8. 5. 09 sagt BRÜHL /16/ über die Passung der Laufringe folgendes:

„Der Einbau der Radiallager ist sehr einfach. Es sind hier nur einige wichtige Vorschriften zu beachten, die man aber, falls man nicht schweren Mißerfolg haben will, streng befolgen muß. In Fig. ... und ... ist eine in zwei Kugellagern ruhende Welle dargestellt. Es handelt sich hier um eine sich drehende Welle. Der Innenring der Kugellager ist, wie ich herausgefunden habe, bei solchen Wellen je nach der Belastung strammgehend oder mit Preßsitz aufzubringen, und zwar aus folgenden Gründen: Wenn der Innenring leichtgehend auf die Welle aufgepaßt wird und alsdann eine Belastung auf ihn wirkt, so wird die Welle an der belasteten Seite derartig deformiert, daß der Innenring auf der der Belastung entgegengesetzten Seite, wie in Fig. ... angegeben, einen Spielraum erhält. Bei der Belastung wird demnach die Bohrung des Innenringes größer sein als die Welle an der belasteten Stelle, und der Innenring wird sich auf der Welle abwalzen. Die Relativbewegung des Innenringes ist der Bewegung der Welle entgegengesetzt. Man kann dies bei schwer belasteten Lagern, deren Innenringe nicht stramm oder mit Preßsitz aufgepaßt sind, deutlich erkennen. Ich habe Wellen gesehen, bei denen sich der Innenring in dieser Weise bis zu 5 mm in die Welle eingewalzt hatte. Dieses Abwalzen bringt noch einen zweiten Übelstand mit sich. Es bewirkt leicht, daß sich der Innenring nach der einen oder anderen Seite hin spiralförmig mit großer Kraft bewegt. Diese Kraft ist häufig so bedeutend, daß die Kugeln in die Gefahr kommen, zerklemmt zu werden. Man hat schon versucht, den Innenring durch Keile festzuhalten; das hat jedoch die Gefahr, daß der Innenring an der Stelle des Keiles leicht platzt.“

Es gibt nur ein einziges, und zwar gut bewährtes Mittel, die Abwalzbewegung und Seitenbewegung des Innenringes zu verhindern; man muß von vornherein unmöglich machen, daß das in Fig. ... angegebene Spiel  $e$  entstehen kann. Wenn man die Welle um die Größe  $e$  dicker macht als die Bohrung des Innenringes, so muß sich der Innenring um so viel dehnen, um auf die Welle gebracht werden zu können. Immerhin liegt auch jetzt noch die Gefahr vor, daß bei besonders großen Belastungen, bei Stößen, kleine Abwalzbewegungen stattfinden. Man spannt zu diesem Zweck, wie es zuerst BIERSCHEK empfohlen hat, den Innenring seitlich fest, am besten am Wellenende durch eine Mutter  $m$ , auf der anderen Seite durch einen Wellenansatz, oder, falls der Innenring sich nicht am Wellenende befindet, durch Rohrstücke  $r$ , die sich gegen benachbarte Naben oder dgl. lehnen, Fig. .... Der Außenring kann eine derartige Abwalzbewegung nicht mitmachen, wenn es auch manchmal aus gewissen Gründen vorkommt, daß er sich langsam nach der einen oder anderen Richtung hin bewegt, was aber nicht schädlich ist, sondern nur eine Politur des Ringumfanges zur Folge hat. Der Außenring kann demnach leichtgehend in das Gehäuse gepaßt werden. Es ist dies sogar vorteilhaft, damit das Kugellager den Längsänderungen der Welle bei Temperaturwechsel und auch bei Verschiebungen, die infolge von Arbeitsungenauigkeiten notwendig sind, folgen, und der Außenring sich zum Innenring günstig einstellen kann. Aus diesen Gründen wird, wie von RIEBE empfohlen, falls sich mehrere Kugellager auf einer Welle befinden, Fig. ..., nur der Außenring des einen Lagers festgehalten, dem anderen aber beiderseits soviel Spiel gegeben, daß sich die Lager nicht verklebmen können. Wenn die Welle, wie in Fig. ..., einen starken axialen Druck auszuhalten hat, sei es nun nach einer oder nach beiden Richtungen, so darf dieser nur vom Axiallager aufgenommen werden. Die Außenringe der beiden Radiallager müssen dann beiderseitig Spiel erhalten.“

Es ist klar, daß sich der Innenring nicht abwalzen kann, wenn die Welle stillsteht. Befinden sich z. B. die Kugellager in den Naben von Förderwagenrädern, wie in Fig. ... und ..., so kann man

die Innenringe leicht verschiebbar auf die Welle passen. Dagegen ist es vorteilhaft, den Außenring stramm einzupassen und seitlich festzuhalten, da sonst dieser sich in der Nabe abwälzt.“

In bezug auf den Sitz des Innenringes heißt es in einem Katalog der DWF aus dem Jahre 1913:

„Der Innenring ist stramm auf die Welle aufzupassen (kein Preßsitz),“  
und an anderer Stelle:

„In einzelnen Fällen, wo dauernd starke Erschütterungen auftreten (Kurbelwellen, Walzenstühle, Eisenbahn- und Straßenbahnachsen, Dampfturbinen), ist Preßsitz vorzusehen und zu diesem Zweck die Welle einige hundertstel Millimeter stärker als die Bohrung des Innenringes zu halten. Für solche Fälle ist bei Bestellungen besonderer Hinweis auf ‚Preßsitzbefestigung‘ dringend erforderlich.“

Um Verklemmung und frühzeitige Zerstörung zu vermeiden, sind normale Lager für Preßsitz nicht zu verwenden.“

Man widerruft also damit die im Katalog 1909 gemachten Angaben, offenbar weil sich bei Preßsitz Schwierigkeiten mit der Lagerluft ergeben hatten. Für Spezialzwecke gibt man der Luft größere Werte.

F & S schreibt 1915/16 vor:

„Die Lager müssen stets fest auf den Wellen sitzen, es ist also niemals Schiebesitz, sondern immer Festsitz anzuwenden,“

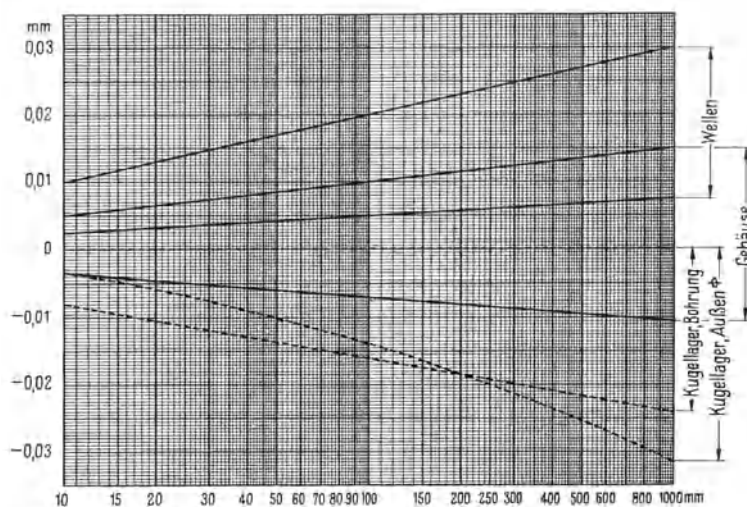
und ferner:

„Es liegt nahe, anzunehmen, daß schon durch die Muttern die Lager genügend fest gehalten werden, so daß sie nur mit Schiebesitz auf die Wellen aufgebracht zu sein brauchen. Dies trifft aber nicht zu, bei Schiebesitz werden sie sich drehen und die Sitzstellen auf den Wellen zerstören, wenn die Muttern auch noch so fest angezogen sind. Zu beachten ist stets der Umstand, ob die Sitzflächen in den Gehäusen und auch auf den Wellen durch die Belastung einen Druck erhalten, der ständig nur auf eine Stelle wirkt oder ob der Druck wandert. In letzterem Falle muß die Passung fester und strammer sein als es sonst nötig wäre, andernfalls stets ein Abwälzen der kleineren Teile in den größeren erfolgt.“

Zum ersten Male erscheint auch in diesem Katalog eine Passungstafel (289), in welcher die Abmaße für Bohrung und Mantel der Kugellager und für die Sitzfläche im Gehäuse und auf der Welle graphisch für Lagergrößen bis 1000 mm aufgetragen sind. Für Wellen und Gehäuse wurden beispielsweise die Werte der Tabelle [6] aus dem Diagramm entnommen. (Als Vergleich sind die entsprechenden ISA-Toleranzen aufgeführt.)

Man war also der Ansicht,

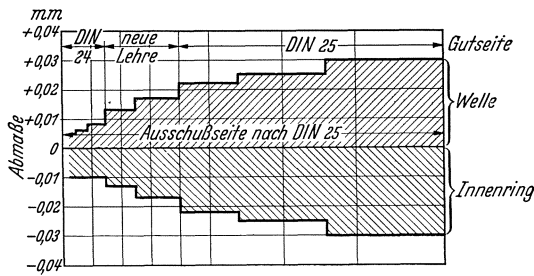
1. daß es zweckmäßig ist, die Innenringe bei sich drehenden Wellen stramm aufzupassen, daß aber ein loserer Sitz unter gewissen Betriebsbedingungen möglich ist,



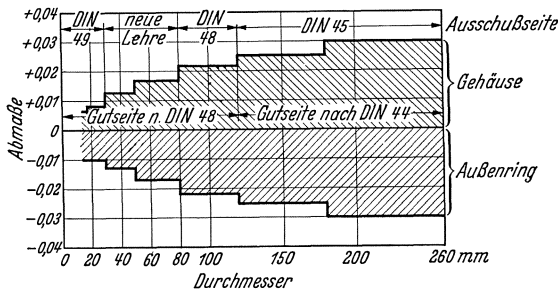
(289) Grenzabmaße aus F & S-Katalog 1915/16.

[6] Toleranzangaben des F & S-Kataloges 1915/16 im Vergleich zu ISA.

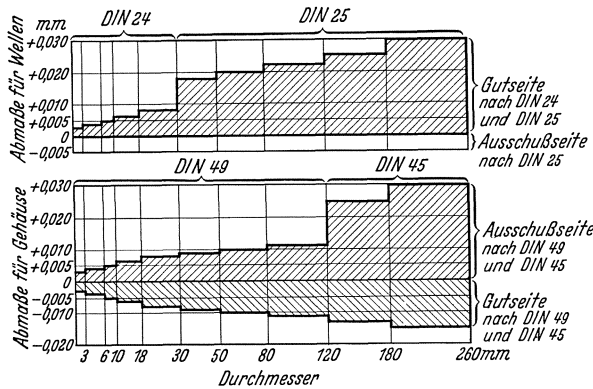
Durchmesser mm	Abmaße in $\mu$				
	F & S	Welle		Gehäuse	
		ISA		F & S	ISA
		k 6	k 5		J 6
20	+ 13	+ 15	+ 11	- 5	- 5
	+ 3	+ 2	+ 2	+ 7	+ 8
50	+ 17	+ 18	+ 13	- 6	- 6
	+ 4	+ 2	+ 2	+ 8	+ 10
100	+ 20	+ 25	+ 18	- 7	- 6
	+ 5	+ 3	+ 3	+ 10	+ 19



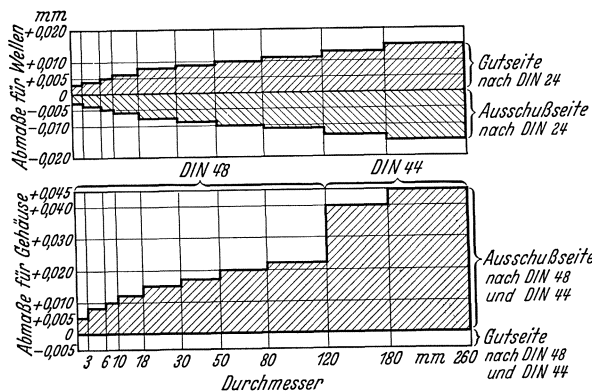
(290) Vorschlag für die Passung von Kugellagern auf Wellen von WEIDMANN 1920.



(291) Vorschlag für die Passung von Kugellagern in Gehäusen von WEIDMANN 1920.



(292) Vorschlag für Kugellagerpassungen für den Präzisionsmaschinenbau von GOHLKE 1920.



(293) Vorschlag für Kugellagerpassungen für den normalen Maschinenbau von GOHLKE 1920.

2. daß die Innenringe auf stillstehenden Wellen mit Schiebesitz oder gut saugend aufgepaßt werden müssen,

3. daß bei sich drehender Welle ein zu loser Sitz ein Wandern der Ringe und Verschleiß hervorruft,

4. daß ein zu fester Sitz unzulässig ist wegen des Verklammerns der Kugeln, also der Lagerluft.

Bei den Gehäusesitzen glaubte man, in allen Fällen mit einem Schiebesitz auskommen zu können. Nur BRÜHL sagt in seinem Vortrag, daß auch ein fester Sitz der Außenringe in Betracht kommen kann, wenn der Außenring sich mit dem Gehäuse dreht. Die von F & S schon 1915 empfohlenen Passungen decken sich ziemlich gut mit der neuesten Festlegung durch ISA. Die von F & S angegebene Toleranz für die Bohrung ist bei kleinen Lagern etwas größer, bei großen Lagern jedoch kleiner als die heutigen ISA-Werte, die Manteltoleranz ist bei kleinen Lagern ein wenig kleiner, bei großen Lagern aber wesentlich kleiner als ISA. Man kann aber berechnete Zweifel hegen, ob diese Werte zu jener Zeit wirklich eingehalten wurden.

Auf Grund der Bestrebungen der deutschen Industrie, ein für den ganzen Maschinenbau verwendbares Passungssystem aufzustellen, beschäftigte man sich erneut mit den für Wälzlager zweckmäßigen Sitzen. Leider gelang es damals nicht, diese äußerst wichtige Frage bis zur Herausgabe der Passungsnormen zu klären. Man begnügte sich damit, aus den vorgesehenen DIN-Passungen Lehren für Kugellagersitze zusammenzustellen.

WEIDMANN /142/ macht einen Vorschlag, der in den Bildern (290) und (291) wiedergegeben ist. GOHLKE /39a/ empfiehlt zu gleicher Zeit den „Aufbau eines Passungssystems“ entsprechend Bild (292) und (293), wobei die engere Toleranz für den Präzisionsmaschinenbau und die weitere für den normalen Maschinenbau bestimmt sein sollte. Offenbar lag diesen Vorschlägen die gleiche Auffassung zugrunde, die er in dem Buch „Die Wälzlager“ /12/ 1925 in folgenden Sätzen zum Ausdruck brachte:

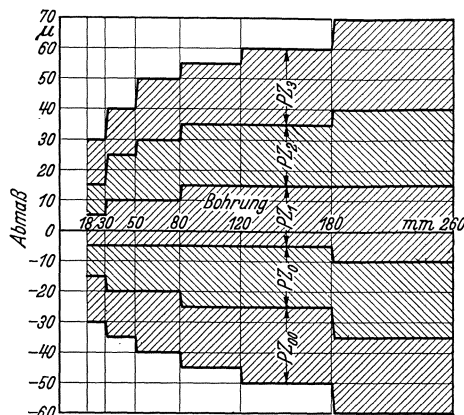
„Es hat sich als weitverbreiteter Grundsatz herausgebildet, daß der Innenring fest auf der Welle sitzen, der Außenring gerade noch von Hand im Gehäuse verschiebbar sein muß,“

und an anderer Stelle:

„Bei feststehenden Achsen und umlaufenden Gehäusen (Leerlaufscheiben, Rädern) bestand früher die Regel: Innenring verschiebbar auf der Achse, Außenring fest im Gehäuse.

Hierin hat sich im Laufe der Zeit eine Wandlung vollzogen; der Innenring wird stramm auf der Welle befestigt und der Außenring ohne Rücksicht darauf, ob er umläuft oder stillsteht, von Hand verschiebbar ins Gehäuse eingepaßt.“

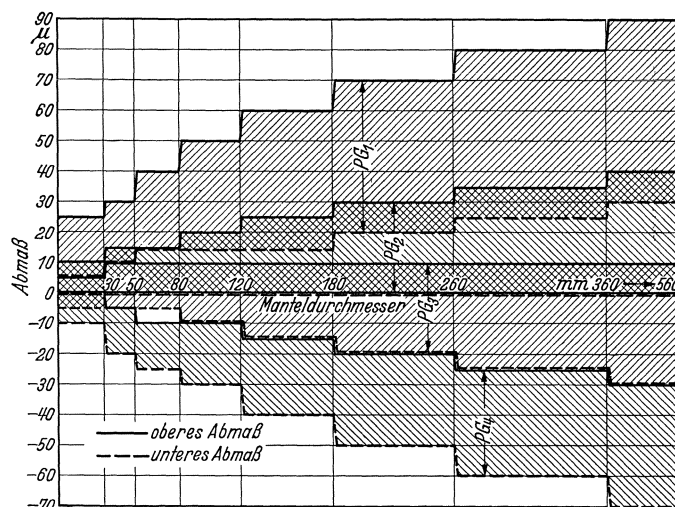
Eine die Passungsfrage stark fördernde Arbeit legte KIRNER 1925 in seinem Büchlein „Die Passung der Wälzlager“ /66/ nieder. Er empfiehlt darin je nach den Betriebsverhältnissen fünf verschiedene Wellensitze und vier verschiedene Gehäusesitze (294), (295). Außerdem gibt er klare Richtlinien, für welchen Fall die eine und für welchen die andere Sitzart gewählt werden soll. Von großer Bedeutung sind auch seine Angaben über die Streuung der Maße und Sitze, sowie seine Erläuterungen über den Zusammenhang zwischen Passung und Lagerluft. Manche seiner Anregungen für die Begriffsbestimmung sind heute Gemeingut der Technik. Das Wort „Abmaß“ stammt z. B. auch von KIRNER. Die stark erweiterte zweite Auflage seines Büchleins /69/ kann jedem Ingenieur, der sich mit Passungsfragen befassen muß, nur wärmstens zum Studium empfohlen werden.



(294) Passungsvorschlag für Innenringe, aus „Die Passung der Wälzlager“ von KIRNER 1925.

Den grundlegenden systematischen Untersuchungen von TÖRNEBOHM über die zweckmäßige Passung der Wälzlager ist es zu verdanken, daß in dem ISA-System in vollem Umfang auf die Wälzlager Rücksicht genommen wurde. Es ist auch in erster Linie sein Verdienst, daß die Passungsfrage für Wälzlager restlos geklärt wurde, sowohl in Abhängigkeit von den Betriebsverhältnissen als auch in bezug auf die Lager selbst. Der Bericht über Wälzlagerpassungen, den er dem ISA-Komitee 3 unterbreitete, ist als die Grundlage der ISA-Toleranzen zu betrachten, soweit sie sich auf Wälzlager beziehen.

GRAMENZ hat daher in der dritten Auflage des „DIN-Buch 4“ /45/ den Abschnitt „Wälzlagerpassungen im ISA-Vorschlag“ diesem Bericht entnommen, der im Jahre 1931 nachträglich in der Kugellagerzeitschrift Heft 2 /164/ erschienen ist. Die darin von TÖRNEBOHM aufgestellten



(295) Passungsvorschlag für Außenringe, aus „Die Passung der Wälzlager“ von KIRNER 1925.

Richtlinien für die Auswahl der ISA-Toleranzen haben heute in vollem Umfang Anerkennung gefunden, sowohl bei den Wälzlagerverbrauchern als auch bei den Herstellern.

## 2,52 Schmierung.

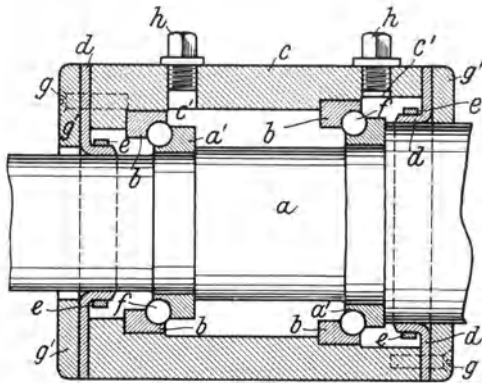
Wie aus den alten Katalogen der DWF hervorgeht, hat man von Anfang an sowohl konsistentes Fett als auch Öl für die Schmierung der Wälzlager vorgesehen. Für die Naben von Automobilrädern wurde z. B. Fett empfohlen, für Elektromotoren dagegen Öl. Man war sich auch schon darüber klar, daß die Ölmenge nur gering sein darf und ordnete daher an, die Gehäuse nur bis zur Mitte der untersten Kugel zu füllen, damit

ein Austreten von Öl vermieden wird. Im allgemeinen scheint man der Schmierung mit Öl den Vorzug gegeben zu haben. Im Katalog der DWF von 1909 heißt es:

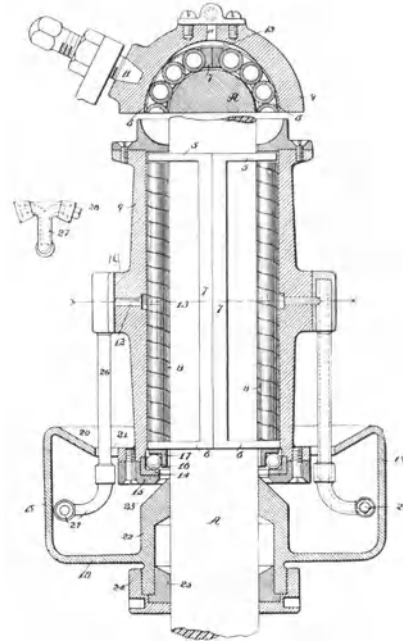
„Wir empfehlen im allgemeinen für geringe Umlaufzahlen bis 100 pro Minute konsistentes Fett, für mittlere Umlaufzahlen dünnflüssiges, nicht ranzig werdendes Öl. Da auch die Art des Betriebes von Einfluß ist, lassen sich feste Regeln nicht aufstellen. Es kann z. B. auch Fett (Vaseline) für höhere Umlaufzahlen zur Verwendung gelangen. An schwer zugänglichen Stellen kann die Schmierung auch durch Graphit bewirkt werden. Es ist dann aber unbedingt erforderlich, daß das Graphit frei von schleifenden Bestandteilen ist und fein zerrieben, durch Zusatz von Öl, zu einem Teig verarbeitet wird, der an den Laufflächen haftet. Bei Ölschmierung empfiehlt sich zweckmäßig ein Ölbad, da dieses am zuverlässigsten und sparsamsten ist. Falls diese Konstruktion zu Schwierigkeiten Veranlassung gibt oder sich aus irgendwelchen Gründen nicht empfiehlt, kann zweckmäßig auch durch einen Tropföler die Schmierung bewirkt werden.“

Ähnliche Angaben über die Schmierung macht F & S in einem Katalog aus dem Jahre 1915/16:

„Je höher die Umdrehungszahlen und in je kälteren Räumen die Lager laufen, desto dünnflüssiger sollte das Schmiermaterial sein. Bei geringen Umdrehungen kann auch Vaseline zur Schmierung verwendet werden.“



(296) Engl. 3605 18. 2. 1896 J. E. LIVSEY.



(297) USA 593 188 (10. 5. 1897) 9. 11. 1897 M. H. BARKER.

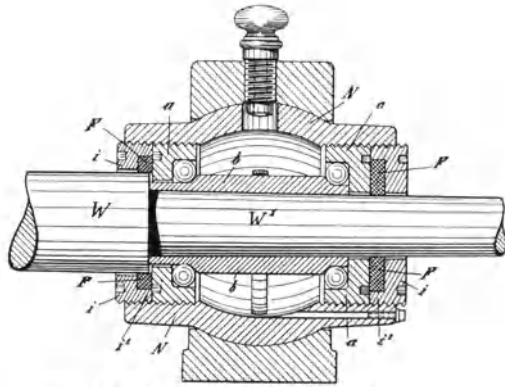
Im Gegensatz zur DWF sagt man dann:

„Beimengungen, wie solche für Gleitlagerschmiermaterial angewendet werden, z. B. Graphit, sind für Kugellager schädlich.“

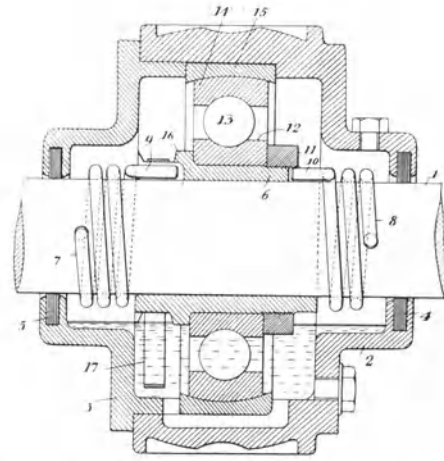
An dieser Auffassung, nach welcher für die meisten Anwendungsgebiete Öl empfohlen wird, hat sich viele Jahre nichts geändert. Erst in den letzten Jahren ist man mehr und mehr zur Fettschmierung übergegangen. Wahrscheinlich standen zu jener Zeit gute, für Wälzlager verwendbare Fette nicht in genügender Anzahl und nicht in zuverlässiger Qualität zur Verfügung. Möglich ist aber auch, daß man bei Fettschmierung ein zu starkes Anwachsen des Reibwertes befürchtete.

Daß die Ölschmierung früher häufig zur Anwendung kam, zeigen die Bemühungen, eine gute Abdichtung zu schaffen und für eine sichere Ölzufuhr zu sorgen. In der Patentschrift Engl. 3605 (296) vom 18. 2. 96 sind offenbar aus Leder bestehende Manschetten dargestellt, die durch Federringe an die Welle gedrückt werden. Bekanntlich wird eine solche Ausführung neuerdings vielfach verwendet. BARKER benutzt in dem USA-Patent 593 188 (297) vom 10. 5. 97 bei einer vertikalen Welle die Riemenscheibe gleichzeitig als Ölbehälter. Beim Drehen der Scheibe wird das Öl in Rohre gedrückt und den Rollen zugeführt. Je nach der Drehrichtung kann das eine oder andere Mundstück verschlossen werden. Diese Bauart wird z. B. bei Zentrifugen heute noch verwendet. Zur Förderung des Öles dient bei den Konstruktionen DRP 101 957/97 (298) und USA 1 094 312/13 (299) ein Ölförderring, um auch bei ganz geringem Ölstand das an der tiefsten Stelle befindliche Öl noch dem Lager zuführen zu können. Die normalerweise bei stehenden Wellen

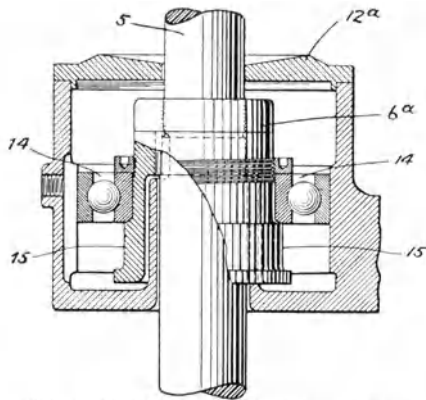
empfohlene Anordnung einer dünnen Hülse zwischen Lager und Welle, wobei das Lager auf einer besonderen Büchse sitzt, wurde schon 1907 in dem Patent USA 935 648 (300) veröffentlicht. Der in der Patentschrift USA 888 824/07 (301) gezeigte Förder- oder Schleuderring, der unten in den Ölnapf reicht, wird noch heute bei stehenden Wellen ausgeführt.



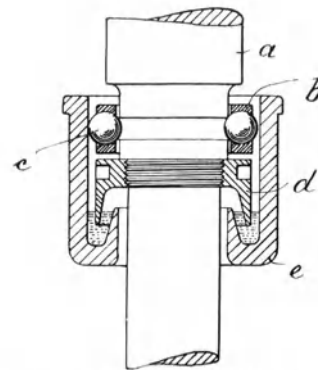
(298) DRP 101957 15. 7. 1897 E. PERGANDE.



(299) USA 1094312 (17. 7. 1913) 21. 4. 1914 C. DELMEZ.



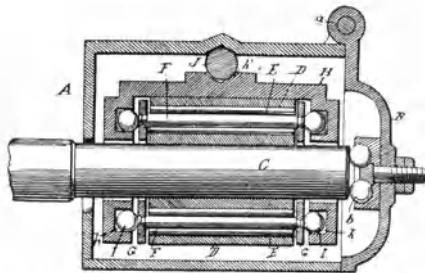
(300) USA 935648 (6. 12. 1907) 5. 10. 1909 S. S. EVELAND.



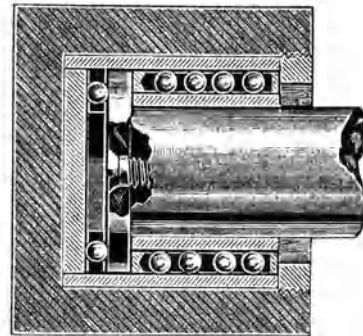
(301) USA 888824 (22. 8. 1907) 26. 5. 1908 J. P. B. KNUDSEN.

### 2,53 Führung.

Die Anschauungen über die zweckmäßige Führung von Welle und Gehäuse haben sich im Laufe der Jahre erheblich gewandelt, teils durch die Entwicklung neuer Lagerarten, teils durch die bessere Kenntnis ihrer Eigenschaften.

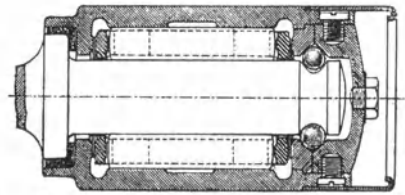


(302) USA 392465 (7. 11. 1887) 6. 11. 1888 W. S. SHARPNECK.

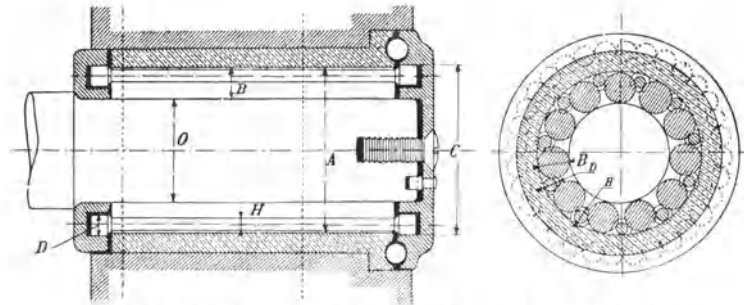


(303) „Stützzapfen“ der Ball Bearing Comp., aus dem Vortrag von REULEAUX 1897.

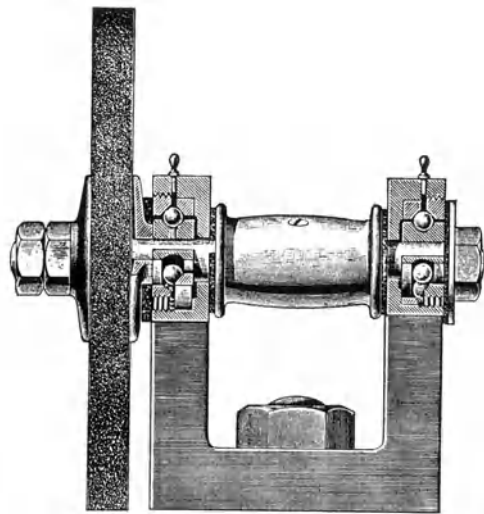
Man findet zwar schon vor 1900 viele Konstruktionen, bei welchen nicht nur die radiale, sondern auch die axiale Führung durch Rollkörper vorgenommen wird; die Anordnungen machen jedoch meistens einen primitiven Eindruck (302) bis (305). Nur bei



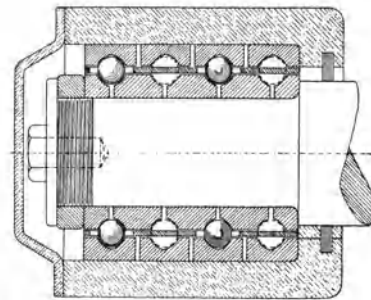
(304) Lager für Motorwagen der Roller Bearing Comp., aus dem Vortrag von REULEAUX 1897.



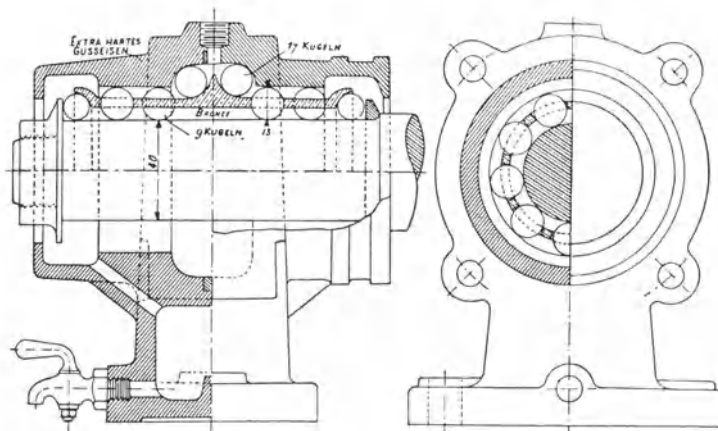
(305) Lagerung von G. Philippe, Paris, aus FISCHER-HINNEN 1899.



(306) Lagerung einer Schmirgelscheibe der Ball Bearing Comp., aus dem Vortrag von REULEAUX 1897.

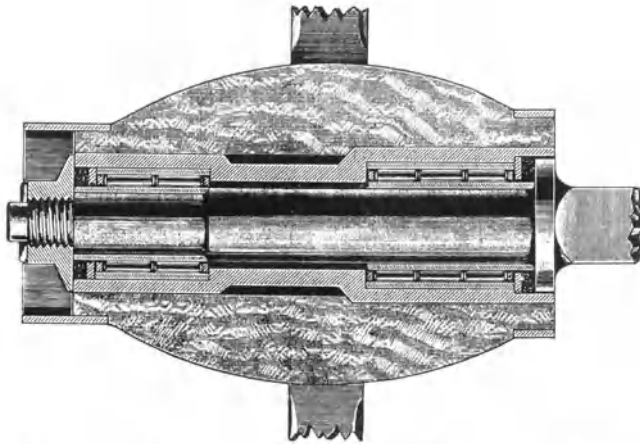


(307) DRP 119569 23. 3. 1900 Fichtel & Sachs.

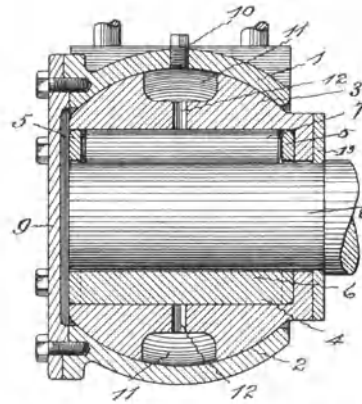


(308) Kugellager von FISCHER-HINNEN 1899.

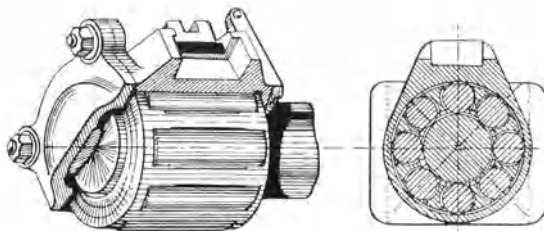
Vierpunktlagern, Schräglagern und Kegelrollenlagern ist die Situation eine andere, weil diese Lagerarten die Führung quer und längs zur Achse von vornherein ergeben (306), (307) und (308). Häufig kommen auch Lagerungen vor, bei denen die axiale Führung an Gleit-



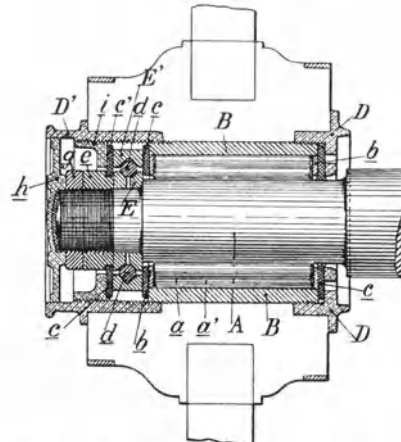
(309) Lagerung für schweres Straßenfahrzeug der Ball Bearing Comp., aus dem Vortrag von REULEAUX 1897.



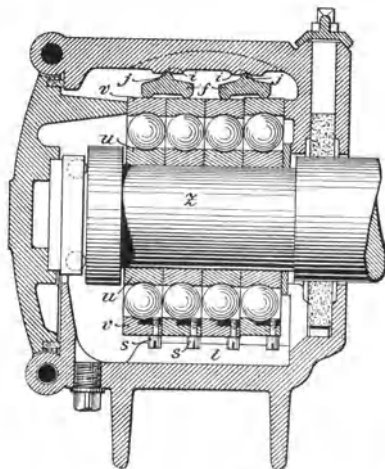
(310) USA 609778 (22. 12. 1897) 30. 8. 1898 G. J. CAPEWELL.



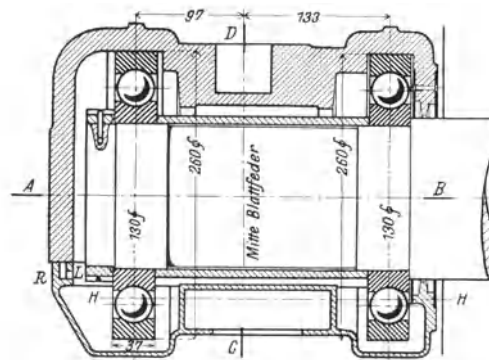
(311) Achslager für Schienenfahrzeuge der Roller Bearing Comp., aus FISCHER-HINNEN 1899.



(312) USA 669120 (22. 11. 1900) 5. 3. 1901 J. M. LAFFAS.



(313) DRP 114716 24. 9. 1899 Deutsche Waffen- und Munitionsfabriken entspr. Engl. 7598 24. 4. 1900 Deutsche Waffen- und Munitionsfabriken und A. RIEBE.

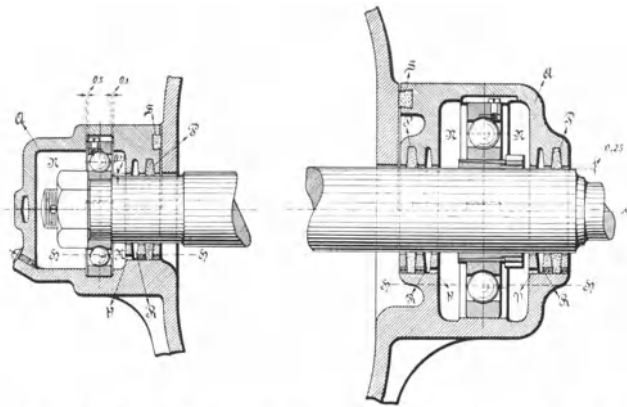


(314) DWF-Achsenbuchse, aus dem Jahre 1903.

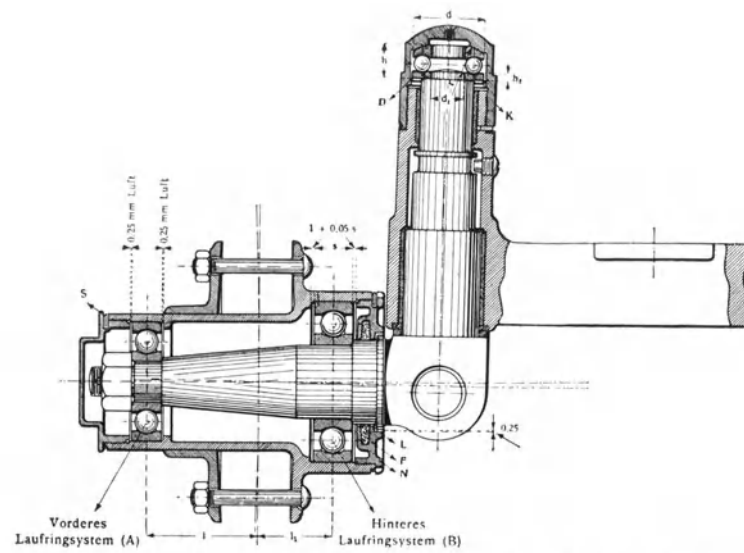
flächen erfolgt (309), (310) und (311). Der Gedanke, für die axiale Führung ein besonderes Lager zu benutzen (312), wurde zwar frühzeitig erkannt, ohne jedoch verwertet zu werden.

Erst durch das von STRIBECK empfohlene Rillennlager und die darauf einsetzende Arbeit der DWF wurde die Entwicklung klar und bewußt in eine neue Richtung gelenkt, wenn die DWF zunächst auch, wie Bild (313) zeigt, in der alten Überlieferung befangen

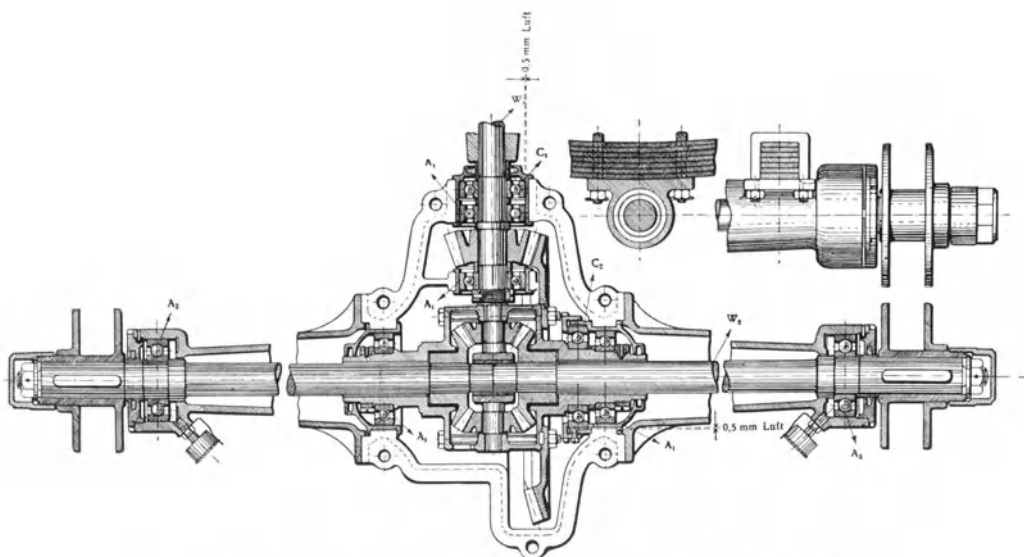




(315) Kugellager für Elektromotoren, aus DWF-Katalog 1903.



(316) Vorderradlagerung mit Lenkschenkel, aus DWF-Katalog 1903.



(317) Hinterachs Antrieb und Hinterachslagerung aus DWF-Katalog 1903.

war. Schon 1903 kommt sie jedoch mit neuen Vorschlägen heraus (314), (315), (316) und (317), die für die Wälzlagerindustrie richtunggebend waren. Die Verwendung je eines Fest- und Loslagers kann noch heute als die übliche Standardbauart angesehen werden. Die spielfreie Anordnung durch Federn hat man ebenfalls frühzeitig in Erwägung gezogen, wie Bild (318) bei Schrägkugellagern und (319) bei Rillenkugellagern zeigt. Auch in einem anderen Punkte ist die Auffassung der DWF von Bedeutung. In einem Katalog aus dem Jahre 1903 empfiehlt sie nämlich die normalen „Laufringsysteme“ als „Stützkugellager“ (Längslager) mit Angaben über die zulässige axiale Belastung. Die damalige Anschauung ist so wichtig, daß sie hier wiedergegeben werden soll:

„Bei Umdrehungszahlen von 1500 bis zu etwa 4000 in der Minute sind dagegen die normalen Stützkugellager No. 5a bis 10a sowie No. 102a bis 122a zu wählen.

Diese normalen Stützkugellager gleichen in ihren sämtlichen Hauptdimensionen genau den normalen Laufringsystemen derselben Nummern auf Tafel .. und .., S. .. und .. der Beschreibungen und unterscheiden sich von diesen nur dadurch, daß sie eine Kugel weniger enthalten und die Kugeln deshalb im Umfang mehr Luft haben, sowie daß der innere Lauftring gegen den äußeren in axialer Richtung mehr durchschlägt.

Die Tragfähigkeit der normalen Stützkugellager 5a—10a und No. 102a bis No. 122a beträgt indes nur  $\frac{1}{3}$ \* von denjenigen Werten, welche auf Tabelle .. und .. S. .. als zulässige Belastungen der normalen Laufringsysteme der gleichen Nummer angegeben sind.

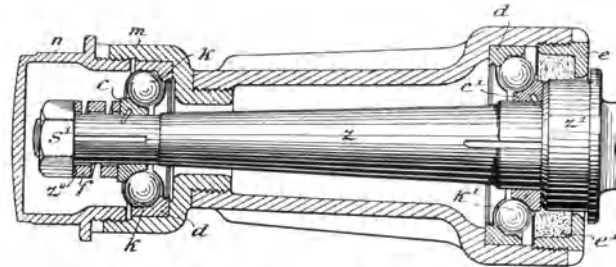
Was den Einbau dieser normalen  $\alpha$ -Stützkugellager anbetrifft, so ist darauf zu achten, daß die Kugeln durch die Belastung nicht in die Einfüllöffnungen, sondern nach der entgegengesetzten Seite gedrückt werden und ferner, daß entweder der äußere Lauftring im Gehäuse Luft hat und nur der innere auf der Welle centriert ist oder daß der innere Ring auf der Welle Luft hat und nur der äußere centriert ist. Hierdurch wird bewirkt, daß keine Tragrücke (senkrecht zur Welle) auf das Stützkugellager kommen können.

Die normalen  $\alpha$ -Stützkugellager sind ebenso einfach und leicht zu montieren wie die normalen Laufringsysteme und deshalb selbst bei kleineren Umdrehungszahlen den Stützkugellagern auf Tabelle V vorzuziehen, wenn die Belastung die zulässige nicht überschreitet.“

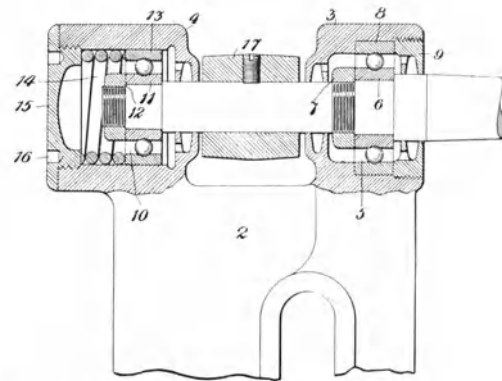
Auch bei der Herausgabe der Reihen 200, 300 und 400 wird die Verwendung dieser Lager als „Stützkugellager“ empfohlen (281). Die DWF hat also schon damals einen Weg beschritten, der die moderne Entwicklung der letzten Jahrzehnte kennzeichnet insofern, als die Längslager mehr und mehr durch Radiallager, Pendelkugellager und Pendelrollenlager verdrängt wurden. Die DWF hat allerdings die zuerst eingeschlagene Richtung bald wieder verlassen, wahrscheinlich unter dem Einfluß der damals großen Strömung für die getrennte Aufnahme der Radial- und Axialkräfte, vielleicht auch abgeschreckt durch irgendwelche Mißerfolge. In einem Katalog aus dem Jahre 1908 heißt es nämlich:

„Zur Aufnahme von Axialdruck sind Laufringsysteme nur in beschränktem Maße geeignet und empfehlen wir, dieserhalb von Fall zu Fall unsere Begutachtung einzufordern. Bei nennenswerten Axialdrücken, die durch die Lager aufzunehmen sind, sind jedenfalls neben Laufringsystemen Stützkugellager vorzusehen.“

Die in einem Katalog der DWF aus dem Jahre 1909 gezeigten Einbauvorschläge (320) bis (323) entsprechen diesem Grundsatz, der, wie die Bilder (324) bis (329) zeigen,

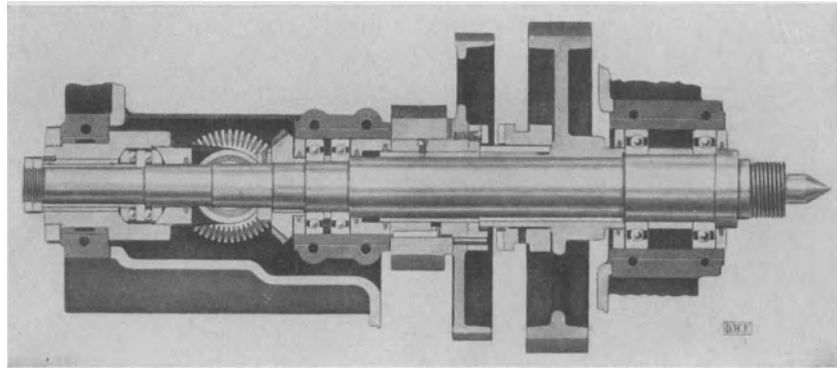


(318) Engl. 7599 24. 4. 1900 Deutsche Waffen- und Munitionsfabriken.

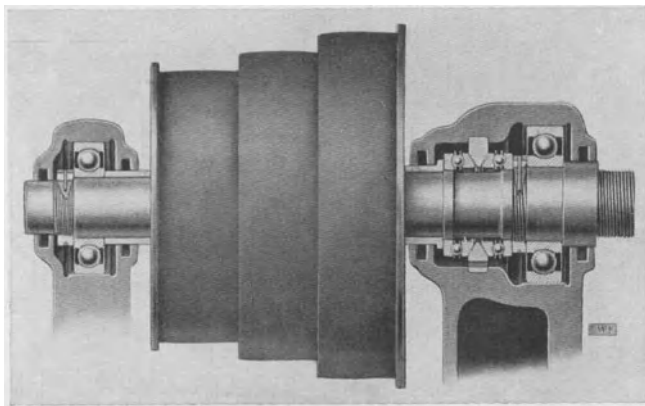


(319) USA 989258 (24. 4. 1906) 11. 4. 1911 H. HESS.

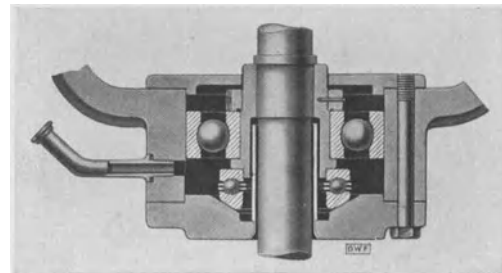
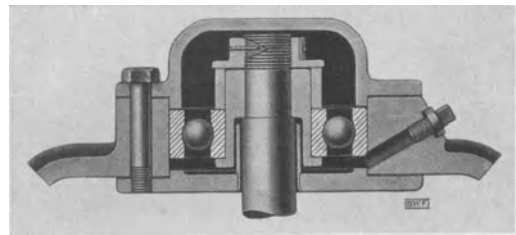
\* Anm. d. Verf.: Später, etwa 1904/05 auf  $\frac{1}{4}$  herabgesetzt.



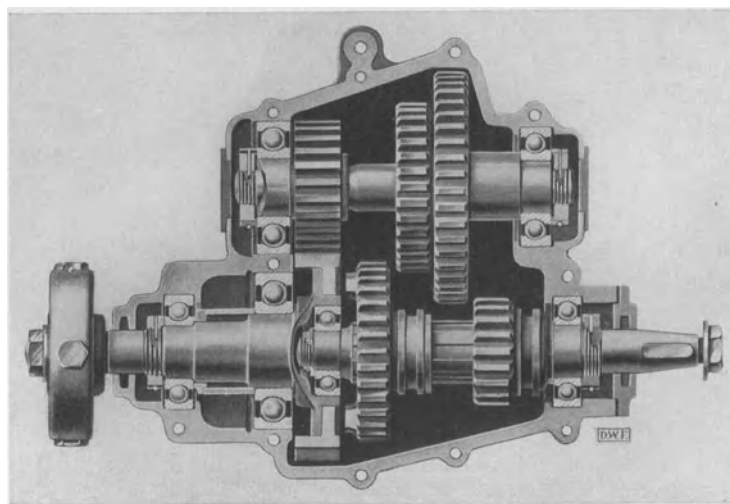
(320) Spindel für eine Schruppdrehbank, aus DWF-Katalog 1909.



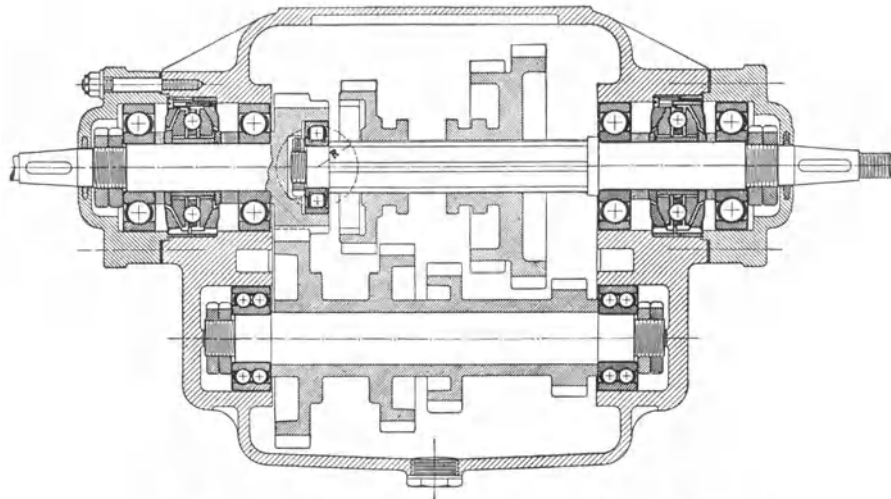
(321) Drehbankspindel, aus DWF-Katalog 1909.



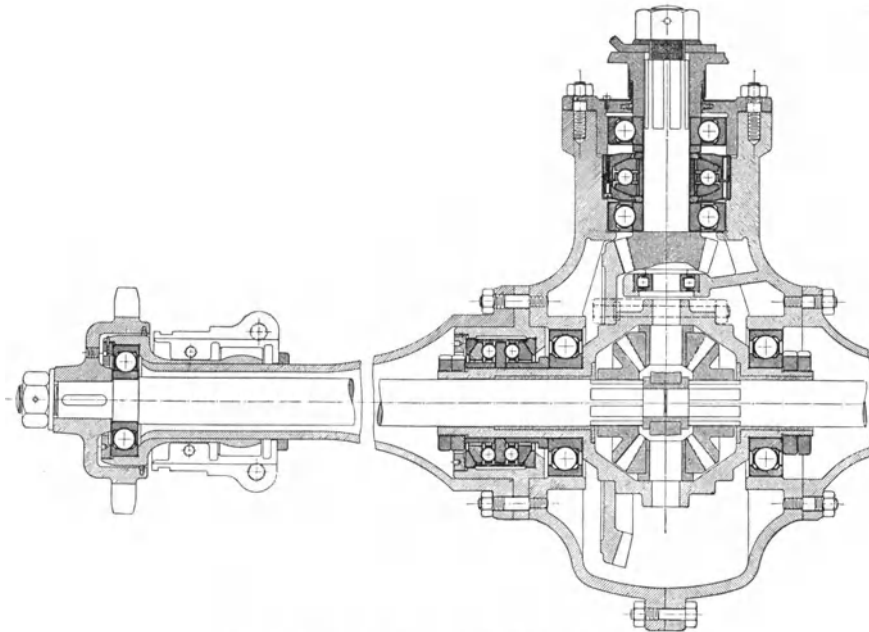
(322) Lagerung für einen Vertikalmotor, aus DWF-Katalog 1909.



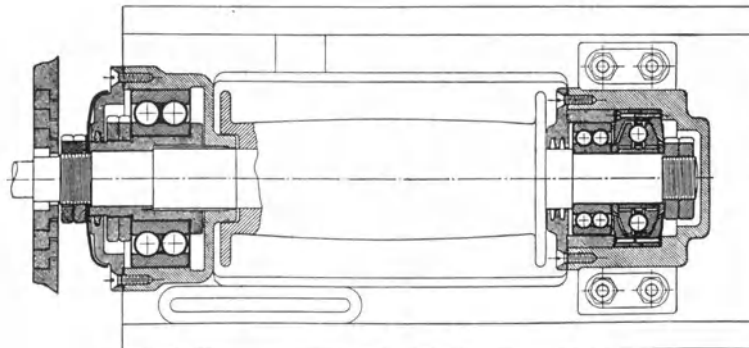
(323) Wechselrädlerkasten, aus DWF-Katalog 1909.



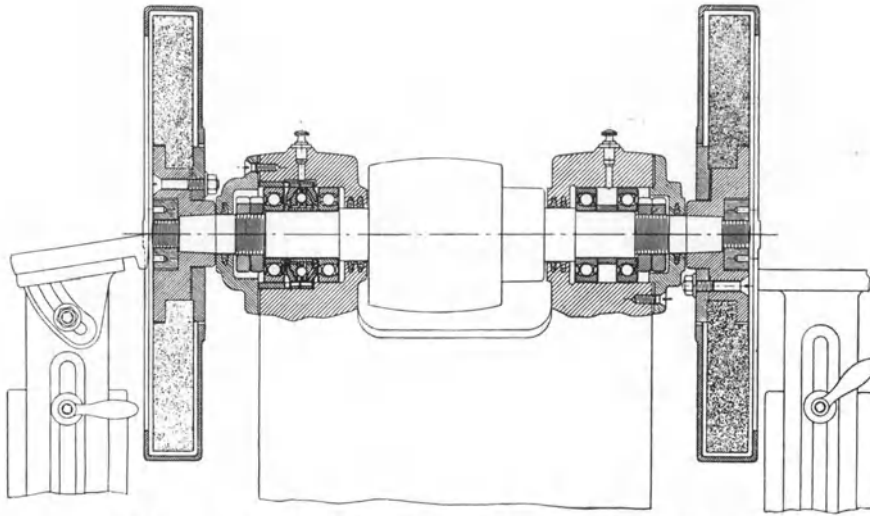
(324) Lagerung eines Wechselgetriebes, aus FAG-Broschüre 1920.



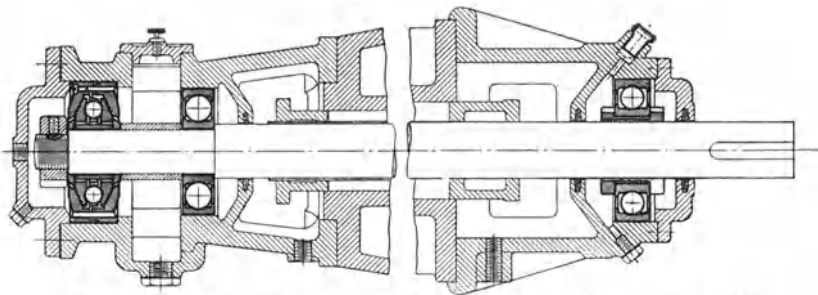
(325) Kardantrieb, aus FAG-Broschüre 1920.



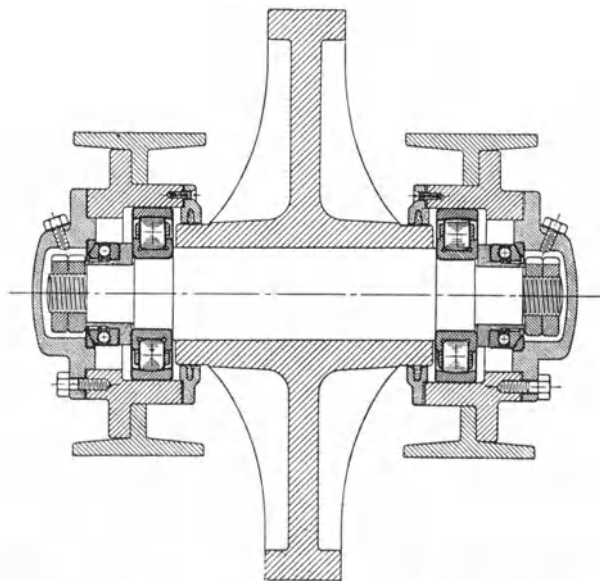
(326) Fräsmaschinenwelle, aus FAG-Broschüre 1920.



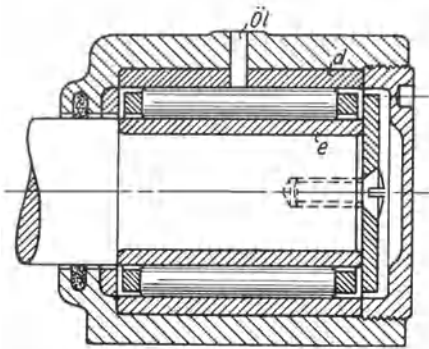
(327) Lagerung einer Flächenschleifmaschine, aus FAG-Broschüre 1920.



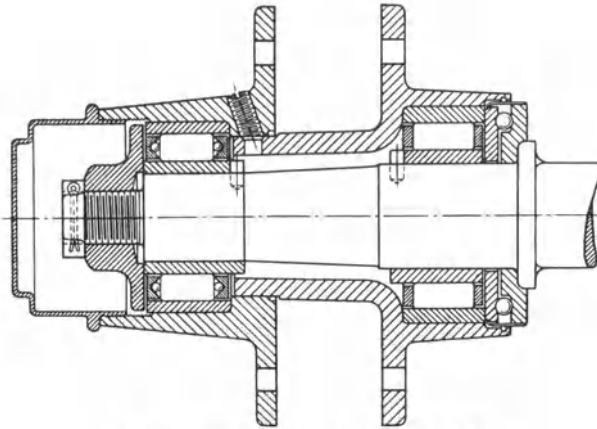
(328) Lagerung einer Hochdruckzentrifugalpumpe, aus FAG-Broschüre 1920.



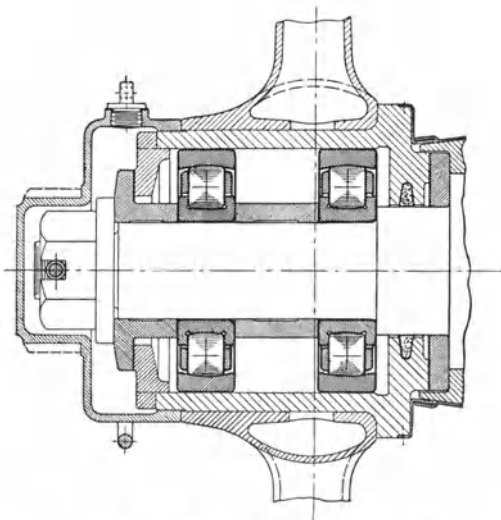
(329) Laufrad einer Lokomotivdrehscheibe, aus FAG-Broschüre 1920.



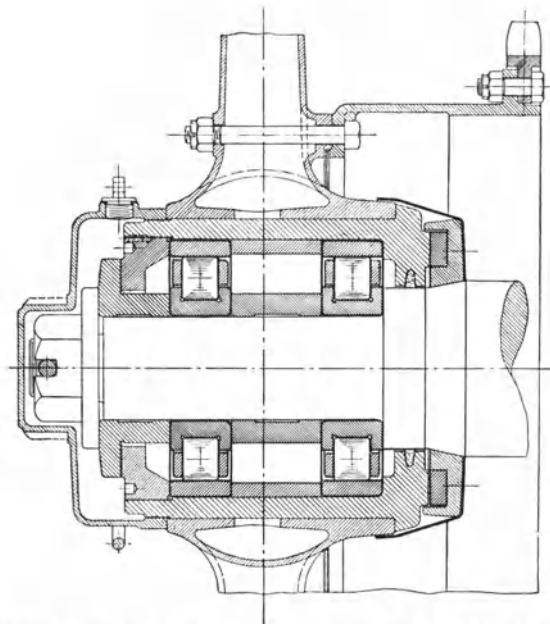
(330) Stehlager von Schäfer & Co., aus Aufsatz DIERFELD 1911/22/.



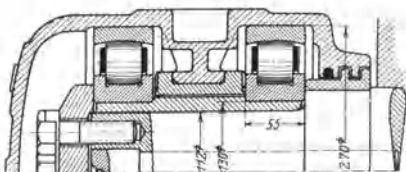
(331) Radnabe der Standard Roller Co., aus Aufsatz DIERFELD 1911/22/.



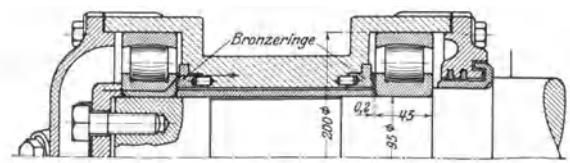
(332) Vorderradnabe für Lastwagen, aus FAG-Broschüre 1920.



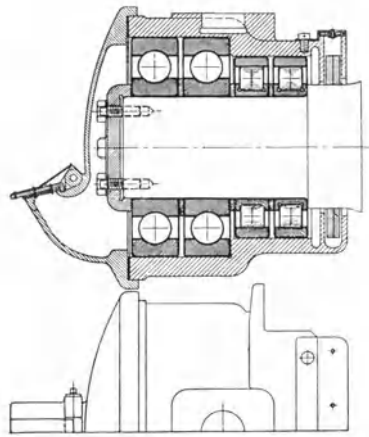
(333) Hinterradnabe für Lastwagen, aus FAG-Broschüre 1920.



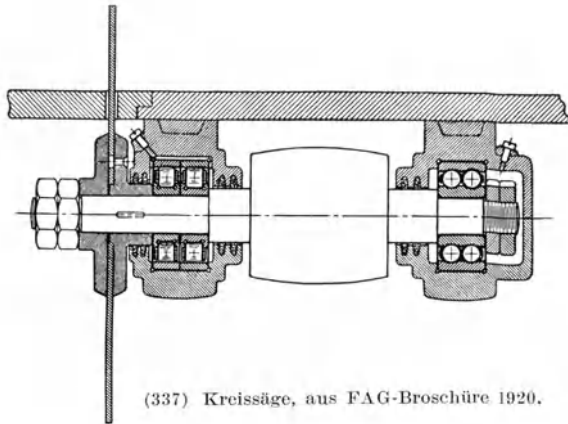
(334) Achslager mit Tonnenlagern (Kugelfabrik Fischer), aus BEHR-GOHLKE 1925/12/.



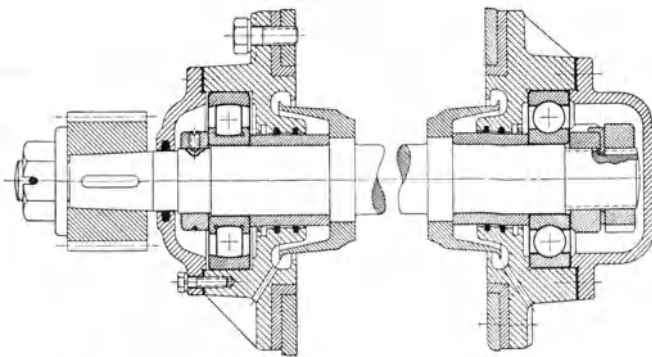
(335) Lagerung für schwere Straßenbahnwagen (Kugelfabrik Fischer), aus BEHR-GOHLKE 1925/12/.



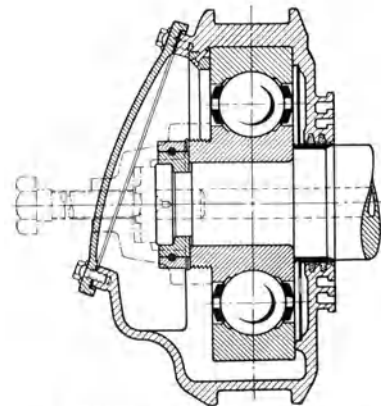
(336) Lagerung einer Güterwagenachse, aus FAG-Broschüre 1920.



(337) Kreissäge, aus FAG-Broschüre 1920.



(338) FAG-Tonnen- und Kugellager an einem Straßenbahnmotor, aus BEHR-GOHLKE 1925 /12/.



(339) Achslager eines Großgüterwagens, aus BEHR GOHLKE 1925 /12/.

noch im Jahre 1920 vertreten wurde. Auch besondere Gleitflächen zur Aufnahme von Längskräften, wie sie in Konstruktionen aus dem Jahre 1911 /22/ zu sehen sind (330) und (331), wurden bis in die neuere Zeit und sogar noch in dem Buch von BEHR-GOHLKE, das im Jahre 1925 erschienen ist, empfohlen (332), (333), (334) und (335). Während die DWF schon im Jahre 1900 bei mehreren Traglagern nebeneinander einen Ausgleich vorgesehen hatte (313), werden bei der Bauart (336) vier Lager in einem Gehäuse angeordnet, obwohl praktisch nur zwei Lager den Radialdruck aufnehmen können. Denselben Fehler zeigt die Lagerung einer Kreissäge (337) mit zwei Lagern in einem verschraubten Gehäuse. Auch die Bedeutung der Passung, der Einfluß des Ein- und Ausbaues auf die Führung der Welle und die Vorteile der Rollenlager wurden damals nicht überall beachtet, wie die Lagerung eines Bahnmotors (338) und die Achslagerung eines Großgüterwagens mit einem Kugellager ungewöhnlicher Größe (339) zeigt.

## 2,6 Zusammenfassende Übersicht.

Bei der Entwicklung der Wälzlager bis zu dem heutigen Stand kann man deutlich drei wichtige Epochen unterscheiden. Die erste beginnt mit der fabrikmäßigen Erzeugung des Fahrrades in den siebziger Jahren des vorigen Jahrhunderts. Während man sich damals in England und Deutschland zunächst vorwiegend mit der Herstellung von Kugeln befaßt zu haben scheint, wurden in Amerika große Anstrengungen gemacht, Kugel- und Rollenlager auch im allgemeinen Maschinenbau zu verwenden. Aus einem Vortrag von REULEAUX vor dem Verein für Eisenbahnkunde /112/ geht hervor, daß sich schon damals in USA

mehrere Firmen mit der Herstellung und Einführung von Wälzlagern beschäftigt haben und unter anderem auch Lager für Eisenbahnen und Walzwerke lieferten. Die in diesem Vortrag veröffentlichten Bauformen ebenso wie die Angaben über die Tragfähigkeit und Reibung der Kugel- und Rollenlager zeigen aber, daß die Kenntnisse über Wälzlager Ende des vorigen Jahrhunderts sehr beschränkt waren. Man hatte zwar in der Patentliteratur viele Merkmale der modernen Bauformen offenbart, ohne jedoch bei der damaligen Fabrikation davon Gebrauch zu machen. Dies geht auch aus dem Buch von FISCHER-HINNEN /29/ hervor. In der 1899 erschienenen Auflage heißt es folgendermaßen:

„Die überaus mannigfachen Anwendungen, welche Kugel- und Rollenlager für die verschiedenen mechanischen Konstruktionen gefunden haben, mußten auch notwendigerweise die Aufmerksamkeit des Dynamokonstruktors auf dieselben lenken. Die diesbezüglichen Versuche sind jedoch nicht immer geglückt und lohnt es sich wohl, die Eigentümlichkeiten dieser Lager einer kurzen Besprechung zu unterwerfen:

Die Hauptschwierigkeit, welche sich hier entgegenstellt, ist wohl,

1. Die Vermeidung des Geräusches infolge der großen Umfangsgeschwindigkeit,
2. die Betriebsunsicherheit, verursacht durch häufiges Zerbrechen der Kugeln,
3. der Preis.

Wir könnten dem noch beifügen, daß die Reibung solcher Lager im allgemeinen viel größer ist, als man gewöhnlich nach den Katalogen annimmt.

Die beiden erstgenannten Mängel sind hauptsächlich jenen Konstruktionen eigen, bei welchen sich die einzelnen Kugeln oder Rollen berühren, wodurch an der Berührungsfläche doppelte Umfangsgeschwindigkeit entsteht. Diese Konstruktionen sind daher für Dynamomaschinen von vornherein unzulässig.

Bei den neueren Lagern herrscht die Tendenz vor, die gleitende Reibung möglichst zu verhüten und nur rollende Reibung zu erzeugen, indem man zwischen die Tragrollen noch Führungsrollen einlegt.“

„Die Roller Bearing Comp., welche über die Reibung sehr genaue Versuche angestellt hat und deren Konstruktionen zu den besten gehören, gibt die Ökonomie nur zu 15–20 % während der Bewegung und 60–80 % beim Anlaufen an. Dagegen wird der Verbrauch von Schmiermaterial um 25–50 % reduziert. Nach den Angaben dieser Gesellschaft müßten z. B. die Rollen eines Lagers mit 4000 kg Lagerdruck bei 500 Touren eine Länge von 20 cm haben. Nach W. BAYLEY MARSHALL wächst die zulässige Last von Rollenlagern mit dem Quadrate des Rollendurchmessers. Man rechnet z. B. für Rollen von 1,9 cm Durchmesser 40 kg pro cm Länge. Bei 3,8 cm dürfte also die Last 160 kg betragen. Für kleinere Lager von 5–10 cm Wellendurchmesser variiert die Rollenlänge zwischen 2,1–1,6mal dem Wellendurchmesser. Rollenzahl gleich 7–8.

Bild (311) gibt Ansicht und Schnitt eines solchen Lagers, ausgeführt von der Roller Bearing Comp. Dieses Lager hat sich sehr gut bei Eisenbahnen bewährt, und zwar bis zu einem Druck von 4000 kg pro Lager bei 60–100 km Geschwindigkeit.

Bei einem Raddurchmesser von 1 m entspricht dies 320–530 Touren per Minute.

Die gleiche Gesellschaft konstruiert gegenwärtig auch Lager für Dynamomaschinen, welche nur wenig verschieden von der soeben beschriebenen Konstruktion sind.

Bild (308) stellt ein Kugellager des Verfassers dar. Um eine Berührung der Kugeln zu verhüten, sind die letzteren durch eine Bronzebüchse mit Löchern geführt. Diese Büchse dient auch gleichzeitig, um ein axiales Verschieben der Welle zu verhüten. Die Schmierung kann entweder durch einen Tropfbecher erfolgen, oder dadurch bewirkt werden, daß man die Führungsbüchse in der Mitte ins Ölreservoir tauchen läßt.“

„Bei der in Bild(305) dargestellten und patentierten Konstruktion von G. PHILIPPE in Paris ist die gleitende Reibung auf originelle Weise durch die Einlage von Führungsrollen umgangen.“

Wenn man sich den von REULEAUX 1897 und von FISCHER-HINNEN 1899 wiedergegebenen Stand der Entwicklung vor Augen hält, erkennt man die außerordentlich große Bedeutung der geradezu klassischen Forschungsarbeiten von STRIBECK über die Tragfähigkeit, Reibung und zweckmäßige Bauart der Kugellager, die einen neuen Abschnitt für die Kugellager-Industrie eingeleitet haben. Nachdem einmal die grundsätzliche Klärung erfolgt war, beschäftigte sich die DWF intensiv mit der Gestaltung der Lagerstellen. Man brachte die Normen für die Hauptabmessungen heraus und sammelte wichtige Erkenntnisse über die zweckmäßige Passung, Schmierung, Dichtung und Wartung. Der durch STRIBECKs Arbeiten hervorgerufene Entwicklungsdrang überträgt



sich auch auf andere Firmen. Im Laufe weniger Jahre entstehen die meisten der noch heute üblichen Bauformen.

- 1902 das Schulterkugellager,
- 1903 das Radiaxlager,
- 1903 das Rillenger mit Einfüllöffnung,
- 1906 das Schrägkugellager,
- 1907 das Pendelkugellager,
- 1909 das Zylinderrollenger,
- 1912 das Tonnenlager.

Unterstützt wird diese Entwicklung durch die immer mehr zunehmende Automobilindustrie, die das Wälzlager als lebensnotwendig begierig in großen Mengen aufnimmt und damit die Grundlage für die Massenherstellung schafft. Während in Europa fast ausschließlich Kugellager verwendet werden, bevorzugt man in Amerika infolge der schon geleisteten Vorarbeiten zunächst Kegelrollenger und Federrollenger.

Die meisten Firmen suchen ihr Hauptabsatzgebiet im Automobilbau. Andere Firmen dagegen, wie SKF und Norma, waren auf Grund ihres Fabrikationsprogrammes — Pendelkugellager bzw. Zylinderrollenger — mehr auf den allgemeinen Maschinenbau angewiesen. Dies war mit der Anlaß für eine umfangreiche technische Forschungsarbeit, sowohl in bezug auf die Lager selbst als auch in bezug auf die Betriebsverhältnisse und Anforderungen der Maschinen.

Dadurch wurde etwa 1918 die dritte Epoche der Entwicklung eingeleitet, die hauptsächlich durch die Arbeiten von KIRNER, TÖRNEBOHM und PALMGREN gefördert wurde. KIRNERs umfangreiche Erfahrungen und seine Vorschläge in bezug auf die Ausführung und Anwendung der Zylinderrollenger, TÖRNEBOHMs Untersuchungen über Toleranzen, Passungen und Meßverfahren und PALMGRENs wichtige Prüfungen über die Konstruktion, die Tragfähigkeit und Lebensdauer der verschiedenen Lagerarten sowie seine Erfindung des Pendelrollenger haben die Voraussetzungen geschaffen für wesentliche Verbesserungen und Vereinfachungen in der Gestaltung der Lagerstellen und die umfangreiche Anwendung auf allen Gebieten des Maschinen- und Fahrzeugbaues.

*Es ist klar, daß dieses Ziel nur erreicht werden konnte, durch den gewaltigen Fortschritt in den Herstellungs- und Prüfverfahren des Werkstoffes und der Lager, der es ermöglichte, die Wälzlager in immer höherer Güte zu immer geringerem Preis zu liefern.*

### 3 Nezeitliche Lagerarten.

#### 3,1 Bauformen.

##### 3,11 Allgemeines.

##### 3,111 Schmiegun g der Laufbahnen.

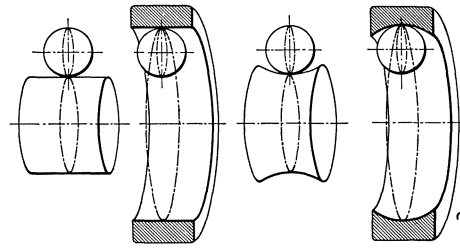
Die Wälzlager unterscheiden sich durch die Form und Lage der Laufbahnen. Das Verhältnis der Krümmung eines Rollkörpers zu derjenigen des einen oder anderen Lauf ringes im unbelasteten Zustand wird „Schmiegun g“ genannt. In den Bildern (340 a—d) und (341 a—d) ist die Krümmung verschiedener Lauf bahnen und Rollkörper in einer Ebene mit der Lagerachse und in einer Ebene senkrecht zur Lagerachse dargestellt.

In der Ebene senkrecht zur Lagerachse wird das Verhältnis des Halbmessers des Rollkörpers ( $R_w$ ) zu dem Halbmesser der Laufbahn des Außen- oder Innenringes ( $R_l$  bzw.  $r_l$ ) durch das gegebene Lagerprofil begrenzt. Mit Rück sicht auf die Tragfähigkeit ist es wünschens wert, in dem zur Verfügung stehenden Raum möglichst große Rollkörper unterzubringen. Wie aus Bild (342) hervorgeht, ist die Schmiegun g am Außenring wesentlich inniger als am Innenring, da die Mittelpunkte der entsprechenden Krü mmungskreise auf derselben Seite vom Berüh rungspunkt aus liegen.

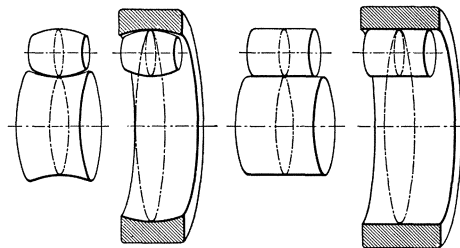
Die Schmiegun g der Kreise bei einem Schnitt durch die Mitte des Rollkörpers mit der Lager achse ist abhängig von dem Verhältnis der Krümmungshalbmesser des Rollkörpers ( $R_w$ ) und des Laufbahnprofils ( $R_p$  bzw.  $r_p$ ). Je nach der Lage der Krümmungsmittelpunkte kann man folgende Fälle unterscheiden:

1.  $\frac{R_w}{R_p} < 1$ .
  - a) Konvex gekrümmte Erzeugende des Rollkörpers, konkav gekrümmte Erzeugende der Laufbahn (343 a), oder
  - b) konvex gekrümmte Erzeugende des Rollkörpers, zylindrische oder kegelige Laufbahn (343 b).
2.  $\frac{R_w}{R_p} > 1$ .
  - a) Zylindrische oder kegelige Rollkörper, konvex gekrümmte Erzeugende der Laufbahn (343 c) oder
  - b) konkav gekrümmte Erzeugende des Rollkörpers, konvex gekrümmte Erzeugende der Laufbahn (343 d).
3.  $\frac{R_w}{R_p} = 1$ .

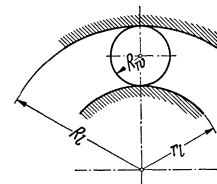
Bei  $R_w = R_p$  bzw.  $R_w = r_p$  geht die Punktberührung in der Ebene mit der Lagerachse in Linienberührung über.



(340 a—d) Schmiegun g zwischen Kugel und Laufbahnen.



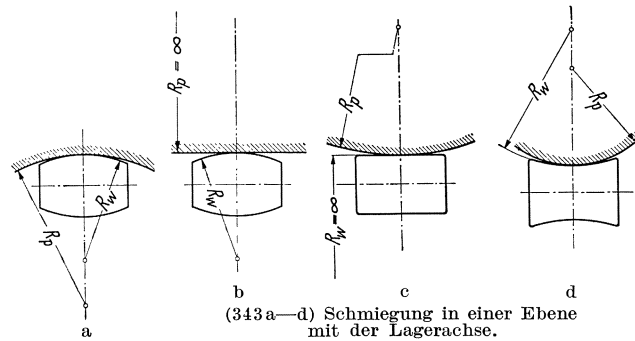
(341 a—d) Schmiegun g zwischen Rolle und Laufbahnen.



(342) Schmiegun g in einer Ebene senkrecht zur Lagerachse.

Wenn von Punkt- oder Linienberührung gesprochen wird, ist immer nur an die Schmiegun $\ddot{u}$ g in der Ebene mit der Lagerachse im unbelasteten Zustand gedacht.

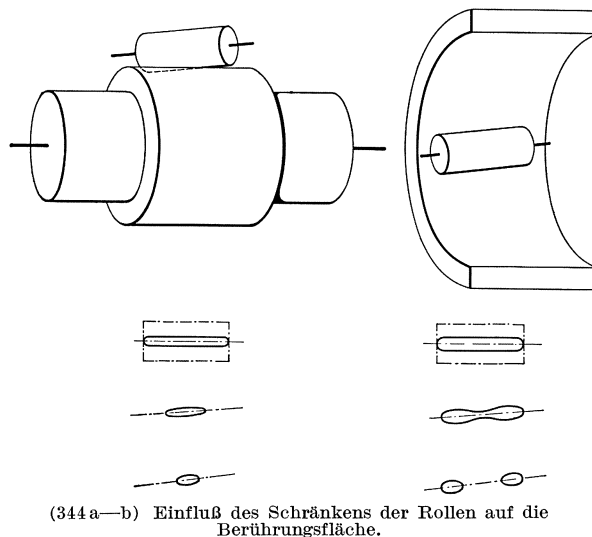
Schon bei geringfugiger Belastung ergibt sich eine gewisse elastische Verformung und damit eine Veranderung der Krummung, die zur Ausbildung einer Druckflache fuhrt, deren GroÙe von der Belastung und dem Grad der Schmiegun $\ddot{u}$ g, dem Schmiegun $\ddot{u}$ gfaktor, abhangt und deren Form die Reibung beeinflusst. Wahrend bei der Ausfuhrung 1 b (343 b) und 2 a (343 c) bei Ubergang zur Linienberuhung die Reibungsverhaltnisse gunstiger werden, wird die Reibung bei den Formen 1 a (343 a) und 2 b (343 d) bei Linienberuhung wesentlich groÙer.



auf die Reibung von einer verhältnismäßig kleinen Belastung ab geringer ist als der Einfluß der elastischen Verformung bei Rillenkugellagern. Am Außenring kann jedoch wegen der Gefahr der Kantenbelastung oder wegen der besseren Schwenkbarkeit Punktberührung mit inniger Schmiegun $\ddot{u}$ g vorgesehen werden, weil die Schmiegun $\ddot{u}$ g in einer Ebene senkrecht zur Lagerachse gunstiger ist als am Innenring (342).

### 3,112 Führung der Rollen.

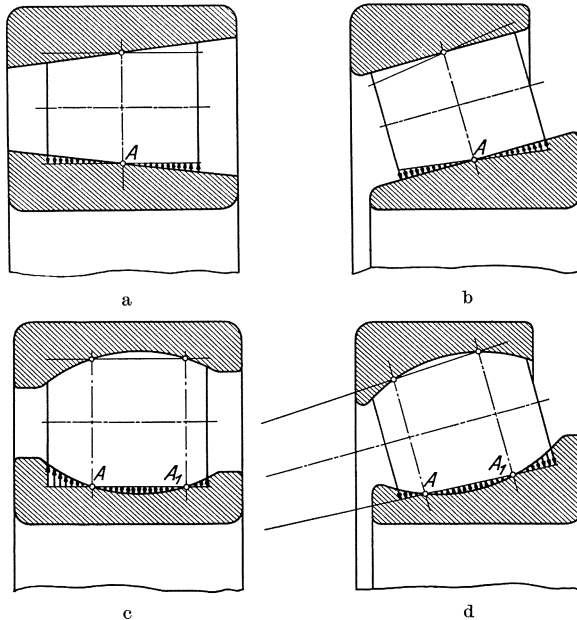
Eine Kugel kann sich um jede ihrer beliebig vielen Achsen drehen, ohne die Wirkung des Lagers zu beeinflussen. Die konstruktiv gegebene Lage der Achse jeder irgendwie geformten Rolle dagegen darf im Betrieb keine Änderung erfahren. Aus Bild (344) geht



hervor, daß die Linienberührung sofort aufgehoben wird, wenn die Achse der Rolle nicht vollkommen gleichgerichtet zur Achse des Laufringes liegt; dadurch kann die spezifische Belastung um ein Vielfaches erhöht und die Lebensdauer erheblich herabgesetzt werden. Gleichzeitig entstehen aber auch hohe Reibkräfte in den Laufbahnen. Es ist daher zweckmäßig, an der Außenlaufbahn Punktberührung vorzusehen, da die Schränkkräfte in der belasteten Zone leicht unzulässig hoch werden können. Außerdem sollte dafür gesorgt werden, daß die schiefstellenden Kräfte so klein wie möglich sind und die Schiefstellung selbst auf ein äußerst geringes Maß begrenzt wird.

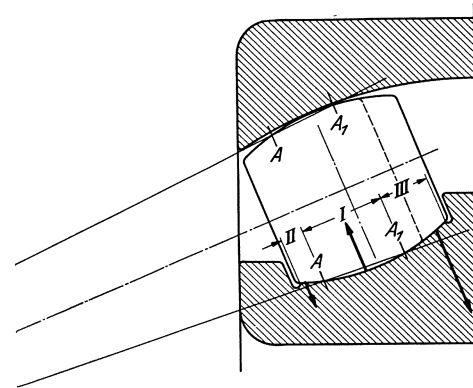
Die Laufflachen der Rollen und Laufringe können nicht mathematisch genau hergestellt werden. Gewisse Ungenauigkeiten lassen sich nicht vermeiden. Diese rufen in der Druckflache ungleichmäßig verteilte Tangentialkräfte hervor, die die Rollen schiefstellen versuchen. Die gleiche Wirkung können auch Fremdkörper herbeifuhren, dadurch, daß die Rollen einseitig gebremst werden. Wenn die Last infolge unvollkommener Bearbeitung der Teile, ungenauen Einbaues oder Biegung der Achse ungleichmäßig über die Rollenbreite verteilt ist, entstehen am Umfang der Rollen ebenfalls verschieden hohe tangentialer Reibkräfte.

Auch durch die Form und Lage der Rollen können schiefstellende Kräfte hervorgerufen werden. Wenn z. B. eine kegelförmige Rolle mit ihrer Achse gleichgerichtet zur Hauptdrehachse der Laufringe liegt



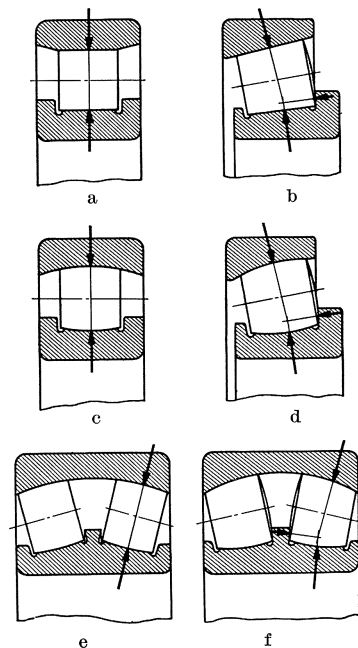
(345 a—d) Schränkkräfte in Abhängigkeit von der Lage der Rollen.

zur Hauptdrehachse der Laufringe liegt (345a), werden dauernd wirkende Schränkkräfte erzeugt, als Folge der Gleitreibung, die auf der einen Seite in Richtung des Rollens und auf der anderen Seite entgegengesetzt der



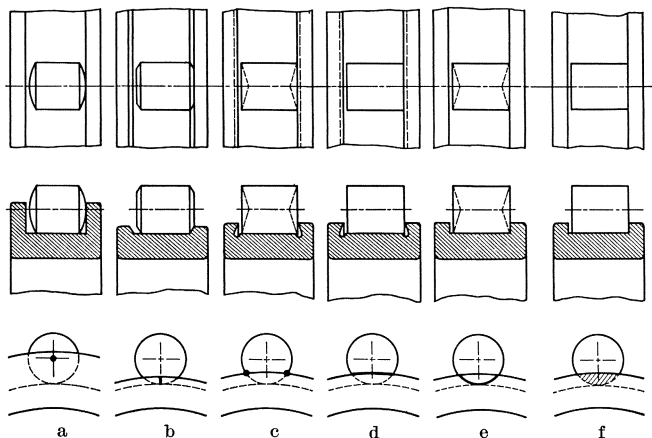
(346) Schränkkräfte bei zur Hauptachse geneigten, symmetrischen, gewölbten Rollen.

Rollrichtung wirkt. Das gleiche ist der Fall, wenn eine Zylinderrolle (345b) so liegt, daß ihre Achse die Hauptdrehachse schneidet. Beiderseits der Nulllinie entstehen dann, ähnlich wie bei Bild (345a) entgegengesetzt gerichtete Reibkräfte. Derselbe Zustand tritt ein, wenn gewölbte Rollen in eine Lage gebracht werden, die ihrer Grundform nicht entspricht (345c u. d). In Bild (346) sind die Verhältnisse für eine gewölbte, symmetrische, der Zylinderform entsprechende, aber zur Hauptachse geneigte Rolle dargestellt. Die Linien  $A A_1$  stellen die Mantellinien der idealen Kegel dar, die ohne gleitende Reibung rollen können. Auch bei der tonnenförmigen Rolle ist daher an diesen Punkten einwandfreies Rollen vorhanden, während daneben in dem Gebiet *II* und in dem Abschnitt *III* ein Gleiten entgegen der Rollrichtung und in dem Gebiet *I* ein Gleiten in der Rollrichtung eintritt. Wenn die Rolle (346) aus drei Scheiben bestehen würde, entsprechend *I*, *II* und *III*, so würden die Scheiben *II* und *III* voreilen. Sie müßten also gebremst werden, während die Scheibe *I* zurückbleibt und deshalb angetrieben werden müßte, falls die Scheiben ihre Lage zueinander nicht verändern sollen. Jetzt ist aber das Gebiet auf der rechten Seite um den Abschnitt *III—II* größer als auf der linken Seite. Da die Lastverteilung über die ganze Rollenbreite gleich ist, wird die Rolle nicht im Gleichgewicht stehen, sondern dauernd die Neigung haben, zu schränken. Solche Schränkkräfte treten aber nicht auf, wenn die Rollen eine unsymmetrische, kegelige Gestalt erhalten, entsprechend der gestrichelten Linie für die Kante der einen Seitenfläche.

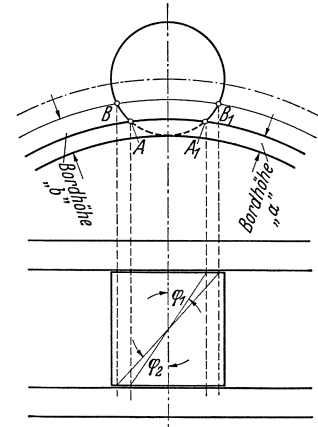


(347 a, c, e) „Zylinderförmige“ Rollen.  
(347 b, d, f) „Kegelförmige“ Rollen.

Die aus der Form der Rollen oder Laufbahnen herrührenden Schränkkräfte können vermieden werden. Die anderen schiefstellenden Kräfte infolge Herstellungsfehlern, Fremdkörpern und Kantenbelastung lassen sich nicht vollkommen beseitigen. Es ist

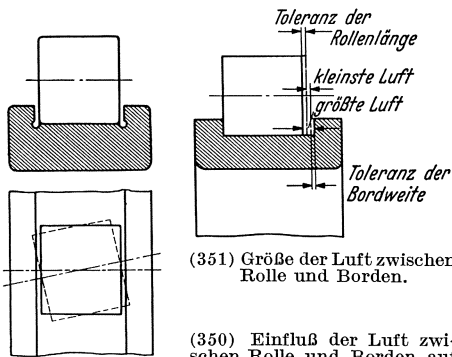


(348 a—f) Führungsarten bei zylindrischen Rollen.



(349) Einfluß der Bordhöhe auf den Führungswinkel.

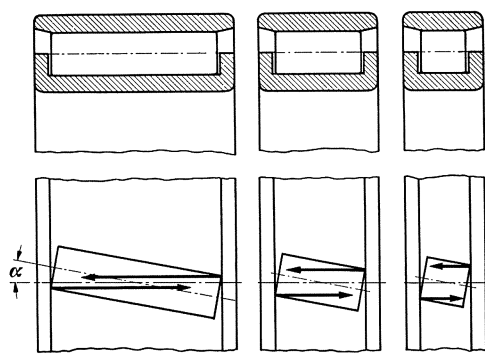
daher notwendig, für eine möglichst gute Führung der Rollen zu sorgen. Lange Zeit hat man geglaubt, den Käfig allein zur Führung der Rollen benutzen zu können. Dieses Mittel ist jedoch nur bedingt geeignet, da die notwendige Luft in den Taschen von vornherein zu groß ist. Außerdem unterliegt der Käfig infolge Gleitens der Rollen an den Stegen einem dauernden Verschleiß, der die Luft im Laufe der Jahre ständig vergrößert.



(350)

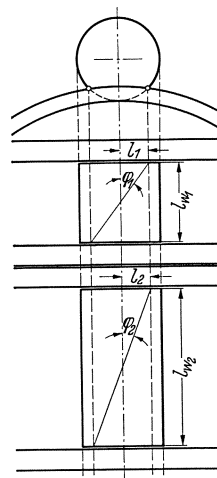
(350) Einfluß der Luft zwischen Rolle und Borden auf die Schiefstellung.

„zylinderförmig“ seien in diesem Zusammenhang solche Rollen verstanden, bei denen die Normalkräfte auf einer Geraden liegen und unter „kegelförmig“ diejenigen Rollen,



(352 a—c) Einfluß der Rollenlänge auf die Bordbeanspruchung.

(353) Einfluß der Rollenlänge auf den Führungswinkel.



(353)

Man verwendet daher bei den meisten Lagerarten sog. Borde, die die Schiefstellung der Rollen begrenzen oder verhindern. Dabei muß man unterscheiden zwischen Lagern mit „zylinderförmigen“ Rollen (347 a, c, e) und solchen mit „kegelförmigen“ Rollen (347 b, d, f), die entweder eine Gerade oder einen Kreisbogen als Erzeugende des Rollenmantels besitzen. Unter

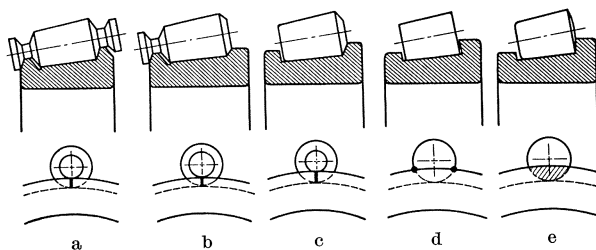
„zylinderförmig“ seien in diesem Zusammenhang solche Rollen verstanden, bei denen die Normalkräfte auf einer Geraden liegen und unter „kegelförmig“ diejenigen Rollen, deren Normalkräfte sich schneiden. Um eine wirklich brauchbare Führung zu erreichen, sind die Anlageflächen der Rollen und Borde, wie die nachstehenden Überlegungen zeigen, nach gewissen Richtlinien auszubilden.

Die Bilder (348 a—f) zeigen einige Formen der Führungsflächen bei Zylinderrollenlagern. Die Ausführungen a und b lassen eine beliebig große Schiefstellung zu, während bei den Formen c, d, e und f das Schränken begrenzt wird. Die punktförmige

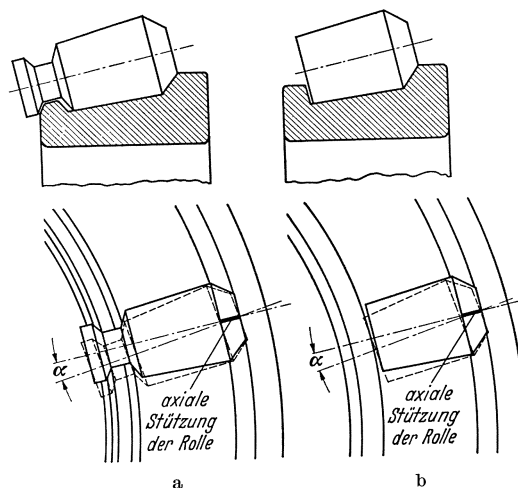
und linienförmige Anlage der Ausführungen c, d und e ergibt den Nachteil eines schnellen Verschleißes. Die Form f verbindet dagegen mit der gleichen Stützbasis den Vorteil

geringer spezifischer Belastung. Bild (349) zeigt, daß die Größe der Stützbasis und damit die mögliche Schiefstellung von der Höhe des Bordes abhängt. Je größer der Winkel  $\varphi$  ist, um so besser ist die Führung. Die Bordhöhe wird aber begrenzt durch den Käfig. Um die Anlage in voller Höhe und Breite ausnutzen zu können, sollten die Anlageflächen der Rollen und Borde genau eben sein und winkelrecht zur Laufbahn stehen.

Bild (350) zeigt den Einfluß der Luft der Rollen zwischen den Borden, die, wie aus Bild (351) zu ersehen ist, nicht beliebig klein gehalten werden kann, sondern von der Toleranz der Rollenlänge und der der Bordweite abhängig ist und infolgedessen zwischen einem Größtwert und Kleinstwert schwankt.

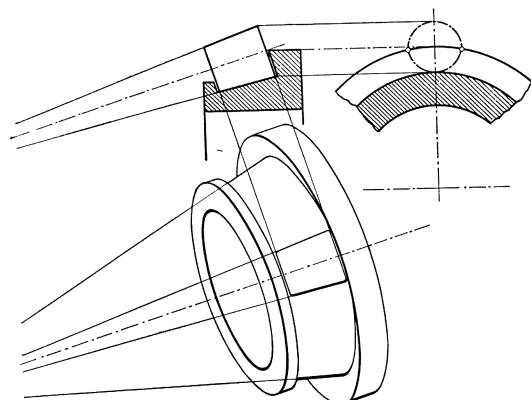


(354 a—e) Führungsarten bei kegeligen Rollen.

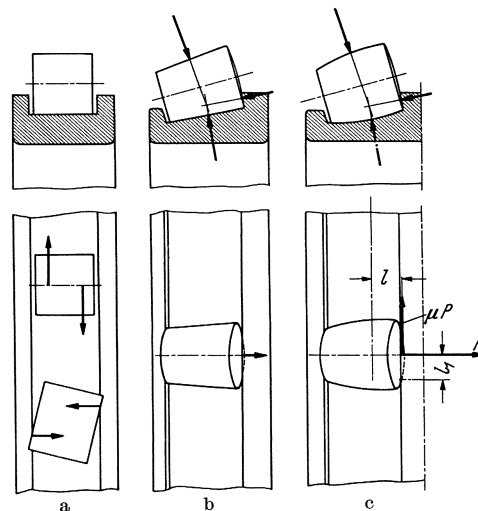


(355 a—b) Spielführung bei Kegelrollenlagern.

In Bild (352 a—c) ist der Einfluß der Rollenlänge auf die Bordbeanspruchung bei gleichem Schräkwinkel  $\alpha$  dargestellt. Die Bilder zeigen, daß die Bordbeanspruchung und damit die Gefahr des Fressens mit der Rollenlänge zunimmt. Außerdem wird die Führungsluft größer, weil die Toleranz der Rollenlänge und Bordweite wächst. Gleichzeitig steigen aber auch die Schrägkräfte,



(356) Zweipunktberührung zwischen Rolle und Bord.



(357 a) Spielführung. (357 b, c) Spannführung.

weil die absoluten Abweichungen von der Zylinderform bei den Laufbahnen mit der Rollenlänge zunehmen. Je größer also der Führungswinkel  $\varphi$  ist, um so besser ist die Führung (353). Untersuchungen haben gezeigt, daß die Bordführung nur zweckmäßig ist bis zu einem Verhältnis  $l_w:d_w \sim 2$ . Darüber hinaus bleibt nichts anderes übrig, als die Führung der Rollen dem Käfig oder den Laufbahnen zu überlassen. Dann muß aber eine höhere Reibung und die Gefahr des Fressens in Kauf genommen werden.

Bei den Bauformen der Kegelrollenlager (354 a, b u. c) erfolgt die Führung der Rollen ähnlich wie bei Zylinderrollenlagern. Die Kegelfläche am dickeren Rollende erfüllt nur den Zweck, die Rollen in ihrer axialen Lage festzuhalten. Die Begrenzung des Schrägens erfolgt im Zusammenwirken mit einem oder beiden kegeligen Flanschflächen

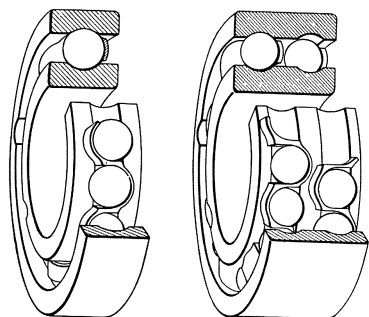
in Abhängigkeit von der Luft zwischen den Bordflächen und der Rolle, wie Bild (355a) zeigt. Der gleiche Zustand kann erreicht werden, wie aus Bild (355b) hervorgeht, wenn die Rollen auf einer Seite eine Kegelfläche besitzen und auf der anderen Seite eine Ebene bei kegeligen Bordflächen. Diese Bauart ist aber unzuweckmäßiger als (354a) und (354b), weil schon bei geringer Schiefstellung hohe Borddrücke hervorgerufen werden. Am günstigsten sind die Bauformen Bild (354d) und (354e), bei denen die auf den Bord gerichtete Komponente der Normalkraft am Innen- und Außenring zur Führung ausgenutzt wird in Verbindung mit dem Bord als Stützbasis. Bei dieser Ausführung hat die Luft zwischen den Borden keinen Einfluß auf das Maß der möglichen Schiefstellung. Der kleine Bord hat nur den Zweck, die Rollen bei ausgebauten Lagern am Herausfallen zu hindern. Eine wichtige Rolle spielt aber die Form der Anlage zwischen Rollenseitenfläche und Bordfläche. Bei der Ausführung (354d) berührt die ebene Endfläche der Rolle die Kegelfläche des Bordes an zwei in großem Abstand liegenden Punkten (356). Bei der Form (354e) erhält man die gleiche Breite der Stützbasis bei wesentlich geringerer spezifischer Belastung durch kugelige Ausbildung der Berührungsflächen mit dem gleichen Radius und gleichen Mittelpunkt.

Zwischen der Bordführung bei Lagern mit „zylinderförmigen“ Rollen (347 a, c u. e) und derjenigen mit „kegelförmigen“ Rollen (347 b, d u. f), die eine Anlage entsprechend Form (354 e) besitzen, besteht also ein grundsätzlicher Unterschied insofern, als die Rollen der zuerst genannten Bauarten zwischen den Borden schränken können, je nach dem möglichen Spiel (Spielführung) (357 a), während bei den Lagern der Bauart (354 d u. e) für alle Rollen der belasteten Zone ein Spannungszustand gegeben ist, der eine Veränderung ihrer Lage verhindert (Spannführung), (357 b u. c). Wie aus Bild (357c) hervorgeht, kann ein Schränken erst eintreten, wenn das Moment  $\mu P \cdot l > P \cdot l_1$ . Da jedoch  $l_1 \sim l$ , die Kraft  $P$  aber immer ein Vielfaches von  $\mu \cdot P$  beträgt, kann die Reibung am Flansch keine Schiefstellung hervorrufen.

### 3,12 Querkugellager.

#### 3,121 Rillenkugellager mit Einfüllöffnung.

Diese Lagerart wird mit einer Rille oder mit zwei Rillen in jedem Laufring für eine Reihe oder zwei Reihen Kugeln ausgeführt (358) und (359). Zum Einfüllen der Kugeln ist auf einer Seite eines jeden Laufringes eine Nut vorgesehen, die nicht bis auf den Grund der Rille reicht (360). Es ergibt sich daraus aber die Notwendigkeit, die letzten Kugeln unter einem gewissen Druck einzuführen oder die Außenringe beim Zusammenbau des Lagers zu erwärmen.



(358) Einreihiges Rillenkugellager mit Einfüllöffnung.

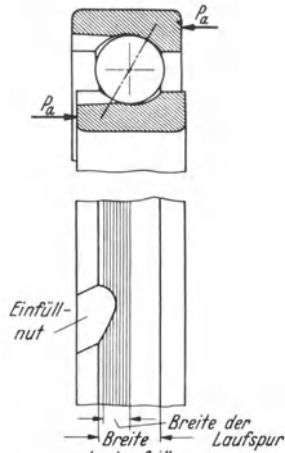
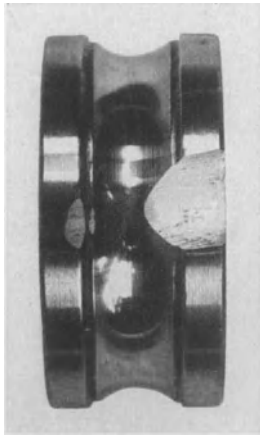
(359) Zweireihiges Rillenkugellager mit Einfüllöffnung.

Die Einfüllnuten ermöglichen die Unterbringung vieler Kugeln. Sie bedingen aber im allgemeinen, wenn nicht ganz besondere Maßnahmen getroffen werden, einen großen Rillradius im Vergleich zum Kugelhalbmesser, also eine verhältnismäßig ungünstige Schmiegun, um eine allzustarke Schwächung an der Einfüllstelle und wenigstens bei geringer Radialbelastung ein Überrollen der Kanten zu verhindern. Bei Axialdruck liegt die Laufspur mehr oder weniger im Bereich der Einfüllnut (361). Bild (362) zeigt die Lage der Kante der Druckfläche im Verhältnis zur Kante der Einfüllnut bei verschiedenen

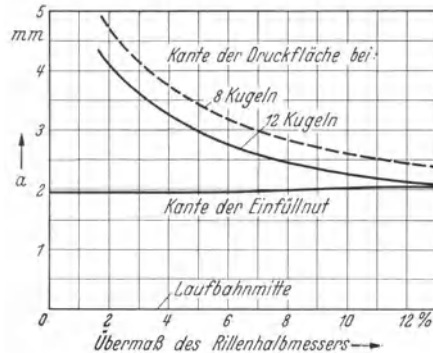
großem Rillradius und 475 kg Radialbelastung für ein Lager mit 45 mm Bohrung, 100 mm Manteldurchmesser, 25 mm Breite und 8 bzw. 12 Kugeln mit 16 mm Durchmesser.

Bei axialer Belastung verschieben sich die Laufringe gegeneinander um einen Betrag, der von der elastischen Verformung und von der Radialluft abhängt. Nur infolge der elastischen Verformung ergibt sich bei reiner Axialbelastung für das gleiche Lager wie vorher bei einem Übermaß des Rillradius gegenüber dem Kugelhalbmesser von 8% und 4% das in Bild (363a u. b) dargestellte Verhältnis.

Um die axiale Verschiebung des einen Laufringes gegenüber dem anderen soweit wie möglich zu beschränken, wird diese Lagerart mit geringer Radialluft versehen. Sie ist deshalb normalerweise nicht für solche Stellen geeignet, die einen festen Sitz der Innenringe erfordern. Wegen der leicht möglichen Überrollung der Kanten der Einfüllnuten ist dieses Lager auch nicht für solche Zwecke verwendbar, wo es auf geräuschwachen Lauf ankommt.



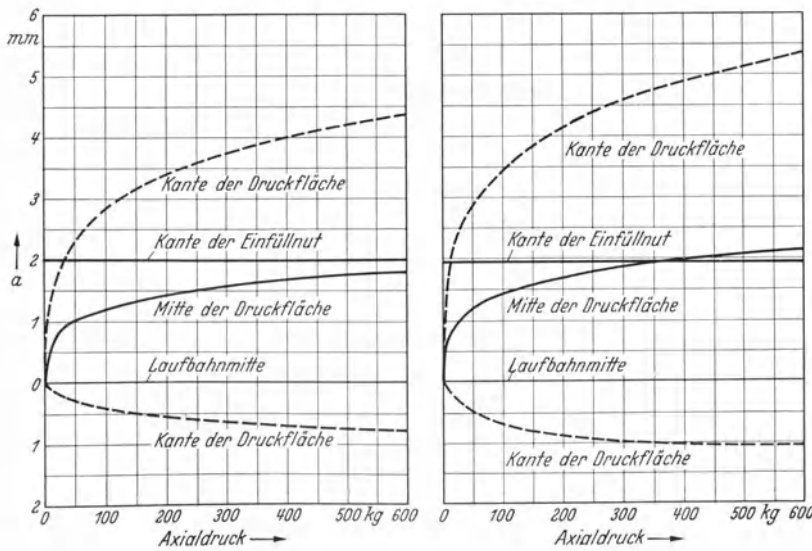
(361) Lage der Laufspur bei Axialdruck.



(362) Lage der Druckfläche im Verhältnis zur Einfüllnut bei Radialdruck.

Das Rillenkugellager mit Einfüllöffnung dient deshalb in erster Linie zur Aufnahme radial zur Achse gerichteter Drücke. Infolge des großen Rillenhalmessers und der geringen Lagerluft ist die Tragfähigkeit in axialer Richtung beschränkt. Es ist daher meistens erforderlich,

bei kombinierter Belastung besondere Längslager vorzusehen. Die Anwendung dieser Lagerart



(363) Lage der Druckfläche im Verhältnis zur Einfüllnut bei Axialdruck; (a) Rillenhalmesübermaß 8 %; (b) Rillenhalmesübermaß 4 %.



(364) Rillenkugellager mit Einstellring.

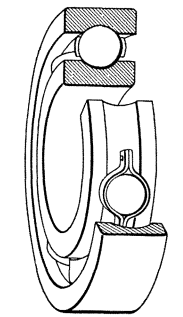
ist aus diesen Gründen immer mehr zurückgegangen zugunsten der Radiallager, die nicht nur hohe Axialdrücke aufnehmen können, sondern auch einen geräuschwachen Lauf ermöglichen. Da die Voraussetzung für eine gleichmäßige Lastverteilung auf zwei Kugelreihen in der absolut gleichen Lagerluft besteht, ist die Tragfähigkeit bei einem Lager mit zwei Kugelreihen unbestimmt. Sie darf daher nur etwa 60 % höher eingesetzt werden als die eines entsprechend großen einreihigen Lagers.

Früher wurde das Rillenkugellager mit Einfüllöffnung auch mit balligem Außenring und Einstellring ausgeführt (364). Diese Konstruktion ist jedoch allmählich durch das wesentlich günstigere Pendelkugellager verdrängt worden.

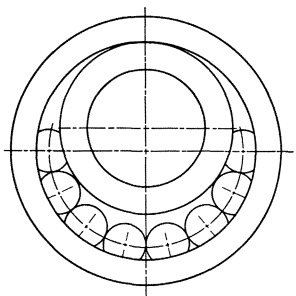


**3,122 Radiallager (Hochschulterlager).**

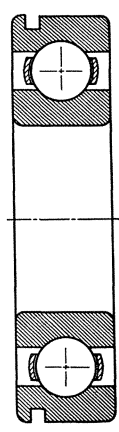
Diese Lager werden nur in einreihiger Ausführung hergestellt (365). Die Rillen der beiden Laufringe sind verhältnismäßig tief. Um Nuten an den Laufringen zu vermeiden, werden die Ringe bei der Montage des Lagers exzentrisch zueinander verschoben und so viele Kugeln in den freien Raum eingebracht wie möglich ist (366). Dann werden die Kugeln gleichmäßig verteilt, die beiden symmetrischen Käfighälften von beiden Seiten eingefügt und vernietet, verstemmt oder verschweißt. Für den Autobau werden diese Lager, um Platz zu sparen, auch mit einer Nut im Außenring (367) oder mit einem Flansch (368)<sup>1</sup> geliefert. Für gewisse Fälle erhalten die Lager auch einen oder zwei sogenannte Staubschutzdeckel (369).



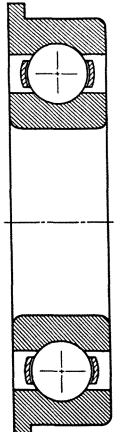
(365) Radiallager (Hochschulterlager).



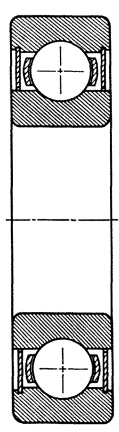
(366) Einfüllen der Kugeln beim Radiallager.



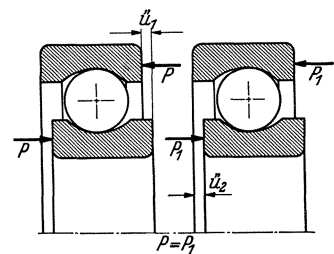
(367)



(368)



(369)



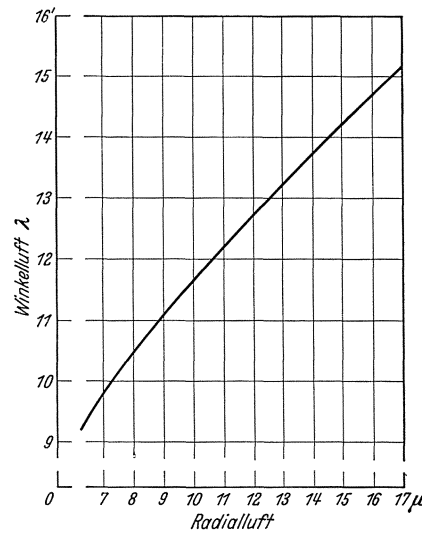
(370) Radiallager mit gleichem „Überstand“.

(367) Radiallager mit Ringnut im Außenring.

(368) Radiallager mit Flansch am Außenring.

(369) Radiallager mit Staubschutzdeckel.

Durch die Verwendung großer Kugeln und inniger Schmiegung erzielt man eine fast ebenso hohe radiale Tragfähigkeit wie bei Lagern mit Einfüllnuten. Die Anwendung der Radiallager (Hochschulterlager) ist aber bedeutend vielseitiger, da sowohl kombinierte Belastung als auch reine und verhältnismäßig große Axialdrücke aufgenommen werden können. In den meisten Fällen kann auf die Anordnung besonderer Längslager verzichtet werden. Bei hohen Axialdrücken verwendet man zwei Lager nebeneinander, die im eingebauten Zustand bei gleicher Last die gleiche Verschiebung der Laufringe ergeben müssen, wenn sie gleichmäßig an der Aufnahme der Belastung teilnehmen sollen. Um diesen Zustand zu erreichen, müssen die Überstände  $\ddot{u}_1$  und  $\ddot{u}_2$  (370) möglichst genau gleich sein bei kleinem Axialschlag des Lagers und der Anlageflächen. Außerdem sollten die Bohrungsmaße übereinstimmen, um die Luft nicht unterschiedlich zu beeinflussen. Wenn Zwischenscheiben oder Büchsen verwendet werden, müssen diese ebenso abgestimmt werden. Günstiger ist daher die Anordnung von Federn, die so bemessen sind, daß jedes Lager gerade die halbe Belastung aufzunehmen hat. Infolge der Radialluft ist eine geringe Schiefstellung



(371) Größe der Winkelluft bei Radiallagern in Abhängigkeit von der Radialluft.

des einen Laufringes gegenüber dem anderen möglich, ohne daß eine nennenswerte

<sup>1</sup> Diese Ausführung sollte nach Möglichkeit vermieden werden; s. Abschnitt 7.

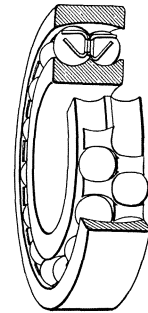
Erhöhung des Kugeldruckes eintritt. Die Reibung nimmt aber erheblich zu. Auch die Käfigbeanspruchung wird groß. Es ist daher zweckmäßig, für eine möglichst genaue Gleichachsigkeit zu sorgen. In dem Diagramm (371) ist die Abhängigkeit der „Winkel-luft“ von der Radialluft dargestellt.

### 3,123 Pendelkugellager.

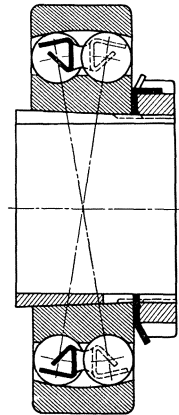
Auch die schmale Ausführung dieser Lagerart besitzt zwei Reihen Kugeln (372). Die Hauptmaße sind dieselben wie bei den einreihigen und zweireihigen Rillenkugellagern. Nur die Lager über 110 mm Bohrung der leichten Reihe und über 95 mm der mittleren Reihe haben eine etwas größere Breite. Die Pendel-lager werden in fast allen Größen auch mit kegeliger Bohrung versehen und können dann mit geschlitzten Kegelhülsen befestigt werden (373). Für landwirtschaftliche Maschinen benutzt man entweder Lager mit einer dünnen, geschlitzten Hülse (374) oder Lager mit einem besonders breiten, hülsen-artigen Innenring (375).

Die radiale Tragfähigkeit dieser Lagerart ist trotz der ungünstigen Schmie-gung am Außenring ungefähr ebenso hoch wie die der gleich großen Rillenkugellager mit Einfüllöffnung. Die Tragfähigkeit in axialer Richtung ist abhängig von dem Druckwinkel. Sie ist also bei den Lagern der breiten Reihen größer als bei denen der schmalen Reihen.

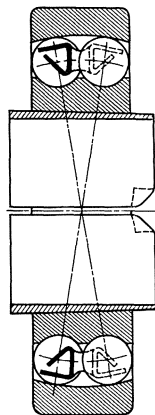
Infolge der hohlkugeligen Ausbildung der Laufbahn des Außenringes kann der Innenring mit Kugeln um den Lagermittelpunkt innerhalb gewisser Grenzen geschwenkt werden, wenn er sich gleichzeitig dreht. Es ist dann die seitliche Bewegung der Kugeln gegenüber der Bewegung in Umfangsrichtung so gering, daß das Schwenken fast ohne zusätzliche Reibung vor sich geht. Erfolgt das Aus- oder Einschwenken aber bei



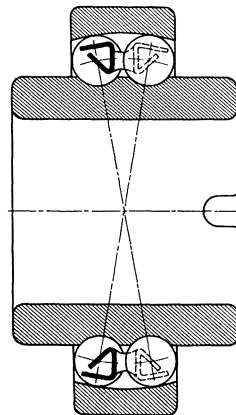
(372) Pendelkugellager.



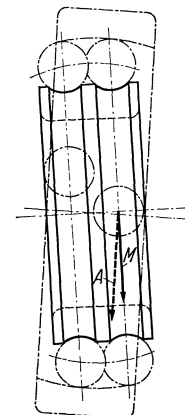
(373) Pendelkugellager mit Spannhülse.



(374) Pendelkugellager mit Klemmhülse.



(375) Pendelkugellager mit besonders breitem Innenring.



(376) Vorgang beim Drehen des ausgeschwenkten Außenringes eines Pendelkugellagers.

stillstehenden Laufringen, dann entsteht eine sehr hohe Reibung, weil die Bewegung als reines Gleiten vor sich gehen muß. Die Reibung wird auch dann beeinflusst, wenn bei geringer Drehzahl des Innenringes eine im Verhältnis zur Drehgeschwindigkeit schnelle Schwenkbewegung dauernd vorkommt. Eine kleine, langsame Schwenkbewegung ruft keine störende Wirkung hervor. Der Außenring sollte dagegen nicht in ausgeschwenkter Lage umlaufen, da eine Schiefstellung hohe Reibkräfte hervorrufen kann, dadurch daß die Kugeln, wie aus Bild (376) hervorgeht, infolge der Rillen des Innenringes in die Richtung  $M$  gedrängt werden und nicht der durch den ausgeschwenkten Außenring gegebenen Richtung  $A$  folgen können. Dies wäre nur möglich, wenn der Innenring ebenfalls eine kugelige Laufbahn besitzen würde. Bei umlaufendem Außenring kann das Pendelkugellager nur bei ganz geringfügigem „Winkelspiel“ — dann allerdings mit Vorteil — verwendet werden.

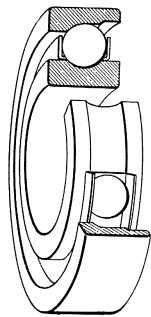
Die Schwenkbarkeit ist von großer Bedeutung, weil die Herstellung mehrerer genau zentrischer Gehäusebohrungen in einem Gußstück schwierig ist, wenn die Sitzflächen

nicht in einem Arbeitsgang und nicht in der Stellung bearbeitet werden können, die sie später beim Zusammenbau einnehmen. Bei voneinander unabhängigen Gehäusen, die auf getrennten Unterlagen montiert werden, ist die Gefahr der Verachsung noch wesentlich größer. Außerdem können Wellenbiegungen vorkommen, vor allen Dingen, wenn hohe Belastungen auftreten oder große Lagerentfernungen vorhanden sind. Verachsungen erzeugen leicht hohe Zusatzkräfte, die zu frühzeitiger Zerstörung starrer Lager Veranlassung geben. Man sollte daher Pendellager wählen, wenn ein großes Winkelspiel erforderlich ist. Wegen ihrer hohen Tragfähigkeit ist ihre Verwendung jedoch auch in solchen Fällen vorteilhaft, wo eine Einstellbarkeit nicht verlangt wird. Das zulässige Winkelspiel beträgt ungefähr  $\pm 1\frac{1}{2}^\circ$ . Dieser Betrag genügt vollkommen, wenn es sich nur darum handelt, Bearbeitungsfehler, Montagefehler oder Wellenbiegungen auszugleichen.

Infolge der kugeligen Ausbildung des Außenringes ist dieses Lager für die Lagerung von solchen Spindeln besonders gut geeignet, bei denen es auf einen geringen axialen Schlag ankommt.

### 3,124 Schulterkugellager.

Der Innenring dieser Lagerart hat das gleiche Profil wie der Innenring eines Rillenkugellagers. Der Außenring besitzt nur eine Schulter, die sich an den zylindrischen Teil der Laufbahn anschließt (377). Dieses Lager ist daher nicht „selbsthaltend“.



(377) Schulterkugellager.

Die Herstellung bedingt eine hohe Genauigkeit, da die Außenringe einerseits und die Innenringe mit Kugeln andererseits austauschbar sein müssen. Der Einbau des Lagers ist auch bei strammer Passung für beide Ringe leicht durchführbar, weil die Laufringe getrennt voneinander montiert werden können. Da der Außenring nur eine Schulter besitzt, sind für die Führung einer Welle immer zwei Lager erforderlich. Mit Rücksicht auf die unterschiedliche Wärmedehnung von Welle und Gehäuse lassen sich diese Lager nur bei kleinem Lagerabstand verwenden. Ein Außenring muß seitlich verschiebbar sein, um das richtige axiale Spiel einstellen zu können. Hierbei ist vorsichtig zu verfahren, damit eine Beschädigung der Laufbahnen (Kugeleindrücke) vermieden wird. Aus diesem Grunde werden die beiden Lager oft durch Federn angespannt, deren Kraft der Lagergröße angepaßt ist. Infolge der zylindrischen Form der Laufbahn des Außenringes ist die Tragfähigkeit gering.

Die Anwendung dieser Lagerart beschränkt sich daher auf Apparate und ganz kleine Elektromotoren, z. B. Staubsauger, Magnetapparate, Kreiselkompass. Die Form der Laufbahn des Außenringes hat andererseits eine sehr geringe Reibung zur Folge. Diese Lager sind daher für feine Meßinstrumente und für hochoberige Apparate gut verwendbar. Für diese Zwecke werden sie mit besonders hoher Laufgenauigkeit hergestellt.

### 3,125 Schrägkugellager.

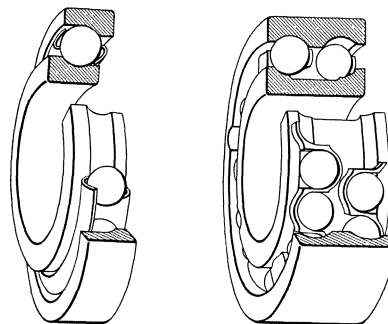
Die Rillenprofile der Laufringe dieser Lager liegen seitlich versetzt zueinander und schräg zur Hauptachse (378). Infolgedessen ergibt sich ein großer Druckwinkel und eine hohe Tragfähigkeit in Achsrichtung. Auch die radiale Belastbarkeit ist verhältnismäßig hoch, da zahlreiche große Kugeln verwendet werden können. Die Reibung dieses Lagers ist aber ziemlich hoch und die Drehzahl beschränkt. Die Beanspruchung des Käfigs ist ungünstig, weil auch bei rein radialer Belastung infolge der Zu- und Abnahme des Kugeldruckes in jeder Stellung der Kugel in der belasteten Zone ein anderer Berührungswinkel vorhanden ist. Die Kugeln müssen daher ständig beschleunigt und verzögert werden.

Die Konstruktion dieser Lager bedingt, ähnlich wie bei den später zu behandelnden Kegelrollenlagern, paarweisen Einbau und Einstellung der Lagerluft. Sie sind daher nur für solche Fälle brauchbar, wo der Lagerabstand klein ist, wie z. B. bei Vorderrädern von Automobilen, so daß der Unterschied in der Wärmedehnung immer geringer ist als das in der Lagerung vorhandene Axialspiel.

Die moderne zweireihige Ausführung mit einteiligen Laufringen (379) wird vorteilhaft für Lagerstellen verwendet, wo eine hohe radiale Tragfähigkeit verlangt wird und gleichzeitig starke Axialdrücke nach beiden Seiten vorkommen, wie z. B. bei der Lagerung des Ritzels zum Antrieb der Hinterachse von Automobilen. Eine andere Bauart eines zweireihigen Schräglagers mit zweiteiligem Innenring zeigt Bild (380). Diese Lagerart wird auch mit einem geteilten Zwischenring als sog. „Vorspannlager“ geliefert (381). Der Zwischenring ist so zugepaßt, daß eine geringe, aber noch zulässige Vorspannung erreicht wird. Die Welle darf dann kein Übermaß besitzen, weil sonst eine das Lager gefährdende „Verklemmung“ eintreten kann.

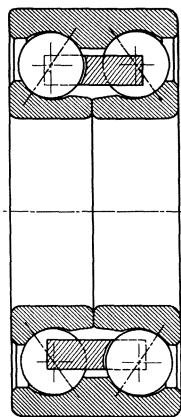
Die einreihigen und zweireihigen Schräglager werden in USA in großem Maßstabe verwendet. In Europa haben sie bisher nur im Automobilbau Eingang gefunden.

Vor einigen Jahren wurde eine Lagerkonstruktion entsprechend Bild (382) auf den Markt gebracht. Der Innenring ist mit zwei Rillen versehen genau wie bei einem zweireihigen Rillenkugellager oder einem Pendelkugellager. Der Außenring besteht aus zwei Hälften, die durch mehrere Ringe in entsprechenden Nuten zusammengehalten werden. Statt eines starren Käfigs werden Kugeln benutzt, um die Tragkugeln in Abstand zu halten. Die Trennkugeln sind von einem Ring umgeben, der jede Kugel mit einer gewissen Spannung in den Raum zwischen je vier Tragkugeln preßt. Diese Anordnung gestattet die Unterbringung vieler Kugeln in zwei Reihen nebeneinander, auch bei der schmalen

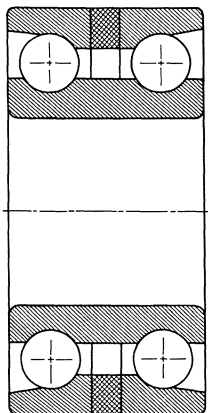


(378) Einreihiges Schrägkugellager.

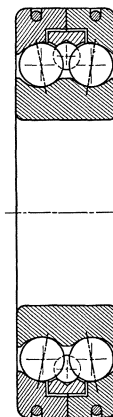
(379) Zweireihiges Schrägkugellager mit einteiligen Laufringen.



(380) Zweireihiges Schrägkugellager mit zweiteiligem Innenring.



(381) Schrägkugellager mit zweiteiligem Außenring und geteilter Zwischenscheibe (Vorspannlager).

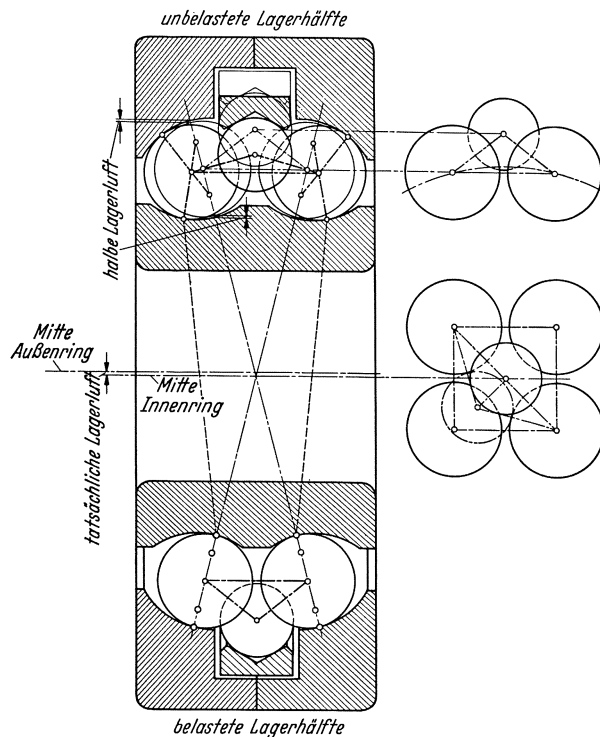


(382) Lager mit Trennkugeln.

Reihe, da der Kugelabstand gering ist. Die Kugeln berühren die Laufbahnen unter einem gewissen Winkel, der bei der breiten Ausführung ähnlich wie bei Pendelkugellagern größer ist als bei der schmalen Reihe. Theoretisch besitzt das Lager eine hohe radiale Tragfähigkeit. Dem steht aber der wesentlich höhere Herstellungspreis gegenüber, der durch die Teilung des Außenringes und die Art der Verbindung beider Teile sowie durch die notwendige fast spielfreie Ausführung bedingt ist. Die Nuten im Mantel des Außenringes bedeuten eine Gefahr für Rißbildung beim Härten. Nach dem Zusammenbau des Lagers ist ein Auswechseln der Kugeln zwecks Regulierung der Lagerluft nicht mehr möglich. Alle Teile müssen daher schon bei der Montage sorgfältig zusammengepaßt oder zusammengesucht werden.

Die Behauptung, daß dieses Lager infolge der Spannung des Stützringes über den Trennkugeln immer spielfrei arbeite, ist nicht richtig. Der vom Spannrings ausgeübte Druck ist nämlich so gering, daß die Lage der Kugeln in der belasteten Zone hauptsächlich durch die Belastung bestimmt wird. In der unbelasteten Zone werden die Kugeln zwar

an die Laufbahn gepreßt, hierdurch kann aber nicht verhindert werden, daß sich die Welle um die vorhandene Lagerluft bewegt, wenn die Belastung ihre Richtung ändert (383). Damit ist aber der gleiche Zustand gegeben wie bei allen anderen Lagerarten.



(383) Einfluß der Radialluft bei einem Lager mit Trennkugeln.

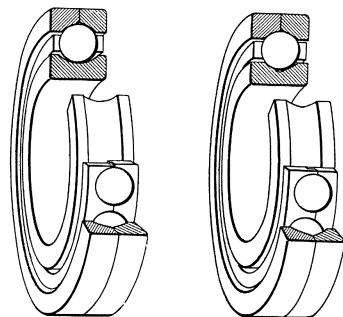
Der fast spielfreie Lauf wird nicht durch den Spanning hervorgerufen, sondern durch die Anordnung des Spannrings dedingt. Bei zu großer Luft besteht nämlich die Gefahr, daß er zu stark exzentrisch durchhängt. Auch die Laufgenauigkeit wird nicht durch die Bauart des Lagers beeinflusst. Sie ist ebenso wie bei allen anderen Kugellagern von der Güte der Herstellung abhängig.

Wie sich die Trennkugelreihe mit dem Spanning bei den vielseitigen Betriebsverhältnissen, vor allen Dingen bei höherer Drehzahl bewähren wird, kann nur durch systematische Versuche oder durch langjährige praktische Erfahrungen geklärt werden.

### 3,126 Dreipunkt- und Vierpunktlager.

Der Innenring eines Dreipunktlagers ist mit einer normalen Rille versehen, ähnlich wie bei einem Radiax- oder Hochschulterlager. Der Außenring ist geteilt. Jede Hälfte besitzt eine flache Rille, die so ausgebildet ist, daß die Kugeln nicht in der tiefsten Stelle,

sondern seitwärts in den Rillen die Laufbahn berühren (384). Die Außenringhälften sind in der Breite so bemessen, daß das Lager fast vollkommen spielfrei läuft. Das Lager kann nur als Festlager verwendet werden, da die beiden Hälften durch Deckel, Scheiben oder Ringe seitlich verspannt werden müssen.



(384) Dreipunkt-lager.

(385) Vierpunkt-lager.

Diese Lagerart dient daher zur Führung, wenn ein geringes Axialspiel gewünscht wird. Die Reibung ist höher als bei Radiaxlagern. Wegen der Teilung des Außenringes können zahlreiche große Kugeln untergebracht werden, so daß die ungünstige Schmiegunng ausgeglichen wird. Der Käfig wird hoch beansprucht, weil der Druckwinkel bei kombinierter Last stark schwankt.

Das Vierpunktlager (385) unterscheidet sich von dem Dreipunktlager nur durch die Ausbildung der Rille des Innenringes, die ebenfalls so geformt ist, daß die Kugeln die Laufbahn an zwei Punkten berühren. Hierdurch wird die radiale Tragfähigkeit gering, die Reibung hoch, aber die axiale Beweglichkeit des einen Ringes gegenüber dem anderen sehr klein.

Die Anwendung der Dreipunkt- und Vierpunktlager ist auf wenige Sonderfälle beschränkt. Sie können im allgemeinen nicht empfohlen werden.

### 3,13 Querrollenlager.

#### 3,131 Zylinderrollenlager.

Die Zylinderrollenlager werden in den gleichen Hauptmaßen hergestellt wie die normalen Kugellager. Bei den schmalen Reihen ist die Dicke der Rollen gleich ihrer Länge. Bei der breiten Ausführung beträgt das Verhältnis etwa 1 : 1,5. Die Führung der Rollen

erfolgt zwischen Borden des Innen- oder Außenringes (386) und (387). Je nachdem, welcher Laufring zwei Borde besitzt, unterscheidet man zwischen Innenbordlagern (388a, c u. e) und Außenbordlagern (388b, d u. f). Der sog. freie Laufring wird entweder ohne Bord, um der Welle axiale Bewegung nach beiden Seiten zu gestatten (388a u. b), mit einem Stützbord zwecks Begrenzung nach einer Seite (388c u. d) oder mit einem Stützbord und einer Bordscheibe oder einem Winkelring zur Führung der Welle nach beiden Seiten (388e u. f) hergestellt.

Die Laufringe ohne Bord besitzen eine schwach ballige Laufbahn. Man nimmt dann zwar bewußt eine geringe, dafür aber genau bestimmte Erhöhung der spezifischen Belastung in Kauf (389c), vermeidet aber die Gefahr unbestimmter und in vielen Fällen hoher Kantenbelastungen (389b). Der in Bild (389a) dargestellte Zustand vollkommen gleichmäßiger Lastverteilung dürfte praktisch nie zu erwarten sein. Die Schmiegun in einer Ebene senkrecht zur Achse (390) ist am Außenring günstiger als am Innenring; sie gestattet also eine ballige Laufbahn für den Außenring, ohne daß die spezifische Belastung höher wird als beim Innenring. Bei dem Außenbordlager führt die Balligkeit der Laufbahn des Innenringes dagegen zu verminderter Tragfähigkeit. Trotzdem ist sie wegen ihrer höheren Betriebssicherheit vorzuziehen.

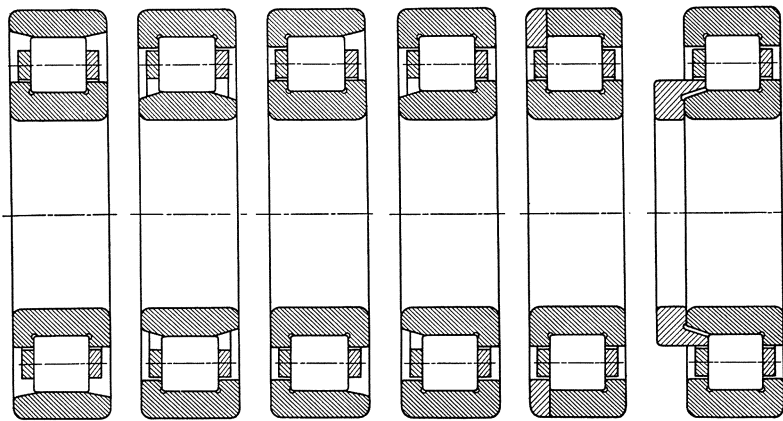
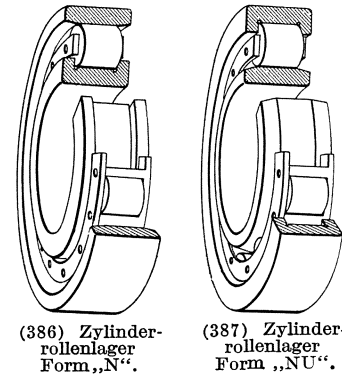
Die Laufbahnen der mit Borden versehenen Ringe sind immer zylindrisch. Bei diesen Lagern muß daher auf eine möglichst genaue zylindrische Form und gleichachsige Lage der Sitzflächen und auf Vermeidung von Wellenbiegungen größter Wert gelegt werden. Ihre Verwendung ist im allgemeinen nur dort zulässig,

wo die Lager in einem Gußstück liegen und die Sitzstellen in einer Aufspannung bearbeitet werden können. Voneinander unabhängige Gehäuse lassen sich nicht so genau ausrichten, wie es die Starrheit derartiger Lager erfordert.

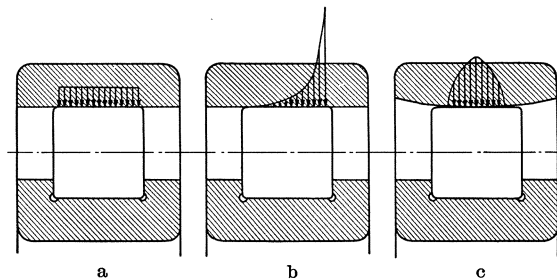
Die Laufringe ohne Bord gestatten axiale Bewegungen innerhalb des Lagers selbst. Dies ist ein großer Vorteil, wenn die Betriebsverhältnisse einen festen Sitz beider Ringe bedingen. Die Zylinderrollenlager mit einem bordfreien Laufring haben bei sorgfältiger Herstellung und genauer Montage eine sehr geringe Reibung. Sie sind daher für hohe Geschwindigkeit gut geeignet. Die

mit einem Stützbord versehenen Lager gestatten auch die Aufnahme gewisser axialer Belastungen. Bei dauernden Axialdrücken ist die zulässige spezifische Belastung von der Schmierung und sorgfältigen Herstellung der Lager abhängig.

Sämtliche Zylinderrollenlager erlauben getrennten Einbau der Außen- und Innenringe. Hierdurch wird die Montage der Lager oft wesentlich erleichtert. Für gewisse



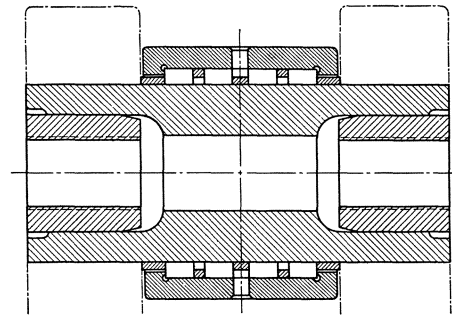
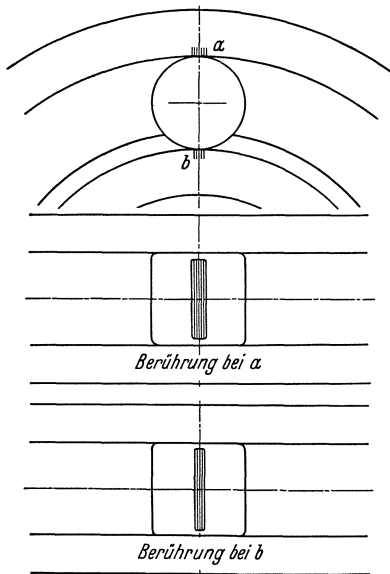
(a) Form N (b) Form NU (c) Form NF (d) Form NJ (e) Form NP (f) Form NH  
(388) Zylinderrollenlager-Bauformen: N, NU, NF, NJ, NP, NH.



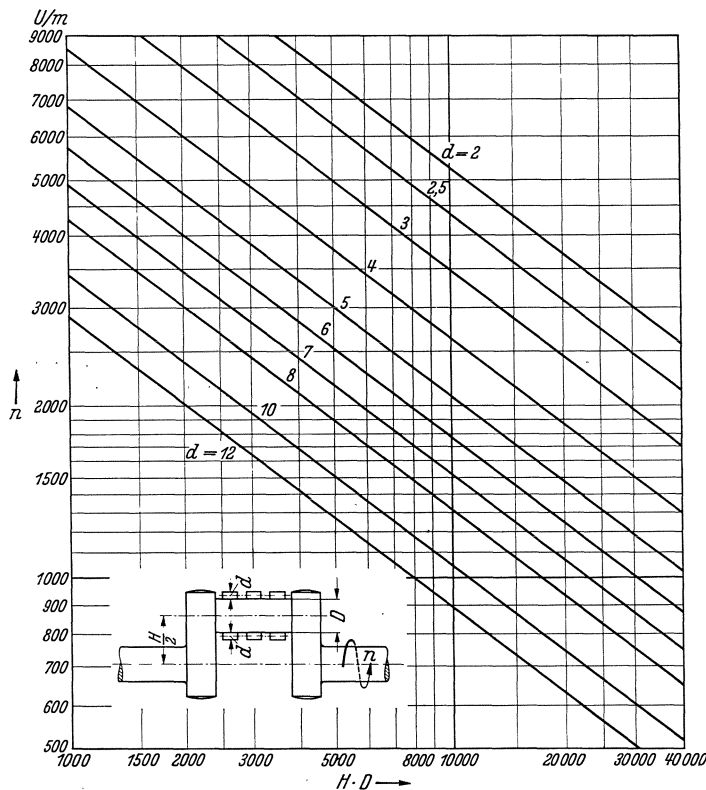
(389a—c) Wirkung der balligen Laufbahn.

Anwendungsgebiete, z. B. Zentrifugen, Achsbuchsen und Bahnmotoren, ist gerade dieser Umstand äußerst wichtig. Der bordfreie Laufring oder der Stützring einerseits und der Führungsring mit Rollen andererseits werden für diese Zwecke austauschbar hergestellt. Dies bedingt jedoch eine größere Lagerlufttoleranz als bei nicht auswechselbaren Teilen. Auf die Austauschbarkeit sollte daher immer verzichtet werden, wenn die Betriebsverhältnisse es zulassen.

Für einige Anwendungsgebiete, z. B. Pleuellager, wird eine Sonderbauart (391) mit mehreren



(390) Schmiegun g am Außenring und Innenring. (391) Zylinderrollenlager mit mehreren Reihen dünner Rollen ohne Käfig.



(392) Rollendicke bei Pleuellagern in Abhängigkeit von Kurbelkreisdurchmesser, Zapfendurchmesser und Drehzahl.

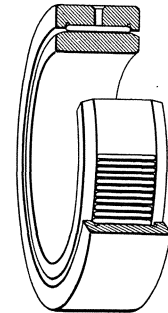
Reihen schmäler, dünner Rollen ohne Käfig geliefert. Wie nicht anders zu erwarten, haben sich diese Lager bei Vergleichsversuchen besser bewährt als Nadellager (393). Die kurzen Rollen gestatten eine gute Führung zwischen den ebenen Seitenflächen der Borde und Leitringe. Ihre Genauigkeit ist ebenso hoch wie bei normalen, dicken Rollen. Ihre gleichmäßige Belastung ist dadurch gegeben, daß die zylindrische Fläche der inneren und äußeren Laufbahn in einem Arbeitsgang geschliffen werden kann. Ihre Reibung ist gering. Sie lassen sich daher nicht nur als Pleuellager, sondern auch für andere Zwecke verwenden, wenn nur eine kleine Bauhöhe zur Verfügung steht. Die gute Führung der Rollen und ihre höhere Genauigkeit gestatten auch eine geringere Lagerluft als Nadellager, was bei gewissen Anwendungsgebieten wichtig sein kann.

Wegen der hohen Beschleunigungskräfte, die bei Pleuellagern auftreten können, ist es notwendig, die Rollendicke in Abhängigkeit von der Drehzahl und dem Produkt aus Hub und Zapfenstärke zu bemessen. Das Diagramm (392) kann als Richtlinie für die Wahl der Rollendicke dienen.

### 3,132 Nadellager.

Bei dieser Lagerart werden im Verhältnis zum Durchmesser sehr lange, dünne, zylindrische Rollen benutzt, die im allgemeinen ohne Käfig direkt auf der Welle und im Gehäuse laufen. Nur in Sonderfällen werden gehärtete Laufringe, wie bei normalen Lagern, angeordnet (393).

Die Führung der Rollen kann nur durch die Laufbahnen selbst erfolgen. Sie bedingen daher eine große Radialluft, aber eine kleine „Teilkreisluft“. Außerdem kann die Genauigkeit dieser Rollen an sich und untereinander wegen ihrer Länge nicht so hoch getrieben werden wie bei kurzen Rollen. Man muß daher mit einem wesentlich höheren Reibwert rechnen als bei Zylinderrollenlagern. Es kann sogar vorkommen, daß einzelne Rollen in der belasteten Zone gleiten, wenn sie kleiner sind als die benachbarten und wegen ihres geringen Abstandes untereinander von den Laufbahnen nicht erfaßt werden. Die radiale Tragfähigkeit ist rechnerisch verhältnismäßig hoch, mit Rücksicht auf die schlechte Führung der Rollen jedoch begrenzt.

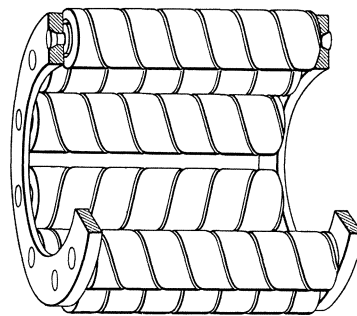


(393) Nadellager.

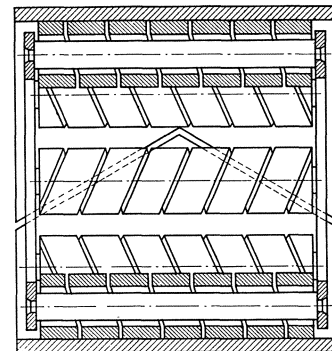
Die Lager eignen sich vor allen Dingen für solche Stellen, wo nur schwingende Bewegung in Betracht kommt, wie z. B. bei Kolbenbolzen und Schwinghebeln. Wegen der geringen Bauhöhe kann die Anwendung auch auf anderen Gebieten zweckmäßig sein, z. B. bei Getrieben, wo normale Lager nicht untergebracht werden können.

### 3,133 Federrollenlager — Rollenkörbe.

Die Federrollenlager (394) kommen meistens mit einer gewalzten und gehärteten äußeren Büchse zur Verwendung (394 b), deren Schlitz in der unbelasteten Zone liegen soll. Die Rollen werden aus einem Band gewickelt, gehärtet und geschliffen. Die Führung erfolgt durch einen Käfig, der aus zwei gehärteten und geschliffenen Seitenscheiben besteht, die durch Bolzen verbunden sind. Die Seitenscheiben müssen gleichzeitig den axialen Schub übertragen.



a

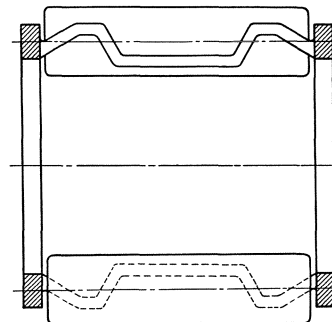


b

(394) Federrollenlager; a Federrollenkorb; b Federrollenkorb mit Büchse.

Diese Lager vertragen keine hohe Drehzahl; sie können daher nur für untergeordnete Zwecke Verwendung finden. Auch das große radiale Spiel begrenzt ihre Verwendungsmöglichkeit. Bei Lagern ohne Innenbüchse ist die Tragfähigkeit von der Härte der Wellenauflfläche abhängig. Sie wurden früher in großem Maße für den amerikanischen Automobilbau verwendet, als noch keine genügend tragfähigen Kugellager und Zylinderrollenlager zur Verfügung standen. Seit etwa 10 Jahren hat ihre Bedeutung auch in USA nachgelassen.

Die sog. Rollenkörbe (395) bestehen aus langen, massiven Rollen mit einem Käfig, dessen Stege oder Bolzen die Führung der Rollen übernehmen. Wegen der oft nicht ausreichenden Genauigkeit, der ungenügenden Rollenführung und den meist nicht gehärteten Laufflächen ist ihre Anwendung beschränkt. Sie dienen, ähnlich wie Federrollenlager, zur Lagerung von Getrieben und Förderwagen.



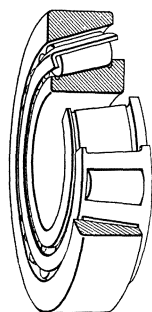
(395) Rollenkorb.



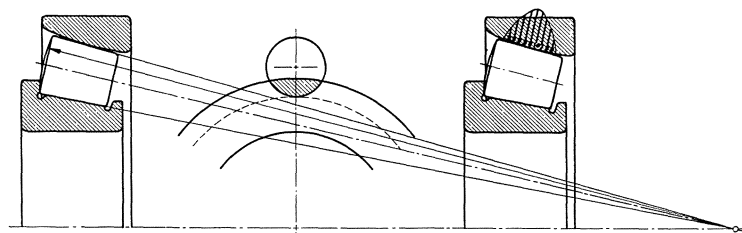
Bei Förderwagen hat man im Anfang mit diesen Lagern große Schwierigkeiten gehabt. Nachdem man aber zu gehärteten und geschliffenen Walzen übergegangen ist und auch besondere Laufbüchsen benutzt, konnte ihre Lebensdauer verlängert werden. Es hat sich jedoch herausgestellt, daß der Verschleiß der Laufflächen immer noch verhältnismäßig groß ist. Man geht daher auch auf diesem Gebiet mehr und mehr zu Präzisionslagern, hauptsächlich Kegelrollenlagern über.

### 3,134 Kegelrollenlager.

Das Kegelrollenlager (396) besteht aus zwei Laufringen, einem Satz stumpfkegeliger Rollen und einem Käfig, der aus starkem Stahlblech in einem Stück gepreßt ist. Die große Seitenfläche der Rollen ist bei der Ausführung (397a) kugelig geschliffen um die Kegelspitze als Mittelpunkt. Die Laufbahn des Außenringes ist schwach ballig ausgebildet (397c), um die gefährlichen Kantenbelastungen

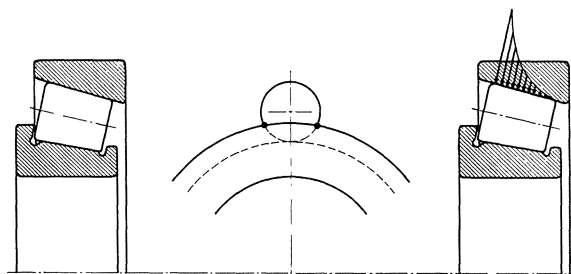


(396) Kegelrollenlager.



(397 a—c) Kegelrollenlager mit Flächenberührung am Bord.

zu vermeiden. Die bessere Schmiegun g am Außenring gestattet diese Ausführung, ohne die theoretische Tragfähigkeit des Lagers zu beeinträchtigen. Praktisch wird die Lebensdauer solcher Lager wesentlich günstiger sein als bei rein kegeliger Ausführung. Die Laufbahn des Innenringes bildet den Mantel eines Kegelstumpfes mit einem Bord auf jeder Seite. Der große Bord in Bild (397a) ist an der innen gelegenen Seitenfläche kugelig geschliffen mit demselben Radius wie die Seitenfläche der Rolle. Die Berührung zwischen Rolle und Bord erfolgt daher in einer Fläche (397b). Die richtige Lage der Rolle zur Laufbahn ist immer gewährleistet, da sie unter der Einwirkung einer geringen Komponente aus den Normaldrücken dauernd an diesen Bord gepreßt wird (s. Abschnitt 3,112 S. 89). Die einwandfreie Führung ist auch dann noch gesichert, wenn ein geringer Verschleiß eingetreten sein sollte. In solchen Fällen kann man das Lager nachstellen und unzulässige Luft zwischen Laufringen und Rollen beseitigen. Der Bord an der kleineren Seitenfläche hat den Zweck, die Rollen auf dem Innenring festzuhalten, solange das Lager nicht eingebaut ist; er kommt mit den Rollen während des Betriebes nicht in Berührung.



(398 a—c) Kegelrollenlager mit Punktberührung am Bord.

Die Bauart (398a) unterscheidet sich von dieser Konstruktion durch die rein kegelige Ausbildung der Laufbahn des Außenringes und durch die Anlage der Rollen am Bord. Da die Rollenendflächen eben, die Bordfläche dagegen kegelig ist, berühren sich beide Flächen nur in zwei Punkten (398b). Dort entsteht eine hohe spezifische Belastung, die zu schnellem Verschleiß führt. Die Linienberührung auch am Außenring (398c) verursacht leicht eine unzulässig hohe Temperatursteigerung, da die unvermeidliche Kantenbelastung in der tragenden Zone, vor allen Dingen bei scharfen Betriebsbedingungen, hohe Schränkkräfte hervorrufen kann.

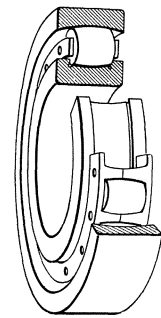
Zur axialen Führung der Welle sind immer zwei Lager notwendig. Bei der Einstellung der Luft der Lagerung muß daher auf den möglichen Temperaturunterschied zwischen

Welle und Gehäuse Rücksicht genommen werden, um eine Verklemmung oder eine zu große Luft zu vermeiden. Es sei denn, daß die Anordnung so getroffen werden kann, daß die mit Sicherheit zu erwartende höhere Erwärmung der Welle eine Luftvergrößerung herbeiführt. In manchen Fällen wird es vorgezogen, statt der veränderlichen Einstellung Zwischenbüchsen oder Ausgleichbleche zu verwenden, um das Lagerspiel von dem Gefühl des Arbeiters unabhängig zu machen. Diese Anordnung bedingt dann aber ein sorgfältiges Zusammenpassen der Abstandshülsen oder -bleche, weil immer mit einer verhältnismäßig großen Toleranz der Gesamtbreite des Lagers gerechnet werden muß. Bei Ersatz auch nur eines Lagers müssen diese Teile nachgearbeitet oder neu zusammengepaßt werden.

Das Kegelrollenlager besitzt nicht nur eine hohe radiale, sondern auch eine große axiale Tragfähigkeit, die oft mit Vorteil ausgenutzt werden kann. Die durch die Bauart bedingte Einstellung der Luft läßt die Anwendung dann zweckmäßig erscheinen, wenn eine möglichst spielfreie Lagerung gewünscht wird, wie z. B. bei Werkzeugmaschinen und Getrieben mit Spiralverzahnung oder wenn gleichzeitig hohe radiale und axiale Belastungen vorkommen, wie bei Rädern von Kraftwagen und Förderwagen.

### 3,135 Pendelrollenlager — Tonnenlager.

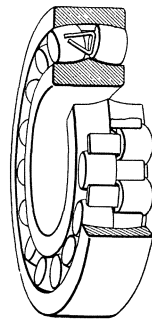
**3,1351 Tonnenlager mit Spielführung, schmal, einreihig.** Bei diesem Lager werden symmetrische, tonnenförmige Rollkörper benutzt, deren Achse parallel liegt zur Hauptachse des Lagers. Die Laufbahn des Außenringes ist kugelig mit dem Lagermittelpunkt als Zentrum. Die Bahn des Innenringes ist gewölbt. Der Halbmesser der Erzeugenden des Rollenmantels ist kleiner als der der Erzeugenden der Laufbahn des Außen- und Innenringes (399). Dadurch wird zwar die Reibung verringert, aber die Schmiegunng ungünstig beeinflusst. Die radiale Tragfähigkeit entspricht ungefähr derjenigen der Zylinderrollenlager mit balligem Außenring. Die Belastbarkeit in axialer Richtung ist äußerst gering. Die Führung der Rollen erfolgt durch Borde wie bei Zylinderrollenlagern (s. Abschnitt 3,112 S. 86). Wegen der Schwenkbarkeit des Innenringes mit Rollen bei gleichzeitiger Drehung desselben ist das Lager, ähnlich wie das Pendelkugellager, für solche Lagerstellen geeignet, wo ein Winkelspiel erforderlich ist.



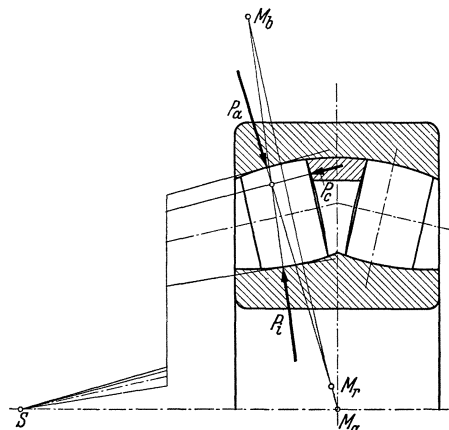
(399) Einreihiges Tonnenlager.

**3,1352 Pendelrollenlager mit Spannführung, schmal, zweireihig.** Der Außenring besitzt eine für beide Rollenreihen gemeinsame hohlkugelige Laufbahn. Die beiden Laufbahnen des Innenringes sind konkav gewölbt, entsprechend der Rollenform; sie sind jedoch nicht durch Borde begrenzt (400). Die Führung der Rollen geschieht vielmehr an den Seitenflächen eines Ringes, der lose in dem Außenring liegt.

Dieses Lager arbeitet im Prinzip wie die breite Ausführung, die im nächsten Abschnitt ausführlich beschrieben ist, insofern als die Normalkräfte am Innenring und Außenring unter einem gewissen Winkel angreifen. Dadurch entsteht eine geringe Komponente, welche die Rollen mit ihrem dicken Ende an die Seitenflächen des Leitrings drückt, Bild (401). Die Seitenflächen der Rollen, ebenso wie die des Ringes, sind kugelig geschliffen, so daß sich eine breite Stützbasis ergibt. Da die Rollen unter einem gewissen Winkel zur Hauptachse liegen, kann diese Lagerart höhere Axialkräfte aufnehmen als



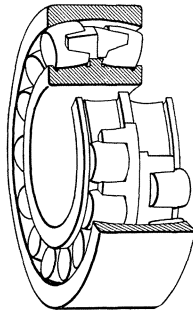
(400) Schmales Pendelrollenlager.



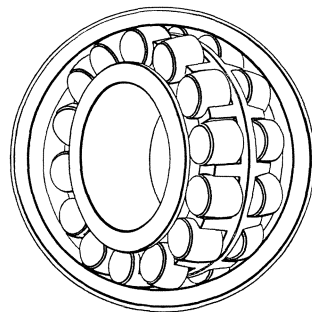
(401) Richtung der Normaldrücke beim schmalen Pendelrollenlager.

das einreihige Tonnenlager. Wegen der hohen radialen Tragfähigkeit und der gleichzeitig zulässigen axialen Beanspruchung ist dieses Lager für solche Stellen geeignet, wo ein Pendelkugellager nicht ausreicht, aber auch kein Platz für die breite Ausführung vorhanden ist.

**3,1353 Pendelrollenlager mit Spannführung, breit, zweireihig.** Das breite Pendelrollenlager besitzt zwei Reihen Rollkörper, die auf einer gemeinsamen, kugeligen Bahn des Außenringes abrollen und dadurch ein leichtes Schwenken ermöglichen, (402) und (403). Der Innenring ist mit zwei konkaven, zur Hauptachse geneigten Laufbahnen versehen, zwischen denen ein zur Führung beider Rollenreihen dienender Bord (Führungsbord) angeordnet ist. Die äußeren Borde haben die Aufgabe, die Rollen beim Zusammensetzen und beim Einbau des Lagers zu halten (Halteborde). Unter Last werden die Rollen gegen den mittleren Bord des Innenringes gepreßt; eine Berührung mit den Außenborden findet nicht statt.



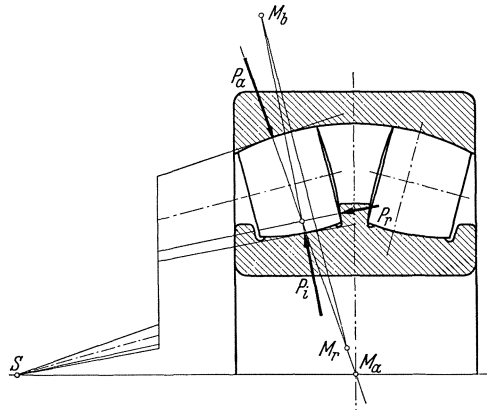
(402) Breites Pendelrollenlager.



(403) Pendelrollenlager, Innenring ausgeschwenkt.

In jedem der beiden Halteborde ist eine Ausfräsung vorhanden, die dazu dient, das Einsetzen der Rollen zu erleichtern. Die tiefste Stelle dieser Ausfräsung liegt bedeutend höher als die Laufbahn, so daß eine Schwächung des Innenringes vermieden ist.

Der Mantel der Rollen besitzt eine kegelbogenförmige Erzeugende. Der größte Durchmesser liegt außerhalb der Mitte der Rollen. Die Form der Rolle ist also nicht symmetrisch, die innere Seitenfläche ist größer als die äußere. Die Rolle erhält dadurch die Gestalt eines Kegelstumpfes mit schwach balligem Mantel. Die beiden Seitenflächen sind kugelförmig geschliffen, wobei der gemeinsame Mittelpunkt der Kugelflächen im Schnittpunkt der Rollenachse und der Lagerachse liegt.



(404) Richtung der Normaldrücke beim breiten Pendelrollenlager.

Die Anlageflächen des Mittelbordes und die den Rollen zugekehrten Flächen der Außenborde sind ebenfalls kugelig ausgebildet mit denselben Radien wie die Rollenseitenflächen und mit gleichem Mittelpunkt. Der Radius für die Erzeugende des Rollenmantels ist gleich dem Krümmungsradius der Laufbahnen des Innenringes; zwischen Rollen und Innenring ist daher Linienberührung vorhanden. Bei dem Außenring besteht dagegen ein geringer Unterschied zwischen dem Halbmesser des Rollenmantels und dem der Laufbahn, so daß hier theoretisch

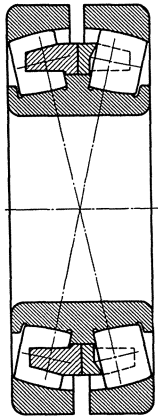
Punktberührung vorliegt, aber mit inniger Schmiegun. Hierdurch wird die Einstellung wesentlich erleichtert und Kantenbelastung vermieden.

Jede Rolle wird durch die Laufringe drei verschiedenen Kräften ausgesetzt: einer Kraft „ $P_a$ “ von der Außenringlaufbahn, einer Kraft „ $P_i$ “ von der Bahn des Innenringes und einer Kraft „ $P_r$ “ von der Seitenfläche des Mittelbordes am Innenring (404). Die Normalkraft „ $P_a$ “ ist nach der Lagermitte „ $M_a$ “ gerichtet und geht gleichzeitig durch den Krümmungsmittelpunkt „ $M_r$ “ der Rollenmantelerzeugenden. Der Angriffspunkt befindet sich im Berührungspunkt der beiden Kreisbogen. Sowohl die Kraft „ $P_a$ “ als auch die Kräfte „ $P_i$ “ und „ $P_r$ “ stellen die Resultierende der Kräfte dar, die in den Berührungsflächen zwischen Rolle und Ringen angreifen. Die Kraft „ $P_r$ “ steht als Normaldruck senkrecht auf der Berührungsfläche zwischen Führungsbord und Rollenseitenfläche und ist nach der Kegelspitze „ $S$ “ gerichtet. Hierdurch wird der Schnitt-

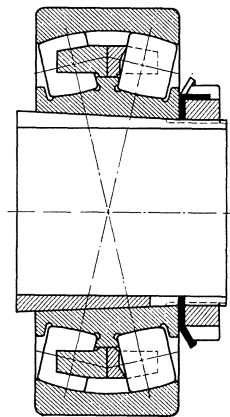
punkt der beiden Kräfte „ $P_a$ “ und „ $P_r$ “ bestimmt, durch den auch die Kraft „ $P_i$ “ gehen muß, um Gleichgewicht herbeizuführen. Die Richtung der Kraft „ $P_i$ “ ist damit durch den Mittelpunkt „ $M_b$ “ der Erzeugenden der Laufbahn des Innenringes und den Schnittpunkt der Kräfte „ $P_a$ “ und „ $P_r$ “ festgelegt.

Das Pendelrollenlager ist ein „geschlossenes“ Lager. Es bedarf daher keiner besonderen Anstellung, wie die Kegelrollenlager. Ein großer Vorteil für den Betrieb und für die genaue Prüfung der Lager ist ihre Zerlegbarkeit. Alle Rollen können einzeln herausgenommen und alle Teile, Außenring, Rollen, Käfig und Innenring, einzeln geprüft werden (s. Abschnitt 6,51).

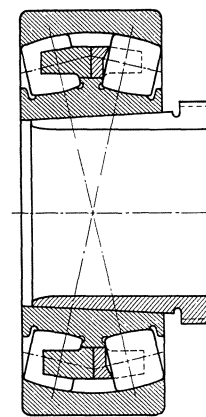
Um eine möglichst große Tragfähigkeit zu erreichen und eine gute Führung der Rollen zu gewährleisten, wurde beim Pendelrollenlager zwischen Innenring und Rolle Linienberührung vorgesehen. Die Punktberührung am Außenring ist, wie aus Bild (390)



(405) Pendelrollenlager mit zweiteiligem Außenring.



(406) Pendelrollenlager mit Spannhülse.



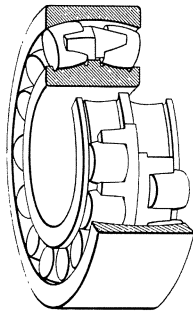
(407) Pendelrollenlager mit Abziehhülse

hervorgeht, zulässig, ohne daß die Tragfähigkeit des Lagers insgesamt beeinträchtigt wird. Durch die Schwenkbarkeit des Lagers werden die beiden Rollenreihen gleichmäßig belastet. Die hohe theoretische Tragfähigkeit ist daher im Gegensatz zu starren Lagern auch praktisch vorhanden.

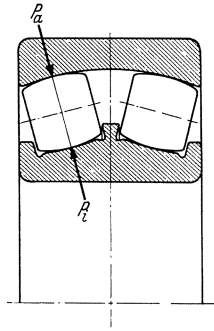
Ein weiterer Vorteil dieser Lagerkonstruktion besteht in der hohen axialen Belastbarkeit nach beiden Richtungen infolge der geneigten Lage der Rollen und der kegeligen Form der Rollkörper. Das Pendelrollenlager wird daher in manchen Fällen nur zur Aufnahme von Drücken in Achsrichtung benutzt. Der aus der Form und Lage der Rollen entstehende Druck „ $P_r$ “ an dem Führungsbord beträgt nur etwa 6% des Normaldruckes „ $P_a$ “, sowohl bei reiner Radialbelastung als auch bei kombinierter Belastung oder reiner Axialbelastung. Eine Abnutzung der Anlageflächen oder eine Beschränkung der Lebensdauer kann hierdurch nicht eintreten. Das Pendelrollenlager ist infolgedessen ganz besonders für schwere und schwerste Betriebsverhältnisse geeignet, da es bei geringer Reibung eine außerordentlich hohe Tragfähigkeit in radialer und axialer Richtung besitzt. Die Betriebssicherheit ist außerdem dadurch gewährleistet, daß Bearbeitungsungenauigkeit der Gehäuse und Einbaufehler durch die Schwenkbarkeit ausgeglichen werden.

Bei einzelnen Maschinen, z. B. Walzwerken, Druckzylindern und Werkzeugmaschinen, ist bei hohen Axialdrücken eine möglichst spielfreie Lagerung in einer oder beiden Richtungen erwünscht. Für diese Zwecke wird das Pendelrollenlager mit zwei symmetrischen Außenringen versehen (405), die gegenseitig mehr oder weniger angestellt werden können, so daß nicht nur eine Lagerung ohne Luft, sondern auch eine gewisse Vorspannung erzielt werden kann. In manchen Fällen ist es zweckmäßig, zwischen den beiden Außenringen eine Scheibe anzuordnen, die dem gewünschten Spiel angepaßt wird. Dann können die Außenringe fest verspannt werden, ohne daß eine Verklemmung möglich ist.

Die breiten Pendelrollenlager werden normalerweise nur in der leichten und mittleren Reihe hergestellt, und zwar von 80 bzw. 40 mm Bohrung aufwärts. Außerdem gibt es aber noch Sonderreihen, hauptsächlich für große Lager, mit geringerer Profilhöhe, die in erster Linie für Walzwerke benötigt werden. Alle Größen werden auch mit kegelförmiger Bohrung hergestellt, um sie für Spannhülsen (406) und Abziehhülsen (407) verwenden zu können. Die hohe radiale und axiale Tragfähigkeit der Pendelrollenlager hat dazu geführt, daß viele neue Anwendungsgebiete erschlossen und ungeeignete Lager vorteilhaft ersetzt werden konnten.



(408) Zweireihiges Tonnenlager.



(409) Richtung der Normaldrücke beim zweireihigen Tonnenlager.

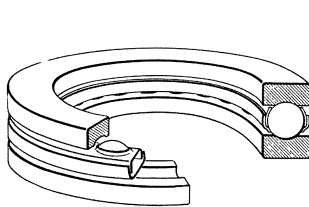
**3,1354 Tonnenlager mit Spielführung, breit, zweireihig.** Bei dem zweireihigen Tonnenlager werden symmetrische, tonnenförmige Rollkörper verwendet, die auf den gewölbten Laufbahnen des Innenringes und einer hohlkugelig geschliffenen Bahn des Außenringes abrollen (408). Die Rollen laufen zwischen den Borden des Innenringes. Die Druckkomponenten am Außenring und Innenring liegen auf einer Geraden.

Es handelt sich also um „Spielführung“ bei schräggestellten Rollen. Um die damit zusammenhängende Reibung nach Möglichkeit herabzusetzen, ist der Radius für die Erzeugende des Rollenmantels kleiner als die Radien für die Erzeugenden der äußeren und inneren Laufbahn (409). Dadurch wird die Schmiegun am Innenring ungünstiger und die Tragfähigkeit geringer als bei dem Pendelrollenlager (402).

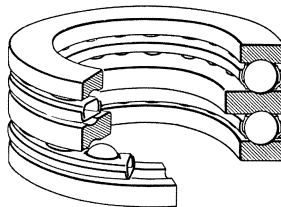
### 3,14 Längskugellager.

#### 3,141 Einseitig und zweiseitig wirkende Längslager.

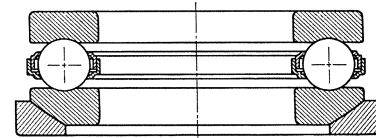
Die Längskugellager werden als einseitig wirkende Lager mit zwei Laufscheiben und als zweiseitig wirkende Lager mit drei Laufscheiben hergestellt (410), (411). Um eine



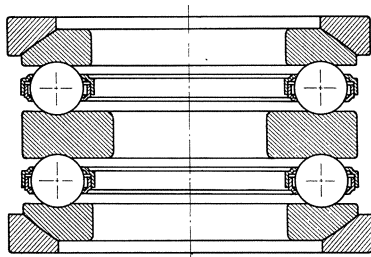
(410) Einseitig wirkendes Längslager mit ebenen Scheiben.



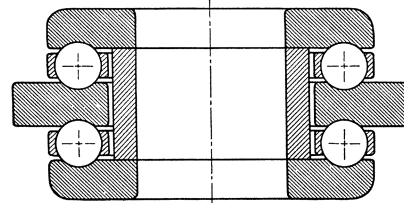
(411) Zweiseitig wirkendes Längslager mit ebenen Scheiben.



(412) Einseitig wirkendes Längslager mit Unterlagscheibe.



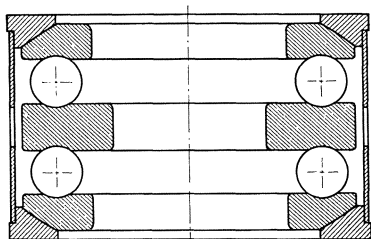
(413) Zweiseitig wirkendes Längslager mit Unterlagscheiben.



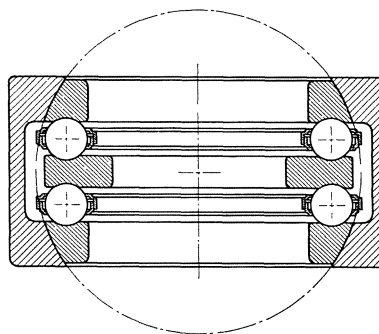
(414) Zweiseitig wirkendes Längslager mit Abstandshülse innen.

Einstellung der stillstehenden Scheiben zu ermöglichen, werden diese auch mit kugelförmiger Auflagefläche versehen und dazu passende Unterlagscheiben mitgeliefert (412), (413). Die Längslager dienen zur Aufnahme von Kräften, die in Achsrichtung wirken.

Nennwerte radiale Belastungen können von diesen Lagern nicht übertragen werden. Um eine Verspannung der Kugeln zu vermeiden, wurden früher auch die Formen (414), (415), (416) empfohlen. Heute gelten diese Bauarten mehr oder weniger als Sonderausführung.



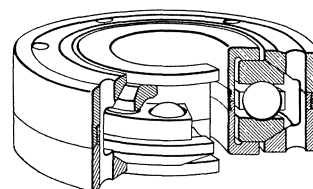
(415) Zweiseitig wirkendes Längslager mit Abstandshülse außen.



(416) Zweiseitig wirkendes Längslager in kugeligem Gehäuse.

### 3,142 Wechsellager.

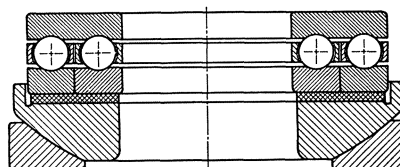
Diese Lager bestehen aus zwei Scheiben und einem Satz Kugeln mit Käfig sowie zwei zusammengehaltenen, äußeren und inneren Büchsen, zwischen denen die Laufscheiben angeordnet sind (417). Das Wechsellager kann infolgedessen nach beiden Richtungen Druck aufnehmen. Voraussetzung ist jedoch, daß die Bauhöhe, über die Scheiben gemessen, geringer ist als der Abstand zwischen den Büchsen. Hierin liegt jedoch eine Gefahr für die Betriebssicherheit, da die Kugeln bei einem Wechsel der Druckrichtung jedesmal entlastet werden. Der Vorteil des Lagers besteht in der geringen Bauhöhe und dem Fortfall der Anstellung.



(417) Wechsellager.

### 3,143 Zweireihige Längslager.

Diese Lager bestehen aus einer mit zwei Laufrillen versehenen Scheibe, die sich mit der Welle dreht und zwei anderen ihr gegenüberliegenden, konzentrisch angeordneten Scheiben mit je einer Laufrille (418). Auch der Käfig besteht aus zwei Teilen. Damit unvermeidliche Bearbeitungsfehler ausgeglichen werden, liegen die stillstehenden Scheiben auf einer nachgiebigen Unterlage z. B. Masonite. Die Lagerart ist für große Belastung und hohe Drehzahl besser geeignet als das einreihige Lager, weil kleinere Kugeln verwendet werden können.

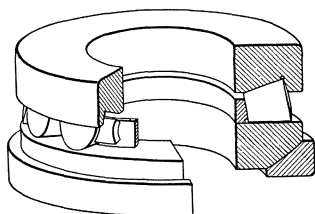


(418) Zweireihiges Längslager.

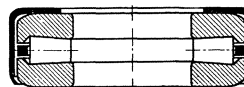
### 3,15 Längsrollenlager.

#### 3,151 Längskegelrollenlager.

Die Laufbahn der feststehenden Scheibe ist eben, die Laufbahn der mit der Welle umlaufenden Scheibe dagegen kegelig (419). Diese Scheibe besitzt gleichzeitig einen Bord mit kugelliger Anlagefläche zur Führung der Rollen an einer ebenfalls



(419) Längskegelrollenlager mit einer ebenen Lauffläche.

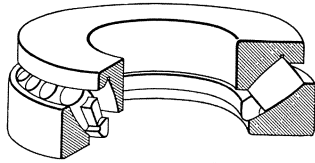


(420) Längskegelrollenlager für Lenkschenkel.

kugelligen Seitenfläche; es werden aber auch Lager mit ebener Seitenfläche und kegelliger Bordfläche geliefert. Die ebene Ausbildung der einen Laufbahn ermöglicht

eine seitliche Versetzung dieser Scheibe gegenüber der anderen, was in Verbindung mit einem Gleitlager äußerst wichtig ist. Als Sonderausführung für Lenkschenkel werden auch Lager entsprechend Bild (420) geliefert. Diese Lager sind mit einer Dichtungskappe versehen.

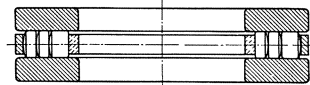
### 3,152 Längspendelrollenlager.



(421) Längspendelrollenlager.

Die beiden Scheiben besitzen gewölbte Laufbahnen, deren Profil sich dem der Rollen anpaßt. Außen stützen sich die Rollen mit Flächenberührung an einem Bord ab, da ihre große Seitenfläche und die Anlagefläche des Bordes nach einem gemeinsamen Radius kugelig geschliffen sind (421). Durch die gewölbte Laufbahn der feststehenden Scheibe ist eine Einstellung möglich. Das Lager ist für hohe Belastung bei geringer Drehzahl geeignet.

### 3,153 Längszylinderrollenlager.



(422) Dreireihiges Längszylinderrollenlager.

Diese Lagerart wird vielfach in USA benutzt, in Europa nur in Sonderfällen. Die Scheiben haben ebene Laufbahnen, zwischen denen eine Reihe oder mehrere Reihen zylindrischer Rollen angeordnet sind, die durch den Käfig geführt werden (422). Trotzdem kein reines Abwälzen möglich ist, sind die Lager bis zu einer gewissen Drehzahl verwendbar.

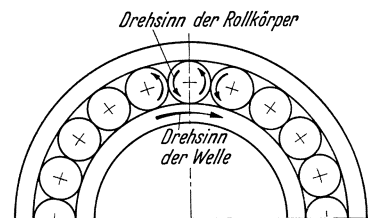
## 3,16 Halter für Rollkörper.

### 3,161 Aufgaben der Halter.

Ein Halter für Kugeln oder Rollen soll folgende Aufgaben einzeln oder gleichzeitig erfüllen:

- die Rollkörper auf einer Laufbahn festhalten,
- die Berührung der Rollkörper untereinander verhindern,
- die Rollkörper in dem Halter festhalten,
- die Führung der Rollen übernehmen, wenn keine anderen Mittel vorhanden sind,
- das Geräusch dämpfen.

Der primitive Zweck eines Halters besteht darin, die Rollkörper auf der Laufbahn festzuhalten, um den Einbau des Lagers zu ermöglichen oder zu erleichtern. Derartige Anordnungen wurden früher häufig vorgeschlagen, wie aus der Patentliteratur hervorgeht. Heute kommt diese Konstruktion nur noch bei Nadellagern vor, bei denen kein Käfig untergebracht werden kann.



(423) Gleiten der Rollkörper bei Lagern ohne Abstandshalter.

Die wichtigste Aufgabe ist aber die, eine Berührung der Rollkörper untereinander zu verhindern. Infolge des spannungslosen Zustandes in der unbelasteten Zone eines Querlagers würden die Rollkörper aufeinander stoßen und so in die belastete Zone eintreten. Dort werden sie, wegen der unvermeidlichen Größenunterschiede und wegen der Abweichungen der Laufbahnen von der voll-

kommenen Rundheit mit einer gewissen, unter Umständen großen Belastung aneinander gedrückt. Die Berührung erfolgt mit hoher relativer Gleitgeschwindigkeit, da die Bewegung der Rollkörper an der Berührungsstelle in entgegengesetzter Richtung (423), also mit der doppelten Umfangsgeschwindigkeit erfolgt. Bei Querlagern mit Luft liegen die Verhältnisse günstiger als bei Lagern ohne Luft oder axial belasteten Lagern, weil in der unbelasteten Zone immer wieder ein Ausgleich stattfinden kann. Man hat daher im Anfang versucht, auch bei Längslagern, bei denen die Rollkörper immer unter Spannung laufen, richtigen Einbau vorausgesetzt, durch eine örtliche Vertiefung eine zeitweilige Entlastung herbeizuführen. Auch bei nur radial belasteten Lagern ist in den

meisten Fällen kein einwandfreier Betrieb zu ermöglichen, da durch die gegenseitige Reibung entweder ein Anschmieren (Fressen) oder ein Verschleiß herbeigeführt wird.

Bei allen modernen Rollenlagern, mit Ausnahme einiger Lagerarten mit ganz dünnen Rollen (391) und (393), werden daher in den meisten Fällen Abstandshalter benutzt, um eine Berührung der Rollkörper zu verhindern.

Ein Vertauschen der Rollkörper verschiedener Lager ist im allgemeinen nicht zulässig, da ihre Größe stark voneinander abweichen kann. Nur die Rollkörper eines Lagers sind unter sich fast genau gleich groß. Aus diesem Grunde ist man bestrebt, die Rollkörper von dem Abstandshalter und den Laufbahnen oder von einem Käfig allein so zu umschließen, daß ein Herausfallen vermieden wird. Bei Speziallagern, die nur in einzelnen Stücken verwendet werden, wie z. B. Längsrollenlagern, kann auf das Festhalten der Rollkörper im Halter oder auf der Laufbahn verzichtet werden.

In der unbelasteten Zone werden die Rollen von dem Käfig geschoben. Sie nehmen also dort die Lage ein, die der Form der Rollen und Taschen entspricht. In der belasteten Zone werden die Rollen von den Laufbahnen gefaßt und schieben den Käfig vor sich her. Bei Eintritt in die belastete Zone wechselt also die Anlage der Rollen von dem einen Steg zum anderen. Bei Zylinderrollenlagern kann der Käfig zur Führung der Rollen beitragen, wenn die Taschen möglichst genau zylindrisch sind und parallel zur Hauptachse liegen. Die Rollen werden dann in ausgerichteter Lage in die belastete Zone geschoben. Bei Lagern mit tonnenförmigen, geneigten Rollen und Spielführung wird der Käfig dagegen eher im ungünstigen Sinne wirken. Bei Spannführung und genügend großer Stützbasis übernimmt der Bord in der belasteten Zone die Führung. Es ist anzunehmen, daß die Schrägkräfte in der belasteten Zone im allgemeinen größer sind, als der vom Käfig der Schiefstellung entgegenwirkende Druck. Die ausschließliche Führung der Rollen durch den Käfig kann daher nur in ungenügender Weise erreicht werden, zumal sie in dem Halter, allein schon mit Rücksicht auf die Bearbeitungstoleranz, eine gewisse Luft benötigen, um Klemmungen zu vermeiden. Diese ist aber im allgemeinen zu groß, um eine Schiefstellung der Rollen genügend zu begrenzen. Selbst wenn die Luft äußerst gering bemessen würde, muß damit gerechnet werden, daß die Führung der Rollen im Laufe der Zeit durch den unvermeidlichen Verschleiß nicht mehr in zuverlässiger Weise erfolgen kann.

Die schmalen und außerdem fast scharfkantig unterbrochenen Seitenflächen der Federrollen sind für die axiale Führung ungünstig. Deshalb wird den zu diesem Zweck gehärteten und geschliffenen Seitenscheiben diese Aufgabe übertragen. In einigen Fällen hat man die Halter auch für die Aufnahme von hohen, von außen her wirkenden Axialkräften benutzen wollen. Dieser Aufgabe sind die Halter, wenn nicht ganz besondere Konstruktionen entwickelt werden, nicht gewachsen.

Schon bei den von der DWF im Anfang dieses Jahrhunderts angestellten Versuchen wurde festgestellt, daß vollkugelige Lager ein starkes Geräusch verursachen, weil die aus der belasteten Zone herausgeschleuderten Kugeln auf solche treffen, deren Geschwindigkeit sich vermindert hat. Dies war ein Grund mit für die Einführung der Abstandshalter. Bei vollrolligen Zylinderrollenlagern ist die Geräuschbildung aber gering, wenn die Luft in normalen Grenzen liegt.

### **3,162 Zulässige Drehzahl in Abhängigkeit von Form und Werkstoff.**

Allmählich haben sich für die meisten Lagerarten Standardbauarten herausgebildet, die durch jahrelange praktische Erfahrungen den Nachweis ihrer Betriebssicherheit und Dauerhaftigkeit, auch für stark schwankende Betriebsverhältnisse, erbracht haben. Es erübrigt sich daher, hier näher auf die Forderungen einzugehen, die von den Käfigen unter normalen Bedingungen erfüllt werden müssen. Wichtiger ist es, die Grenze der Verwendungsfähigkeit kennenzulernen.

Kugellager, Kegelrollenlager und Zylinderrollenlager, die in großen Serien hergestellt werden können, erhalten gewöhnlich aus Blech gestanzte und gepreßte Käfige, die jedoch bei allen Lagerarten verschieden ausgebildet sind. Von einer gewissen



Größe ab werden auch die normalen Lager mit Käfigen versehen, die aus einem vollen oder gepreßten Stück durch Bohren oder Fräsen hergestellt sind.

Die heute auf dem Markt befindlichen, gestanzten Käfige lassen sich ohne Bedenken für die weitaus meisten Betriebsverhältnisse verwenden. Entscheidend für die Anordnung eines gebohrten Käfigs ist in erster Linie die Drehzahl oder Beschleunigung. Als Anhalt kann das Produkt aus Drehzahl und Bohrung mit  $n \cdot d = 300\,000$  zugrunde gelegt werden, d. h. also ein Lager mit 100 mm Bohrung erfordert erst über 3000 U/min einen gebohrten Käfig. Dabei ist aber zu berücksichtigen, daß das Verhalten der Blechkäfige bei hohen Drehzahlen verschieden ist, je nach ihrer Bauart. Eine sehr große Rolle spielt auch die Schmierung.

Die im allgemeinen bessere Bewährung der massiven Käfige hängt in erster Linie mit ihrem genaueren Rundlauf zusammen, da sie allseitig bearbeitet sind. Sehr günstig verhalten sich bei hoher Drehzahl Käfige aus einer Aluminiumlegierung oder aus Spezialbronze. Der gebohrte Käfig aus Preßmessing, Bronze oder Eisen ist auch dort angebracht, wo während des Betriebes dauernd mit einer Änderung der Druckrichtung oder mit Stößen und starken Erschütterungen zu rechnen ist, also z. B. bei Pleuellagern, Stelzenköpfen von Sägegattern, Schwingsieben und Hartzerkleinerungsmaschinen. Aber selbst für Achsbüchsen von Schienenfahrzeugen lassen sich noch gestanzte Blechkäfige verwenden, obwohl während der Fahrt dauernd starke radiale und axiale Stöße zur Wirkung kommen.

Für Drehzahlen und Lagergrößen, bei denen das Produkt  $n \cdot d$  den Wert 500 000 überschreitet, sollten wegen der besseren Zentrierung sog. geführte Käfige verwendet werden, bei denen das radiale Spiel der Rollkörper in den Taschen größer ist als die Luft zwischen der Käfigbohrung oder dem Mantel und den Schultern oder Borden der Laufringe. Das letztere wird dann so bemessen, daß sich eine Art Laufsitz ergibt. Die geführten Käfige werden wegen der besseren Gleiteigenschaften ausschließlich aus Preßmessing oder Bronze hergestellt.

Seit einigen Jahren verwendet man für sehr hohe Drehzahlen, vor allem bei kleinen Lagern, vielfach Käfige aus Kunstharz, das mit Faserstoffen gemischt ist. Diese Käfige besitzen ein geringes Gewicht und können allseitig bearbeitet werden. Außerdem saugen sie Öl auf und ergeben dadurch gute Gleiteigenschaften. Leider ist das Material unbeständig und je nach der Faserlage verschieden in seiner Festigkeit. Auch die Herstellung ist schwierig, wenn der Käfig aus mehreren Teilen zusammengesetzt werden muß. Da der Dehnungsfaktor höher ist als der von Stahl und nachträglich leicht ein Verziehen des fertigen Käfigs eintritt, ist eine Führung desselben auf den Schultern oder Borden der Laufringe nicht möglich. Bei Betriebstemperaturen über 100° wird das Material brüchig. Örtliche, hohe Temperaturen in den Käfigtaschen führen zum Verkohlen. Die Anwendung dieses Werkstoffes kann daher nur von Fall zu Fall empfohlen werden.

Kombinierte Belastung ruft bei Querlagern erhöhte Käfigbeanspruchung hervor, weil sich die Kugeln auf verschiedenen Rollkreisen bewegen und daher dauernd beschleunigt und verzögert werden. Bei Schräglagern liegt dieser Zustand dauernd vor. Bei Querlagern, die ständig reinen Axialdrücken ausgesetzt sind, bei denen also alle Rollkörper dauernd belastet sind, kann kein Ausgleich ihrer Geschwindigkeit erfolgen. Infolgedessen wird der Käfig höher beansprucht als bei radialer Last mit zeitweiser Entlastung in der unbelasteten Zone. Es empfiehlt sich, für solche Zwecke Lager mit gebohrten Käfigen zu verwenden. Bei Längslagern ist dieser Zustand dauernd vorhanden. Die Käfigstege dieser Lager sind jedoch im allgemeinen bedeutend stärker, so daß aus dem Vollen gearbeitete Käfige aus diesem Grunde nicht erforderlich sind. Statt dessen spielt aber die Drehzahl eine große Rolle, da die Zentrifugalkräfte von dem Käfig aufzunehmen sind, wenn die Taschen radial nicht genügend Luft besitzen. Die gleiche Käfigbeanspruchung auch bei reichlichem Spiel kann dann eintreten, wenn eine Kugelreihe zeitweise entlastet ist oder wenn die Scheiben nicht parallel liegen, so daß ein Teil der Kugeln unbelastet ist. Diese drücken dann mit der ihnen aus der Umfangsgeschwindigkeit eigenen Zentrifugalkraft auf den Käfig.

Die wichtigste Voraussetzung für die Haltbarkeit der Käfige, vor allen Dingen bei hohen Drehzahlen, ist, abgesehen von zweckmäßiger Konstruktion, zähem, fehlerfreiem Werkstoff und sorgfältiger Herstellung (möglichst keine Risse und genauer Rundlauf), die einwandfreie Schmierung. Bei ungenügender Schmierung oder verschmutztem Schmiermittel verschleißt der Käfig außerordentlich schnell. Er verliert dann seine Zentrierung auf den Rollkörpern, sackt durch und führt zu einem Bruch oder einer Blockierung des Lagers. Je höher die Drehzahl, um so schwieriger ist es, für eine genügende Schmierung der Käfigtaschen zu sorgen. Deshalb zeigt sich oft schon nach einer kurzen Laufzeit Fressen oder Verschleiß mit anschließendem Bruch. In solchen Fällen ist es daher meistens ratsamer, die Schmierung durch eingehende Versuche zu verbessern, statt sofort zu einer anderen Käfigart überzugehen. Bei günstigster Schmierung, geeignetem Werkstoff und guter Bearbeitung ist es möglich, ein  $n \cdot d$  von 800 000—900 000 zu erreichen.

### 3,163 Halter für neuzeitliche Lagerarten.

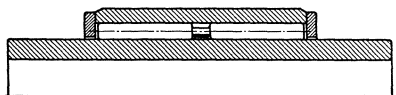
**3,1631 Einteilung der Halter.** Je nach der Erfüllung der einzelnen Aufgaben muß man unterscheiden:

- einfache Ringe oder Scheiben*, die die Rollkörper auf der Laufbahn festhalten,
- Abstandshalter, lose Zwischenstücke, Kugeln oder Rollen*, die eine Berührung der tragenden Rollkörper verhindern, sie also in Abstand halten,
- Verteiler*, aus einem Stück, die die Rollkörper nicht auf der Laufbahn festhalten, sondern nur in Abstand halten oder verteilen,
- Käfige oder Körbe*, welche die Rollkörper selbst oder in Verbindung mit einem Lauf-ring in ihrer Bewegung begrenzen und ihre Berührung verhindern.

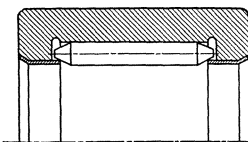
Die Bauart der Käfige ist verschieden und abhängig von der Lagerart. Nach dem Herstellungsverfahren kann man unterscheiden zwischen:

- Käfigen, die aus Draht geflochten sind,
- Käfigen, die aus *einem* Blechstück gestanzt und gepreßt sind,
- Käfigen, die aus *mehreren* aus Blech gestanzten und gepreßten, zum Schluß in irgendeiner Weise verbundenen Teilen bestehen,
- Käfigen, die aus Bolzen und Seitenscheiben bestehen,
- Käfigen, die aus *mehreren* aus dem Vollen durch Drehen, Bohren oder Fräsen hergestellten Teilen bestehen, die aber zum Schluß miteinander in irgendeiner Weise verbunden werden und
- Käfigen, die aus *einem* vollen oder vorgepreßten Stück gedreht, gebohrt oder gefräst werden.

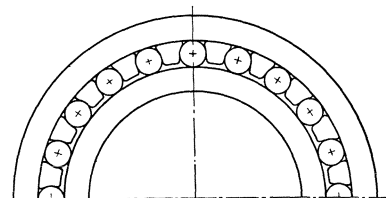
**3,1632 Halter für Sonderlager.** Auch bei modernen Wälzlagern kommen alle Arten von Haltern vor. Bei Lagern mit langen, dünnen Rollen, die ohne Käfig verwendet werden,



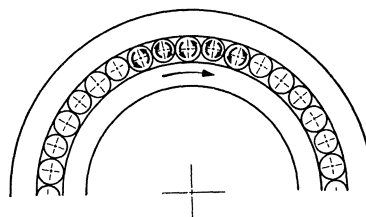
(424) Geschlitzter, federnder Halter für lange Rollen.



(425) Blechhülse als Halter für lange Rollen.



(426) Lager mit Zwischenstücken.



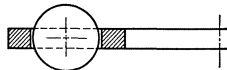
(427) Lager mit Trennrollen.

ist der Ein- und Ausbau erschwert, weil die Rollen leicht durcheinanderfallen. Man benutzt daher federnde Ringe oder Blechhülsen, um die Rollen auf der Laufbahn

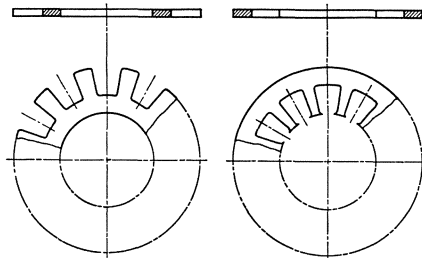
festzuhalten (424) und (425). Für derartige Lager werden als Abstandshalter auch einzelne Zwischenstücke empfohlen (426). Trennrollen, wie sie früher oft vorgeschlagen wurden, sind in Bild (427) dargestellt. Bei dieser Anordnung entsteht theoretisch keine Gleitung zwischen den Rollen, da sie sich in gleichem Sinne drehen. Nur an dem Laufring müssen die Trennrollen immer gleiten. Die moderne Bauart eines Kugellagers mit Zwischen- oder Trennkugeln zeigt Bild (428). Verteiler sind auch heute noch in Spezialfällen üblich. In Bild (429) ist ein aus Blech gestanzter Verteiler für Längslager wiedergegeben. Für kleine Längskegelrollenlager, die in großen Mengen hergestellt werden, benutzt man gestanzte Verteiler entsprechend (430) und für große Lager aus vollen Stücken gedrehte und gebohrte Abstandshalter (431). Auch bei Schrägkugellagern, die für untergeordnete Zwecke benutzt werden, findet man noch Verteiler (432). Der Abstandshalter für ein ganz großes Lager Bild (433) besteht aus einzelnen Gliedern.



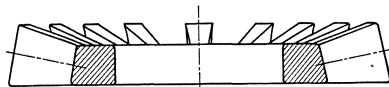
(428) Lager mit Trennkugeln.



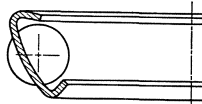
(429) Gestanzter Verteiler für Längskugellager.



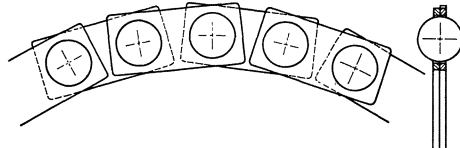
(430) Gestanzter Verteiler für Längskegelrollenlager.



(431) Massiver Verteiler für Längskegelrollenlager.

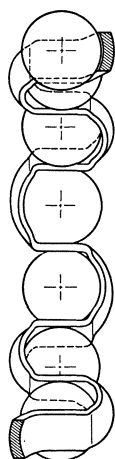


(432) Verteiler für Schrägkugellager.



(433) Verteiler aus einzelnen Gliedern für ganz große Längskugellager.

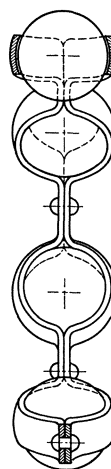
**3,1633 Käfige für Rillenkugellager mit Einfüllöffnung und Radiallager.** Die Bilder (434) und (435) zeigen die heute gebräuchlichen Käfige für Rillenkugellager mit Einfüllöffnung.



(434) Käfig für Rillenkugellager mit Einfüllöffnung, Wellenkorb.



(435) Käfig für Rillenkugellager mit Einfüllöffnung.



(436) Käfig für Radiallager.



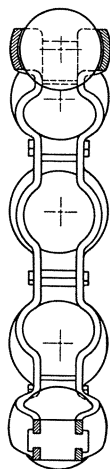
(437) Käfig für Radiallager.

Der Käfig nach Bild (434) läuft unter dem Namen „Wellenkorb“ oder „Wellenkäfig“. Er wird aus einer Scheibe gezogen, wobei Kugeln als Matrizen dienen. Die dabei entstehenden Seitenwände umschließen die Kugeln soweit, daß dieselben nach dem Einschnappen nicht

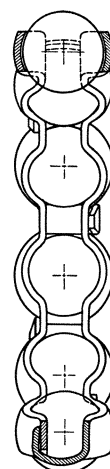
wieder herausfallen können. Bei der Montage des Lagers werden die Kugeln zuerst auf der einen Seite eingelegt und dann die andere Seite gefüllt. Dieser einteilige Käfig, der immer eine gerade Kugelanzahl bedingt, hat sich auch für hohe Drehzahlen gut bewährt.

Für Radiax- oder Hochschulterlager finden Käfige nach Bild (436) bis (440) Verwendung. Der Käfig nach Bild (436) besteht aus zwei gleichen Blechscheiben mit Dellen für die Kugeln. Zwischen den Kugeln berühren sich die Stege und werden hier vernietet. Bei ganz kleinen Lagern ist kein genügender Platz zum Vernieten vorhanden. Deshalb werden die Scheiben abwechselnd mit Lappen versehen, die nach dem Einlegen der beiden Hälften umgebogen werden (437). Amerikanische Firmen verwenden einen Käfig nach Bild (438); die beiden symmetrischen Hälften werden durch Zwischenstege, die gleichzeitig als Distanzstücke und zum Vernieten dienen, miteinander verbunden. Eine andere Bauart zeigt Bild (439). Die beiden Hälften werden durch Lappen, die abwechselnd auf der einen und anderen Scheibe sitzen, zu einem Stück vereinigt.

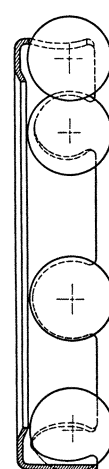
Für kleine Radiaxlager wird heute mit Erfolg ein sog. Schnappkäfig (440) verwendet. Der Käfig hat zwecks Versteifung ein winkelförmiges Profil. Die waagerechten Stege umfassen die Kugeln so weit, daß ein Herausfallen verhindert wird. Um dauernde Verformung und Verschleiß zu vermeiden, ist der Käfig gehärtet. Da die eine Seite offen ist, läßt sich ein solches Lager im Gegensatz zu anderen Bauarten leicht reinigen und schmieren. Es können sich auch keine Späne bilden, wie bei dem Käfig nach Bild (436), der zum Schluß vernietet werden muß.



(438) Käfig für Radiaxlager.

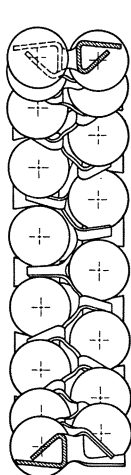


(439) Käfig für Radiaxlager.

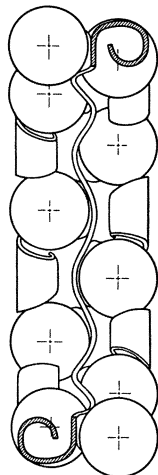


(440) Schnappkäfig für Radiaxlager.

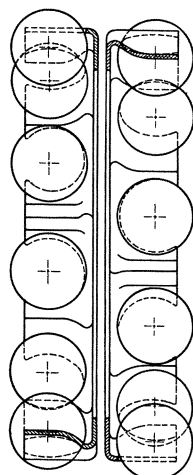
**3,1634 Käfige für Pendelkugellager und Schulterkugellager.** Der Käfig nach Bild (441) besteht aus einem Stück für beide Kugelreihen. Aus einem Blechring gestanzte



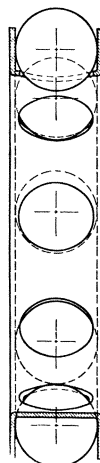
(441) Käfig für Pendelkugellager.



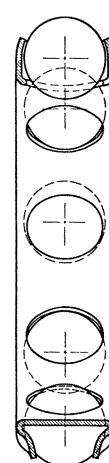
(442) Käfig für kleine Pendelkugellager.



(443) Käfig für breite Pendelkugellager.



(444) Käfig für Schulterkugellager.

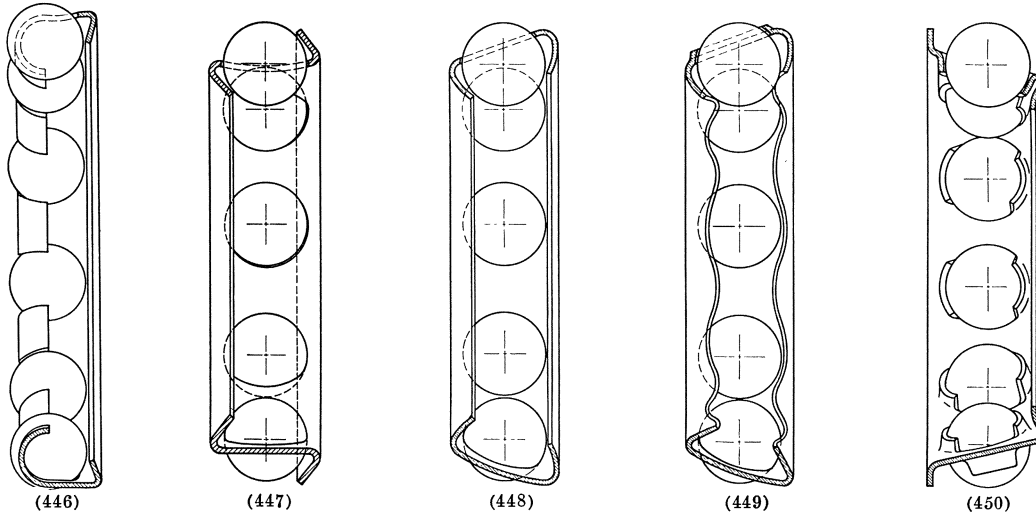


(445) Käfig für Schulterkugellager.

und in bestimmter Form gebogene Lappen dienen als Stege. Sie umfassen die Kugeln teilweise. Bei ganz kleinen Lagern ist die Sicherung gegen Herausfallen bei einem Käfig entsprechend Bild (442) größer. Für breite Pendelkugellager kommt ein Käfig entsprechend Bild (443) für jede Kugelreihe zur Verwendung. Auch diese Form wird aus einer Blechscheibe gestanzt und gezogen. In allen Fällen können die Kugeln von der Seite eingefüllt werden.

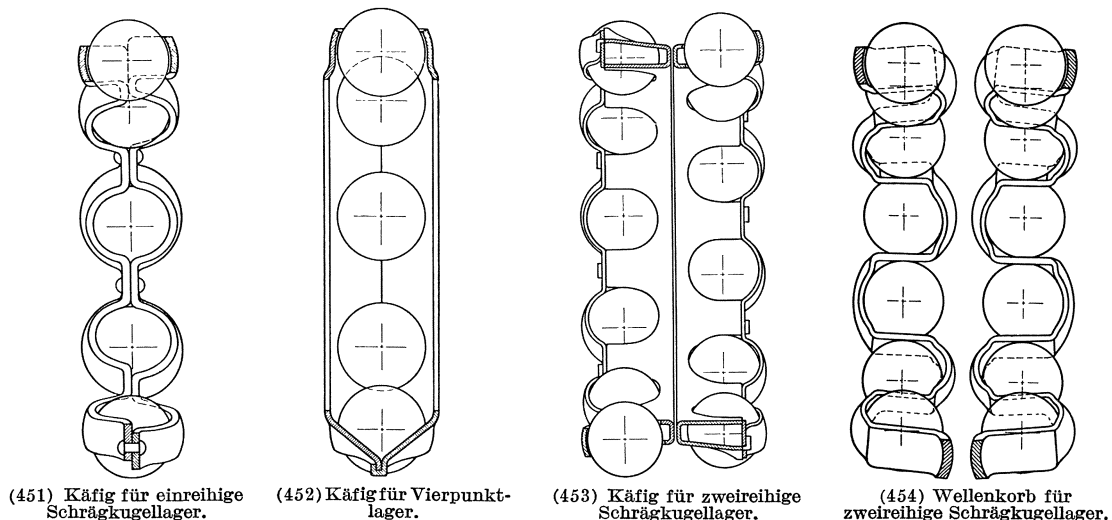
Die gebräuchlichsten Käfige für Schulterkugellager sind in den Bildern (444) und (445) dargestellt. Den bekannten U-Käfig mit Polführung der Kugeln zeigt Bild (444). Da es sich um „offene“ Lager handelt, bietet das Einfüllen der Kugeln keine Schwierigkeit. Die günstige Käfigbauart hat dazu beigetragen, daß die Schulterlager in so außerordentlich großer Stückzahl für hochoberer Apparate verwendet wurden. Um den Käfig noch mehr zu versteifen, wurden später die Seitenwände zwischen den Kugeln etwas eingezogen, entsprechend Bild (445).

**3.1635 Käfige für Schrägkugellager.** Bei einreihigen Schräglagern müssen die Kugeln ohne Laufring im Käfig festgehalten werden. Man benutzt daher vorwiegend einteilige,



(446–450) Käfige für einreihige Schrägkugellager.

gestanzte Käfige. Die gebräuchlichsten Formen sind in den Bildern (446)–(450) wiedergegeben. Es hat sich gezeigt, daß die Bauart nach Bild (448) für gewisse Anwendungsgebiete nicht genügt. Aus diesem Grunde wurden in Bild (449) die Taschenränder



(451) Käfig für einreihige Schrägkugellager.

(452) Käfig für Vierpunktlager.

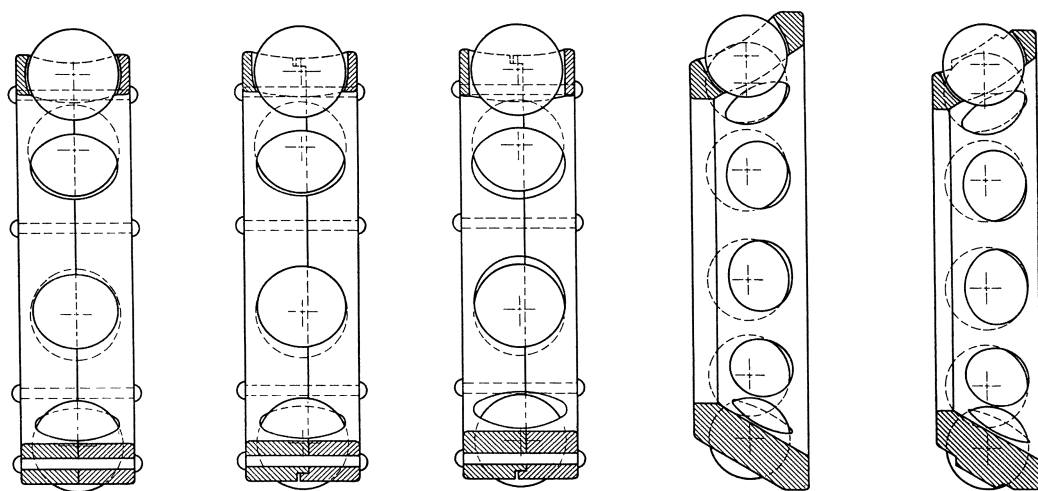
(453) Käfig für zweireihige Schrägkugellager.

(454) Wellenkorb für zweireihige Schrägkugellager.

umgebördelt, und die Seitenwände wellenförmig gepreßt. Dadurch wird die Kugel besser umfaßt und die Steifheit wesentlich erhöht. Durch diese Änderung konnten die früheren Beanstandungen restlos beseitigt werden. Die Bauart nach Bild (450) dürfte sich ähnlich gut verhalten. Unzweckmäßig ist aber die Konstruktion nach Bild (451). Die beiden versetzten und vernieteten Hälften sind ungünstig und beeinträchtigen die Kugelzahl. Der Käfig (452) wird bei Vierpunktlagern benutzt.

Für zweireihige Schräglager war die Käfigfrage viele Jahre hindurch ein Problem. Allein mit Rücksicht auf den Zusammenbau sah man sich bis vor wenigen Jahren gezwungen, den Außenring oder den Innenring zu teilen, da kein zuverlässiger Käfig zur Verfügung stand, der ein nachträgliches Einfüllen der Kugeln gestattete. Man benutzte daher fast ausschließlich gebohrte Käfige für jede Kugelreihe. Neuerdings sind aber mehrere gestanzte Bauarten auf dem Markt, die einteilige Laufringe zulassen. Bild (453) zeigt eine Konstruktion, die in USA benutzt wird. Der Käfig für jede Kugelreihe besteht aus zwei Teilen, die nach dem Einfüllen der Kugeln durch Umbiegen eines Lappens verbunden werden. Einfacher sind die Bauarten nach Bild (440) und (454). Im ersteren Falle handelt es sich um einen Schnappkäfig, bei dem letzteren Bild um einen schräg gepreßten „Wellenkorb“.

**3.1636 Gebohrte Käfige für Querkugellager.** Die beschriebenen Blechkäfige kommen nur für solche Lager in Betracht, die in großen Mengen hergestellt werden können, da



(455) Massivkäfig mit Taschenführung für Querkugellager.

(456) Massivkäfig mit Taschenführung für Querkugellager.

(457) Massivkäfig mit Schulterführung für Querkugellager.

(458) Massivkäfig für Schrägkugellager mit Taschenführung.

(459) Massivkäfig für Schrägkugellager mit Taschenführung.

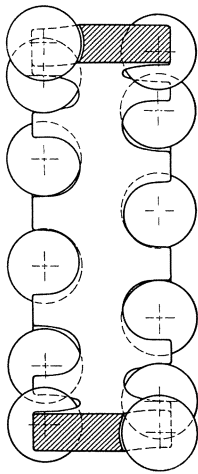
sich sonst die Anfertigung der teuren Käfigwerkzeuge nicht lohnt. Von einer gewissen Lagergröße ab, ebenso wie für die weitaus meisten Sonderlager, wird der Käfig aus einem vollen oder vorgepreßten Ring durch Drehen, Bohren oder Fräsen hergestellt.

Die Bilder (455), (456) und (457) zeigen drei verschiedene Ausführungsformen für Rillenkugellager, die insofern ähnlich sind, als die beiden Hälften nach dem Einfüllen der Kugeln vernietet werden. In Bild (455) sind die Taschen von der Seite her gefräst mit einem kugelförmigen Boden, so daß der Käfig im geschlossenen Zustand auf den Kugeln hängt, ähnlich wie in Bild (456), nur daß hier die Taschen bei zusammengepreßten Hälften von außen gebohrt werden. Das Loch verjüngt sich nach innen, so daß der Käfig nicht beliebig weit durchhängen kann. Bild (457) zeigt eine Ausführung mit zylindrischen, radial von außen gebohrten Taschen. Der Käfig liegt dann auf den Schultern des Innen- oder Außenringes, je nach der Bemessung der Bohrung oder des Mantels.

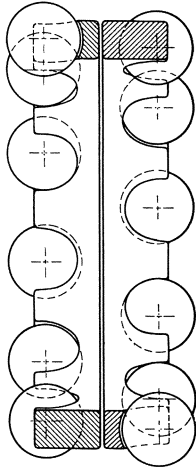
Auch für Schräglager werden gebohrte Käfige verwendet, wenn keine gestanzten Blechkäfige zur Verfügung stehen Bild (458). Um die Kugeln nach beiden Richtungen festzuhalten, sind bei dem Käfig nach Bild (459) kleine Stege vorgesehen, die nach dem Einfüllen der Kugeln etwas umgelegt werden.

Für zweireihige Querlager verwendet man entweder einteilige Käfige entsprechend Bild (460), bei welchem die Taschen von der Seite gefräst werden, oder je eine

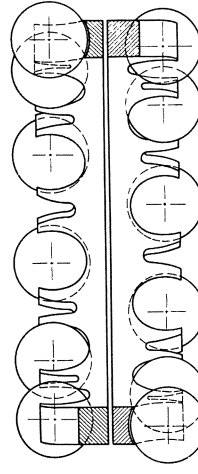
Käfighälfte für jede Reihe entsprechend Bild (461) mit seitlich offenen Taschen, die bei dem Bild (462) mit Aussparungen zwischen den Taschen versehen sind, damit



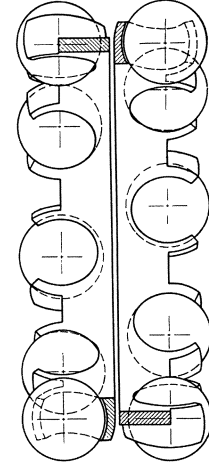
(460) Finteiliger Massivkäfig für zweireihige Rillenkugellager.



(461) Zweiteiliger Massivkäfig für zweireihige Rillenkugellager.



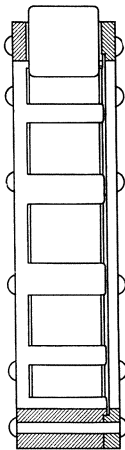
(462) Zweiteiliger Massivkäfig für zweireihige Rillenkugellager.



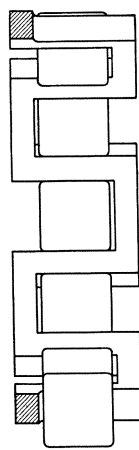
(463) Zweiteiliger gepreßter Käfig für zweireihige Schrägkugellager.

Lappen umgebogen werden können, die die Kugeln teilweise umfassen. Bild (463) zeigt einen ähnlichen, aber gepreßten Käfig für zweireihige Schräglager.

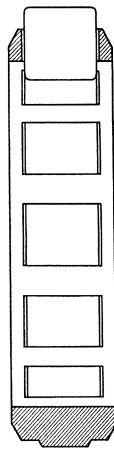
**3,1637 Käfige für Querrollenlager.** Während für Querkugellager schon seit vielen Jahren überwiegend gestanzte Blechkäfige Verwendung finden, benutzt man bei Zylinderrollenlagern bisher fast ausschließlich gebohrte oder gefräste Käfige. Am bekanntesten



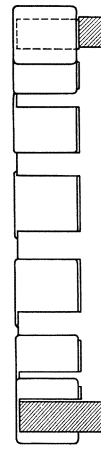
(464) Kammkäfig mit Deckscheibe für Zylinderrollenlager.



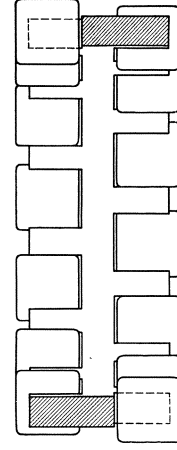
(465) Mäanderkäfig für Zylinderrollenlager.



(466) Fensterkäfig für Zylinderrollenlager.



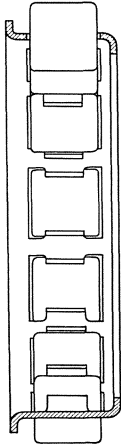
(467) Kammstück ohne Deckscheibe für Zylinderrollenlager.



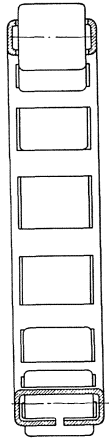
(468) Kammstück ohne Deckscheiben, für zweireihige Zylinderrollenlager.

ist die Form nach Bild (464). Das Kammstück wird von der Seite her eingelegt, der Deckel über den Zentrieransatz geschoben und dann vernietet. Mehrere Firmen halten die Luft in den Taschen so groß, daß der Käfig nicht von einigen Rollen getragen wird, sondern von den geschliffenen Bordflächen, und zwar bei Außenbordlagern außen und bei Innenbordlagern innen.

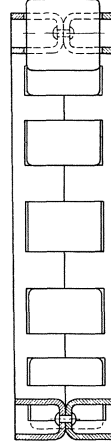
Für ganz kleine Lager wird ein sog. Mäanderkäfig verwendet, Bild (465). Die Taschen sind abwechselnd von links und rechts gebohrt. Beim Einlegen der Rollen müssen die Stege etwas verformt werden. Für größere Lager und hohe Geschwindigkeiten eignet sich der Käfig nicht, da er sich leicht verformt. Sehr günstig verhält



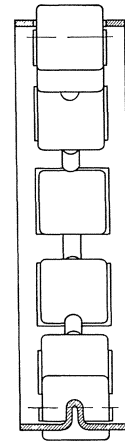
(469) Gestanzter Käfig für Zylinderrollenlager.



(470) Gestanzter Käfig für Zylinderrollenlager.

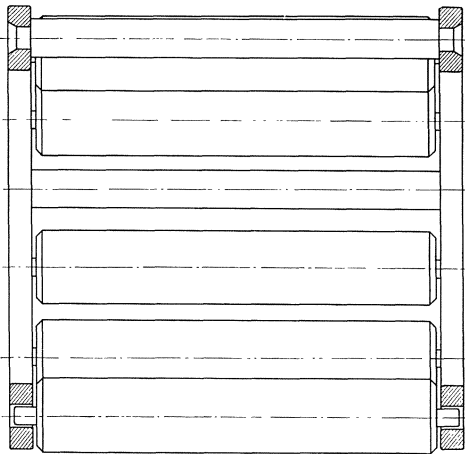


(471) Gestanzter Käfig für Zylinderrollenlager.

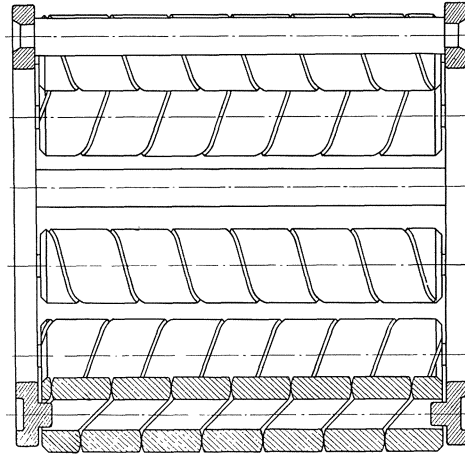


(472) Gestanzter Käfig für Zylinderrollenlager.

sich dagegen bei hoher Beanspruchung, z. B. bei Pleuellagern, der Fensterkäfig nach Bild (466). Für gewisse Fälle lassen sich Kammkäfige ohne Deckel entsprechend den Bildern (467) und (468) als Sonderausführung verwenden.



(473) Käfig für lange Rollen mit Seitenscheiben und Stegen.



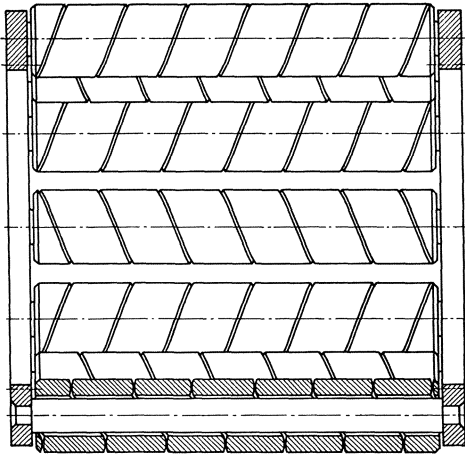
(474) Käfig für Federrollen mit Seitenscheiben und Stegen.

Wenn für Zylinderrollenlager heute noch in erster Linie gebohrte Käfige (Massivkäfige) benutzt werden, so liegt dies nicht daran, daß keine brauchbaren Blechkäfige zur Verfügung stehen. In erster Linie wurde dieser Umstand dadurch hervorgerufen, daß die Zylinderrollenlager im Anfang der Entwicklung nicht in genügender Anzahl hergestellt werden konnten, da sie hauptsächlich dort in Frage kamen, wo die Lebensdauer der Kugellager nicht genügte. Heute ist man bestrebt, auch für diese Lagerart gestanzte Blechkäfige einzuführen, nachdem sich herausgestellt hat, daß sie sowohl für hohe Drehzahlen als auch für stoßweisen Betrieb, wie z. B. bei Eisenbahnachsbüchsen, gut geeignet sind.

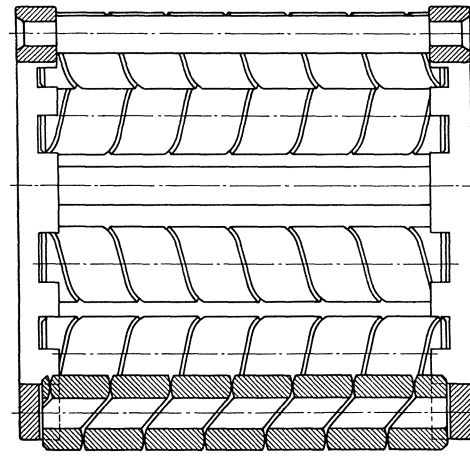
Bild (469) zeigt eine Bauart mit einem zwecks Versteifung Z-förmigen Querschnitt. Die Taschen sind derart ausgestanzt, daß Lappen stehen bleiben, die nach oben oder unten umgebogen werden können. Eine andere Form ist in Bild (470) dargestellt. Nach dem



Einfüllen der Rollen werden die Lappen von jeder Seite umgebogen, so daß sich ein fast geschlossenes Rechteck als Profil ergibt. In Bild (471) werden zwei U-förmig gepreßte, symmetrische Teile zwischen den Rollen vernietet. Einen aus Blech gestanzten Fensterkäfig zeigt Bild (472). Nach dem Einlegen der Rollen werden die Stege in der Mitte



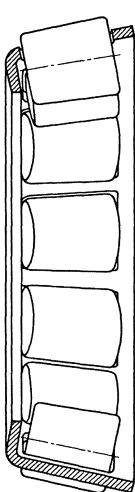
(475) Käfig für Federrollen mit Bolzen und Seitenscheiben.



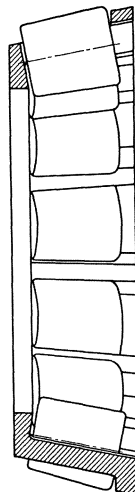
(476) Käfig für Federrollen mit Stegen und Ausparungen für die Rollen.

gefalzt. Für lange, massive Rollen kann ein Käfig benutzt werden, bei welchen die Rollen mit Zapfen in Löchern der Seitenscheiben liegen, die durch kräftige, vernietete Stege zwischen den Rollen zusammengehalten werden, Bild (473), oder bei denen die Seitenscheiben mit kleinen Zapfen versehen sind, die in die Rollen fassen. Die letztere

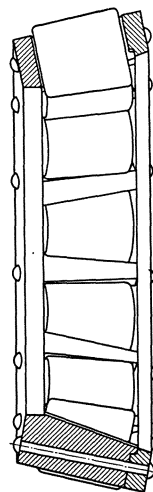
Bauart wird auch bei Federrollen verwendet, Bild (474). Gebräuchlich sind aber auch Konstruktionen entsprechend Bild (475) und (476). Bei dem ersten Bild gehen die Stege durch die Rollen hindurch. Es kann also fast der ganze zur Verfügung stehende Raum ausgenutzt werden. Bei der letzten Form sind die Seitenwände mit runden Ausparungen versehen, so daß die Rollen an ihren Enden umfaßt und geführt werden.



(477) Gestanzter Käfig für Kegelrollenlager.



(478) Käfig aus Spritzguß für Kegelrollenlager.



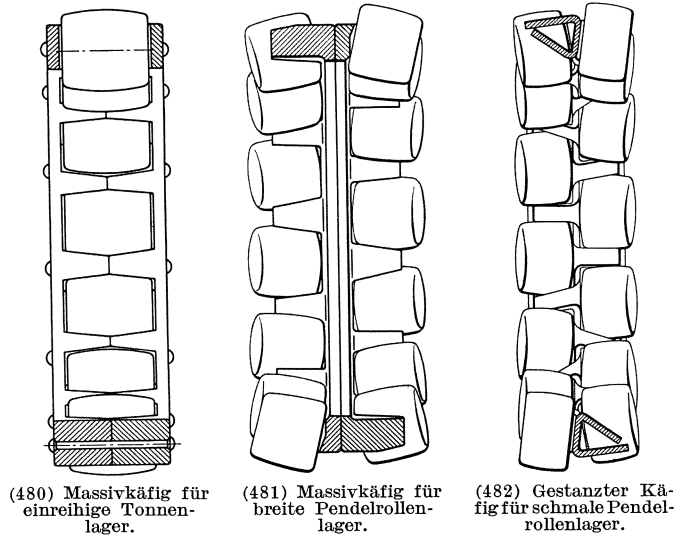
(479) Kammkäfig mit Deckscheibe für Kegelrollenlager.

Für die marktgängigen Kegelrollenlager werden fast ausschließlich aus Blech gestanzte Käfige entsprechend Bild (477) benutzt. Zur Versteifung ist der überstehende Rand winkelförmig abgebogen.

Nach dem Einlegen der Rollen wird der Käfig etwas zusammengedrückt, um Rollen, Käfig und Innenring zusammenzuhalten. Eine Firma liefert auch Spritzgußkäfige, Bild (478), die eine ähnliche Form besitzen wie die Blechkäfige. Für große Lager, bei denen sich die Herstellung eines Blechkäfigs nicht lohnt, werden gebohrte Kammkäfige mit Deckscheibe, wie bei Zylinderrollenlagern, Bild (479), benutzt.

Der Käfig für einreihige Tonnenlager, Bild (480), besteht aus zwei symmetrischen Kammstücken, die ähnlich wie bei Zylinderrollenlagern zwischen den Rollen vernietet sind. Entsprechend der gewölbten Rollenform sind die Taschen einer jeden Hälfte kegelig ausgebildet. Der Käfig des breiten Pendelrollenlagers, Bild (481), besteht aus zwei

symmetrischen Kammstücken, die mit der Seitenwand einander zugekehrt liegen. Diese sind zylindrisch gebohrt derart, daß die Achse parallel zur Rolle liegt. Die Berührung erfolgt daher am größten Rollendurchmesser. Die beiden Hälften können sich unabhängig voneinander drehen, da sie mit ihren Seitenflächen nicht aufeinanderstoßen. Die Taschenluft ist so bemessen, daß die Käfige mit ihrer Bohrung auf dem Mittelbord geführt werden. Die gleiche Bauart wird bei dem zweireihigen Tonnenlager verwendet. Das schmale Pendelrollenlager besitzt einen gestanzten Käfig, Bild (482), der aus einem Stück besteht und ähnlich ausgebildet ist wie der Käfig der schmalen Pendelkugellager.

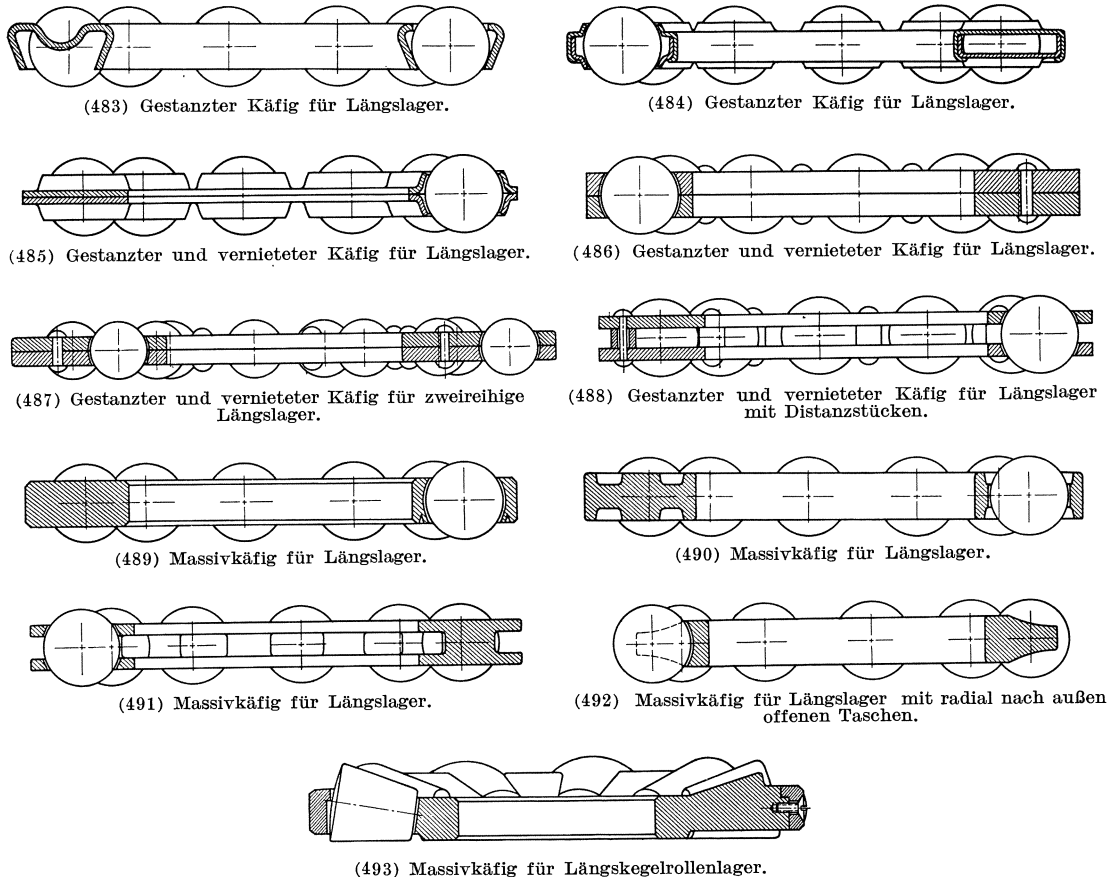


(480) Massivkäfig für einreihige Tonnenlager.

(481) Massivkäfig für breite Pendelrollenlager.

(482) Gestanzter Käfig für schmale Pendelrollenlager.

**3,1638 Käfige für Längslager.** Für Längslager gibt es sowohl gestanzte als auch gebohrte Käfige. Die marktgängigen, genormten Lager werden in erster Linie mit



(483) Gestanzter Käfig für Längslager.

(484) Gestanzter Käfig für Längslager.

(485) Gestanzter und vernieteter Käfig für Längslager.

(486) Gestanzter und vernieteter Käfig für Längslager.

(487) Gestanzter und vernieteter Käfig für zweireihige Längslager.

(488) Gestanzter und vernieteter Käfig für Längslager mit Distanzstücken.

(489) Massivkäfig für Längslager.

(490) Massivkäfig für Längslager.

(491) Massivkäfig für Längslager.

(492) Massivkäfig für Längslager mit radial nach außen offenen Taschen.

(493) Massivkäfig für Längskegelrollenlager.

gestanzten Käfigen versehen. Einige Bauarten zeigen die Bilder (483), (484) und (485). Der erste besteht aus einem Stück und wird bei kleinen Lagern der leichten und

mittelschw. Reihen verwendet. Schachtelartig fassen die beiden Hälften bei der Konstruktion nach Bild (484) ineinander und schließen die Kugeln teilweise ein. Die beiden symmetrischen Teile der Bauart (485) werden vernietet. In derselben Weise werden in Bild (486) für einreihige und in Bild (487) für zweireihige Lager zwei ebene, dicke Blechscheiben mit verjüngten Löchern verbunden. Bei großen Lagern werden zwei ebene Scheiben mit Distanzstücken versehen, Bild (488).

Um die Kugeln bei gebohrten Käfigen, Bild (489), in den Taschen festzuhalten, werden die Löcher abwechselnd von der einen und anderen Seite verjüngt gebohrt und die Kante der offenen Seite nach dem Einfüllen der Kugeln teilweise oder ringsherum angestemmt. Für die schweren Reihen wird aus Gründen der Gewichtsersparnis auch ein Profil benutzt entsprechend Bild (490) und (491), oder eine Bauart entsprechend Bild (492), bei welcher die Taschen radial von außen gefräst sind. Nach dem Einfüllen der Kugeln werden dann die Kanten angestemmt.

Für Längsrollenlager benutzt man fast nur Verteiler, die für kleine Lager bei genügend großen Stückzahlen aus Blech gestanzte werden, Bild (430). Für größere Lager werden kräftige, massive Stücke benutzt, die durch Drehen, Fräsen oder Bohren ihre endgültige Form erhalten. Zur Verstärkung der Taschen und um ein Herausfallen der Rollen zu verhindern, ist bei der Bauart Bild (493) ein besonderer, mit den Stegen verschraubbarer Schlußring vorgesehen.

### 3,2 **Baumaße.**

#### 3,21 **Außenmaße.**

Die Außenmaße der Wälzlager liegen heute durch internationale Normung fest. Man unterscheidet zwischen einer schmalen und einer breiten Ausführung und zwischen ganz leichten, leichten, mittelschweren und schweren Reihen<sup>1</sup>. Allerdings werden nicht alle Lagerarten in jeder Ausführung und Reihe serienmäßig gefertigt. Man hat sich vielmehr bemüht, eine Abgrenzung nach den besonderen Eigenschaften der einzelnen Lagerarten und ihrem Umsatz vorzunehmen. So werden z. B. die Kugellager mehr in ganz kleinen und kleinen Größen hergestellt, während für höhere Belastungen vorwiegend mittelgroße und große Rollenlager benutzt werden. Durch die jahrzehntelange Praxis hat sich gezeigt, daß die genormten Hauptmaße tatsächlich in den weitaus meisten Fällen genügen. Nur für einige Gebiete, wie z. B. Walzwerke, mußten Sonderreihen aufgestellt werden. Auch die Größe der Rundungsfläche ist durch die ISA-Empfehlungen international festgelegt worden. Dabei ist zu bedenken, daß diese Flächen im allgemeinen nur gedreht werden. Beim Schleifen der Seitenfläche und Bohrung oder des Mantels ergibt sich eine Kante, deren Abstand von der Mantel-, Bohrungs- oder Seitenfläche in ziemlich weiten Grenzen schwanken kann (s. Abschnitt 4,333, S. 313).

#### 3,22 **Innenmaße — Lagerluft — Lagerspiel.**

Die Innenmaße der Wälzlager sind nicht durch internationales Übereinkommen vereinheitlicht. Es besteht aber eine Deutsche Norm für Zylinderrollenlager, in der auch die Laufbahnmaße aufgeführt sind, um den Vorteil der Zerlegbarkeit bei der Montage und Demontage ausnutzen zu können. Im allgemeinen ist es jeder Wälzlagerfirma überlassen, die Innenmaße nach eigenem Gutdünken zu wählen. Es haben sich naturgemäß Werksnormen herausgebildet, die jedoch für den Abnehmer ohne Bedeutung sind, solange kein Unterschied in der Tragfähigkeit besteht. Eine Austauschbarkeit der Einzelteile kommt, abgesehen von wenigen Sonderfällen, nicht in Betracht. Maßgebend für die Bemessung ist der Wunsch nach höchster Tragfähigkeit. Es ist also erforderlich, möglichst viele und möglichst dicke Rollkörper unterzubringen. Die Grenze für die erste Bedingung ist gegeben durch die Käfigform und die Stegdicke, die auch bei schwierigen Verhältnissen noch kräftig genug sein muß. Für die zweite Bedingung ist die notwendige Stärke der Laufringe maßgebend. Um ein allzustarkes Verziehen derselben

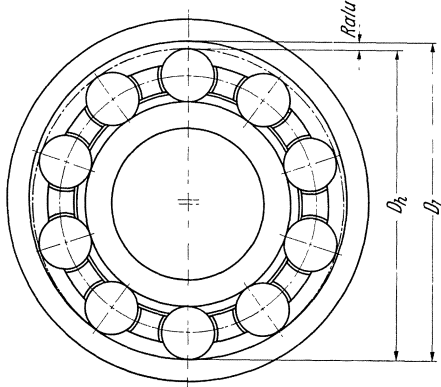
<sup>1</sup> Durch neuere Entwicklung überholt; s. Abschnitt 7,1, Stand der Normung, und die Normtafel 9,51.

zu vermeiden, darf die Ringdicke im Verhältnis zum Durchmesser ein gewisses Maß nicht unterschreiten. Aber selbst, wenn dieser Grund als belanglos angesehen würde, könnte man auf eine gewisse Starrheit der Ringe oder Scheiben nicht verzichten, weil die Sitzflächen im Gehäuse nie vollkommen rund und frei von örtlichen Fehlern sind. An dieser Stelle federt der Ring oder die Scheibe, weil keine Unterstützung vorhanden ist und wird über das zulässige Maß hinaus beansprucht. Dies ist auch der Grund dafür, daß die ganz leichte Reihe nur für Spezialzwecke empfohlen wird.

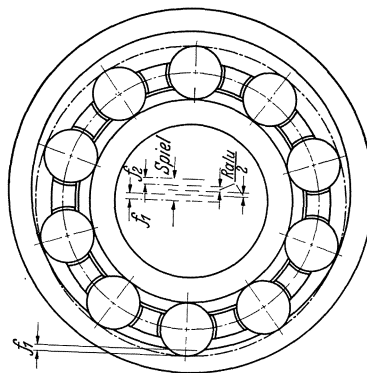
Die inneren Baumaße spielen für den Abnehmer nur insofern eine Rolle, als sie die radiale und axiale Bewegungsmöglichkeit des einen Laufringes gegenüber dem anderen, also das Lagerspiel, beeinflussen. Diese „Bewegungsfreiheit“ ist aber für den Abnehmer von allergrößter Bedeutung und soll daher im folgenden ausführlich behandelt werden.

### 3,221 Definition der Lagerluft und des Lagerspiels.

Bisher wurden die beiden Begriffe „Lagerluft“ und „Lagerspiel“ als gleichbedeutend nebeneinander gebraucht<sup>1</sup>. Es ist aber zweckmäßig, einen Unterschied zu machen, da der Ausdruck „Lagerluft“ nicht erkennen läßt, daß die Bewegungsmöglichkeit der Welle gegenüber dem Gehäuse nicht nur von dem „freien Raum“ zwischen den Laufringen, der nach Abzug der Kugeln verbleibt, beeinflusst wird, sondern auch von einer gewissen Federung, die von der Belastung abhängt.



(494) Darstellung der Radialluft.



(495) Darstellung des Radialspiels.

Unter „Lagerluft“ bei Rillenkugellagern, einreihigen Tonnenlagern und Zylinderrollenlagern soll daher der Unterschied der Durchmesser des größten Laufbahnkreises des Außenringes und des entsprechenden Hüllkreises verstanden werden, Bild (494)<sup>2</sup>.

Unter „Lagerluft“ bei Pendelkugellagern und Pendelrollenlagern ist dementsprechend der Unterschied der Durchmesser der Kreise durch die Berührungspunkte der Laufbahn und der Hüllkugel zu verstehen, die in einem Schnitt senkrecht zur Lagerachse liegen<sup>2</sup>.

Die Luft kann also nur dann mit Sicherheit festgestellt werden, wenn die Durchmesser des größten und kleinsten Laufbahnkreises und der Rollkörperdurchmesser direkt gemessen werden. Mit der Lagerluft, also dem Verhältnis der Laufbahnmaße zu dem Hüllkreis, hat sich nur der Konstrukteur des Wälzlagers und der Betrieb bei der Herstellung der einzelnen Laufringe zu befassen.

Unter „Lagerspiel“ sei dagegen die gesamte Bewegungsmöglichkeit verstanden, die sich unter Last ergibt, also Luft einschließlich Federung (495).

Beim Messen eines kompletten Lagers findet man nicht die Lagerluft, sondern das Lagerspiel, weil die Messung immer bei einer gewissen Belastung stattfinden muß, die aus diesem Grunde festzulegen ist.

Bei Schräglagern, Kegelrollenlagern und Längslagern wird die Luft normalerweise durch die Verschiebung der Laufringe zweier Lager oder der Laufscheiben gegeneinander bei der Montage eingestellt. Bei diesen Lagern kann nur das „Spiel der Lagerung“

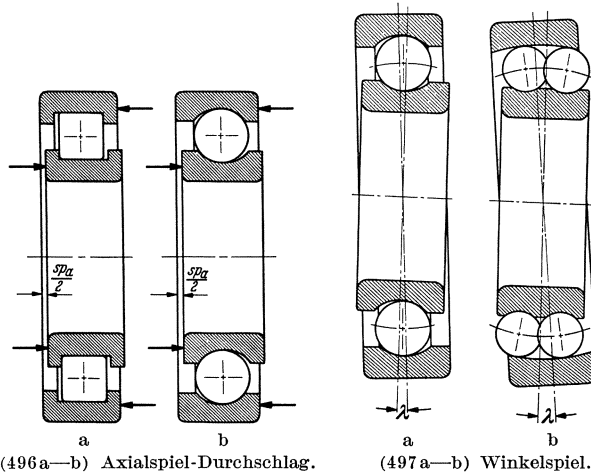
<sup>1</sup> KIRNER hat bereits auf den Unterschied der Begriffe „Luft“ und „Spiel“ hingewiesen /66/.

<sup>2</sup> Für den Durchmesser ist die Definition nach ISA zugrunde zu legen.

festgestellt werden. Von dem „Spiel eines Lagers“ kann man nur sprechen, wenn die radiale oder axiale Luft von der Größe der Toleranz der Lagerteile, d. h. also von der Fabrikation abhängt, wie bei Querkugellagern, Pendelkugellagern, Zylinderrollenlagern und Pendelrollenlagern.

*Man muß unterscheiden zwischen der Bewegungsmöglichkeit eines Laufringes gegenüber dem anderen in radialer Richtung (495), in Richtung der Achse (496) und um den Lagermittelpunkt, dem Schwenken oder Pendeln (497).*

Bei Lagern mit hohlkugelig oder balliger Laufbahn oder kugeligter Mantelfläche der Ringe oder Scheiben spricht man von „einstellbaren“ Lagern oder Pendellagern,



(496 a—b) Axialspiel-Durchschlag.

(497 a—b) Winkelspiel.

bei anderen dagegen z. B. den Rillslagern mit Einfüllöffnung, den Radialslagern und Schrägslagern, von „starrten“ Lagern, obwohl auch bei diesen ein Schwenken oder Kippen des einen Laufringes gegenüber dem anderen, wenn auch in viel geringerem Maße als bei Pendellagern, möglich ist. Diese Schwenkbeweglichkeit, das „Winkelspiel“, ist in erster Linie von der Form und Lage der Laufrille abhängig. Es wird um so größer, je größer das Übermaß des Rillenhalmessers ist gegenüber dem Kugelhalbmesser. Der größte Wert wird erreicht, wenn der Mittelpunkt des Profils der Laufrille in der Lagermitte liegt. Bei allen

Lagern, deren Rillenkrümmungsmittelpunkt nicht in der Lagermitte liegt, hängt die Schwenkbeweglichkeit von der Lagerluft, (371), von dem Rillenübermaß und von der Belastung ab.

Bei der Beweglichkeit in radialer und axialer Richtung, d. h. dem radialen und axialen Spiel, muß man unterscheiden, zwischen dem Spiel vor dem Einbau, dem *Fertigungsspiel*, dem Spiel nach dem Einbau, dem *Passungsspiel*, dem Spiel während des Laufes nach Eintritt des Beharrungszustandes, also dem *Endspiel* des einzelnen Lagers und dem *Betriebsspiel der Lagerung*, das noch durch die Luft der Laufringe im Gehäuse und auf der Welle und schließlich durch die Federung dieser Teile beeinflusst werden kann.

Als „Radialspiel“ eines Lagers soll bezeichnet werden:

*„das Maß für die radiale Verschiebung eines Laufringes gegenüber dem anderen aus einer Grenzstellung bis zur anderen unter einer bestimmten Last, wobei entsprechende Laufbahnkreise des Innenringes und Außenringes in einer Ebene liegen.“*

Als „Axialspiel“ eines Lagers oder Durchschlag soll bezeichnet werden:

*„das Maß für die axiale Verschiebung eines Ringes gegenüber dem anderen aus einer Grenzstellung bis zur anderen unter einer bestimmten Last bei konzentrischer Lage der geschmierten Laufbahnen und rotierendem Innenring.“*

Als „Winkelspiel“ eines Lagers soll bezeichnet werden:

*„das Maß des Ausschlages eines Punktes der Seitenfläche des Außenringes von einer Grenzstellung bis zur anderen, wenn dieser bei rotierendem aber seitlich festgehaltenem Innenring unter einer gewissen radialen und axialen Last nach beiden Seiten geschwenkt wird.“*

### 3,222 Größe des Radialspiels.

Bei der Festlegung des Radialspiels muß man versuchen, sich den günstigsten Verhältnissen für den Betriebszustand der meisten Lager soweit wie möglich anzupassen, andererseits müssen Toleranzen zugrunde gelegt werden, die auch bei Massenfertigung ohne besondere Schwierigkeit eingehalten werden können. Bei der Bestimmung der Größe des Spiels vor dem Einbau, dem „Fertigungsspiel“, sind folgende Faktoren zu berücksichtigen:

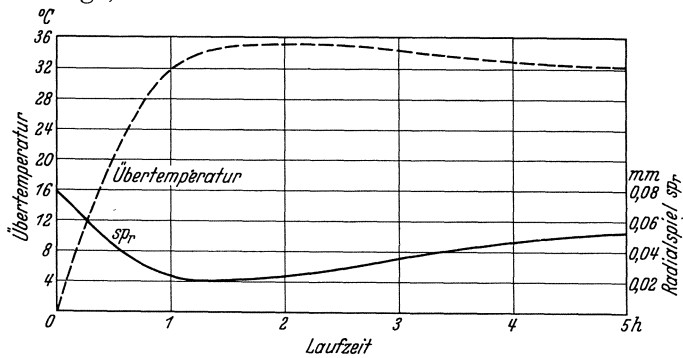
- a) die Passung der Laufringe,
- b) die Temperaturdifferenz der Laufringe,
- c) die elastische Verformung der Laufbahnen unter Belastung,
- d) die normale Laufgenauigkeit des eingebauten Lagers,
- e) besondere Verhältnisse der Lagerbauart,
- f) der Einfluß auf die Tragfähigkeit.

**3,2221 Einfluß der Passung der Laufringe.** Bei Einzelanfertigung kann man durch Zusammenpassen oder Zusammensuchen von Welle und Lager oder Gehäuse und Lager einen ziemlich gleichmäßigen Sitz erreichen. Bei dem durch die Massenfertigung bedingten Austausch ergibt die Herstellungstoleranz der Teile die Toleranz für die Passung, also entweder ein größtes und kleinstes Übermaß, eine größte und kleinste Luft und Luft und Übermaß. Je nach dem Zusammentreffen der größten Bohrung mit der kleinsten Welle oder der kleinsten Bohrung mit der größten Welle kann das kleinste oder größte Übermaß vorkommen. Die mit dem Übermaß verbundene Pressung führt zu einer Aufweitung der Innenringe und einer Stauchung der Außenringe und damit zu einer Verringerung der Lagerluft. Für die richtige Bemessung der Lagerluft muß also die Abhängigkeit des Sitzes von den Betriebsverhältnissen und das Verhältnis zwischen Aufweitung und Übermaß oder Stauchung und Übermaß vorher festgestellt werden (s. Abschnitt 4,3115, S. 270f.).

Bei dem „ISA“-Passungssystem wurde auf diese Verhältnisse in vollem Umfang Rücksicht genommen, wobei man davon ausging, daß die Wälzlager als „Primäre Marktware“ /62/ möglichst einheitlich auch in bezug auf die Lagerluft hergestellt werden müssen. Da Rollenlager im allgemeinen höher belastet werden als Kugellager, erfordern sie strammere Sitze und infolgedessen auch größere Lagerluft. Aus den von TÖRNEBOHM aufgestellten Erläuterungen und Passungsbeispielen ist zu ersehen, welche Passungen bei den verschiedenen Lagerarten und Lagerreihen verwendet werden können, ohne daß eine Gefahr für ein Verklemmen zu befürchten ist. Trotzdem kann es natürlich vorkommen, vor allem bei Zylinderrollenlagern, daß in Sonderfällen, z. B. bei strammem Sitz innen und außen, eine größere Lagerluft als normal erforderlich wird.

Wälzlager, die mit kegeliger Bohrung versehen sind und daher mehr oder weniger weit auf einen entsprechenden kegeligen Sitz der Welle oder einer Hülse gedrückt werden können, erhalten von vornherein eine entsprechend große radiale Lagerluft, da mit stärkerer Aufweitung des Innenringes gerechnet werden kann als bei zylindrischen Sitzflächen.

**3,2222 Einfluß der Temperaturdifferenz.** Im allgemeinen ist die Erwärmung der Innenringe größer als die der Außenringe, da die letzteren meistens mit der Außenluft in Berührung stehen oder sogar gekühlt werden, während die Innenringe oft eine starke Erwärmung erfahren. Es wird daher fast immer ein gewisses Wärmegefälle von innen nach außen angenommen werden müssen, so daß es notwendig ist, schon bei dem Normalfall eine Temperaturdifferenz von etwa 5—10° zu berücksichtigen. Bei vielen Maschinen ist aber das Wärmegefälle besonders stark, so z. B. bei Heißgasventilatoren, bei denen die Wärme durch die Welle zu dem Innenring fließt, während die Temperatur des Außenringes über das Gehäuse von der Außenluft beeinflusst wird. Die Verhältnisse werden besonders kraß, wenn das Gehäuse Wasserkühlung besitzt. Auch bei Bahnmotoren findet ein starker Wärmezufuß vom Anker her durch die Welle zum Innenring statt. Der Außenring wird dagegen über das Gehäuse vom Fahrwind gut gekühlt. Das Bild (498) zeigt die Veränderung des Radialspiels bei dem kollektorseitigen



(498) Einfluß der Temperaturdifferenz auf das Radialspiel.

Lager in Abhängigkeit von der Laufzeit und der Übertemperatur. Bei Trockenzyklindern von Papiermaschinen wird Heißdampf von 170—180° und bei Rohrmühlen das stark erhitzte Mahlgut mit etwa 300—400° durch einen hohlen Zapfen zugeführt. Es ist klar, daß dann mit einer sehr hohen Temperaturdifferenz gerechnet werden muß. In solchen Fällen kommt man mit der normalen Lagerluft nicht aus. Es ist daher notwendig, bei Bestellung der Lager auf solche Verhältnisse hinzuweisen.

**3,2223 Einfluß der elastischen Verformung.** Infolge der betriebsmäßigen Belastung wird eine elastische Verformung hervorgerufen, welche die Luft vergrößert. Die Größe der Verformung kann mit Hilfe der HERTZschen Formeln /50/ errechnet werden. Unter relativ hoher Last darf daher ein Lager fester sitzen als bei geringer Belastung. Vom Standpunkt der Tragfähigkeit aus ist es durchaus zulässig, wenn die Rollkörper infolge der Aufweitung oder Zusammendrückung der Laufringe unter einer gewissen Vorspannung stehen, solange diese nur unbedeutend ist gegenüber der tatsächlichen Lagerbelastung.

Aus Erfahrung weiß man jedoch, daß ein Wälzlager besser funktioniert, wenn die Rollkörper einmal bei jeder Umdrehung entlastet werden. Die Vorspannung darf deshalb nur so groß sein, daß die der Druckrichtung gegenüberliegende Kugel unter normaler Betriebsbelastung gerade entlastet wird. Für einen besonderen Fall sollen die Verhältnisse im folgenden klargestellt werden.

Es werde angenommen, daß bei einem Pendellager 1205 die Radialluft vor dem Einbau + 1  $\mu$  betrage. Wird ein solches Lager auf einen Zapfen mit den Grenzmaßen + 7 und - 3  $\mu$  aufgesetzt, so kann der Innenring unter Berücksichtigung der Bohrungsgrenzabmaße 0 und - 10  $\mu$  im ungünstigsten Falle um 12,5  $\mu$  aufgeweitet werden. Nach Eintritt der Betriebstemperatur erfahre der Innenring gegenüber dem Außenring eine weitere Dehnung von 2,5  $\mu$ . Die Luft wird also um insgesamt 15  $\mu$  verringert, so daß das Lager nach Eintritt des Beharrungszustandes eine negative Luft, d. h. eine Verklemmung von - 14  $\mu$  aufweist. Diese Verklemmung wird bei der der Druckrichtung gegenüberliegenden Kugel gerade aufgehoben, wenn die radiale Belastung 120 kg beträgt. Diese Belastung ergibt bei 500 U/min eine Lebensdauer von etwa 20000 Stunden; bei 5000 U/min dagegen nur etwa 2000 Stunden. Eine so geringe Anfangsluft wie 1  $\mu$  wäre also nur für niedrige Drehzahlen zulässig.

Es werde jetzt angenommen, daß das gleiche Lager eine Lagerluft vor dem Einbau von + 7  $\mu$  besitze. Die Aufweitung der Laufbahn betrage 7,5  $\mu$ , die weitere Dehnung des Innenringes infolge des Temperaturunterschiedes zwischen Innenring und Außenring sei wieder 2,5  $\mu$ . Die Anfangsluft wird dann um 10  $\mu$  verringert, so daß das Lager nach Eintritt des Beharrungszustandes eine negative Luft oder eine Verklemmung von - 3  $\mu$  aufweist, die bei der dem Druckpunkt gegenüberliegenden Kugel durch eine Belastung von 24 kg aufgehoben werden kann. Dieser Druck entspricht bei 15000 U/min einer Lebensdauer von 80000 Stunden. Eine Lagerluft von + 7  $\mu$  wäre also genügend groß, wenn keine besonders hohen Temperaturunterschiede zwischen Innen- und Außenring im Betrieb entstehen.

Leider ist bei vielen Abnehmern immer noch die Ansicht vorherrschend, daß ein Lager im uneingebauten Zustand nicht „klappern“ darf oder daß ein Lager, bei welchem man die Laufringe von Hand radial oder axial gegeneinander fühlbar verschieben kann, mindere Qualität bedeute. Diese Auffassung ist durchaus unrichtig. Im allgemeinen muß jedes Lager „Luft“ haben, wenn es bei zweckmäßiger Passung einwandfrei arbeiten soll.

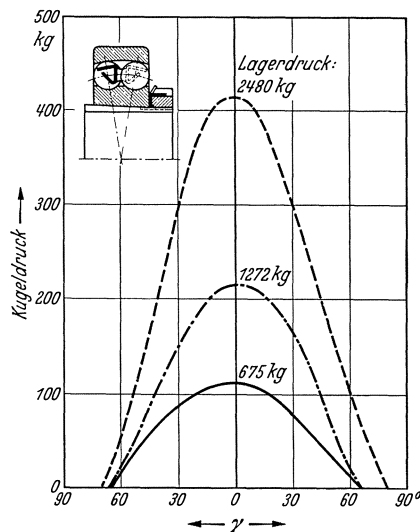
Um diesen Verhältnissen Rechnung zu tragen, wurde auf der ISA-Sitzung in Stockholm 1934 bezüglich Lagerluft folgendes empfohlen:

„Die Konferenz weist darauf hin, daß die Größe der Lagerluft von der Lagerart und von der inneren Gestaltung der Lager, wie z. B. Kugelgröße, Rillenradius usw. abhängig ist; eine internationale Normung ist deshalb zur Zeit nicht durchführbar.

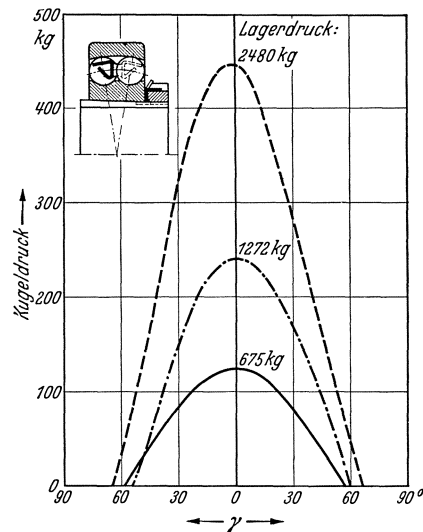
Die Konferenz empfiehlt jedoch als eine Art Regelung, daß alle Wälzlager grundsätzlich Lagerluft aufweisen müssen, und zwar mindestens so gewählt, daß ein einwandfreier Lauf gewährleistet wird, wenn die Lager auf Wellen montiert werden, die nach ISA k5 bemessen sind, ausgenommen ganz kleine Lager.“

**3,2224 Einfluß der Laufgenauigkeit.** Um ein Klemmen der Rollkörper an irgendeiner Stelle des Umfangs bei sehr kleiner Luft zu vermeiden, müßten die Laufflächen der Ringe und Rollkörper genau rund und schlagfrei sein. Dieser Zustand ist jedoch nie vollkommen zu erreichen. Mit gewissen Abweichungen von der Rundheit, der zentrischen Lage der Laufbahnen und der Dicke der Rollkörper untereinander muß immer gerechnet werden. Hinzu kommt, daß sich die Fehler der Sitzflächen von Gehäuse und Welle bei festen Sitzen fast ganz auf die Laufbahnen übertragen. Ein zwangloser Lauf wird also nur erreicht werden, wenn der größte Durchmesser irgendeiner Hüllkurve gleich oder kleiner ist als der kleinste Durchmesser der entsprechenden Laufbahnkurve. Da die absolute Größe der Abweichungen mit der Lagergröße wächst, ist auch bei großen Lagern eine größere Luft erforderlich.

**3,2225 Einfluß der Lagerart.** Mit größerer Sortierungstoleranz der Rollkörper muß auch die Lagerluft erhöht werden. Bei Nadellagern mit einer Sortierungstoleranz von 0,010 mm muß sie also größer sein als bei Zylinderrollenlagern mit 0,002 mm Unterschied je Lager. Hinzu kommt, daß die langen, dünnen Rollen keine Führung von den seitlichen Borden erhalten. Die einzige Möglichkeit, sich auszurichten, besteht in der unbelasteten Zone, wenn genügend Luft vorhanden ist.



(499 a) Ralu = 0,010 mm. Luft des Außenringes im Gehäuse = 0,050 mm.



(499 b) Ralu = 0,050 mm. Luft des Außenringes im Gehäuse = 0,0050 mm.

(499 a—b) Einfluß der Radialluft auf die Druckverteilung bei einem Lager 1609.

Bei Lagern mit zylindrischen Laufbahnen wird die untere Grenze der Lagerluft durch den Einbau bedingt, falls jeder Laufring für sich montiert wird. Wenn z. B. der schwere Anker eines Bahnmotors mit aufgesetzten Innenringen in das Motorgehäuse eingeführt wird, kann bei zu geringer Luft trotz sorgfältiger Montage leicht eine Beschädigung der Laufbahnen vorkommen.

Bei Rillslagern sind besondere Nuten vorgesehen, um eine möglichst große Anzahl Kugeln einfüllen zu können. Schon bei verhältnismäßig geringer Lagerluft und großem Rillenhalmesser im Vergleich zum Kugelhalbmesser entsteht ein so großer Druckwinkel, daß die Laufspur selbst bei geringer Axialbelastung mit der Kante der Einfüllnute in Berührung kommt. Da dies sowohl für die Tragfähigkeit als auch für die Geräuschbildung ungünstig ist, verwendet man bei dieser Lagerart eine kleine Lagerluft.

Ganz anders liegen die Verhältnisse bei Radiaxlagern. Mit zunehmender Lagerluft wird der Druckwinkel größer und damit die axiale Tragfähigkeit. Wenn daher solche Lager hohe Axialdrücke aufnehmen sollen, ist es zweckmäßig, sie mit größerer Radialluft als normal zu versehen und einen möglichst losen Sitz zu verwenden.

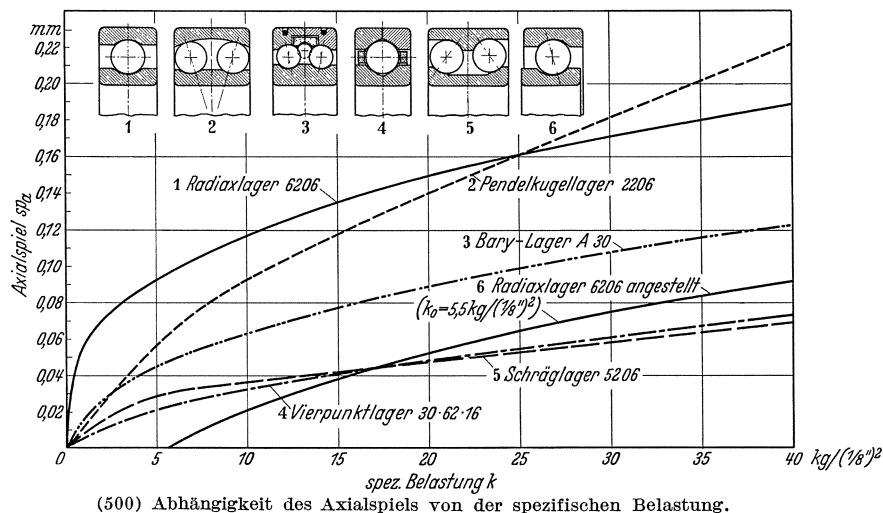
Gerade mit Rücksicht auf die in den vorhergehenden Abschnitten geschilderten Verhältnisse ist die Lagerluft bei den geschlossenen Querkugellagern in den letzten Jahren nicht unwesentlich vergrößert worden; die Luft der Rollenlager war von jeher groß genug.



**3,226 Einfluß der Tragfähigkeit.** Je größer die Luft einer Lagerstelle ist, um so höher wird der maximale Rollkörperdruck  $Q_0$ . Da die Lagerluft aber im allgemeinen verhältnismäßig klein ist, ist ihr Einfluß auf die Druckverteilung gering. Wichtiger ist dagegen die Luft des Außenringes im Gehäuse, da diese größere Beträge annehmen kann als die Luft des Lagers. PALMGREN hat bei seinen Untersuchungen über die Verteilung des Kugeldruckes /150/ eindeutig festgestellt, daß der maximale Kugeldruck mit der Luft wächst (499a u. b). Bei niedrigen Belastungen kommt außer der Luft des Lagers nur ein geringer Teil der Luft des Außenringes im Gehäuse zur Geltung. Mit zunehmender Last wird ein immer größerer Teil der Luft im Gehäuse in Anspruch genommen. In diesem Zustande treten auch gewisse Formänderungen der Lagergehäuse auf, welche das Spiel der Lagerung über die Summe der Luft im Gehäuse und der Luft des Lagers hinaus erhöhen.

### 3,223 Toleranz der Radialluft.

Entscheidend für die obere Grenze der Radialluft ist daher im allgemeinen die wirtschaftliche Fertigungstoleranz der Laufbahnen und Rollkörper. Die letzteren können auf



Grund des Herstellungsverfahrens in ziemlich engen Grenzen hergestellt und noch genauer sortiert werden. Die Laufringe bedingen aber eine wesentlich größere Toleranz, allein schon wegen ihrer größeren Durchmesser. Hinzu kommt, daß die Laufbahnen nach dem Schleifen poliert werden. Die Grenze der Politur kann aber nicht durch ein Abmaß festgelegt werden, sondern nur durch die Beschaffenheit der Oberfläche.

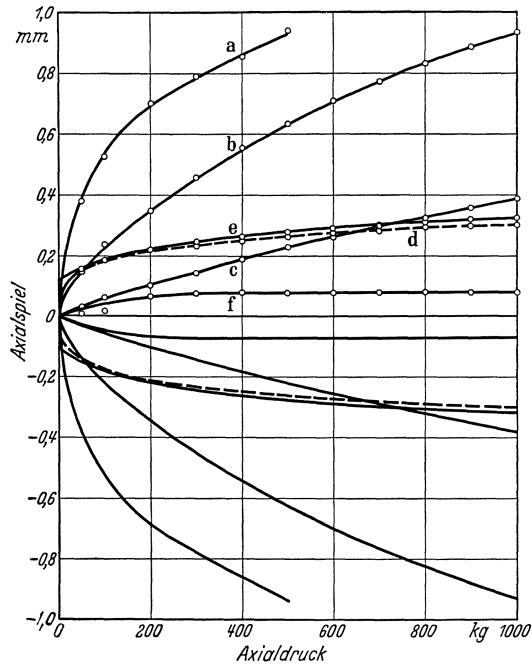
Wenn alle Teile — Außenring, Innenring und Rollkörper — austauschbar hergestellt werden müßten, würde sich eine große Lufttoleranz ergeben, da diese gleich der Summe der Fertigungstoleranz der Laufbahnen ist. Außerdem könnten nur Rollkörper einer bestimmten Sortierungstoleranz benutzt werden. Wollte man die Toleranz herabsetzen, so müßte ein wesentlich höherer Preis in Kauf genommen werden. Aus diesem Grunde sollten derartige Lager nach Möglichkeit nicht verwendet werden. Wenn ein Laufring, wie bei normalen Zylinderrollenlagern, mit den Rollen und dem Käfig ein Teil bildet, können für die Rollen beliebige Sortierungstoleranzen benutzt werden, weil durch Zusammensuchen von Rollen und Ringen ein Ausgleich der Ringtoleranz möglich ist. Für den Durchmesser des Hüllzylinders und damit auch für die Lagerluft ergibt sich eine entsprechend geringere Toleranz. Die Lufttoleranz kann noch mehr verringert werden, wenn auf die Austauschbarkeit ganz verzichtet wird, weil alle Teile zusammengesucht werden können. Dieser Zustand liegt bei allen „geschlossenen“ Querlagern vor, z. B. Radiallagern und Pendellagern, die nur als Ganzes austauschbar sind. Diese Möglichkeit besteht aber nur bei Lagern, die in großen Mengen hergestellt werden.

**3,224 Größe des Axialspiels.**

Die Größe der axialen Beweglichkeit des einen Laufringes gegenüber dem anderen, d. h. des Axialspiels oder Durchschlags, ist bei „geschlossenen“ Querlagern abhängig

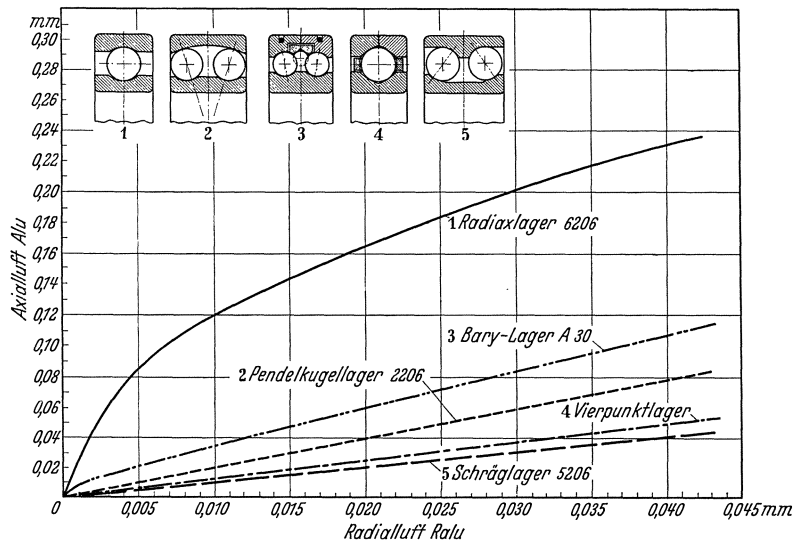
- a) von der Belastung,
- b) von der Radialluft,
- c) von dem Druckwinkel und damit
- d) bei Rillslagern von dem Verhältnis Profilhalbmesser zu Kugelhalbmesser.

Bei Rotation ist das Axialspiel größer als bei Stillstand. Der Einfluß der Belastung geht aus dem Bild (500) hervor. Um gleichzeitig die verschiedenen Lagerarten vergleichen zu können, ist der spezifische Kugeldruck zugrunde gelegt. Es handelt sich um Rechnungswerte, die aus den HERTZschen Formeln /50/ erhalten wurden. Man sieht daraus, daß bei Radiaxlagern schon bei geringer Last eine große axiale Verschiebung der Laufringe eintritt. Mit steigender Last wird die Zunahme des Axialspiels kleiner. Dies hängt mit der Form und Lage der Rillen zusammen. Bei Pendellagern bleibt das Verhältnis, abgesehen vom Anfang, nahezu das gleiche; auch dies ist eine Folge der Rillenform. Den geringsten Einfluß hat die Belastung bei Vierpunktlagern, zweireihigen Schräglagern und zwei vorgespannten Radiaxlagern. Wie man aus den Kurven Bild (501) ersehen kann, ergab sich bei den Versuchen von KRAMER /72/ ein ähnlicher Unterschied in dem Verhalten der verschiedenen



(501) Abhängigkeit des Axialspiels vom Axialdruck, KRAMER. a Tonnenlager, b Pendelkugellager schmal, c Pendelkugellager breit, d Radiaxlager, e Rillslager mit Einfüllöffnung, f Pendelrollenlager.

Lagerarten. Das Verhältnis Axialluft zu Radialluft zeigen die Kurven Bild (502). Für Radiaxlager ergibt sich hier ein ähnlicher Zustand. Der Verhältniswert Axialluft zu Radialluft ist groß bei kleiner Luft und sinkt bei zunehmender Radialluft. Der Einfluß der Größe des Druckwinkels ist sowohl aus Bild (500) als auch aus Bild (502) zu erkennen. Die Federung sinkt mit steigendem Druckwinkel.

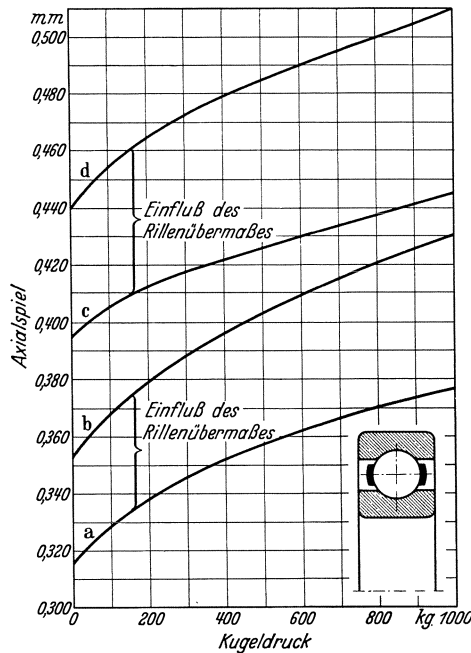


(502) Abhängigkeit der Axialluft von der Radialluft.

Die Kurven in Bild (503) zeigen die Abhängigkeit des Axialspiels von dem

„Übermaß“ des Rillenhalbmessers gegenüber dem Kugelhalbmesser und von der Radialluft bei Radiaxlagern. Je flacher die Rille ist, um so größer wird bei gleicher Radialluft das Axialspiel. Schon ganz geringe Unterschiede in dem „Übermaß“ ergeben große Differenzen in dem Axialspiel. Daraus geht eindeutig hervor, daß eine Umrechnung

des gemessenen Axialspiels in radiale Lagerluft ohne Kenntnis des tatsächlichen Rillenhaltmessers nicht möglich ist. Da die der Rechnung zugrunde gelegten Schwankungen im Rillenprofil nicht zu vermeiden sind, muß mit einer großen Streuung des Axialspiels bei gleichem Radialspiel ein und derselben Lagergröße gerechnet werden. Eingehende Prüfungen einer großen Anzahl Lager bestätigen dies. Aus den Kurven geht ferner hervor, daß ein einziges Radiaxlager nicht zu einer möglichst spielfreien axialen Führung benutzt werden kann. Wohl aber eignen sich dazu zwei vorgespannte Lager, zweireihige Schräglager oder Pendelkugellager.



(503) Abhängigkeit des Axialspiels vom Kugeldruck, Rillenhaltmaß und Radialluft. Kurve a. Kleinstes Rillenhaltmaß und kleinste Radialluft. Kurve b. Größtes Rillenhaltmaß und kleinste Radialluft. Kurve c. Kleinstes Rillenhaltmaß und größte Radialluft. Kurve d. Größtes Rillenhaltmaß und größte Radialluft.

Bei Zylinderrollenlagern spielt die Axialluft im allgemeinen keine Rolle, da man für Zwecke, bei denen es auf ein geringes axiales Spiel ankommt, für gewöhnlich andere Lagerarten verwendet oder die Laufringe anstellt. Es sei hier nur darauf hingewiesen, daß beim Messen des Axialspiels in der in Bild (496) gezeigten Weise mit einem Kippen der Rollen zu rechnen ist, je nach der Größe der Radialluft.

3,225 Wertmäßige Angaben über die Größe des Radialspiels.

**3,225 Wertmäßige Angaben über die Größe des Radialspiels.**

Damit sich der Verbraucher von Wälzlagern ein Bild über die Größe und Toleranz des Radialspiels machen kann, sind in der folgenden Tabelle Richtwerte für die wichtigsten Lagerarten zusammengestellt.

[7] Radialspiel<sup>1</sup> (Richtwerte) in  $\mu = 0,001$  mm.

Lagerbohrung mm	Radiaxlager		Zylinderrollenlager <sup>2</sup>			Pendelrollenlager	
	Radialspiel leichte Reihe	Radialspiel mittelschwere Reihe	Radialspiel leichte Reihe	Radialspiel mittelschwere Reihe	Radialspiel schwere Reihe	Radialspiel leichte Reihe	Radialspiel mittelschwere Reihe
bis 20	4—18	—	15—30	20—35	—	—	—
über 20—30	4—18	4—18	15—32	25—45	35—55	—	—
„ 30—40	4—18	4—22	20—37	30—50	40—60	—	—
„ 40—50	4—18	7—25	25—42	35—55	45—65	—	40—70
„ 50—65	7—25	8—30	30—50	40—60	50—70	—	50—85
„ 65—80	7—25	8—30	35—55	45—70	55—80	35—60	60—95
„ 80—100	7—30	8—35	40—65	50—80	60—90	50—70	70—110
„ 100—110	7—30	8—35	45—75	55—85	70—105	50—85	80—120
„ 110—120			45—75	55—85	70—105	50—85	80—120
„ 120—140	Für die Lager über dem Strich beträgt die Belastung beim Messen $\pm 5$ kg.		50—80	65—95	80—120	60—95	90—140
„ 140—150	Für die Lager unter dem Strich $\pm 15$ kg.		55—85	70—100	90—130	70—110	90—140
„ 150—160			55—85	70—100	90—130	70—110	100—150
„ 160—180			60—90	75—110	100—140	90—130	100—150
„ 180—200						100—150	120—170
„ 200—220						120—170	120—170
„ 220—240						140—190	140—190
„ 240—260						150—210	150—210
„ 260—280						170—230	170—230
„ 280—300						190—250	
„ 300—320						210—270	

<sup>1</sup> Die in den verschiedenen Spalten angegebenen Werte für das Radialspiel gelten nur für normale Betriebsverhältnisse. In Sonderfällen kann ein kleineres oder größeres Spiel erforderlich sein. Die Wälzlagerfirmen besitzen hierfür interne Normen, die Berücksichtigung finden müssen.

<sup>2</sup> Die für Zylinderrollenlager angegebenen Werte gelten nur, wenn die Teile, Innenring mit Rollen und Außenring, oder Außenring mit Rollen und Innenring, nicht vertauscht werden. Bei beliebigem Austausch ergeben sich wesentlich größere Beträge.

### 3,23 Maß- und Laufgenauigkeit.

#### 3,231 Maßgenauigkeit.

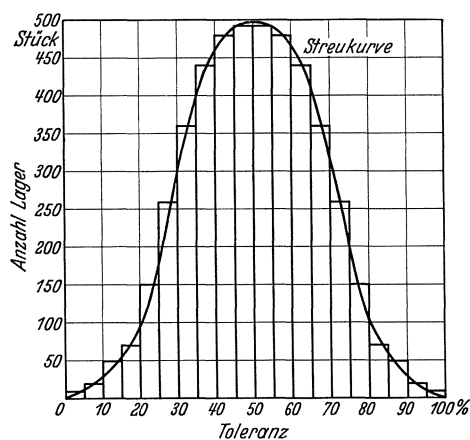
Mit der Maßgenauigkeit hat man sich von dem Augenblick an beschäftigen müssen, als die Wälzlager serienmäßig und damit austauschbar hergestellt wurden. Wie aus der geschichtlichen Entwicklung hervorgeht, war es jedoch ein langer Weg, bis eine wirkliche Einheitlichkeit unter den Wälzlagerfabrikanten durch die Norm herbeigeführt wurde. Heute können die vom ISA-Komitee 4 empfohlenen Toleranzen für die Bohrung, den Mantel und die Breite Anspruch auf internationale Anerkennung erheben, ebenso wie die Toleranzen für die Längslager.

#### 3,232 Normale Laufgenauigkeit.

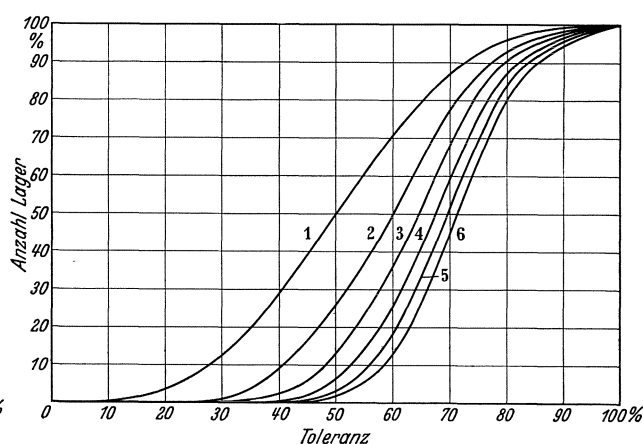
Um die Laufgenauigkeit hat man sich dagegen in den früheren Jahren wenig gekümmert. Nachdem jedoch die Wälzlager in immer größerem Umfang auch für Präzisionsmaschinen und Apparate Anwendung fanden, sah man sich gezwungen, auch in dieser Beziehung eine Vereinheitlichung durchzuführen. Auf Vorschlag des ISA-Komitees 4 wurden die in der DIN 620 niedergelegten Werte international anerkannt. Gleichzeitig hat man Verfahren für die Prüfung der Maß- und Laufgenauigkeit ausgearbeitet, die ebenfalls in die DIN 620 aufgenommen wurden (s. Tafel 9,61).

#### 3,233 Erhöhte Laufgenauigkeit.

Wenn auch mit diesen Werten für die weitaus meisten Lager ohne weiteres auszukommen ist, so hat sich doch in den letzten Jahren die Notwendigkeit herausgestellt,



(504) Streuung der Maß- und Laufgenauigkeit.



(505) Lageranfall bei Einschränkung der Toleranz für mehrere Bedingungen gleichzeitig.

für gewisse Anwendungsgebiete, in erster Linie Werkzeugmaschinen und Meßapparate, Lager mit höherer Genauigkeit zu verwenden.

Um diesem Wunsche nachzukommen, wurde eine Tabelle über Lager mit erhöhter Genauigkeit herausgegeben, die die normalen Werte DIN 620 enthält und dann drei weitere Stufen mit um je 50 % kleineren Werten, und zwar bei allen den Lauf beeinflussenden Faktoren gleichzeitig. Diese Tabelle hat viel Verwirrung angerichtet, da es nicht möglich ist, eine derartige Genauigkeit mit einigermaßen wirtschaftlichen Mitteln einzuhalten. Hinzu kommt, daß die kleinsten Werte im Bereich der Meßgenauigkeit liegen, beim Rillenseitenschlag sogar darunter (s. Abschnitt 8). Wenn es sich um sonst normale Lager handelt, von denen große Vorräte vorhanden sind, wird man zuerst versuchen, die Lager mit erhöhter Genauigkeit aus den vorhandenen Beständen herauszufinden. Zu diesem Zweck ist es notwendig, die Streuung der Lager bei den verschiedenen Laufeigenschaften möglichst genau zu kennen.

Aus den dem Verfasser zur Verfügung stehenden Meßprotokollen von vielen tausend Lagern ergibt sich für alle Bedingungen etwa die in Bild (504) dargestellte Streuung.

[8] Erhöhte Maßgenauigkeit nach TÖRNEBOHM.

Bedeutung der Spalten.

- 0 = Normal
- 1 = Keine Grenzlagen<sup>1</sup>
- 2 = Eingeengte Bohrungstoleranz
- 3 = Eingeengte Bohrungstoleranz
- 4 = Eingeengte Manteltoleranz nach der Gutseite<sup>2</sup>
- 5 = Eingeengte Manteltoleranz nach der Ausschußseite
- 6 = Eingeengte Bohrungstoleranz nach 2 und 4<sup>3</sup>
- 7 = Bohrungs- und Manteltoleranz nach 2 und 4<sup>3</sup>
- 8 = Bohrungs- und Manteltoleranz nach 2 und 5
- 9 = Eingeengte Bohrungstoleranz nach 2 und 5

Toleranzen für Maßgenauigkeit. Werte in  $\mu$ .

Bohrungs- bzw. Mantel- durchmesser in mm	1		2		4 <sup>2</sup>		5		7 <sup>2</sup>		8	
	Bohrungstol.		Eingeengte Bohrungstol.		Eingeengte Manteltol.		Eingeengte Manteltol.		Eingeengte Bohrungstol.		Eingeengte Manteltol.	
	Guts.	A.-S.	Guts.	A.-S.	Guts.	A.-S.	Guts.	A.-S.	Guts.	A.-S.	Guts.	A.-S.
über												
30	-10	0	-6	0	0	5	-4	9	-6	0	-5	4
50	-12	0	-7	0	0	6	-5	11	-7	0	-6	5
80	-15	0	-9	0	0	7	-6	13	-9	0	-7	6
120	-20	0	-12	0	0	8	-7	15	-12	0	-8	7
150		0	-15	0	0	9	-9	18	-15	0	-9	9
180	-25	0	-18	0	0	13	-12	25	-15	0	-13	12
250	-30	0	-25	0	0	15	-15	30	-17	0	-15	15
315	-35	0	-35	0	0	18	-17	35	-20	0	-17	17
400	-40	0	-40	0	0	20	-20	40	-22	0	-20	20
500		0	-45	0	0	23	-22	45	-25	0	-22	22
630		0	-50	0	0	25	-25	50		0	-25	25

<sup>1</sup> Die Grenzabmaße dieser und aller anderen Gruppen dürfen an keiner Stelle der Bohrung oder des Mantels überschritten werden; sie gelten also einschließlich der Abweichungen von der Rundheit.

<sup>2</sup> Diese Gruppen sollten möglichst vermieden werden zugunsten von 2 und 5.

Das Toleranzgebiet wurde in mehrere gleiche Gruppen eingeteilt und die Anzahl Lager jeder Gruppe als Säule aufgetragen. Daraus geht hervor, daß fast das ganze Toleranzgebiet ausgenutzt wird, die meisten Lager aber etwa in der Mitte des Feldes liegen. Mit Rücksicht auf das Aussuchen wäre es also am günstigsten, die Toleranz an beiden Grenzen einzuengen; mit Rücksicht auf die Herstellung ist es jedoch zweckmäßiger, nur an der sog. Ausschußseite einzuschränken, da dann ein Lager, das jenseits der neuen Grenze liegt, sich immer noch innerhalb der normalen Toleranz befinden kann, und Lager, die die Gutseite noch nicht erreicht haben, nachgearbeitet werden können. Bei der nachfolgenden Aufstellung wurde daher die Toleranzeinschränkung immer an der Ausschußseite vorgenommen. Die Darstellung (505) zeigt das Verhältnis bei einer beliebigen Einschränkung des Toleranzfeldes und die Anzahl der anfallenden Lager bei einer und mehreren einschränkenden Bedingungen. Man findet, daß bei einer Toleranzeinschränkung an der Ausschußseite von 30% bei 6 einschränkenden Bedingungen nur 45% vollkommen sind, denn von der Bedingung 1 fallen 88% an, von der Bedingung 1 + 2 nur 78% und von 1 + 2 + 3 nur noch 70% usw. Noch untragbarer wird der Zustand naturgemäß bei einer Einschränkung auf 50% der normalen Werte. Aus

dieser Überlegung, die von den wirklichen Verhältnissen ausgeht, folgt also ganz eindeutig, daß ein Ausschauen praktisch nicht mehr möglich ist, wenn alle Bedingungen mehr als 30% eingeschränkt werden. Ebenso schwierig ist aber auch die Neuherstellung, wenn gleichzeitig alle Bedingungen in derartig engen Toleranzen erfüllt werden sollen.

Welche Forderungen an die Lager zu stellen sind, hängt von der Konstruktion des betreffenden Maschinenteiles und von den Betriebsverhältnissen ab. Eine gleichmäßige Verkleinerung sämtlicher Schlagwerte von DIN 620 ist daher nicht immer erforderlich und wegen der Herstellungsschwierigkeit auch nicht zweckmäßig und wirtschaftlich.

Aus diesem Grunde ist das von TÖRNEBOHM empfohlene System für Lager mit erhöhter Genauigkeit, Tabelle [8] u. [9], besonders günstig, da es die Möglichkeit gibt, die Lager je nach den betriebsmäßigen Erfordernissen auszuwählen, ohne übertriebene und daher unwirtschaftliche Genauigkeit. In bezug auf die Werte für die Maß- und Laufgenauigkeit in den verschiedenen Gruppen sei noch darauf hingewiesen, daß es sich um Höchstwerte handelt, der weitaus größte Teil der danach gelieferten Lager wird also kleinere Abweichungen aufweisen.

[9] Erhöhte Laufgenauigkeit nach TÖRNEBOHM.

Bedeutung der Spalten.

- 00 = Normal Radialschlag des Innenringes
- 01 = Kleiner Radialschlag des Innenringes
- 02 = Noch kleinerer Radialschlag des Innenringes
- 03 = Kleiner Radialschlag des Außenringes
- 04 = Kleiner Stirnseitenschlag und Rillenseitenschlag
- 05 = Innen- und Außenring nach 1 und 3
- 06 = Innen- und Außenring nach 2 und 4
- 07 = Innen- und Außenring nach 1, 3 und 4
- 08 = Innen- und Außenring nach 2, 3 und 4
- 09 = - - - - -

Toleranzen für Laufgenauigkeit. Werte in  $\mu$ . (Höchstwerte.)

Bohrungs- bzw. Mantel- durchmesser in mm	01		02		03		04			05		06				07				08					
	über	bis	Bes. kl. Radialschlag des umlaufenden Innenringes	Kl. Radialschlag des umlaufenden Innenringes	Kl. Radialschlag des umlaufenden Außenringes	Kl. Stirnseitenschlag des umlaufenden Innenringes	Kl. Rillenseitenschlag des umlaufenden Innenringes	Kl. Rillenseitenschlag des umlaufenden Außenringes	Kl. Radialschlag des umlaufenden Innenringes	Kl. Radialschlag des umlaufenden Außenringes	Kl. Stirnseitenschlag des umlaufenden Innenringes	Kl. Rillenseitenschlag des umlaufenden Innenringes	Kl. Rillenseitenschlag des umlaufenden Außenringes	Kl. Radialschlag des umlaufenden Innenringes	Kl. Radialschlag des umlaufenden Außenringes	Bes. kl. Radialschlag des umlaufenden Innenringes	Kl. Radialschlag des umlaufenden Innenringes	Kl. Rillenseitenschlag des umlaufenden Innenringes	Kl. Rillenseitenschlag des umlaufenden Außenringes	Kl. Radialschlag des umlaufenden Innenringes	Kl. Radialschlag des umlaufenden Außenringes	Kl. Stirnseitenschlag des umlaufenden Innenringes	Kl. Rillenseitenschlag des umlaufenden Innenringes	Kl. Rillenseitenschlag des umlaufenden Außenringes	
30		10	5	10	7	10	10	10	10	10	10	10	10	10	5	7	10	10	10	10	7	10	10	20	20
50		10	5	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	5	10	10	10	10	10	10	10	10	20	20
80		10	5	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	6	12	12	12	12	12	12	12	12	25	20
120		13	7	12	12	12	12	12	12	15	15	12	12	15	8	17	12	12	12	12	17	12	12	25	22
150		16	8	12	12	12	12	12	15	18	15	12	15	18	10	20	15	12	12	20	17	12	15	25	25
180		16	8	12	12	12	12	12	15	18	15	12	15	18	10	20	15	12	12	20	22	15	15	25	30
250		20	10	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	10	22	15	12	12	22	22	15	15	30	30
315		24	12	20	20	20	20	20	17	17	17	17	17	17	12	25	17	12	12	25	25	17	12	35	35
400		30	15	23	23	23	23	23	17	17	17	17	17	17	15	25	17	12	12	25	25	17	12	35	35
500			15	26	26	26	26	26	20	20	20	20	20	20	15	30	20	15	15	30	25	15	15	35	35
630			30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	15	35	20	15	15	35	25	15	15	35	35

### 3,3 Reibung.

#### 3,31 Rollreibung.

##### 3,311 Einfluß der elastischen Verformung auf die Rollreibung.

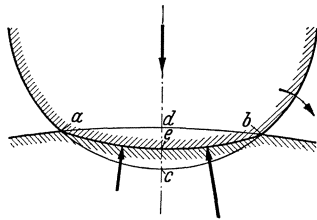
Die Gesamtreibung eines Wälzlagers setzt sich aus mehreren verschiedenartigen Reibungsvorgängen zusammen.

1. Aus der sog. Rollreibung als Folge elastischer Verformung:

Diese kann verursacht sein:

- a) durch Normalkräfte,
  - b) durch Tangentialkräfte,
  - c) durch Druckschwankungen oder Schwingungen,
  - d) durch Dehnungen und Stauchungen innerhalb der Druckfläche,
  - e) durch äußere Tangentialkräfte,
  - f) durch die Form und Lage der Oberflächen.
2. Aus der Gleitreibung infolge Beschleunigungskräften.
  3. Aus der Gleitreibung infolge Herstellungsungenauigkeiten.
  4. Aus der Gleitreibung der Rollkörper am Käfig.
  5. Aus der Gleitreibung der Rollkörper an den Borden.
  6. Aus der Gleitreibung hervorgerufen durch die Verdrängung des Schmiermittels.
  7. Aus der Gleitreibung der Dichtungsteile.

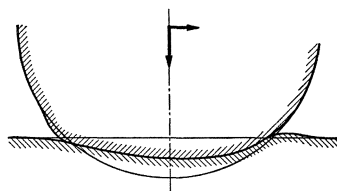
**3,3111 Wirkung der Normalkräfte.** Zwei Körper aus mehr oder weniger elastischem Werkstoff, die sich mit den in bestimmter Weise gekrümmten Oberflächen unter einem gewissen Druck berühren, werden verformt. Wenn nur der eine Körper auf dem anderen abrollt, so wird der Werkstoff der beiden Körper in Bewegungsrichtung zusammengedrückt und wieder entlastet. Das Verhältnis zwischen Druck und Verformung bei Erhöhung und Verminderung der Last ist aber nicht gleich, auch wenn die Elastizitätsgrenze des Werkstoffes nicht überschritten wird. Eine bestimmte Verformung bedingt bei Lastzunahme einen höheren Druck als bei Lastabnahme. Infolgedessen wird der Widerstand gegen die Rollbewegung in dem vorderen Teil der Druckfläche etwas größer als der Druck der Berührungfläche auf den Rollkörper in dem hinteren Teil (506).



(506) Druckverteilung in der Berührungsfäche beim Abwälzen.

Der Unterschied hängt innerhalb der Elastizitätsgrenze von der Geschwindigkeit ab, mit der die Belastungszunahme oder -abnahme erfolgt. Einen wesentlichen Einfluß haben ferner die Krümmungshalbmesser der Berührungsfächen und die spezifische Pressung in der Druckfläche, da diese beiden Faktoren die Größe der Verformung bestimmen.

**3,3112 Wirkung der Tangentialkräfte in der Druckfläche.** Bei einem Rollvorgang unter ausschließlich senkrechter Belastung findet also eine Verschiebung der Resultierenden aller Kräfte innerhalb der Druckebene in Bewegungsrichtung statt. Wenn



(507) Verformung am Rande der Berührungsfäche.

außer dem senkrechten Druck noch eine Tangentialkraft in der Druckfläche zur Wirkung kommt, wird diese Verschiebung beträchtlich erhöht (507). Eine solche Tangentialkraft, die durch Gleitreibung zwischen den Oberflächen der Körper entstehen kann, verursacht eine elastische Verformung in der Druckfläche und senkrecht dazu. Je nach der Rollreibung, der Elastizitätseigenschaft des Werkstoffes und entsprechend der Richtung der Tangentialkräfte ist die Wirkung verschieden.

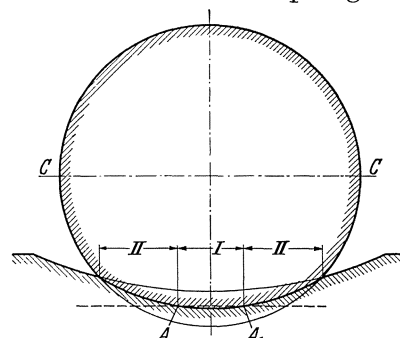
**3,3113 Wirkung der Druckschwankungen.** Zu diesen beiden Arten des durch Formänderung erzeugten Rollwiderstandes kommt noch die Reibung infolge Dämpfung der Schwingungen, wenn durch unebene Unterlagen oder nicht ausgewuchtete, drehende Körper Druckschwankungen hervorgerufen werden. Ihre Energie wird durch die innere Werkstoffreibung aufgezehrt und erhöht den Rollwiderstand.

**3,3114 Wirkung der örtlichen Dehnungen.** Auch aus anderen Ursachen kann ein Gleiten innerhalb der Druckflächen stattfinden. Die Teile der Oberfläche, die sich in Berührung befinden, werden durch die senkrechten Kräfte gedehnt oder gestaucht. Bei dem in Bild (506) dargestellten Rollkörper wird der Bogen  $acb$  verkürzt auf  $aeb$ , während der Bogen  $adb$  der Unterlage gedehnt wird. Die bei dieser Formänderung auftretenden Relativbewegungen rufen Gleitwiderstände hervor, die zur Erhöhung des Rollwiderstandes beitragen. Dies trifft auch zu für die Verluste, die durch ungleiche Temperatursteigerung in den verschiedenen Punkten der Druckfläche und den beiden Körpern auf Grund ihrer verschiedenartigen Gestalt oder ihres ungleichen Wärmeleitvermögens entstehen.

**3,3115 Wirkung der äußeren Tangentialkräfte.** Wenn eine Tangentialkraft auf den Rollkörper in bestimmter Richtung einwirkt, so werden, wie bereits erwähnt, elastische Formänderungen in tangentialer Richtung hervorgerufen. Es tritt also beim Rollen des Körpers ein Gleiten in Richtung der Tangentialkräfte ein, vor allem in den Punkten, die dem Rande der Druckfläche am nächsten liegen, so daß sich der Rollkörper unter Gleitung in der erwähnten Richtung bewegt. Dies wird um so deutlicher, je größer die Tangentialkraft ist. Daß die in der Mitte der Druckfläche gelegenen Punkte nicht gleiten, beruht auf der ungleichen Verteilung des Vertikaldruckes. Dieser ist in der Mitte der Druckfläche am größten und nimmt nach dem Rande bis zu Null ab. Da der Reibwert auf der ganzen Druckfläche ziemlich konstant ist, entsteht die Tangentialbewegung zunächst als partielles Gleiten am Rande und den angrenzenden Zonen, während die Reibkraft im Zentrum noch groß genug ist, um ein Gleiten zu verhindern.

### 3,312 Einfluß der Form und Lage der Laufbahnen.

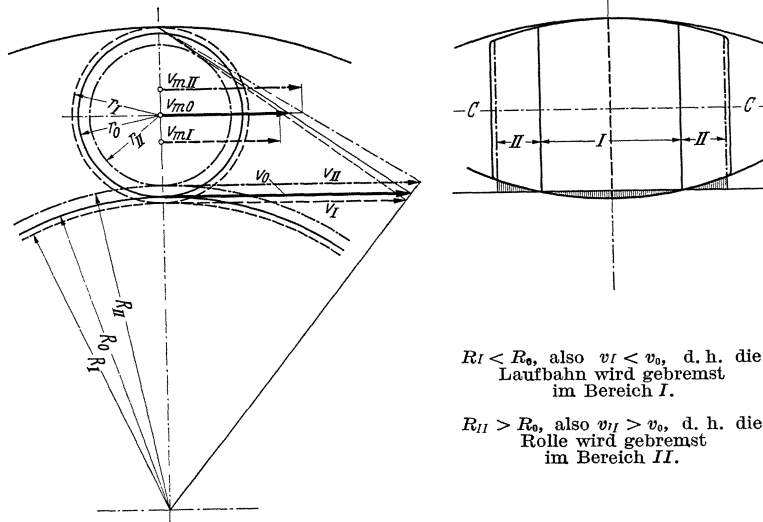
**3,3121 Kugel und Laufrille, Druckwinkel = 0.** Die Rollreibung wird auch beeinflußt durch das Gleiten zwischen den Oberflächen. Dies wird entweder durch ihre ursprüngliche Form und ihre Lage zueinander hervorgerufen oder durch ihre Veränderung infolge der Verformung. Zwei Körper von rein zylindrischer Form rollen mathematisch genau aufeinander ab, wenn sie vollkommen starr sind und ihre Achsen gleiche Richtung haben. Bei zwei Körpern von rein kegelförmiger Form müssen sich die Achsen in einem Punkt auf der Hauptachse schneiden. Ist aber die Erzeugungslinie der einen oder anderen Oberfläche nicht gerade, sondern gekrümmt, wie z. B. bei kugeligen oder tonnenförmigen Rollkörpern, dann erhält auch die tatsächliche Berührungsfläche zwischen den elastischen Körpern eine nach allen Richtungen gekrümmte Form. In Bild (508) ist die Krümmung in der Ebene dargestellt, die durch die Achse des Rollkörpers und die Lagerachse gegeben ist. Die Punkte der Berührungsfläche, die in einer Schnittebene durch die Rotationsachse  $C-C$  des Rollkörpers liegen, haben ungleichen Abstand von dieser Achse. Da die Umfangsgeschwindigkeit eines jeden Punktes des Mantels, bezogen auf seinen Drehmittelpunkt, durch das Produkt aus dem Halbmesser und der Winkelgeschwindigkeit des Körpers gegeben ist, bewegen sich die verschiedenen Punkte mit verschiedener Umfangsgeschwindigkeit. Hieraus ergibt sich, daß nur bestimmte Punkte eine reine Rollbewegung auf der Unterlage ausführen können, während sich alle übrigen Punkte mit größerer oder kleinerer Geschwindigkeit bewegen. Die Punkte mit reiner Rollbewegung bilden in der Zeichnungsebene eine oder zwei sog. Nulllinien  $A$  und  $A_1$ , die parallel zur Rollrichtung verlaufen. Alle Punkte des Bezirkes  $I$  führen ein Gleiten entgegen der Rollrichtung aus, alle Punkte der Bezirke  $II$  dagegen ein nach vorwärts gerichtetes Gleiten. Die Lage der Nulllinien ist durch die Gleichgewichtsbedingung bestimmt, wonach die geometrische Summe sämtlicher Gleitreibungskräfte des Bezirkes  $I$  und der Bezirke  $II$  sowie der tangentialen Kräfte am Rollkörper gleich Null sein muß.



(508) Lage der Nulllinien.



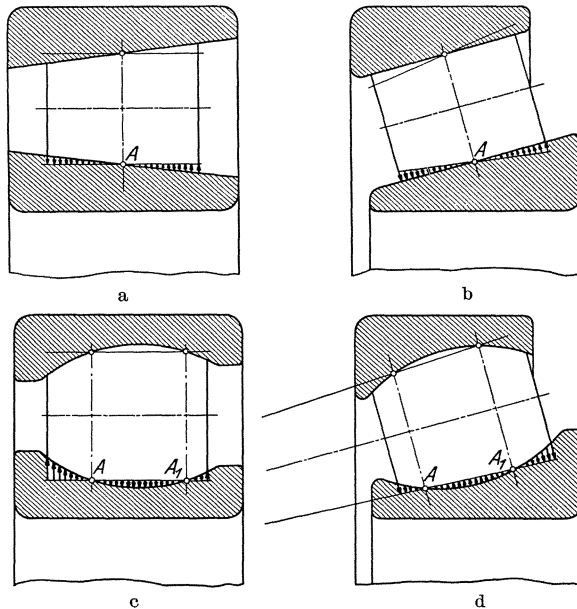
**3,3122 Symmetrische Tonne, Rollenachse parallel zur Hauptachse.** Bei tonnenförmig gewölbten Rollkörpern mit symmetrisch zu einer senkrechten Achse angeordnetem Laufbahnprofil liegt ein ähnlicher Zustand vor (509). Der Unterschied in der Umfangsgeschwindigkeit der verschiedenen Punkte der Berührungsfläche ergibt sich aus der Krümmung der Erzeugenden der Laufbahn, wenn die Rollen die Laufbahn über die ganze Breite bei gleichmäßiger Verteilung des Druckes berühren, oder aus der Krümmung bei Verformung, wenn der Halbmesser der Erzeugenden des Rollenmantels kleiner ist als der der Laufbahn des Ringes. Bild 509 gibt auch die Erklärung für die auftretende Reibung. Da die Krümmung der Lauf-



$R_I < R_0$ , also  $v_I < v_0$ , d. h. die Laufbahn wird gebremst im Bereich I.  
 $R_{II} > R_0$ , also  $v_{II} > v_0$ , d. h. die Rolle wird gebremst im Bereich II.

(509) Gleiten in der Druckfläche bei zur Hauptachse parallelen, symmetrischen, gewölbten Rollen.

bahnerzeugenden kaum größer ist als die bei Kugellagern durch Verformung unter hoher Last entstehende Wölbung der Druckfläche, sind in dieser Beziehung die Reibungsverhältnisse bei Lagern mit tonnenförmigen Rollen und Linienberührung nicht ungünstiger. Die Größe der Gleitreibungskräfte hängt also bei gewölbtem Laufbahnprofil von der Form der ursprünglichen Laufbahn, der Schmiegun und von der Größe der Verformung, d. h. dem spezifischen Rollkörperdruck ab.



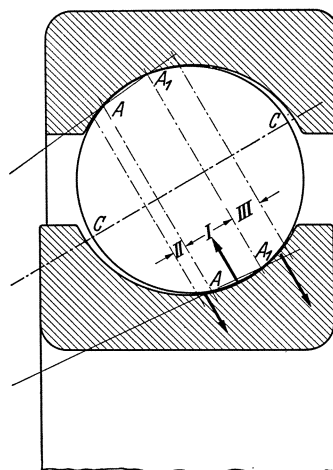
(510a—b) Lage der Nulllinien in Abhängigkeit von der Lage der Rollen.

**3,3123 Kegelförmige und zylinderförmige Rollen.** Die Darstellung der Bilder (508) und (509) setzt vollkommen runde und gleichmäßige Laufflächen voraus. Der Gleichgewichtszustand und damit der Abstand der Nulllinien voneinander und von der Mitte der Druckfläche kann sich aber mit der Größe und Richtung äußerer Tangentialkräfte, die z. B. infolge Abweichungen von der mathematischen Form entstehen, ändern. Er kann aber auch durch die Form der Laufbahn selbst gestört werden. Wenn z. B., wie in Bild (510a), die Achse der kegelförmigen Rolle die gleiche Richtung hat wie die Achse der Laufbahn, oder eine Zylinderrolle geneigt liegt zur Laufbahnachse (510b), dann ergibt sich nur eine

Nulllinie. Die Reibkräfte in der Druckfläche links und rechts davon haben verschiedene Richtung. Sie bilden ein Moment, welches das Bestreben hat, den Rollkörper aus seiner Lage zu drehen.

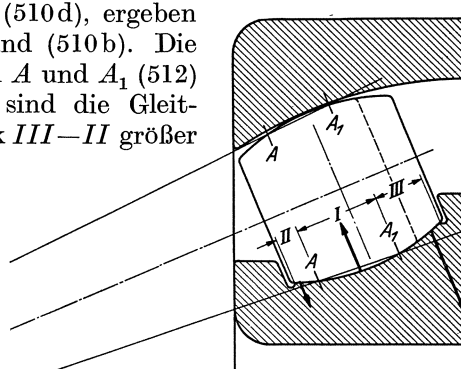
**3,3124 Kugel und Laufrille, Druckwinkel  $> 0$ .** Bei gewölbten Rollkörpern, Kugeln und Tonnen, können auch zwei unsymmetrisch gelegene Nulllinien entstehen, selbst

wenn kein inneres Tangentialmoment vorhanden ist, z. B. bei Berührung zwischen zwei allgemeinen Rotationsflächen, deren Längsachsen sich schneiden, oder bei Belastung schräg oder parallel zu der Drehachse. In Bild (508) war der Fall vorausgesetzt, daß der Druckwinkel  $= 0$  ist, die Berührungspunkte also in der gleichen Rollebene liegen, wie dies z. B. bei Radiallagern unter rein radialer Belastung der Fall ist. Wenn ein solches Lager aber einer kombinierten oder einer rein axialen Belastung ausgesetzt wird, dann liegt die Druckmittellinie schräg zur Laufbahn wie bei Schräglagern, d. h. der Druckwinkel ist  $> 0$ . Wie Bild (511) zeigt, werden die Verhältnisse unter diesen Umständen wesentlich ungünstiger. Der Abstand der einzelnen Punkte von der momentanen Drehachse  $C-C$  bleibt zwar der gleiche, aber die Nulllinien  $A$  und  $A_1$ , die durch die Mantellinien des ideellen Rollkegels bestimmt werden, liegen unsymmetrisch zur Druckfläche, d. h. die Reibkräfte in dem Gebiet  $III$  sind größer als in dem Bezirk  $II$ . Der Gleichgewichtszustand ist also gestört. Die Kugeln haben die Neigung, sich außer um die Hauptdrehachse, nämlich die Lagerachse, auch in jeder Stellung gleichzeitig um ihre jeweilige Berührungsschse zu drehen. Durch dieses „Drehen um einen Punkt“ entstehen Tangentialkräfte, die die Reibung gegenüber dem Zustand bei waagerechter Lage der Druckflächen (508) erhöhen. Aus dieser Überlegung folgt also, daß der Reibwert bei Kugellagern um so höher ist, je mehr die Druckfläche zur Lagerachse geneigt ist.



(511) Lage der Nulllinien bei Radiallagern unter Axialdruck und Schrägkugellagern.

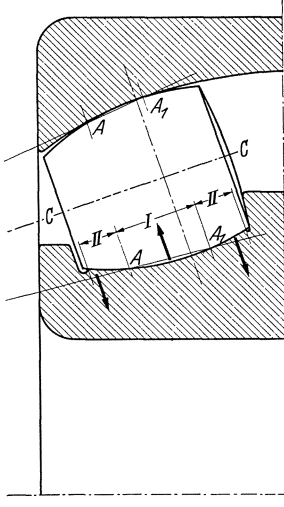
**3,3125 Symmetrische Tonne, Rollenachse schräg zur Hauptachse.** Wenn unsymmetrische, gewölbte Rollen mit ihrer Achse parallel zur Hauptachse liegen (510c) oder symmetrische gewölbte Rollen schrägestellt sind (510d), ergeben sich ähnliche Verhältnisse wie bei Bild (510a) und (510b). Die durch den ideellen Rollkegel bestimmten Nulllinien  $A$  und  $A_1$  (512) liegen unsymmetrisch zur Rolle. Infolgedessen sind die Gleitreibungskräfte auf der rechten Seite um den Bezirk  $III-II$  größer als auf der linken Seite. Das Gleichgewicht der Rolle ist gestört. Die Kräfte in der Druckfläche bilden, genau wie bei Kugellagern mit geneigt liegendem Laufbahnprofil, ein Moment, welches das Bestreben hat, den Rollkörper aus seiner Lage zu drehen. Das Auftreten einer solchen Verdrehung wird bei Rollen „Schränken“ genannt. Dies „Schränken“ oder Schiefstellen der Rollenachse zur Hauptachse ist, genau wie bei Kugellagern, die Ursache für erhöhte Reibung in der Druckfläche. Während bei Lagern mit kugeligen Rollkörpern das Drehen um jede beliebige Achse fortgesetzt erfolgen kann, ergibt sich bei allen anders geformten Rollkörpern die Notwendigkeit, ein entgegenwirkendes Moment anzubringen, um das Schränken wenigstens zu begrenzen. Dies erfolgt gewöhnlich an seitlichen Bordflächen; dann entsteht aber bei „Spielführung“ ein erhöhter Druck, der die Reibung zusätzlich vergrößert.



(512) Lage der Nulllinien bei zur Hauptachse geneigten, symmetrischen, gewölbten Rollen.

**3,3126 Unsymmetrische Tonne, Rollenachse schräg zur Hauptachse.** Es ist daher im Interesse einer möglichst geringen Reibung und einer hohen Tragfähigkeit wichtig, die Schränkursachen zu beseitigen, d. h. für einen Gleichgewichtszustand der Rollen zu sorgen, bevor die Schiefstellung eingetreten ist, so daß das Stützmoment erst in Funktion zu treten hat, wenn äußere Tangentialkräfte ein Schränken hervorrufen wollen. Dieser Zustand wird erreicht, wenn der überschießende, schränkend wirkende Betrag des Bezirkes  $III$  der Tangentialkräfte (512) beseitigt wird dadurch, daß die schrägliegende, gewölbte Rolle

eine unsymmetrische Form erhält, entsprechend Bild (513). Da der Bezirk *II* rechts gleich dem Bezirk *II* links ist, steht die Rolle im Gleichgewicht. Gleichzeitig wird durch die „Spannführung“ eine Schiefstellung der Rollen aus anderen Ursachen vermieden. Die dabei entstehende Bordreibung ist kleiner als die Reibung in der spezifisch hochbelasteten Lauf- fläche, wenn die Rolle schränkt. Die Reibungsverhältnisse bei dieser Form sind daher günstiger als bei der Bauart Bild (512). Die Lage der Nulllinie ist aber auch in diesen Fällen von den äußeren Tangentialkräften abhängig, die sich nach der einen oder anderen Seite verschieben können.



(513) Lage der Nulllinien bei zur Hauptachse geneigten, unsymmetrischen, gewölbten Rollen.

**3,3127 Zusammenfassung.** Durch die genannten Reibungs- widerstände entstehen Arbeitsverluste, welche der Summe der Produkte aus Reibkraft und Reibweg für jeden einzelnen Punkt innerhalb der Druckfläche entsprechen. Diese Verluste werden von dem Normaldruck, sowie den Werkstoffeigenschaften beein- flußt. Auch die Eigenart des an den Oberflächen haftenden Schmiermittels, die Temperatur und der Unterschied der zu den einzelnen innerhalb der Druckfläche gelegenen Punkten ge- hörigen Halbmesser gegenüber dem Halbmesser der Punkte, die auf der Nulllinie liegen, spielen eine Rolle. Der Unterschied in den Halbmessern hängt ab von der ursprünglichen Gestalt der Körper, der Formänderung bei Belastung und der Größe der

Tangentialkräfte, da diese einen Einfluß auf die Lage der Nulllinie ausüben und die Lage der Nulllinie ihrerseits die Gleitwege der verschiedenen Punkte beeinflußt.

Auf den Rollwiderstand wirken also folgende Umstände ein:

- a) die elastischen Eigenschaften des Werkstoffes,
- b) die Beschaffenheit der Oberflächen,
- c) die Größe des Normaldruckes,
- d) Größe und Richtung des Tangentialdruckes,
- e) die Rollgeschwindigkeit,
- f) die Gestalt und gegenseitige Lage der Oberflächen.

Die hier aufgeführten einzelnen Widerstände, die zwischen den sich aufeinander abwälzenden Körpern auftreten, können in ihrer Gesamtheit als Rollwiderstand bezeichnet werden. Das mit der Rollbewegung verbundene vollkommene Gleiten, d. h. das gleich- zeitige Gleiten sämtlicher Punkte der Druckfläche in einer gewissen Richtung, ist nicht als Teil des eigentlichen Rollwiderstandes anzusehen. Von den als Rollreibung auf- geführten Einzelwiderständen ist der unter Punkt f erwähnte für den Verbraucher am wichtigsten, weil er der einzige ist, der bei Lagern verschiedener Bauart deutlich fest- stellbare Unterschiede in Erscheinung treten läßt.

### 3,313 Versuchsergebnisse.

**3,3131 Prüfungen von STRIBECK.** Welchen Einfluß die Gestalt und gegenseitige Lage der sich berührenden Oberflächen auf den Reibwert ausübt, geht aus den Versuchen von STRIBECK hervor, die wegen ihrer Bedeutung im Wortlaut wiedergegeben werden sollen. Um unmittelbar einen Vergleich mit Gleitlagern zu ermöglichen, führte STRIBECK den ideellen Reibwert  $\mu_i$  ein, bei welchem das Reibmoment  $M = P \cdot r \cdot \mu_i$  nicht auf den Kugelmittlenkreis, sondern auf den Wellendurchmesser bezogen wird<sup>1</sup>. STRIBECK sagt in „Kugellager für beliebige Belastungen“ /128/ im Abschnitt „Die Reibungswerte“ S. 38 und folgende:

„1. Fig. . . , Bild (514). Die Lager bestanden aus je zwei Kugelringen. Es ergab sich, daß diese Konstruktion für große Belastungen am besten ist. Deshalb wurden vier solcher Lager geprüft,

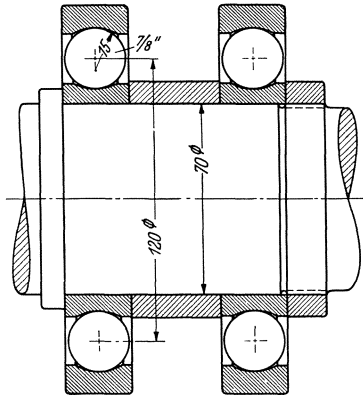
<sup>1</sup> Der Einheitlichkeit halber wurde der ideelle Reibwert  $\mu_i$  auch in den Diagrammen der STRIBECKSchen Versuche mit  $\mu_R$  bezeichnet.

deren Laufringe je aus Stahl verschiedener Herkunft und Zusammensetzung bestanden, um die geeignetste Stahlsorte zu ermitteln. Die Lauflächen der Ringe bilden im Querschnitt Kreisbögen, deren Halbmesser  $\frac{2}{3}$  des Kugeldurchmessers betragen. Sie waren sauber bearbeitet und ziemlich frei von Schleifrissen. Aus dem reichen Beobachtungsmaterial geht hervor

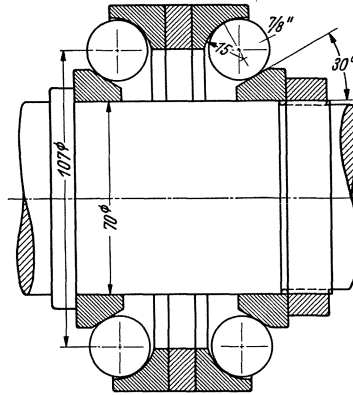
a) bei Belastungen von 1000–3000 kg und bei sämtlichen Versuchsgeschwindigkeiten — 65 bis 780 U/min — sowie bei Ölttemperaturen von 18–40° sind die Reibungskoeffizienten nur wenig verschieden. Im Mittel ist  $\mu_i = 0,0015$ .

b) Erst von 1000 kg an nimmt der Reibungskoeffizient mit abnehmender Belastung erheblicher zu. Von der Geschwindigkeit ist er auch bei diesen kleineren Belastungen fast unabhängig.

Da der Reibungskoeffizient innerhalb weiter Grenzen von der Umgangszahl unabhängig ist, so lassen sich die Ergebnisse in den wenigen Zahlen der nachstehenden Tabelle [10] wiedergeben.



(514) Versuchslager von STRIBECK, Rillenkugellager.



(515) Versuchslager von STRIBECK, Schrägkugellager.

[10] Einfluß von Last und Drehzahl auf den Reibwert nach STRIBECK.

				U/min		
				65	385	780
Lagerbelastung	380 kg	entsprechend	$1,4 d^2$ *	$\mu_i = 0,0033$	0,0035	0,0037
„	850 kg	„	$3,1 d^2$	$\mu_i = 0,0020$	0,0021	0,0022
„	1100 kg	„	$4,0 d^2$	$\mu_i = 0,0017$	0,0018	0,0019
„	1580 kg	„	$5,8 d^2$	$\mu_i = 0,0016$	0,0016	0,00165
„	2050 kg	„	$7,5 d^2$	$\mu_i = 0,0015$	0,0015	0,0015
„	3000 kg	„	$11,0 d^2$	$\mu_i = 0,0015$	0,0013	0,0013
„	4900 kg	„	$17,9 d^2$	$\mu_i = -$	-	0,0011

Die nur mäßigen Schwankungen in den Beobachtungsergebnissen sind zuvor ausgeglichen worden.

Es ist anzunehmen, daß bei einer weniger sorgfältigen Bearbeitung der Ringe, sowie bei überreicherlicher Füllung des Lagers mit einem dickflüssigen Schmiermittel die Geschwindigkeit von größerem Einfluß auf den Lagerwiderstand ist.

Für Belastungen von der zulässigen bis auf den halben Betrag, das ist von 3000–1500 kg, schwankt  $\mu_i$  nur zwischen 0,0013 und 0,0017.

Der Koeffizient  $f$  der rollenden Reibung ist zu ermitteln aus

$$\mu_i \cdot P \cdot r = S \cdot f \cdot \frac{D_0}{d} **$$

$S$  bezeichnet hierbei die Summe aller Einzelbelastungen der Kugeln und ist nach früherem =  $1,2 P$ , wofern  $P$  die Lagerbelastung darstellt; also gilt auch

$$\mu_i \cdot r = 1,2 \cdot f \cdot \frac{D_0}{d}$$

und mit

$$r = 3,5; \quad \frac{D_0}{d} = 4,4$$

$$f = \frac{3,5}{1,2 \cdot 4,4} = \frac{2}{3} \mu_i;$$

für  $\mu_i = 0,0013 - 0,0017$  also  $f = 0,0009 - 0,0011$ .

\*  $d$  = Kugeldurchmesser in englischen Achtelzollen und  $1,4 d^2$  = größte Belastung einer Kugel

\*\*  $D_0 = d_m$ ,  $d = d_w$ ,  $r = \frac{d}{2}$  s. Abschnitt 9,2.

2. Fig. . . , Bild (515). Das Lager wurde aus zwei Kugelringen gebildet. Es lief mit  
65, 130, 190, 385, 580 und 780 U/min

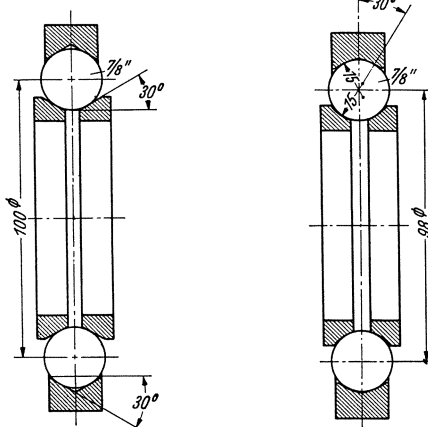
und unter Belastungen von 380–3000 kg. Die Reibungskoeffizienten sind um rd. 15% größer als für die Konstruktion Fig. . . , Bild (514). Im übrigen war die Geschwindigkeit von gleich geringem Einfluß wie bei 1.

3. Fig. . . , Bild (516). Das Lager, aus zwei Kugelringen bestehend, lief nur mit 380 und 780 U/min und unter Belastungen von 380–1800 kg. Ein Einfluß der Geschwindigkeit war mit Sicherheit nicht festzustellen.

Es ergab sich für 580 kg Belastung:  $\mu_i = 0,0051$ ;  
für 850–1800 kg „ :  $\mu_i = 0,0033–0,0037$ .

Die Temperatur schwankte zwischen 30 und 45° C.

Bei dem größten Lagerdruck von 1800 kg haben gleitende und rollende Reibung gleichen Anteil an der Reibungsarbeit; mit abnehmender Belastung nimmt der Anteil der gleitenden Reibung ab, der der rollenden Reibung zu.



(516) Versuchslager von STRIBECK, Vierpunktlager mit rein kegeligem Laufbahnprofil.

(517) Versuchslager von STRIBECK, Vierpunktlager mit gekrümmtem Laufbahnprofil.

Ein schweres Kugellager, das ein bestes Gleitlager zu ersetzen bestimmt ist, muß geringere Reibung als das Lager Fig. . . Bild (516) besitzen. Es eignen sich also diese Laufbahnen für den praktischen Gebrauch nicht.

4. Fig. . . Bild (517). Das Lager bestand ebenfalls aus zwei Kugelringen. Bei 380 und 780 U/min und 1100–3500 kg Belastung war  $\mu_i = 0,0052–0,0060$ . Bei einem Dauerversuch mit 3500 kg Belastung und 780 U/min stieg die Temperatur im Verlauf von 3 Stunden von 84° auf 130° C, ohne daß sich der Reibungskoeffizient änderte.

Bei 3500 kg Lagerbelastung ist die Arbeit der gleitenden Reibung fast 3mal und bei 1800 kg noch doppelt so groß als die Arbeit der rollenden Reibung.

Was über den praktischen Wert des Lagers Fig. . . Bild (516) bemerkt ist, gilt vom Lager Fig. . . Bild (517) in besonderem Grade.“

Aus diesen Versuchen geht also eindeutig der Einfluß der Gestalt und Lage der Oberflächen hervor. Am günstigsten liegen die Reibwerte für gewöhnliche Rillenkugellager mit  $\mu_R = 0,0011–0,0037$  je nach Belastung und Drehzahl. Für Schräglager liegen sie schon um 15% höher. Für Vierpunktlager mit kegelliger Laufbahn bei 380 kg beträgt der Reibwert  $\mu_R = 0,0051$  und für 850–1800 kg  $\mu_R = 0,0037$ . Er ist also um fast 100% höher als bei gewöhnlichen Rillenkugellagern. Noch größer war die Steigerung des Reibwertes bei einem Vierpunktlager mit gewölbtem Laufbahnprofil, wie sie auch heute noch für Sonderfälle vereinzelt angeboten werden, nämlich 0,0052–0,0060 für hohe Belastung, also etwa 5mal so hoch wie bei Rillenkugellagern.

**3,3132 Prüfungen von GOODMAN.** Auf Grund der Versuche von GOODMAN /41/ beträgt der Reibwert für einreihige Rillenkugellager im Mittel 0,0018, für Pendelkugellager dagegen nur 0,0013, siehe Tabelle [11].

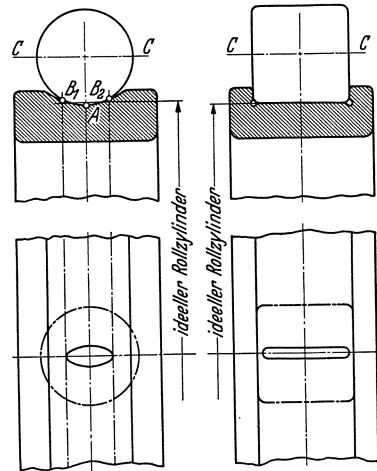
Wenn die Reibungsverhältnisse auch bei reinem Radialdruck zugunsten des Pendelkugellagers ausfallen, trotzdem bei dieser Bauart die Druckfläche geneigt zur Lagerachse liegt, so ist dies folgendermaßen zu erklären: Die Schmiegun g am Außenring ist weniger innig und der spezifische Kugeldruck und damit die Verformung wegen der großen Kugelzahl bei gleicher Last weniger hoch als beim Radiallager. Die Art der Schmiegun g ist auch die Ursache dafür, daß der Rollwiderstand bei genau gearbeiteten Zylinderrollenlagern mit kurzen Rollen kleiner ist als bei Rillenkugellagern. Dies zeigt sich vor allem bei hoher spezifischer Belastung. Bei Kugellagern tritt dann in einer Ebene, die durch die Kugelmitte und die Lagerachse gegeben ist, eine starke Verformung ein, während bei Zylinderrollenlagern die tatsächliche Laufbahn mit dem ideellen Zylinder zusammenfällt (518). GOODMAN hat auch diese Verhältnisse untersucht und dabei die in Tabelle [11]

aufgeführten Vergleichszahlen gefunden. Danach ergibt sich für Rillenkugellager im Mittel ein Reibwert von 0,0018, für Zylinderrollenlager aber nur 0,0011.

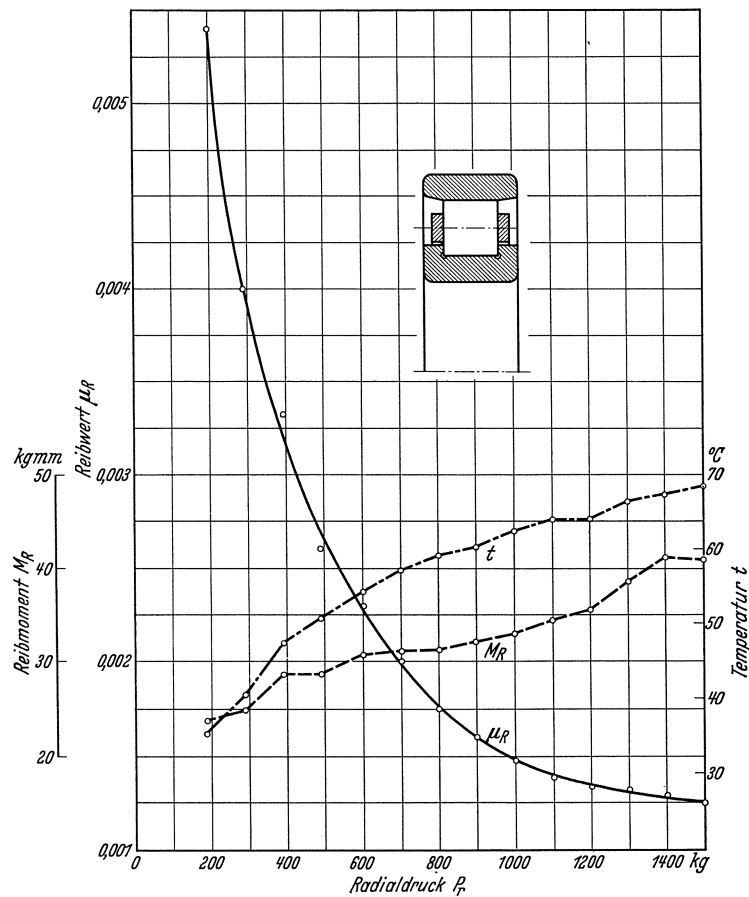
[11] Reibwerte für verschiedene Lagerarten in Abhängigkeit von der Belastung nach GOODMAN.

Belastung in kg	Reibwert $\mu_R$		
	Zylinderrollenlager	Rillenkugellager	Pendelkugellager
455	0,0019	0,0025	0,0015
910	0,0012	0,0015	0,0011
1365	0,0010	0,0014	0,0011
1820	0,0010	0,0016	0,0014
2275	0,0008	0,0017	
2730	0,0008	0,0017	
3185	0,0009	0,0018	
3640	0,0010	0,0019	
4095	0,0011	0,0020	
4550	0,0013	0,0020	

$n = 200 \text{ U/min}$



(518) Form der Druckfläche bei Kugellagern und Zylinderrollenlagern.



(519) Reibwerte für Zylinderrollenlager, MUZZOLI. Type: 10 BPV entspr. NM 45; Hauptmaße:  $45 \times 100 \times 25$ ; Rollenanzahl:  $z = 12$ ; Rollendurchmesser:  $d_{w} = 14 \text{ mm}$ ; Rollenlänge:  $l_w = 14 \text{ mm}$ ; Halbmesser der Innenlaufbahn:  $r_i = 29,240 \text{ mm}$ ; Radialspiel:  $sp_r = 0,033 \text{ bis } 0,038 \text{ mm}$ ; Massivkäfig: Bronze, am Innenring geführt; Rockwellhärte: 62,5 bis 63,5; Schmiermittel: Fett; Übermaß der Welle: 0,015 bis 0,020 mm.

Die Versuche von MUZZOLI /89/ bestätigen das von GOODMAN gefundene Ergebnis. Der Reibwert von Zylinderrollenlagern sinkt mit zunehmender Last immer weiter, ohne

die bei Kugellagern auffällige Umkehrung zu zeigen und fällt schließlich unter den Wert von Radiaxlagern (519). Auch die Versuche von WEBER /143/ ergaben ähnliche Werte.

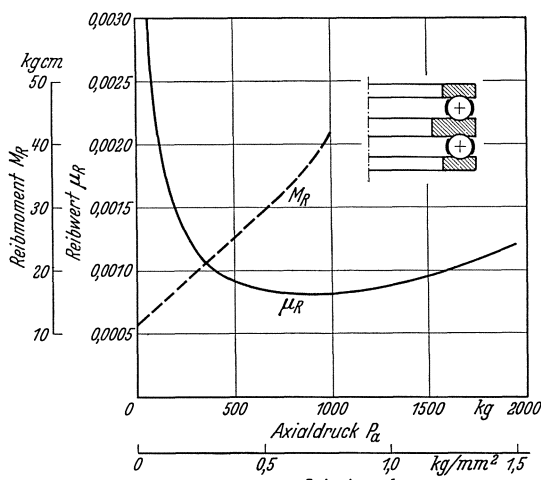
**3,3133 Prüfungen von FORSBERG.** Die in einem Vortrag von FORSBERG /34/ erwähnten Versuche [12] zeigen den Einfluß der Gestalt und Lage der Oberflächen bei Pendelkugellagern und Rillenkugellagern bei einem Druckwinkel = 0. Setzt man den Reibwert des Pendellagers gleich 100, dann erhält man für die einreihigen Rillenkugellager 117, 118, 142 bzw. 155, je nach dem Grad der Schmiegunng oder dem Verhältnis des Rillenhaltmessers zum Kugelhalbmesser.

[12] Reibwerte von Pendelkugellagern und Rillenkugellagern nach FORSBERG.

n	Belastung in kg	Reibwert $\mu_R$				
		Pendelkugellager	einreihige Rillenkugellager			
300	475	0,00079	0,00091	0,00093	0,00127	0,00121
	870	0,00075	0,00096	0,00095	0,00130	0,00103
	1260	0,00082	0,00111	0,00108	0,00154	0,00098
800	475	0,00095	0,00105	0,00109	0,00143	0,00182
	870	0,00087	0,00100	0,00111	0,00129	0,00130
	1260	0,00085	0,00115	0,00108	0,00165	0,00117
1250	475	0,00115	0,00136	0,00128	0,00172	0,00201
	870	0,00098	0,00114	0,00111	0,00157	0,00151
	1260	0,00096	0,00126	0,00110	0,00150	0,00130
1750	475	0,00143	0,00151	0,00155	0,00192	0,00212
	870	0,00112	0,00122	0,00121	0,00168	0,00156
	1260	0,00104	0,00131	0,00122	0,00169	0,00133
2250	475	0,00181	0,00200	0,00206	0,00232	0,00220
	870	0,00125	0,00138	0,00146	0,00190	0,00149
	1260	0,00110	0,00133	0,00139	0,00177	0,00124
Verhältniszahlen		100	118	117	155	142

Bei Längskugellagern liegen ganz ähnliche Verhältnisse vor wie bei Radiaxlagern. Bild (520) zeigt eine Reibungskurve, die von einem Lager Nr. 1908 aufgenommen wurde.

**3,3134 Prüfungen der Technischen Hochschule Berlin.** In neuerer Zeit sind auf dem Versuchsfeld für Maschinenelemente in der T. H. Berlin Laufprüfungen mit Kugellagern



(520) Reibwerte eines Längslager 1908.

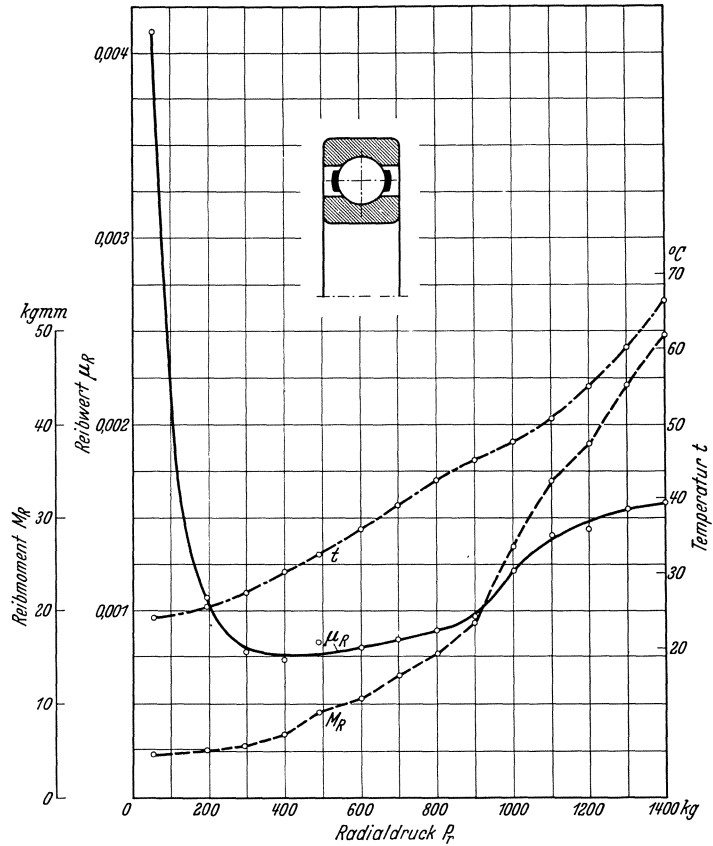
[13] Temperatursteigerung bei verschiedenen Lagerarten, T. H. Berlin.

Versuchslager Nr.	Pendelkugellager °C	Rillenkugellager °C	Radiaxlager °C
1	40	47	62
2	41,5	58	72,5
3	41	49	87,5
4	42	50	62
5	40	54	64
6	42,5	50	65,5
7	41	59,8	63
8	41	53	62
9	40,8	52,6	69
10	40,5	—	62,7
Mittelwert	41,0	52,5	67,0

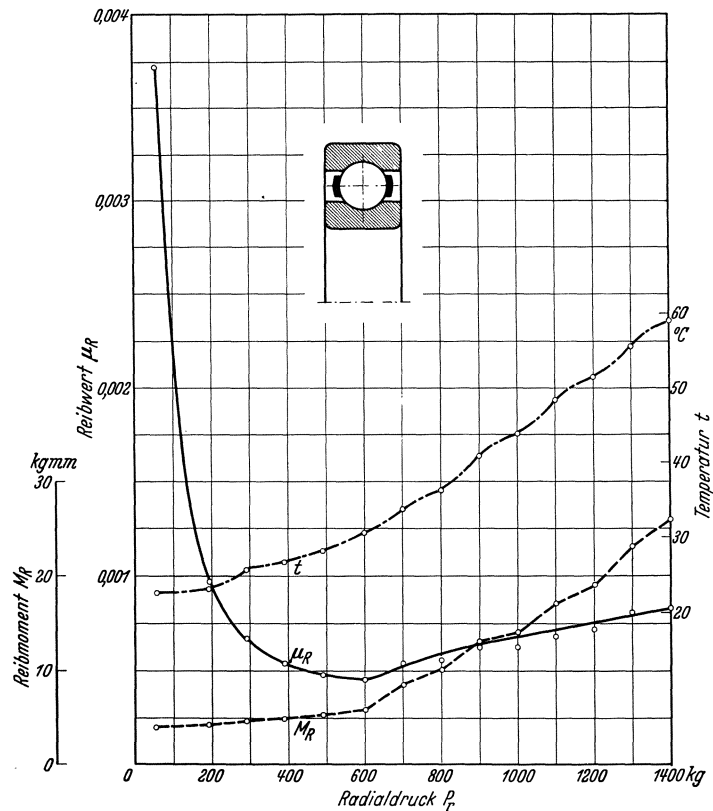
Belastung 1500 kg,  
Drehzahl 1000 U/min.

verschiedener Bauart angestellt worden. Bei dieser Gelegenheit wurden auch Temperaturmessungen vorgenommen. Da diese auf genau gleichen Verhältnissen beruhen, lassen sie auch unmittelbar einen Schluß zu über die in den betreffenden Lagerarten auftretende

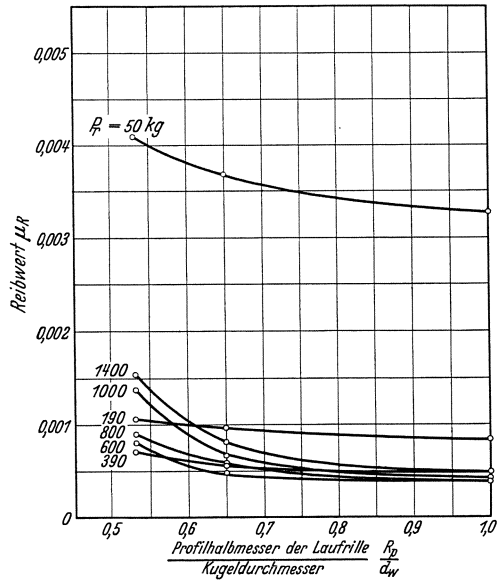
(521) Reibwerte für Radiallager, Muz-ZOLI. Type: 10 B normal entspr. 6309; Hauptmaße:  $45 \times 100 \times 25$ ; Kugelanzahl:  $z = 8$ ; Kugeldurchmesser:  $d_w = \frac{5}{8}''$ ; Halbmesser der Innenlaufbahn:  $r_l = 28,312$  mm; Axialspiel:  $sp_a = 0,140$  bis  $0,155$  mm; Rillradius:  $R_p = r_p = 8,415$  mm  $= 0,53 d_w$ ; Käfig: Stahlblech gestanz; Rockwellhärte: 64,5 bis 65; Schmiermittel: Mineralöl; Übermaß der Welle: 0,008 bis 0,011 mm.



(522) Reibwerte für Radiallager, Muz-ZOLI. Type: X entspr. 6309; Hauptmaße:  $45 \times 100 \times 25$ ; Kugelanzahl:  $z = 8$ ; Kugeldurchmesser:  $d_w = \frac{5}{8}''$ ; Halbmesser der Innenlaufbahn:  $r_l = 28,312$  mm; Axialspiel:  $sp_a = 0,235$  bis  $0,260$  mm; Rillradius:  $R_p = r_p = 10,320$  mm  $= 0,65 d_w$ ; Käfig: Stahlblech gestanz; Rockwellhärte: 62,5 bis 64,5; Schmiermittel: Mineralöl; Übermaß der Welle: 0,009 bis 0,012 mm.



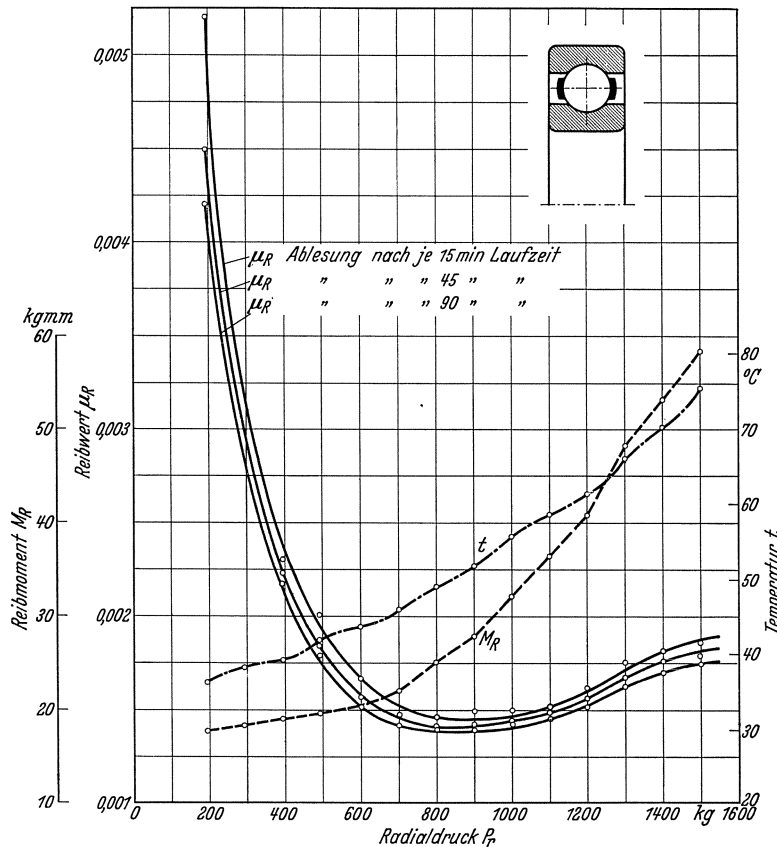




(523) Reibwerte in Abhängigkeit von der Schmiebung bei verschiedener Belastung, MUZZOLI.

Reibungsarbeit. Tabelle [13] zeigt, daß die Schmiebung auf die Höhe des Reibwertes einen bestimmenden Einfluß ausübt. Auch hier liegt das Pendelkugellager am niedrigsten bei  $41^\circ$ , dann folgt das Lager mit Einfüllöffnung mit etwa  $52^\circ$  und schließlich das Radiallager mit  $67^\circ$ . Man erkennt daraus deutlich den Einfluß der Schmiebung, zumal es sich um Mittelwerte einer größeren Anzahl von Lagern handelt.

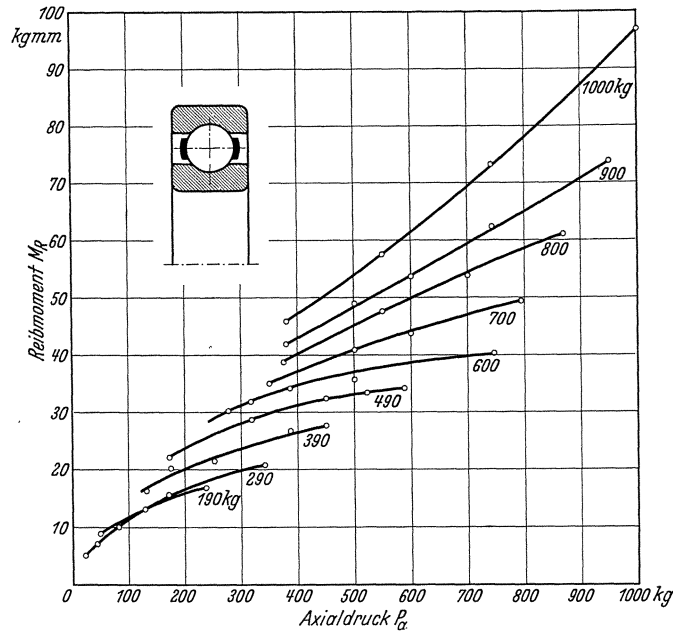
**3,3135 Prüfungen von MUZZOLI.** Die Beobachtungen von MUZZOLI /89/ über den Einfluß der Schmiebung decken sich mit den Feststellungen der anderen Forscher, wie ein Vergleich der Kurven (521) und (522) ergibt. In dem ersteren Falle ist der Rillradius des Innenringes  $r_p = 0,53 d_w$ , im zweiten Falle aber  $= 0,65 d_w$ . Die innigere Schmiebung bei dem Lager (521) ergibt einen Reibwert  $\mu_R$  von 0,0008 bei einem Radialdruck  $P_r = 600$  kg gegenüber einem Reibwert  $\mu_R$  von etwa 0,0004



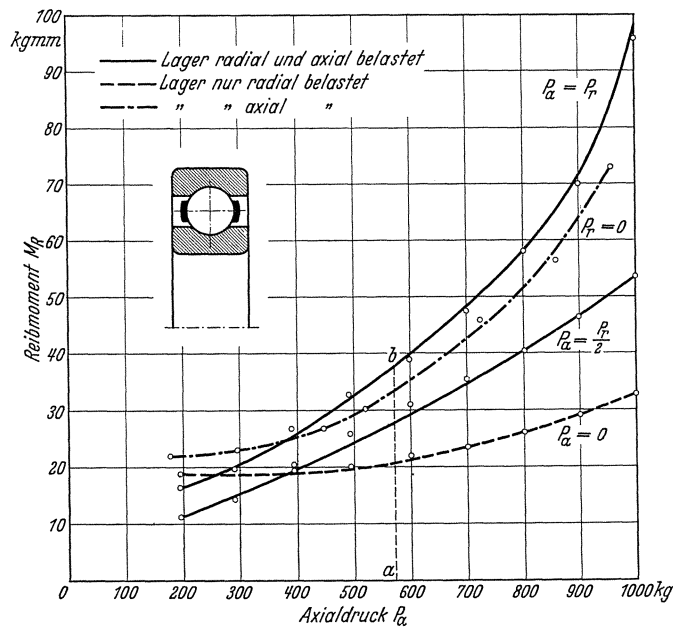
(524) Reibwerte für Radiallager, MUZZOLI. Type: 10 B normal entspr. 6309; Hauptmaße:  $45 \times 100 \times 25$ ; Kugelanzahl:  $z = 8$ , Kugeldurchmesser:  $d_w = 5/8''$ ; Halbmesser der Innenlaufbahn:  $r_l = 28,312$  mm; Axialspiel:  $sp_a = 0,135$  bis  $0,160$  mm; Rillradius:  $R_p = r_p = 8,415$  mm  $= 0,53 d_w$ ; Käfig: Stahlblech gestanzt; Rockwellhärte: 63,5 bis 65,5; Schmiermittel: Fett; Übermaß der Welle: 0,008 bis 0,012 mm.

bei dem Lager (522). Der Unterschied in der Reibung zeigt sich auch deutlich in der Temperatursteigerung. Während das Lager (521) bei 1400 kg etwa  $66^\circ$  erreicht,

liegt das Lager (522) bei der gleichen Last nur bei etwa 60°. Der Einfluß der Schmiegunng macht sich um so mehr bemerkbar, je höher die Last ansteigt. Dies geht deutlich aus dem Diagramm (523) hervor.

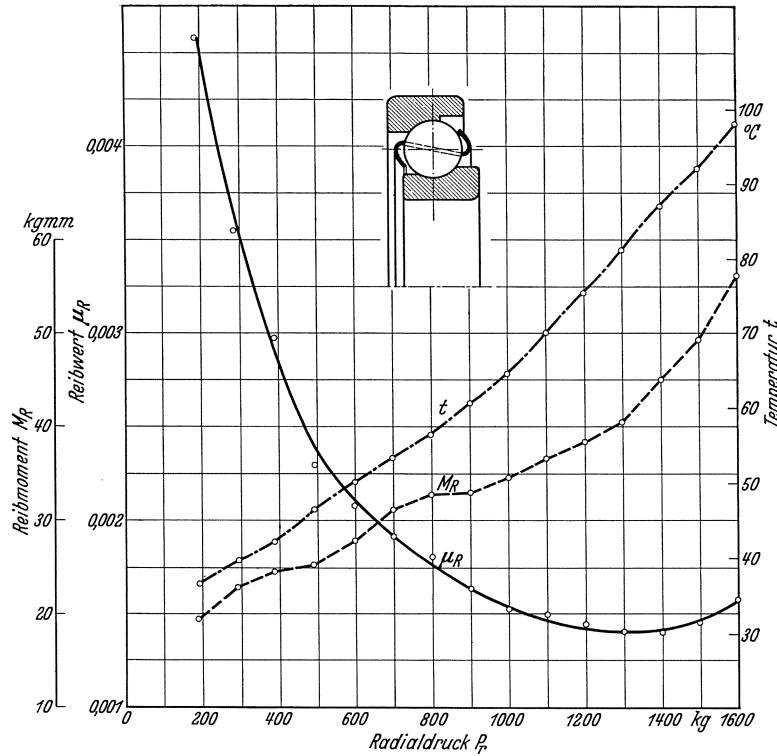


(525) Reibmomente für Radiaxlager bei kombinierter Belastung, MUZZOLI. Type: 10 B entspr. 6309; Hauptmaße:  $45 \times 100 \times 25$ ; Kugelanzahl:  $z = 8$ ; Kugeldurchmesser:  $d_w = \frac{1}{8}''$ ; Halbmesser der Innenlaufbahn:  $r_i = 28,312$  mm; Axialspiel:  $sp_a = 0,135$  bis  $0,155$  mm; Rillenradius:  $R_p = r_p = 8,415$  mm  $= 0,53 d_w$ ; Käfig: Stahlblech gestanz; Rockwellhärte: 62,5 bis 64; Schmiermittel: Fett; Übermaß der Welle: 0,002 bis 0,005 mm.

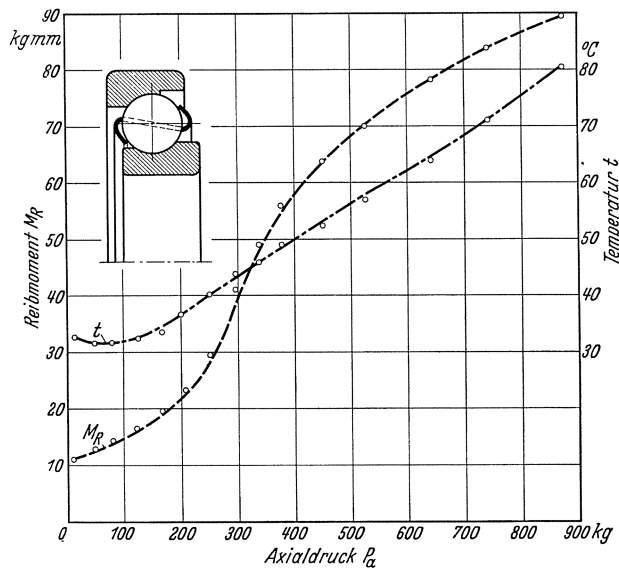


(526) Reibmomente für Radiaxlager bei kombinierter Belastung, MUZZOLI. Type: 10 B entspr. 6309; Hauptmaße:  $45 \times 100 \times 25$ ; Kugelanzahl:  $z = 8$ ; Kugeldurchmesser:  $d_w = \frac{1}{8}''$ ; Halbmesser der Innenlaufbahn:  $r_i = 28,312$  mm; Axialspiel:  $sp_a = 0,135$  bis  $0,155$  mm; Rillenradius:  $R_p = r_p = 8,415$  mm  $= 0,53 d_w$ ; Käfig: Stahlblech gestanz; Rockwellhärte: 62,5 bis 64; Schmiermittel: Fett; Übermaß der Welle: 0,002 bis 0,005 mm.

Aus Bild (524) erkennt man, daß der Reibwert zunächst mit zunehmender Belastung sinkt, dann aber wieder zunimmt, in diesem Falle bei etwa 900 kg. Dieser Verlauf ist auch



(527) Reibwerte und Reibmomente für Schrägkugellager bei Radialdruck, MUZZOLI. Type: 10 BD; Hauptmaße:  $45 \times 100 \times 25$ ; Kugellanzahl:  $z = 11$ ; Kugeldurchmesser:  $d_w = \frac{9}{16}$ ''; Halbmesser der Innenlaufbahn:  $r_i = 28,280$  mm; Druckwinkel:  $\alpha = 26^\circ$ ; Rillenradius:  $R_p = r_p = 8,415$  mm  $= 0,53 d_w$ ; Massivkäfig: Preßmessing; Rockwellhärte: 63 bis 64,5; Schmiermittel: Fett; Übermaß der Welle: 0,009 bis 0,011 mm.



(528) Reibmomente und Temperaturverlauf für Schrägkugellager bei Axialdruck, MUZZOLI. Type: 10 BO; Hauptmaße:  $45 \times 100 \times 25$ ; Kugellanzahl:  $z = 11$ ; Kugeldurchmesser:  $d_w = \frac{9}{16}$ ''; Halbmesser der Innenlaufbahn:  $r_i = 28,280$  mm; Druckwinkel:  $\alpha = 26^\circ$ ; Rillenradius:  $R_p = r_p = 8,415$  mm  $= 0,53 d_w$ ; Massivkäfig: Preßmessing; Rockwellhärte: 63 bis 64,5; Schmiermittel: Fett; Übermaß der Welle: 0,009 bis 0,011 mm.

bei den Kurven (521) und (522) festzustellen; MUZZOLI glaubt, diese Erscheinung mit dem Eintritt dauernder Verformungserklären zu können. Wenn diese Umkehrung bei der Reibwertkurve für Zylinderrollenlager Bild (519) nicht eintritt, dürfte dies in der wesentlich geringeren spezifischen Belastung bei dieser Lagerart zu suchen sein.

Daß die vorhergegangenen theoretischen Überlegungen über den Einfluß der Lage der Laufbahnen zueinander auf die Reibung richtig sind, beweisen auch die Versuche von MUZZOLI mit Radiallagern bei kombinierter Last und bei reinem Axialdruck, deren Ergebnis in den Kurven (525) und (526) wiedergegeben ist. Aus

Bild (526) ist zu ersehen, daß das Reibmoment bei einem Verhältnis  $P_a = P_r$  um etwa 50 % bei kleiner Last (200 kg) und um etwa 43 % bei großer Last (1000 kg) ansteigt gegenüber dem Zustand bei  $P_a = \frac{P_r}{2}$ . Bei reinem Axialdruck ergibt sich eine Steigerung des Reibmomentes von etwa 10 %, bei  $P_a = 200$  kg, und von etwa 100 % bei  $P_a = 900$  kg gegenüber den Werten bei gleich hoher Radialbelastung.

Die Reibungsverhältnisse bei Schrägkugellagern unter reinem Axialdruck sind aus Bild (527) zu erkennen. Die Reibwerte liegen bei kleiner Last wesentlich höher als bei Radiallagern, bei hoher Belastung sind die Werte annähernd gleich. Bemerkenswert ist der große Unterschied in der Temperatursteigerung. Während das Radiallager (522) bei  $P_r = 400$  kg nur etwa  $28^\circ$  und bei

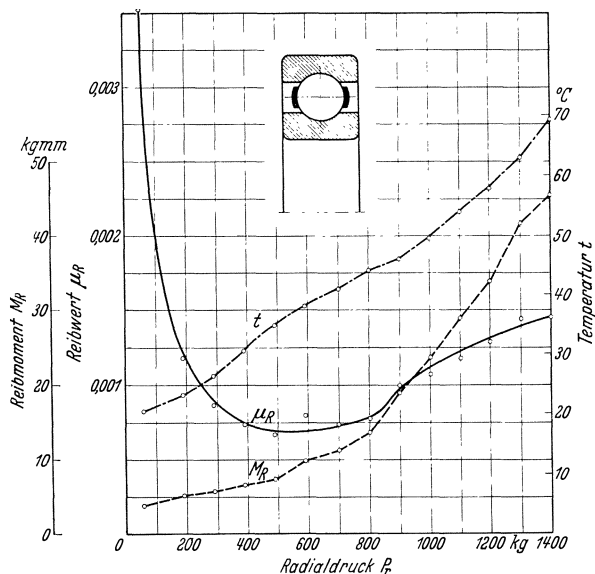
$P_r = 1400$  kg nur etwa  $60^\circ$  erreicht, steigt das Schrägkugellager von etwa  $42^\circ$  auf  $87^\circ$ . Bei reinem Axialdruck nimmt die Kurve für das Reibmoment bei Schrägkugellagern einen

grundsätzlich anderen Verlauf an als bei Radiaxlagern (528). Zunächst ist ein schneller Anstieg zu verzeichnen, der allmählich flacher wird, d. h. die Reibung wird bei zunehmendem Axialdruck verhältnismäßig günstiger.

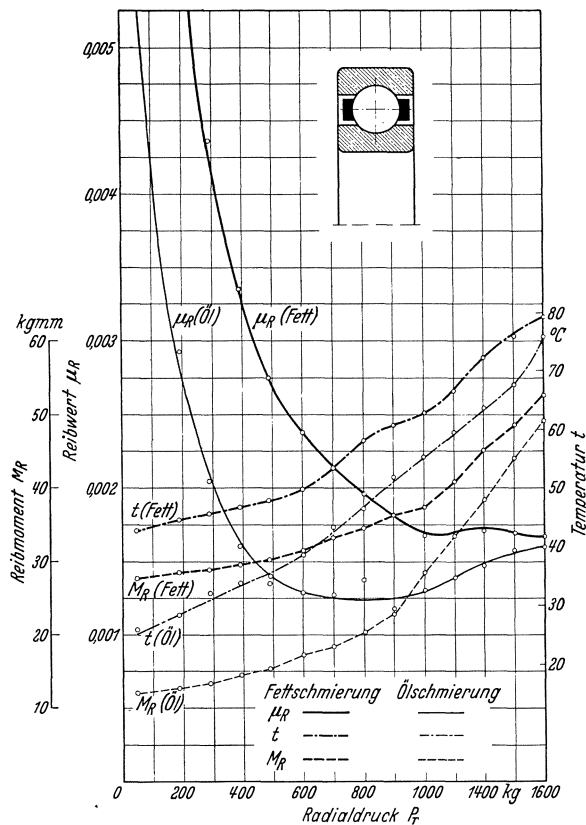
Für Pendelkugellager findet MUZZOLI bei kleiner Last etwa den gleichen Wert wie für Radiaxlager, für hohe Belastung aber einen kleineren Betrag.

Interessant sind auch seine Versuche zur Feststellung der Wirkung der Lagerluft. Eine große Luft ruft verständlicherweise einen günstigen Einfluß auf die Reibung hervor, eine kleine oder sogar negative Luft führt dagegen zu einer Steigerung gegenüber dem Normalzustand.

Die Kurven Bild (529) gelten für das Lager mit großer Luft, die Kurven Bild (530) für die Lagerluft 0 und das Diagramm (531) für normale Verhältnisse. Zum Vergleich können aber nur die Kurven für Ölschmierung



(529)



(530)

(529) Reibwerte für Radiaxlager mit besonders großer Radialluft, MUZZOLI. Type: 10 B entspr. 6309; Hauptmaße:  $45 \times 100 \times 25$ ; Kugelanzahl:  $z = 8$ ; Kugeldurchmesser:  $d_w = \frac{9}{8}''$ ; Halbmesser der Innenlaufbahn:  $r_l = 28,312$  mm; Axialspiel:  $sp_a = 0,245$  bis  $0,280$  mm; Rillenradius:  $R_p = r_p = 8,415$  mm  $= 0,53 d_w$ ; Käfig: Stahlblech gestanzte; Rockwellhärte: 64 bis 65; Schmiermittel: Mineralöl; Übermaß der Welle:  $0,007$  bis  $0,010$  mm.

(530) Reibwerte für Radiaxlager ohne Radialluft, MUZZOLI. Type: 10 B entspr. 6309; Hauptmaße:  $45 \times 100 \times 25$ ; Kugelanzahl:  $z = 8$ ; Kugeldurchmesser:  $d_w = \frac{9}{8}''$ ; Halbmesser der Innenlaufbahn:  $r_l = 28,312$  mm; Axialspiel:  $sp_a = 0,060$  bis  $0,075$  mm bzw.  $0,060$  bis  $0,085$  mm; Rillenradius:  $R_p = r_p = 8,415$  mm  $= 0,53 d_w$ ; Massivkäfig: Bronze; Rockwellhärte: 63,5 bis 65 bzw. 64 bis 65,5; Schmiermittel: Fett bzw. Mineralöl; Übermaß der Welle:  $0,008$  bis  $0,011$  mm bzw.  $0,009$  bis  $0,012$  mm.

herangezogen werden. Der Unterschied macht sich naturgemäß besonders bei kleiner Belastung bemerkbar. Bei  $200$  kg z. B. beträgt der Reibwert bei dem Lager (529) etwa  $0,0012$ , bei dem Lager (530) dagegen  $0,0027$ . Bei  $500$  kg liegen die Werte bei  $0,0007$  bzw.  $0,0013$ .

Die Untersuchungen MUZZOLIS über die Wirkung der Oberflächenbeschaffenheit lassen erkennen, daß polierte Flächen einen kleineren Reibwert ergeben als nur geschliffene.

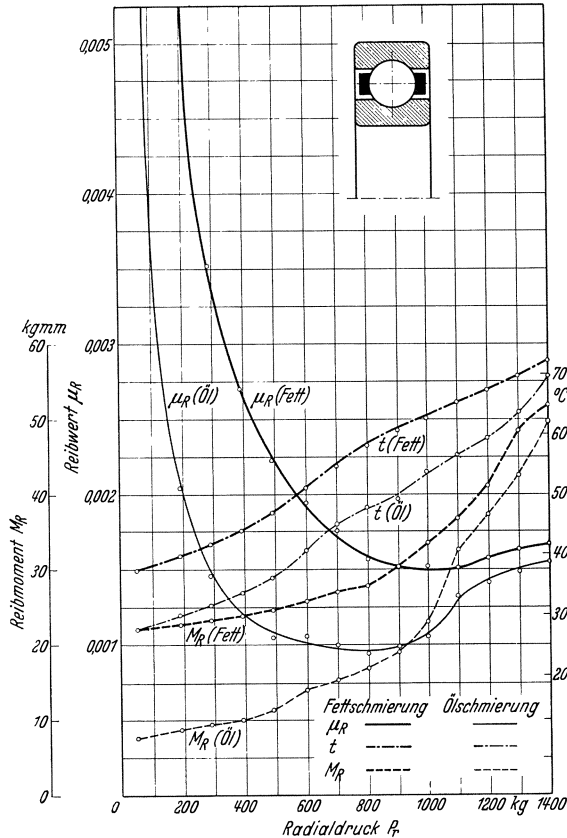
Soll die Reibung möglichst klein sein, dann ist es nach STRIBECK notwendig, möglichst große Kugeln auf einem möglichst kleinen Kreis abrollen zu lassen. Da die Reibarbeit

$$A_r = S \cdot f \cdot \frac{d_m}{d_w} \cdot \omega$$

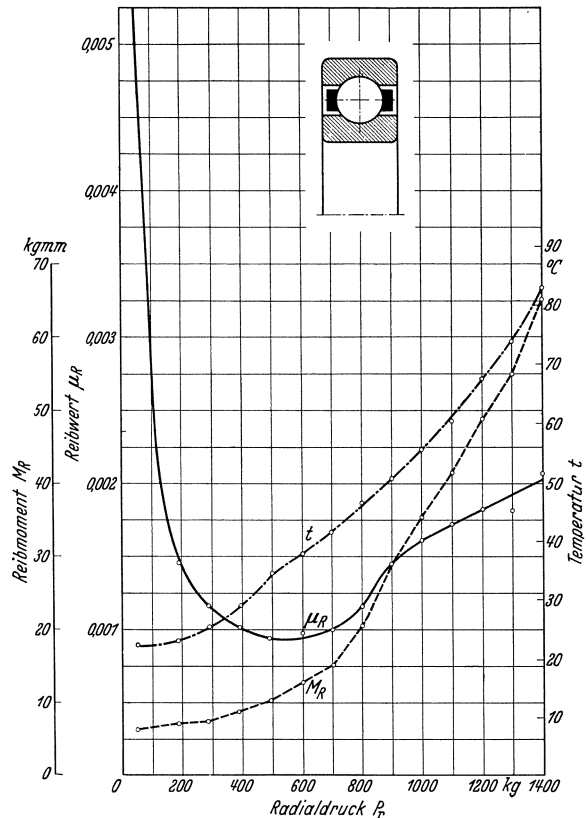
ist, worin

$d_m$  den Durchmesser des Rollkörpermittenkreises,  
 $d_w$  den Rollkörperdurchmesser,  
 $S$  die Summe der Einzelbelastungen und  
 $f$  den mittleren Koeffizienten der rollenden Reibung

bedeutet, ist also die Reibarbeit direkt proportional dem Verhältnis  $\frac{d_m}{d_w}$ . Nach  $d_m = \frac{d_l + D_l}{2}$  besteht die gleiche Beziehung auch zu den Laufbahndurchmessern.



(531)



(532)

(531) Reibwerte für Radiallager mit normaler Radialluft, MUZZOLI. Type: 10 B entspr. 6309; Hauptmaße: 45 × 100 × 25; Kugelanzahl:  $z = 8$ ; Kugeldurchmesser:  $d_w = \frac{9}{16}''$ ; Halbmesser der Innenlaufbahn:  $r_i = 28,312$  mm; Axialspiel:  $sp_a = 0,135$  bis  $0,165$  mm bzw.  $0,145$  bis  $0,165$  mm; Rillradius:  $R_p = r_p = 8,415$  mm =  $0,53 d_w$ ; Massivkäfig: Bronze; Rockwellhärte: 63,5 bis 65 bzw. 64,5 bis 65; Schmiermittel: Fett bzw. Mineralöl; Übermaß der Welle: 0,006 bis 0,011 mm bzw. 0,008 bis 0,011 mm.

(532) Reibwerte und Reibmomente für Radiallager mit nur 6 Kugeln, MUZZOLI. Type: U entspr. 6309; Hauptmaße: 45 × 100 × 25; Kugelanzahl:  $z = 6$ ; Kugeldurchmesser:  $d_w = \frac{9}{16}''$ ; Halbmesser der Innenlaufbahn:  $r_i = 28,312$  mm; Axialspiel:  $sp_a = 0,145$  bis  $0,165$  mm; Rillradius:  $R_p = r_p = 8,415$  mm =  $0,53 d_w$ ; Massivkäfig: Bronze; Rockwellhärte: 63 bis 64; Schmiermittel: Mineralöl; Übermaß der Welle: 0,009 bis 0,012 mm.

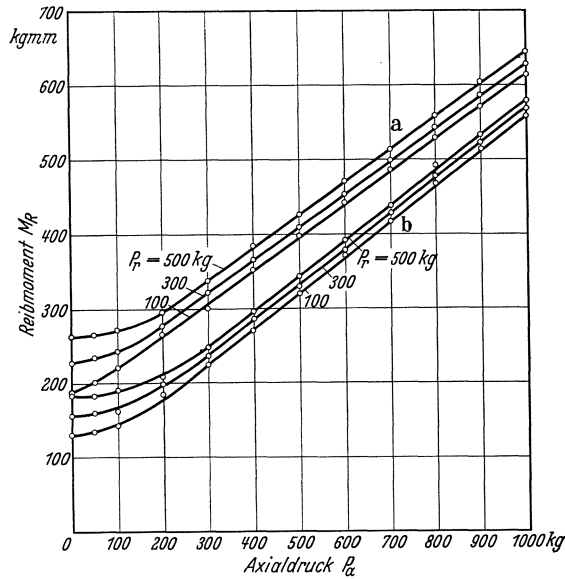
Wenn man annimmt, daß das Lager  $z$  Kugeln aufnehmen kann und annähernd

$$\pi \cdot d_m = z \cdot d_w \quad \text{also} \quad \frac{d_m}{d_w} = \frac{z}{\pi}$$

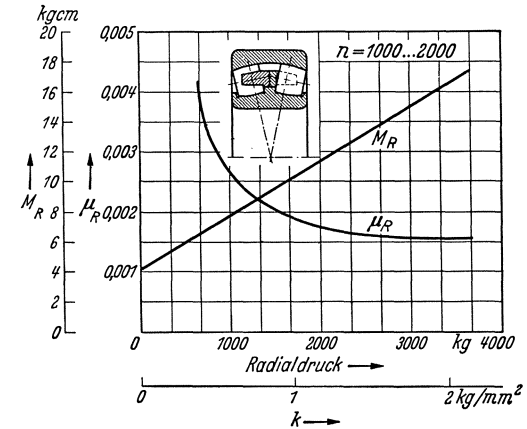
wird, heißt dies, daß die Reibarbeit um so kleiner ist, je weniger Kugeln der Laufring faßt.

MUZZOLI hat auch diese Verhältnisse untersucht. Die Kurve für  $\mu_R$  in Bild (532) für ein Lager mit 6 Kugeln zeigt im Vergleich zu  $\mu_R$  in Bild (531) für ein Lager mit 8 Kugeln, daß sich bei der kleineren Kugelnzahl für kleine Belastungen ein günstigerer Wert ergibt. Bei (532) liegt das Minimum von  $\mu_R = 0,0008$  bei 500 kg, bei (531) dagegen mit  $\mu_R = 0,0009$  bei 800 kg. Es entspricht aber auch der geringeren Kugelnzahl, wenn der Reibwert bei höherer Belastung wesentlich schneller ansteigt, wie ebenfalls aus einem Vergleich von (532) mit (531) zu ersehen ist.

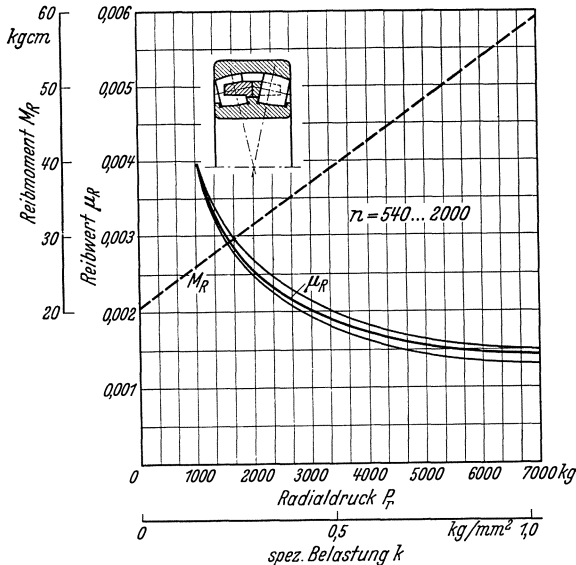
**3,3136 Prüfungen der Technischen Hochschule Hannover.** Aus den allgemeinen Ausführungen geht hervor, daß die symmetrische Form gewölbter, tonnenförmiger Rollen mit schrägliegender Achse einen höheren Reibwert ergeben muß als die unsymmetrische, „kegelförmige“ Bauart. Auch diese theoretische Überlegung stimmt mit der Praxis überein, wie Versuche an der T. H. Hannover mit Pendelrollenlagern und Tonnenlagern bei kombinierter Last ergaben. Das Ergebnis ist in (533) kurvenmäßig dargestellt. Bei rein radialer Belastung liegen die Reibmomente für Pendelrollenlager naturgemäß niedriger (534) und (535).



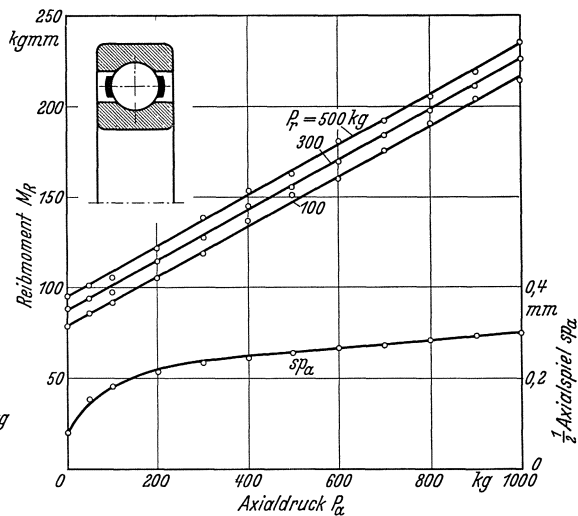
(533) Reibmomente eines zweireihigen Tonnenlagers (a) und eines Pendelrollenlagers (b) mit den Hauptmaßen 55 × 120 × 43.



(534) Reibwerte und Reibmomente eines Pendelrollenlagers 22312 bei Ölschmierung.



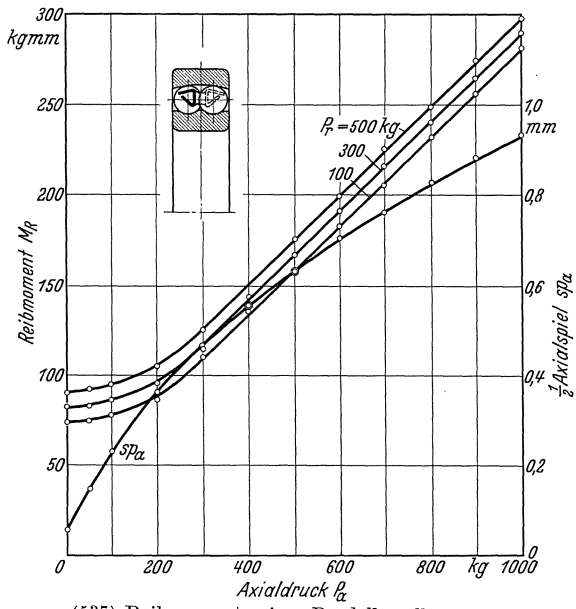
(535) Reibwerte und Reibmomente eines Pendelrollenlagers 22324 bei Ölschmierung.



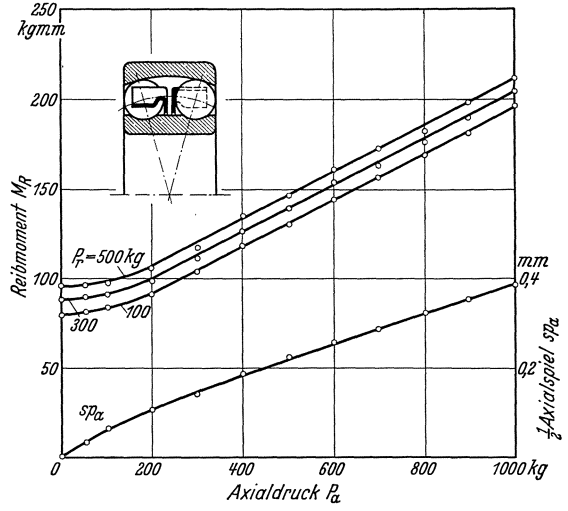
(536) Reibmomente eines Radiallagers 6213, KRAMER.

**3.3137 Prüfungen von KRAMER.** Auch aus den Versuchen von KRAMER [72] geht der Einfluß der Form und Lage der Laufbahnen hervor. Die Prüfungen wurden nämlich mit verschiedenen Lagerarten bei steigender, kombinierter Belastung vorgenommen. Aus den Bildern (536) bis (540) ist zu ersehen, daß sich das Radiallager bei Axialdruck wesentlich günstiger verhält als das schmale Pendelkugellager, während die breite Ausführung dieser Lagerart auch bei hohem Axialdruck niedrige Reibmomente ergibt. Durchaus erklärlich ist der große Unterschied zwischen dem einreihigen Tonnenlager und dem Pendelrollenlager (539) und (540).

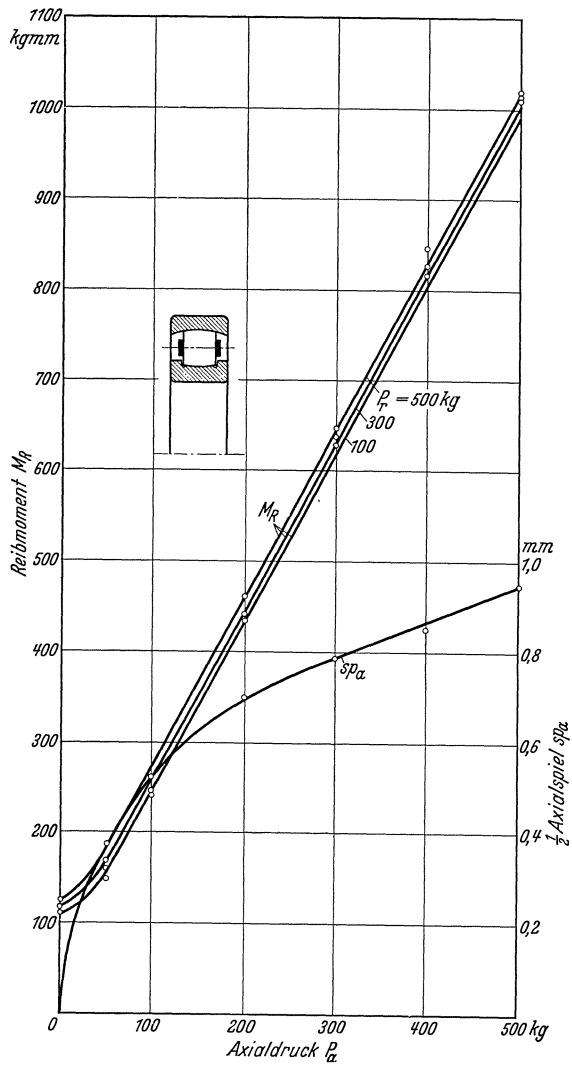
Jürgensmeyer, Die Wälzlager.



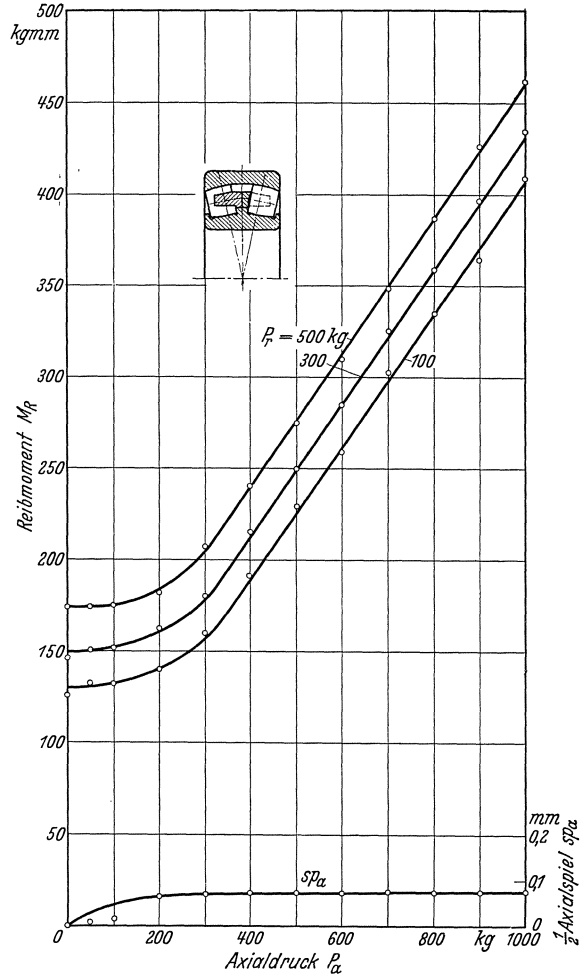
(537) Reibmomente eines Pendelkugellagers 1213, KRAMER.



(538) Reibmomente eines Pendelkugellagers 2213, KRAMER.



(539) Reibmomente eines einreihigen Tonnenlagers, KRAMER.

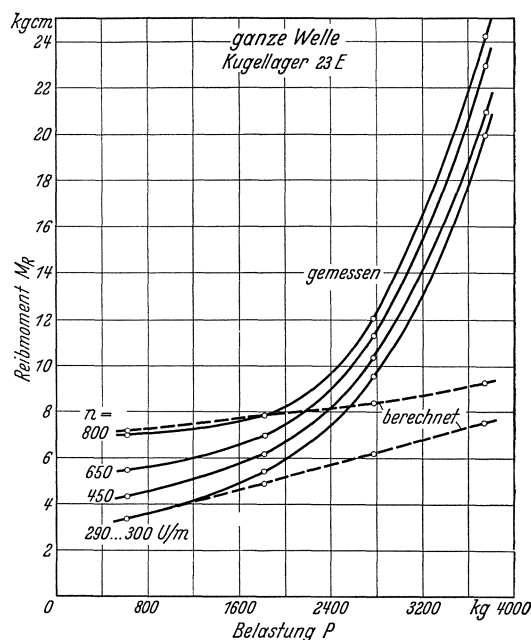


(540) Reibmomente eines Pendelrollenlagers 22213, KRAMER.

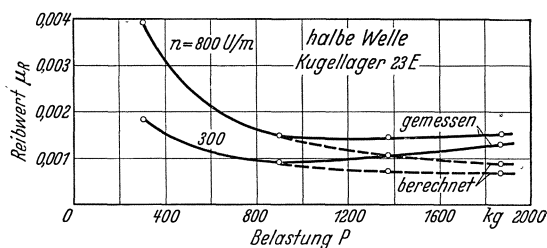
**3,3138 Prüfungen von MEYER-JAGENBERG.** Die Lage der Laufbahnen kann auch durch Verachsung des einen Laufringes gegenüber dem anderen gestört werden. Dieser Einfluß macht sich bei starren Kugellagern ganz besonders stark bemerkbar. Selbst bei Lagern mit Einstellring ist ein wesentlich höherer Kugeldruck zu erwarten, da die Reibung in den kugeligen Gleitflächen sehr groß werden kann. Es ist daher mit einer wesentlichen Zunahme des Rollwiderstandes zu rechnen. In dem Aufsatz von MEYER-JAGENBERG /81/ sind Versuche mit einreihigen Lagern mit Einstellring aufgeführt (541) und (542), die zeigen, daß das Reibmoment und der Reibwert bei diesen Lagern mit zunehmender Last und daher größerer Biegung stark ansteigt, im Gegensatz zu den berechneten Werten, die den Prüfstandsversuchen entsprechen, bei denen wegen des kürzeren Lagerabstandes eine geringere Biegung auftrat. Diese Erscheinung ist durchaus erklärlich. Das Schwenken des Außenringes in dem Einstellring kann nur unter gleitender Reibung bei schlechter Schmierung vor sich gehen. Infolge der Biegung der Welle wird zunächst der innere Laufring geschwenkt. Dadurch wird die Druckmittellinie schräg zur Rollebene verschoben. Dies ist aber gleichbedeutend mit einer starken Steigerung des Kugeldruckes. Ein Schwenken des Außenringes kann erst erfolgen, wenn auch die bisher unbelasteten Kugeln an der gegenüberliegenden Stelle zur Anlage kommen. Aber auch dann ist der zur Verfügung stehende Hebelarm so gering, daß ein Vielfaches der normalen Belastung aufgewendet werden muß, um den Außenring zu schwenken. Es liegen hier also ganz andere Verhältnisse vor als beim Gleitlager mit Sellerung, wo die gesamte Breite des Lagers als Hebelarm zur Wirkung kommt. Die höhere Reibung dieser Lager bei Wellenbiegungen ist also eine Folge des bedeutend größeren Kugeldruckes und der zueinander geneigten Druckflächen, wodurch gleichzeitig eine starke Käfigbeanspruchung und damit eine weitere Erhöhung des Reibmomentes hervorgerufen wird. Der Einstellring hat daher nur eine Bedeutung für die Ausschaltung solcher Verachsungsfehler, die durch die Herstellung oder die Montage entstanden sind. Mit einem dauernden Schwenken im Betrieb als Folge von Wellenbiegungen kann aber nicht gerechnet werden.

Ganz besonders kraß macht sich die Verachsung bei Zylinderrolllagern oder Kegellagern bemerkbar, wenn beide Laufringe rein zylindrische oder kegelige Laufbahnen besitzen. KURREIN /74/ äußert sich über die Versuche mit Zylinderrolllagern wie folgt:

„Die Streuung der einzelnen Versuchspunkte und der Wiederholungsreihen gleicher Art ist sehr groß, und beruht in der übergroßen Empfindlichkeit der genauen zylindrischen Laufkörper gegen jegliche Verlagerung des Wellenstranges. Es genügt nicht, daß die Lager genau in einer Linie liegen, die Lagerachse mußte auch genau — ungewöhnlich genau — waagrecht ausgerichtet sein, da sonst der Wellenstrang unfehlbar nach der einen oder anderen Richtung weglief und der Druck auf das eingebaute Rollenlager derartig starke Erwärmung dieses Lagers mit einer so großen Erhöhung des gesamten  $M_d$ -Wertes bewirkte, daß die ganze Ersparnis des Reibungswertes der Rollenlager gegenüber den Gleitlagern wettgemacht wurde.“



(541) Reibmomente von einreihigen Kugellagern mit Einstellring in einer Transmission, MEYER-JAGENBERG.



(542) Reibwerte von einreihigen Kugellagern mit Einstellring in einer Transmission, MEYER-JAGENBERG.



### 3,32 Gleitreibung.

#### 3,321 Gleitreibung infolge Beschleunigungskräften.

Außer der sog. reinen Rollreibung, als Folge von mehr oder weniger großem partiellen Gleiten, entsteht in den Wälzlagern auch vollkommenes Gleiten, das durch eine ganze Reihe von Umständen hervorgerufen werden kann.

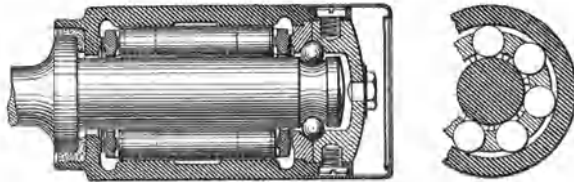
Bei Pleuellagern können so hohe Beschleunigungskräfte vorkommen, daß die Rollen in der unbelasteten Zone ein vollkommenes Gleiten ausführen. Aus diesem Grunde verwendet man, je nach der Umfangsgeschwindigkeit, möglichst kleine Rollen, s. Abschnitt 3,131 S. 98. Dabei kommt es weniger auf die Verringerung der Reibung an als auf die Vermeidung des Fressens der gleitenden Rollkörper auf der Laufbahn. Die gleiche Erscheinung zeigt sich oft bei Längslagern, wenn die Kugeln zeitweise entlastet werden, weil ein Druckwechsel eintritt oder die Scheiben nicht parallel liegen.

#### 3,322 Gleitreibung infolge Herstellungsungenauigkeit.

Da die Lage der sich berührenden Flächen zueinander eine große Rolle spielt, ist es erforderlich, die Abweichungen von der ideellen Form bei der Herstellung der Lager und Zubehörteile möglichst klein zu halten. Je geringer die Unterschiede in der Dicke der Rollen sind und je genauer die Laufbahnen der Idealform entsprechen, um so kleiner wird der Reibwert. Sind die Rollen Vielecke, was bei unrichtigem Schliff vorkommen kann, so wird die Reibung höher. Dasselbe trifft zu, wenn die Rollen z. B. nicht genau zylindrisch sind. Dann wollen die Rollen seitwärts abwandern und werden mit einer gewissen Kraft an einen der Borde gepreßt. Gleichzeitig treten Kantenbelastungen auf, die ebenfalls einen erhöhten Widerstand zur Folge haben.

Bei Kugellagern liegen die Verhältnisse am günstigsten, weil die Kugeln und Laufbahnen sehr genau hergestellt werden können. Auch der Einfluß der Sitzflächen ist gering, da sich irgendwelche Fehler wegen der schmalen Laufspur, abgesehen von zweireihigen starren Lagern, wenig auswirken können. Bei Zylinderrollenlagern mit schmalen Rollen ist die Herstellungsgenauigkeit heute fast ebenso groß wie bei Kugellagern, obwohl nicht nur Unrundheit, sondern auch Konizität vermieden werden muß. Die Fehler der Sitzflächen übertragen sich aber in vollem Umfange auf die Laufbahn. Dies ist meistens die Ursache für erhöhte Reibung bei diesen Lagern, vor allen Dingen, wenn beide Ringlaufbahnen zylindrisch sind.

[14] Reibwerte von Zylinderrollenlagern mit langen Rollen und Käfig nach GOODMAN. Diese Werte gelten für Lager ohne Axialkugellager.



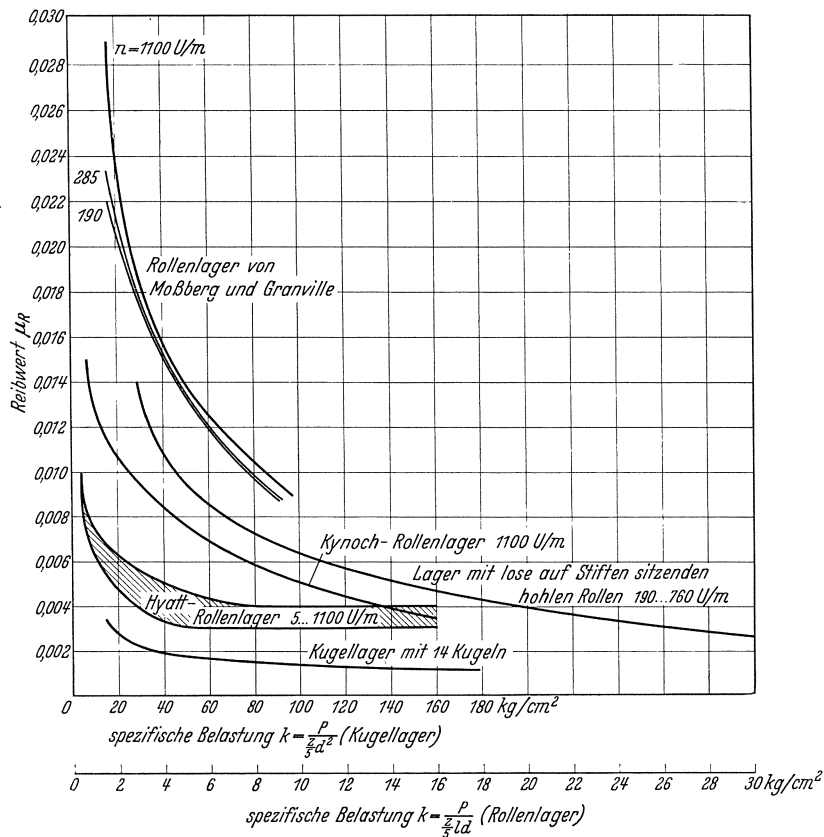
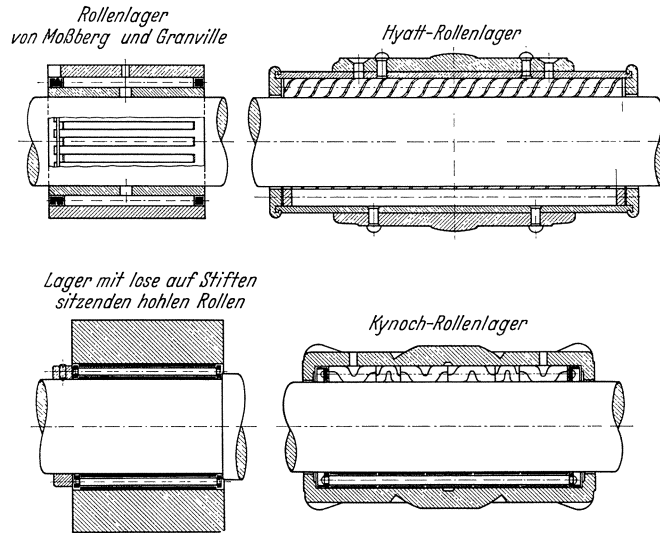
Belastung in kg	Reibwert $\mu_R$	
	neu	nach einigen Wochen
455	0,0035	0,0040
910	0,0022	0,0033
1365	0,0020	0,0029
1820	0,0020	0,0028
2275	0,0027	0,0027
2730	0,0031	0,0027
3185	0,0036	0,0027
3640	0,0037	0,0027
4095	0,0040	0,0027

Wenn aber die Rollenlänge mehr als das zweifache des Durchmessers beträgt, muß mit wesentlich größeren Fehlern auch durch die Ungenauigkeit der Sitzflächen gerechnet werden. Außerdem äußert sich die Wellenbiegung in stärkerem Maße. Hinzu kommt, daß die Führung mit zunehmender Länge schlechter und schlechter wird, wie aus dem Abschnitt 3,112, S. 86 hervorgeht. Über  $l_w = 2d$  bringt auch die Bordführung keinen Vorteil mehr. Es ist daher nicht verwunderlich, daß STRIBECK mit den seinerzeit bekannten Rollenlagerbauarten und GOODMAN mit

ähnlichen Lagern hohe Reibwerte fanden. In den Kurven Bild (543) sind die von STRIBECK, in den Tabellen [14], [15], [16] und [17], die von GOODMAN ermittelten Werte wiedergegeben.

Sie betragen also ein Vielfaches der Werte, die für Zylinderrollenlager mit schmalen Rollen gefunden wurden. STRIBECK sagt über diese Lager folgendes:

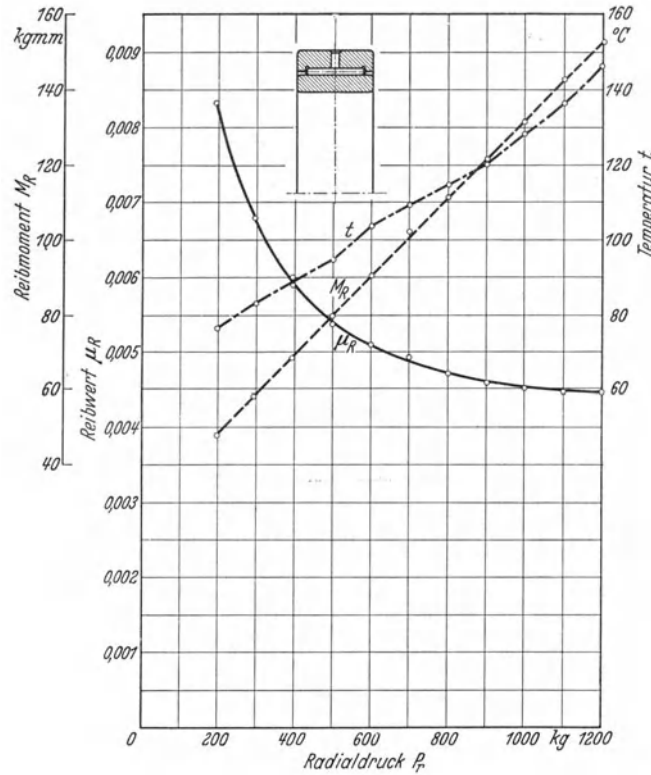
„Die Laufflächen an Welle und Hülse und die Rollen können nicht so genau hergestellt werden, daß die Rollen beim Abwälzen stets in ihrer ganzen Länge richtig anliegen und nicht senkrecht zur



(543) Reibwerte von Rollenlagern und Kugellagern, STRIBECK.

Drehrichtung der Welle wandern. Damit der Fehllauf der Rollen — das Schränken und Wandern — nicht bedenklich groß wird, müssen sie nach kurzen Wegstrecken wieder eingerichtet werden. Das suchte man auf verschiedene Weise zu erreichen und gelangte so zu verschiedenen Ausführungsformen von Rollenlagern.“

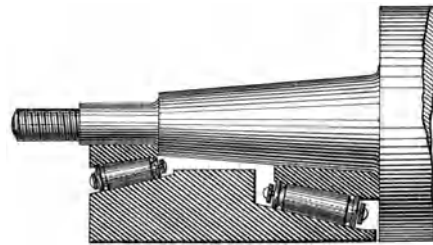
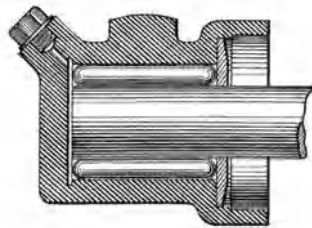
Welchen Einfluß mangelnde Herstellungsgenauigkeit und schlechte Rollenführung auf den Reibwert ausüben, das beweisen auch die Versuche von MUZZOLI mit einem



(544) Reibwerte und Reibmomente eines Nadellagers, MUZZOLI. Type: AG 60 entspr. NAD 1012; Hauptmaße:  $60 \times 90 \times 28$ ; Anzahl der Nadeln:  $z = 79$ ; Durchmesser der Nadeln:  $d_w = 3$  mm; Länge der Nadeln:  $l_w = 19,8$  mm; Halbmesser der Innenlaufbahn:  $r_i = 36,500$  mm; Radialspiel:  $sp_r = 0,012$  bis  $0,015$  mm; Rockwellhärte: 64 bis 65; Schmiermittel: Fett; Übermaß der Welle:  $0,010$  bis  $0,012$  mm.

[15] Reibwerte von Zylinderrollenlagern mit langen Rollen ohne Käfig nach GOODMAN.

[16] Reibwerte von Kegelrollenlagern nach GOODMAN.



Belastung in kg	Reibwert $\mu_R$	
	35 U/min	200 U/min
45	0,025	0,020
100	0,013	0,011
200	0,008	0,007
300	0,007	0,006
400	0,006	0,005

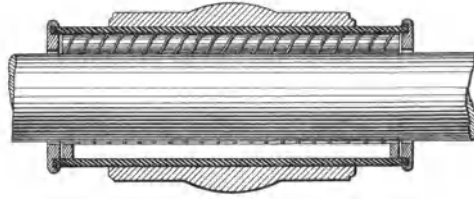
Belastung in kg	Reibwert $\mu_R$
45	0,0050
90	0,0040
135	0,0040
180	0,0045
230	0,0044
270	0,0070
300	0,0120

} lief gut  
} lief heiß

Nadellager (544). Der Reibwert für diese Lager liegt 6mal so hoch wie der von Lagern mit schmalen Rollen. Die hohe Gleitreibung zeigt sich auch an der hohen Temperatur,

die bei den Prüflasten zwischen  $80^\circ$  und  $150^\circ$  lagen gegenüber  $35^\circ$ — $65^\circ$  bei Zylinderrollenlagern.

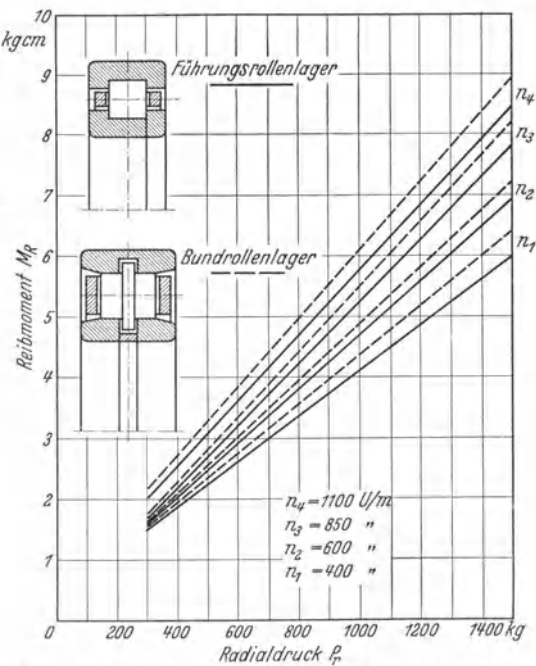
[17] Reibwerte von Federrollenlagern nach GOODMAN.



Belastung in kg	Alte Ausführung		Neue Ausführung	
	200 U/min Reibwert $\mu_R$	86 U/min Reibwert $\mu_R$	200 U/min Reibwert $\mu_R$	400 U/min Reibwert $\mu_R$
230	0,0420	0,0074	0,0074	0,0074
455	0,0217	0,0060	0,0067	0,0067
680	0,0150	0,0052	0,0057	0,0060
910	0,0113	0,0046	0,0052	0,0056
1140	0,0094	0,0044	0,0048	0,0052
1365	0,0082	0,0043	0,0046	0,0049
1600	0,0073	0,0043		
1820	0,0066			

### 3.323 Gleitreibung infolge Anlage am Bord.

Die Herstellung von Bundrollen, Kegelrollen und tonnenförmigen Rollen ist ungünstiger als die von glatten Zylinderrollen. Deshalb ist es richtig, gerade bei diesen Lagerarten für eine wirklich zuverlässige Führung der Rollen zu sorgen. Die „Spielführung“ nach Bild (357a) ist in dieser Beziehung ungünstiger als die „Spannführung“ nach Bild (357b), da das rückstellende Moment erst nach einer gewissen Schiefstellung, die von der Luft der Rollen zwischen den Borden abhängt, zur Wirkung kommt. Bei der Spannführung ist kein Schränken möglich, solange das Moment  $P \cdot l_1$  größer ist als das Moment  $P_1 \cdot l_2$ , wenn  $P_1$  die Komponente der einseitig wirkenden Tangentialkräfte,  $P$  den Borddruck und  $l_2$  den Abstand vom Mittelpunkt der Druckfläche darstellt. Der Vorteil der dauernd unter Spannung stehenden Bordführung bei Lagern mit „kegelförmigen“ Rollen in bezug auf die Gesamtreibung ist wesentlich größer als der Nachteil der geringen Bordreibung, zumal eine in den Laufbahnen entstehende Reibung wegen des hohen Druckes viel größer ist als die Bordreibung. Der aus der Kegelform herrührende Druck beträgt nur etwa 6% des Normaldruckes auch bei axialer Belastung. Die spezifische Belastung an dem Bord ist also bei Flächenberührung, wie sie bei diesen Lagern vorgesehen wird, verhältnismäßig gering, im Gegensatz zu Lagern mit „zylinderförmigen“ Rollen, bei denen der Axialdruck in voller Höhe aufgenommen werden muß. Dann ist mit einer wesentlichen Erhöhung des Reibwertes zu rechnen. Dies zeigen die Versuche von WEBER /143/ mit Bordlagern und Bundlagern (545) und (546). Bei Lagern mit Spannführung muß auch bei reiner Radiallast ein gewisses Einlaufen

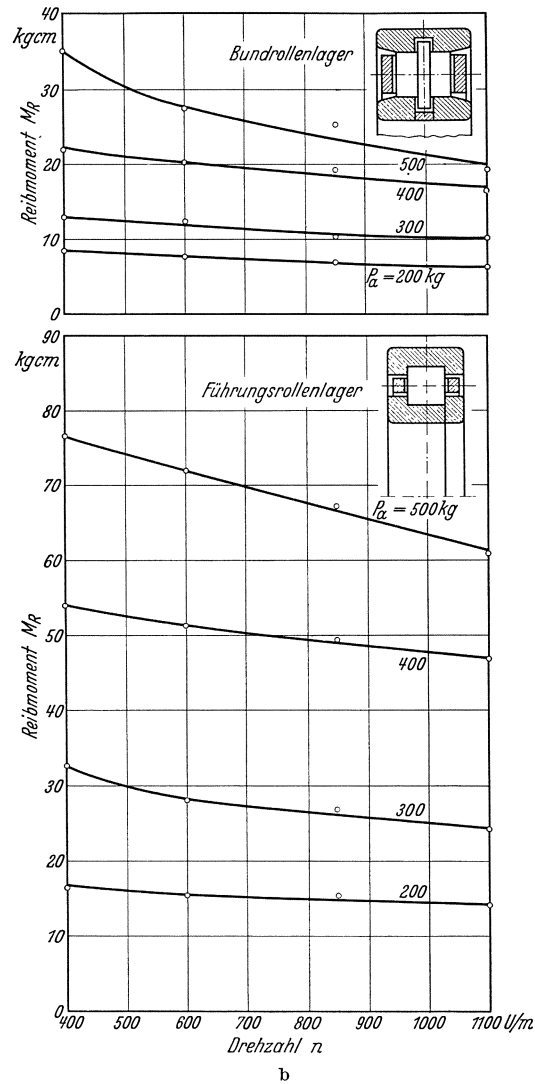
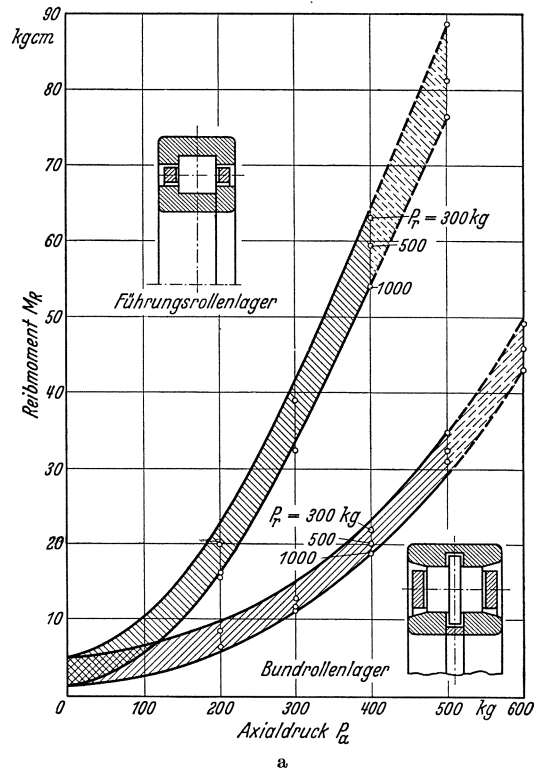


(545) Reibwerte eines Bundrollenlagers 1314 und eines Führungsrollenlagers NUPM 70 bei Radialdruck, WEBER.

erfolgen, da die Anlage an der Bordfläche im Anfang nicht absolut genau sein kann.

### 3.324 Gleitreibung infolge Berührung am Käfig.

Durch die Berührung der Rollkörper oder der Ringe mit dem Käfig, dem Schmiermittel, der Luft oder irgendwelchen Verunreinigungen werden ebenfalls Reibwider-



(546a—b) Reibwerte eines Bundrollenlagers 1314 und eines Führungsrollenlagers NUPM 70 bei kombinierter Belastung und bei verschiedener Drehzahl.

stände hervorgerufen. Die Reibung der Rollkörper am Käfig ist abhängig von dem Gewicht des Käfigs, von seiner Beschleunigung oder Verzögerung und von seiner Unwucht, aber auch von der Genauigkeit, der Form und Dicke der Rollkörper und ihrer Führung. MUZZOLI hat festgestellt, daß nur bei ganz kleinen Belastungen ein Vorteil des Blechkäfigs gegenüber dem geführten Bronzekäfig vorhanden ist.

### 3.325 Gleitreibung infolge Verdrängung des Schmiermittels.

Bei der bisherigen Behandlung der Reibung der Wälzlager wurden die praktischen Verhältnisse meistens außer acht gelassen. Gerade diese können jedoch den Reibwert stark beeinflussen. Wenn z. B. das Lagergehäuse überreichlich mit Öl oder Fett gefüllt ist, erhöht sich der Reibwert der Lagerung ganz wesentlich. Die Lagertemperatur steigt eventuell so weit, daß eine Zersetzung des Fettes eintreten kann. Wegen der dann geringeren Schmierwirkung und der zunehmenden Verflüssigung steigt die Reibung und Temperatur noch mehr.

Wie Tabelle [18] zeigt, ist der Unterschied der Reibung bei verschiedenen Fettsorten verhältnismäßig gering. Sehr auffällig ist dagegen der hohe Reibwert bei Verwendung von graphithaltigem Schmiermittel.

Wie aus den Versuchen von MUZZOLI hervorgeht, ist mit Ölschmierung ein geringerer Reibwert zu erzielen als mit Fett. Dies zeigen die Kurven (530) und (531). Der Unterschied ist bei höherer Belastung geringer als bei kleiner Last. Dies hängt wahrscheinlich damit zusammen, daß das Fett bei höheren Temperaturen flüssiger wird. Der Unterschied in der Reibung zwischen Fettschmierung und Ölschmierung ist aber so gering, daß er in den weitaus meisten Fällen, für beide Schmiermittel günstige Verhältnisse vorausgesetzt, praktisch ohne Bedeutung ist. Wenn es aber darauf ankommt, ein Minimum

[18] Reibwerte von Pendelkugellagern Nr.1309 mit verschiedenen Schmiermitteln nach FORSBERG.

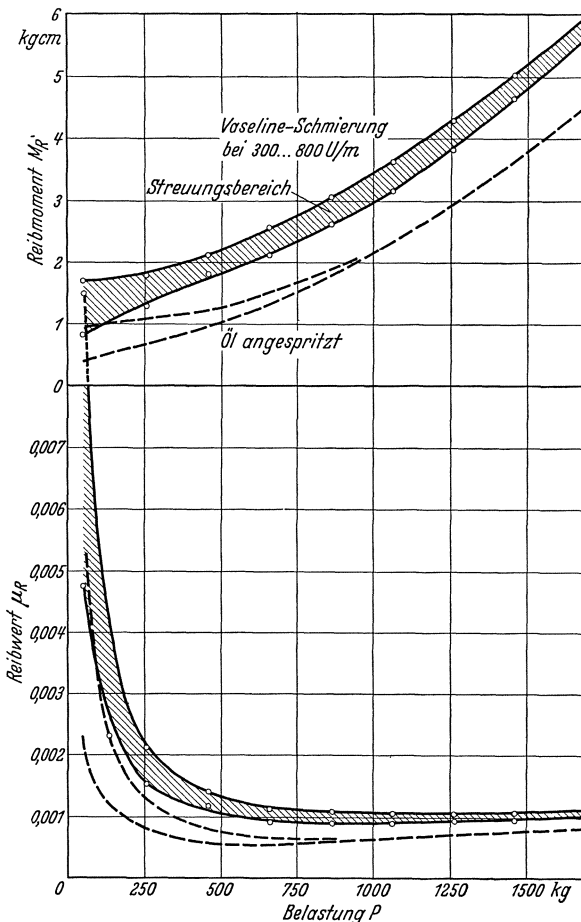
U/min	Belastung in kg	Fett 1 $\mu_R$	Fett 2 $\mu_R$	Fett mit Graphit $\mu_R$
300	475	0,00073	0,00079	0,00121
300	870	0,00070	0,00075	0,00103
300	1260	0,00075	0,00082	0,00098
800	475	0,00094	0,00095	0,00182
800	870	0,00085	0,00087	0,00130
800	1260	0,00082	0,00085	6,00117
1250	475	0,00113	0,00115	0,00201
1250	870	0,00090	0,00098	0,00151
1250	1260	0,00091	0,00096	0,00130
1750	475	0,00146	0,00143	0,00212
1750	870	0,00106	0,00112	0,00156
1750	1260	0,00100	0,00104	0,00133
2250	475	0,00170	0,00181	0,00220
2250	870	0,00112	0,00125	0,00149
2250	1260	0,00109	0,00110	0,00124
Verhältniszahlen		100	102	144

an Reibung gleichmäßig in allen Fällen zu erreichen, dann ist die Tropfölschmierung vorzuziehen. Über den Einfluß der Schmierung hat JAGENBERG /81/ folgendes festgestellt:

„Mit einem einreihigen Lager wurden Versuche zur Feststellung des Einflusses einer reichlichen Ölschmierung durch „Ölbad“ angestellt. Gemäß den Vorschriften der Kugellagerfirmen wurde in das Lagergehäuse Öl bis höchstens zur Höhe der Mitte der untersten Kugel eingefüllt. Beim Ingangsetzen der Welle rissen Kugeln und Käfig das Öl mit, so daß ein starker Ölstrom sichtbar mit umlief. Wurde an dem Zustand des Lagers nichts geändert, so fand eine stetige Abschleuderung kleiner Ölmengen statt, bis die Lager wieder so liefen wie unter der Bedingung „Öl angespritzt“, d. h. wie bei den Hauptversuchen. Im Mittel wurden die Reibungsmomente, solange ein „Ölbad“ wirklich vorhanden war, um 0,5, höchstens um 1,0 cmkg, erhöht.

Eine dauernde Vergrößerung der Reibung war dagegen bei den Versuchen mit Starrfett-schmierung festzustellen. Nach jeder Belastungssteigerung fiel sofort das Reibungsmoment deutlich gegenüber dem sich bei der Belastungssteigerung einstellenden Wert, was jedenfalls auf den Einfluß der Temperatursteigerung auf die Konsistenz des Schmierfettes zurückzuführen ist. In Fig. ... Bild (547) sind die Reibungsmomente und ideellen Reibungswertziffern bei Vaselineschmierung gegenüber „Öl angespritzt“ dargestellt. Die Größe des Reibungsmomentes stellte sich nach einiger Laufzeit unabhängig von dem Maße der Einfettung innerhalb des eingezeichneten Streubereiches ein.“

Neuere Versuche mit Pendelrolllagern 22624 im SKF-Laboratorium Göteborg haben gezeigt, daß mit einem guten Fett, geeigneter Füllung und einer Betriebstemperatur unter 70° ebenso



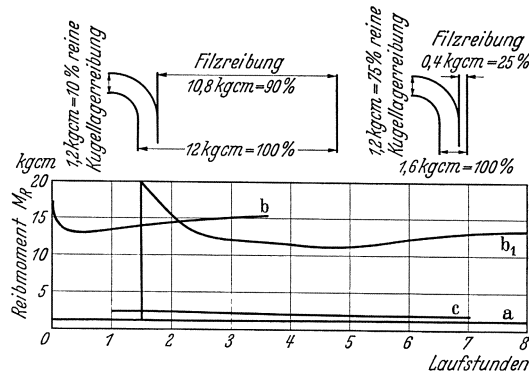
(547) Reibwerte und Reibmomente von Kugellagern bei Schmierung mit Öl und bei Schmierung mit Vaseline, MEYER-JAGENBERG.

niedrige Reibmomente erzielt werden können wie mit Tropfölschmierung und wesentlich günstigere als mit Ölbadschmierung.

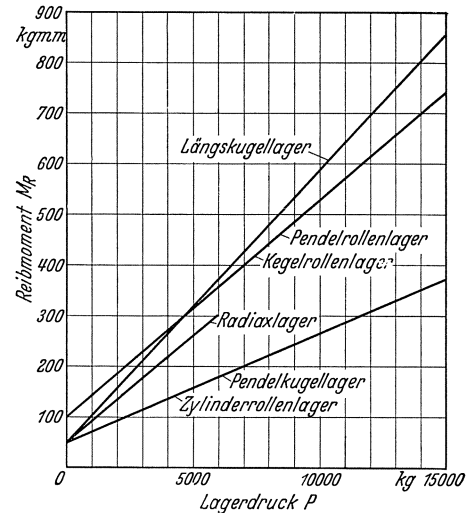
### 3,326 Gleitreibung infolge Gleitens der Dichtung.

Eine beträchtliche Erhöhung des Reibwertes, vor allen Dingen bei der Inbetriebsetzung, ist auch zu erwarten, wenn als Dichtung schleifende Teile, z. B. Filzringe oder Ledermanschetten benutzt werden. Sitzen die Filzringe zu stramm, dann kann eine sehr hohe Temperatur erzeugt werden und die Welle an der Dichtungsstelle stark verschleifen. JAGENBERG hat auch diese Verhältnisse untersucht und folgendes gefunden:

„Die bisher geschilderten Versuche waren sämtlich mit Lagergehäusen ausgeführt, bei denen die Abdichtungsfilzringe entfernt waren, da aus einem Vorversuch erkannt worden war, daß die Kugellagerreibung durch die Filzreibung bei weitem



(548) Einfluß der Filzringreibung, MEYER-JAGENBERG.



(549) Reibmomente für verschiedene Lagerarten der mittleren Reihe 100 mm Bohrung, bei günstigen Verhältnissen.

übertroffen wurde. Am Schluß der Hauptversuche wurden Versuche mit den gelieferten Filzringen wiederholt, die, wie die Kurven *b* und *b<sub>1</sub>* der Fig. . . . Bild (548) zeigen, Reibungsmomente ergaben, die im Mittel 1000 % der Reibungsmomente für Lager ohne Abdichtung (Kurve *a*) betragen. Die Filzringe waren vor dem Einlegen nach Vorschrift völlig mit Öl getränkt worden. Der Filzring wurde jedoch durch das Anziehen der Deckelschrauben so fest auf die Welle gepreßt, daß die Reibung auf über den 10fachen Betrag der Reibung des Laufsystems selbst stieg. Die Erhöhung der Reibung trat schon beim bloßen Auflegen des Lagerdeckels auf.

Die ursprünglich seitlich geschlossene Ringnut im Gehäuse, die den Filzring aufnimmt, wurde daraufhin von den Lagerstirnseiten aus ausgedreht und das Lager in folgender Reihenfolge zusammengesetzt: 1. Deckelschrauben anziehen, 2. Filzring von der Seite aus einschieben, 3. Blechring anschrauben, der den Filzring festhält, ohne ihn auf die Welle zu pressen. Der Filzring war so bemessen, daß er sich gerade leicht zwischen Lagerkörper und Welle einschieben ließ und durch Anschrauben des Blechringes an die Wandung des Lagerkörpers gedrückt wurde.

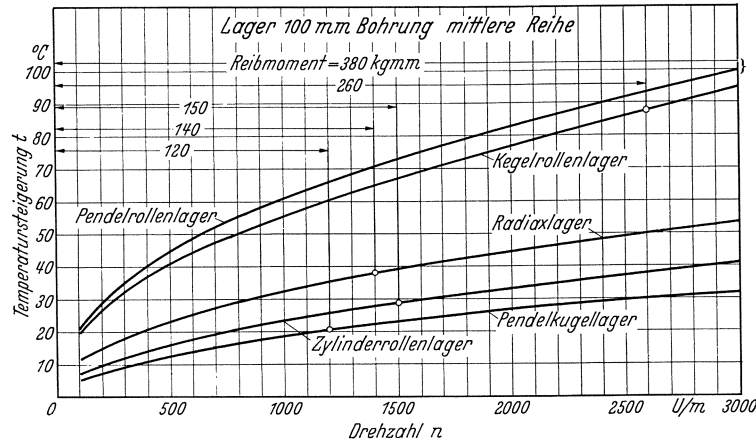
Der Verlauf der Kurve *c* der Fig. . . . Bild (548) zeigt, daß statt dem 10fachen Reibungsmoment, wie bei der gelieferten Abdichtung, jetzt nur das 1,3fache der reinen Kugellagerreibung als Gesamtreibungsmoment auftrat, d. h. wie die Kraftverteilungsdiagramme zeigen, von dem gesamten Drehmoment, in einem Fall 90 %, im anderen aber nur 25 % zur Überwindung der Filzreibung verbraucht wurden.“

### 3,33 Temperatursteigerung.

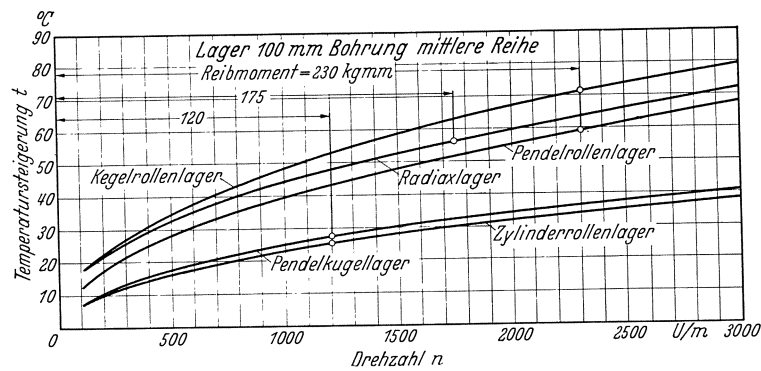
Wenn man von dem Einfluß der Dichtungsteile absieht, der vollkommen vermieden werden kann, so geht aus allen Versuchen hervor, daß der Reibwert bei Wälzlager nicht nur sehr klein ist, sondern auch fast unabhängig von der Geschwindigkeit, Belastung und Temperatur. Die Reibung beim Anfahren ist nur unbedeutend höher als diejenige im Betrieb. Bild (549) zeigt die Reibmomente der wichtigsten Lagerbauarten vergleichsweise auf einem Kurvenblatt.

Es ist aber eine irrige Ansicht, daß bei Wälzlager unter allen Betriebsverhältnissen nur eine ganz unbedeutende Temperatursteigerung zu erwarten ist. Dies ist, wie

aus den Kurven (550) zu erkennen ist, keineswegs in allen Fällen richtig. Unter normalen Verhältnissen ist die Temperatursteigerung zwar sehr gering. Bei hoher Drehzahl und großer Lagerbohrung kann dagegen eine beträchtliche Wärme erzeugt werden. Da die Temperatursteigerung durch die Reibung hervorgerufen wird, ist sie von der Lagerbauart,



(550) Temperatursteigerung verschiedener Lagerarten in Abhängigkeit von der Drehzahl. Die Belastung nach dem SKF-Katalog Dd 1599 ist für jede Lagerart so gewählt, daß sich eine Lebensdauer von 4000 h ergibt, entspr.  $s = 2$ .



(551) Temperatursteigerung verschiedener Lagerarten in Abhängigkeit von der Drehzahl bei einer Belastung von 3000 kg.

der Drehzahl und der Belastung abhängig. Vergleichsweise ist die unter günstigen Verhältnissen zu erwartende Temperatursteigerung für verschiedene Lagerarten der mittleren Reihe mit 100 mm Bohrung, in Bild (550) für eine Belastung, die bei jedem Lager eine Sicherheit  $s=2$  ergibt und in Bild (551) bei einer Belastung von 3000 kg für jedes Lager angegeben.

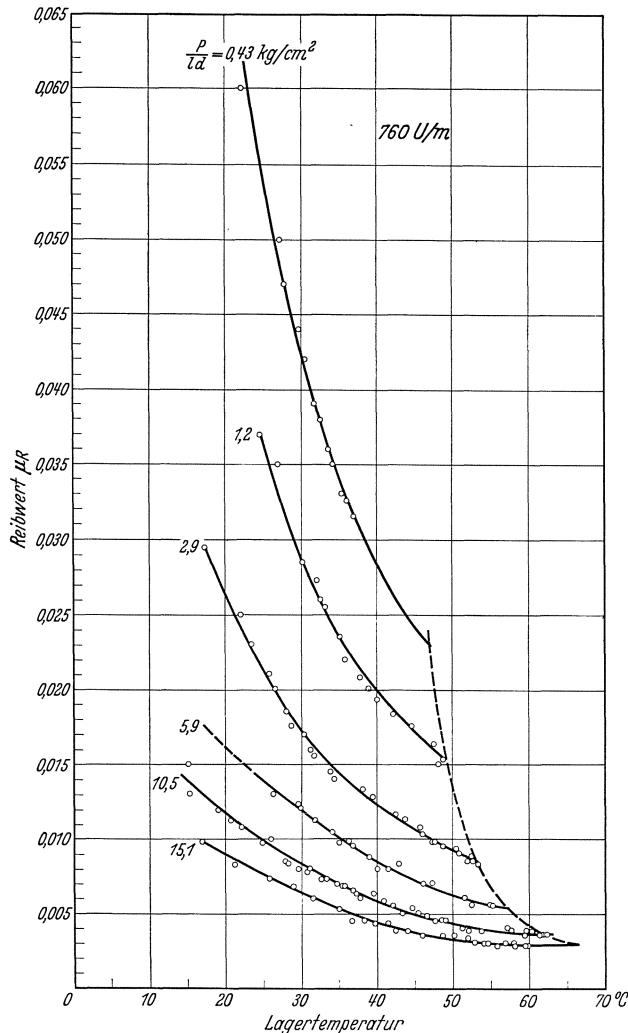
### 3,34 Reibungsverhältnisse bei Gleitlagern.

Nach den von STRIBECK gefundenen Werten für Gleitlager, die auch heute noch als richtig angesehen werden können, und nach vielen Erfahrungen und Untersuchungen aus neuerer Zeit ergibt sich, daß der Reibwert eines Gleitlagers in hohem Maße von verschiedenen Faktoren abhängig ist, und zwar:

- von der Belastung,
- von der Drehzahl,
- von dem Schmiermittel,
- von der Oberflächenbeschaffenheit,
- von dem Spiel zwischen Welle und Lagerschale,
- von der Temperatur,
- von dem Grad der Abweichungen der Welle und der Schalenbohrung von der mathematischen Zylinderfläche.



Bild (552) zeigt die Abhängigkeit des Reibwertes von der Temperatur und der Belastung mit Schwankungen zwischen  $\mu_R=0,06$  und  $0,003$ . In Bild (553) sind die von STRIBECK gefundenen Werte in Abhängigkeit von der spezifischen Belastung und Drehzahl wiedergegeben. Ohne auf die anderen Momente überhaupt Rücksicht zu nehmen, geht also hieraus einwandfrei hervor, daß die Reibung bei Beginn der Bewegung bei geringer Drehzahl und niedriger Temperatur sehr hohe Werte annimmt. Nur bei ganz bestimmter Pressung, bestimmter Drehzahl, zweckmäßiger Temperatur und für den gewählten Fall geeignetem Öl, aber gleichzeitig unter Beachtung aller übrigen oft ebenso wichtigen Faktoren, ist es möglich, den günstigsten Reibwert zu erzielen.



(552) Reibwerte von Gleitlagern in Abhängigkeit von der Lagertemperatur und spez. Belastung, STRIBECK.

Man kann daher ohne eine Übertreibung zu begehen, behaupten, daß es in der Praxis selten oder nie möglich sein wird, dieses Minimum an Reibung zu erreichen. Angaben über Laboratoriumsprüfungen scheiden gerade deshalb als Maßstab aus, weil diese meistens unter sorgfältigster Beachtung der obigen Faktoren und peinlichster Kontrolle derselben erfolgen. Abgesehen davon, daß bei jahrelangem Betrieb allein schon durch Verschleiß oder Verlagerung andere Verhältnisse geschaffen werden, ist es auch nicht möglich, die Anordnung so einwandfrei durchzuführen, daß der höchste Wirkungsgrad erzielt wird. Die Nachteile des Gleitlagers können kurz wie folgt zusammengefaßt werden:

Viele Faktoren beeinflussen die Höhe des Reibwertes. Es ist schwer, einen bestimmten Reibwert immer gleichmäßig zu erzielen. Es ist schwer, für jeden Einzelfall die günstigsten Verhältnisse vorauszusagen. Der Reibwert beträgt beim Anfahren ein Vielfaches gegenüber dem der Bewegung. Es wird eine lange Einlaufzeit benötigt.

Es ist schwer, einen bestimmten Reibwert immer gleichmäßig zu erzielen.

Es ist schwer, für jeden Einzelfall die günstigsten Verhältnisse vorauszusagen.

Der Reibwert beträgt beim Anfahren ein Vielfaches gegenüber dem der Bewegung.

Es wird eine lange Einlaufzeit benötigt.

Es wird eine lange Einlaufzeit benötigt.

Durch äußere Einflüsse oder durch Verschleiß treten leicht Änderungen ein, die berücksichtigt werden müssen.

Aus diesen Gründen muß im allgemeinen ein Reibwert von 0,02—0,04 zugrunde gelegt werden.

Die Schmierung übt einen großen Einfluß auf die Funktion des Lagers aus.

Es müssen daher oft besondere Schmiervorrichtungen angebracht werden.

Der Schmiermittelverbrauch ist im allgemeinen groß und die Abdichtung schwierig.

Die Wartung erfordert große Sorgfalt und ist im allgemeinen kostspielig.

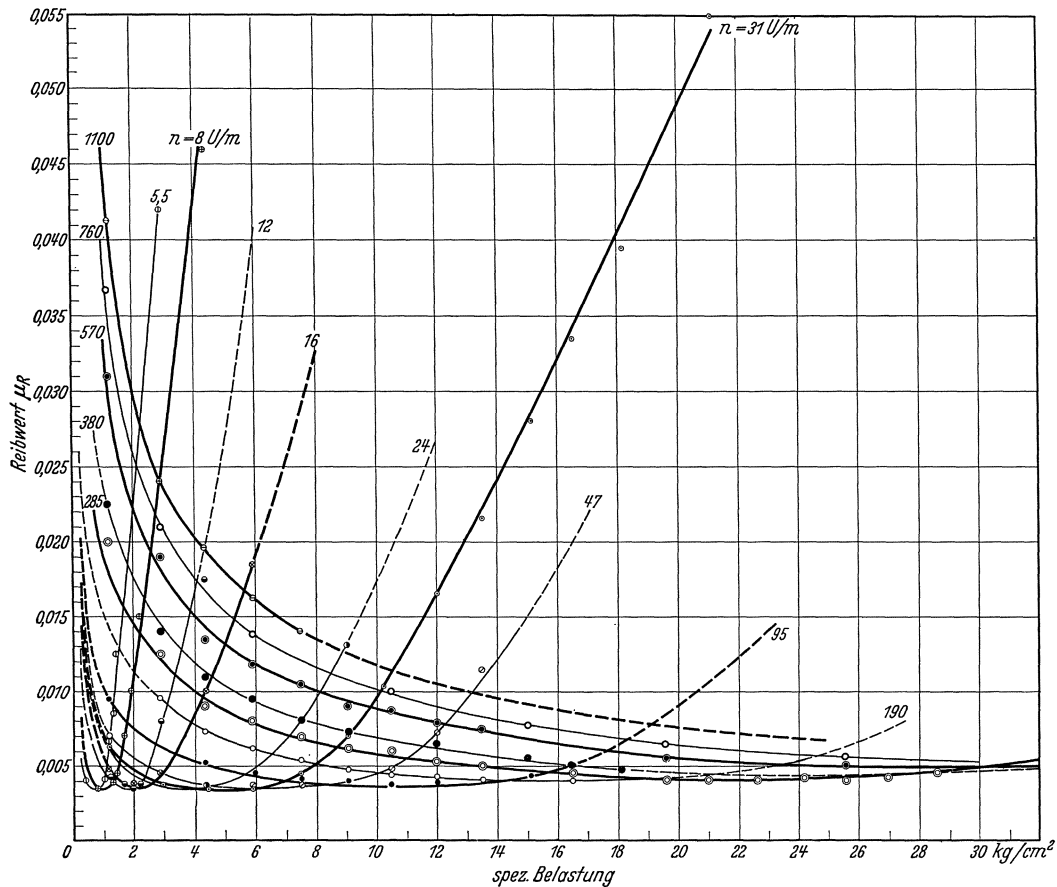
Die meisten Beschädigungen der Gleitlager erfolgen durch Heißlaufen und haben unmittelbar eine Betriebsstörung zur Folge.

Die Vorteile des Gleitlagers bestehen in erster Linie:

in den geringen Herstellungskosten,

in dem leichten Ersatz bei Beschädigung,  
in dem leichten Ein- und Ausbau, z. B. bei Transmissionen,  
in dem geräuschlosen Lauf.

Demgegenüber zeigen Kugel- und Rollenlager einen Reibwert, der bei allen Lagern gleicher Art kaum Veränderungen zeigt und nur durch schleifende Abdichtungen oder



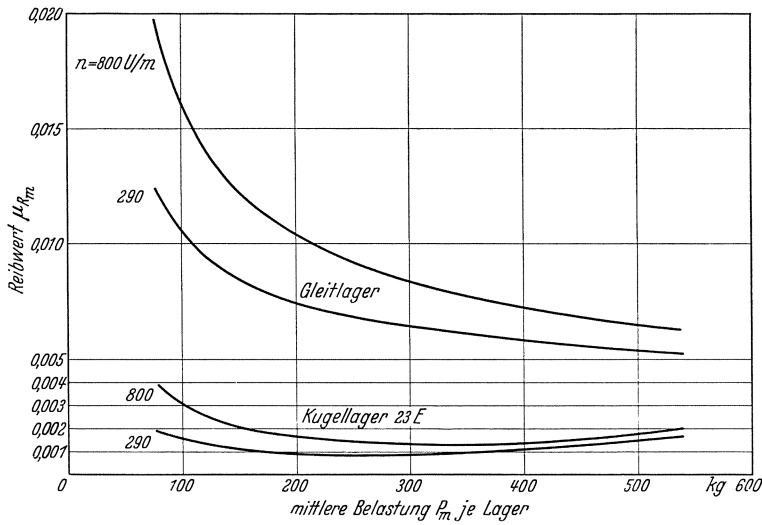
(553) Reibwerte von Gleitlagern in Abhängigkeit von der spez. Belastung und Drehzahl, STRIBECK.

durch die Menge des Schmiermittels nennenswert beeinflusst werden kann. Es ist jedoch leicht möglich, die richtige Schmiermittelmenge zu finden und auf die Verwendung von Filzringen oder Lederscheiben zu verzichten durch Anwendung von Labyrinth- oder Schleuderringen. Im übrigen verringert sich die Reibung von Filzringen schnell, sobald die Spannung nachgelassen hat.

### 3,35 Kraftersparnis.

Voraussagen für eine bestimmte Kraftersparnis beim Einbau von Wälzlagern sind ungewöhnlich schwer, wenn nicht unmöglich, da in den meisten Fällen der Anteil der Lagerreiarbeit an der Gesamtarbeit nicht bekannt ist. Eine Schätzung oder Berechnung der Reiarbeit der Gleitlager ist unzulässig, da sie wegen der oben geschilderten Verhältnisse großen Schwankungen unterliegen kann. Wenn man Klarheit haben will, bleibt nichts anderes übrig als eine Untersuchung. Das Ergebnis läßt sich aber nicht ohne weiteres übertragen.

Des Interesses halber seien hier einige Beispiele angegeben, aus denen man ersehen kann, wie verschieden die Verhältnisse liegen können. Bei einer Walzenstraße, die von Gleitlagern auf Rollenlager umgebaut wurde, ergab sich eine Ersparnis von etwa 50 % der Gesamtleistung. Die Ursache liegt darin, daß die Reiarbeit an sich hoch ist gegen-



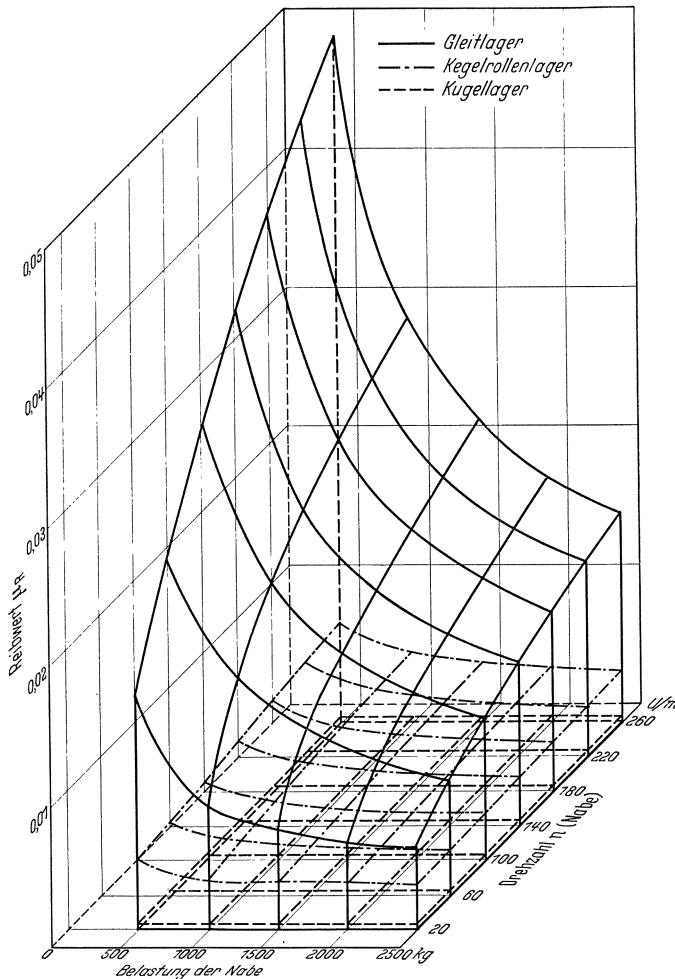
(554) Reibwerte von Kugellagern und Gleitlagern, MEYER-JAGENBERG.

die Gleitlager unter ungünstigen Umständen arbeiten. Die Vorteile der Rollenlager liegen hier auf ganz anderem Gebiet.

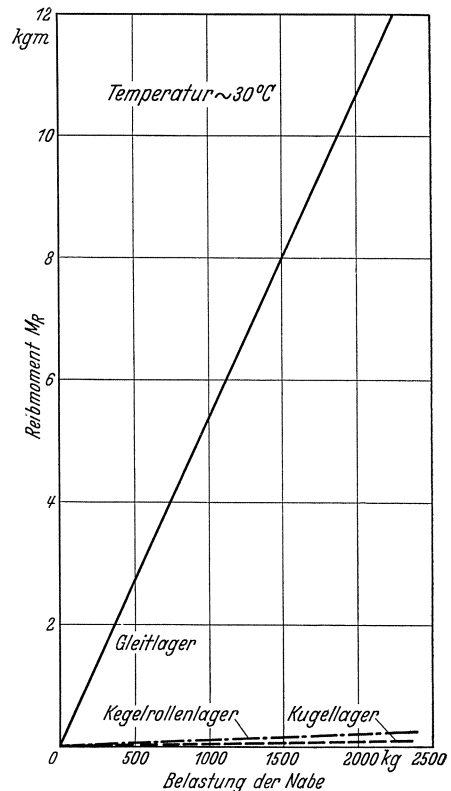
Soll die Kraftersparnis ermittelt werden, so ist es in erster Linie erforderlich, den Anteil der Lagerreibung bei verschiedenen Geschwindigkeiten und Belastungen möglichst genau festzustellen. Erst dann kann die mittlere Reibarbeit eines Lagers bestimmt werden. In dieser Weise

über der reinen Walzarbeit und gerade auf diesem Gebiet im allgemeinen ungünstige Verhältnisse für Gleitlager vorliegen. Die Schmierung ist schlecht und auch die Abdichtung mangelhaft, so daß Wasser und Zunder in die Lagerschalen eindringen können. Bei einer sog. Verbundmühle dagegen ist der Anteil der Gleitreibung gering, da die größte Energie zum Heben der Füllung, Kugeln und Mahlstoff, benötigt wird. Daher wurde nur eine Ersparnis von 5—8% festgestellt, obwohl auch hier

Die Vorteile der Rollenlager



(555) Reibwerte von Gleitlagern, Kegelrollenlagern und Kugellagern in Abhängigkeit von Drehzahl und Belastung bei Fahrzeugnaben, WAWRZINIOCK.



(556) Reibmomente von Gleitlagern, Kegelrollenlagern und Kugellagern beim Anfahren von Fahrzeugnaben, WAWRZINIOCK.

ist JAGENBERG vorgegangen, als er die Verhältnisse bei einer Transmission mit Gleitlagern und Kugellagern feststellte. Er hat sich nicht begnügt, den Reibwert der Lager auf dem Prüfstand zu ermitteln, sondern baute einen Transmissionsstrang auf, der den wirklichen Betriebsverhältnissen entsprach. Dabei kam er zu folgendem Ergebnis:

„Fig. ... Bild (554) zeigt, daß die Reibungskoeffizienten für das Gleit-Transmissionslager erheblich über denen des Kugellagers liegen, und zwar liegen die  $\mu_m$ -Werte des Kugellagers in der Hauptsache zwischen 0,001 und 0,002, während die Gleitlagerwerte zwischen 0,005 und 0,015 liegen. Im günstigsten Falle hat das Kugellager einen um 85 %, im ungünstigsten Fall einen um 70 % niedrigeren Reibungskoeffizienten. Die Kraftersparnis einer gut eingebauten und ausgerichteten Kugellagertransmission gegenüber einer solchen mit Gleitlagern ist demnach recht erheblich.“

Prof. WAWRZINIOCK hat Versuche zur Feststellung der Arbeitsverluste mit Kegellagern und Kugellagern im Vergleich zu Gleitlagern in den Naben von Kraftwagenrädern vorgenommen /139/ und dabei die in Bild (555) und (556) kurvenmäßig wiedergegebenen Werte gefunden. Er sagt darüber folgendes:

„Eine Vergleichung der relativen Widerstandszahlen der Gleit-, Rollen- und Kugellager an Hand der Raumkurven in der Abb. ... Bild (555) zeigt, daß unter Berücksichtigung der vorliegenden Verhältnisse die Verwendung von Wälzlagern an Stelle von Gleitlagern, insbesondere bei höheren Drehzahlen, vorteilhaft ist. Die Werte beweisen aber auch, daß Schrägrollenlager gegen Drehzahl- und Belastungserhöhungen ähnlich wie die Kugellager weniger empfindlich sind als Gleitlager, und daß sie an Stelle dieser ohne Bedenken überall da angewendet werden können, wo Kraftersparnisse erwünscht sind und wo mit Axialkräften sowie mit Stoßkräften zu rechnen ist, denen Kugellager nicht so gut zu widerstehen vermögen wie Rollenlager. Die Benutzung von Schrägrollenlagern ist daher anzustreben.“

### 3,4 Tragfähigkeit und Lebensdauer<sup>1</sup>.

#### 3,41 Einleitung.

Es war immer schwierig, die „Festigkeit“ der Kugellager zu ermitteln. Einerseits ist es unmöglich, die entstehenden Werkstoffbeanspruchungen theoretisch zu berechnen oder mit den praktischen Erfahrungen in jedem Fall in Übereinstimmung zu bringen. Andererseits wird der Werkstoff der Wälzlager nur in einer kleinen Fläche beansprucht, so daß sich eine starke Einwirkung örtlicher Ungleichmäßigkeiten nicht vermeiden läßt.

Früher war man allgemein der Ansicht, daß Wälzlager, ebenso wie andere Maschinenteile, eine Ermüdungsgrenze haben, d. h. eine Grenze für die Tragfähigkeit, die überschritten, schnell zu Ermüdungserscheinungen führt, während diejenigen Lager, die sie nicht erreichen, unendlich lange Zeit arbeiten können. Die bis zum Jahre 1918 in den Laboratorien der SKF ausgeführten Prüfungen zeigten aber, daß eine Ermüdungsgrenze innerhalb des Bereiches der bis dahin verwendeten, verhältnismäßig hohen Prüflasten nicht vorhanden war. Innerhalb des untersuchten Bereiches führte eine niedrigere Belastung stets zu einer Erhöhung der Anzahl Umdrehungen, die ein Lager aushalten konnte, bevor Ermüdung eintrat. Man ging damals allerdings noch davon aus, daß eine Ermüdungsgrenze bei einer niedrigen spezifischen Belastung vorhanden wäre. Es wurde jedoch später durch Prüfungen bei niedrigen Belastungen festgestellt, daß die Ermüdungsgrenze, falls eine solche überhaupt vorhanden ist, niedriger liegt als alle vorkommenden Belastungen, die Lebensdauer also in der Praxis stets eine Funktion der Belastung ist. Diese Auffassung wird nunmehr allgemein anerkannt.

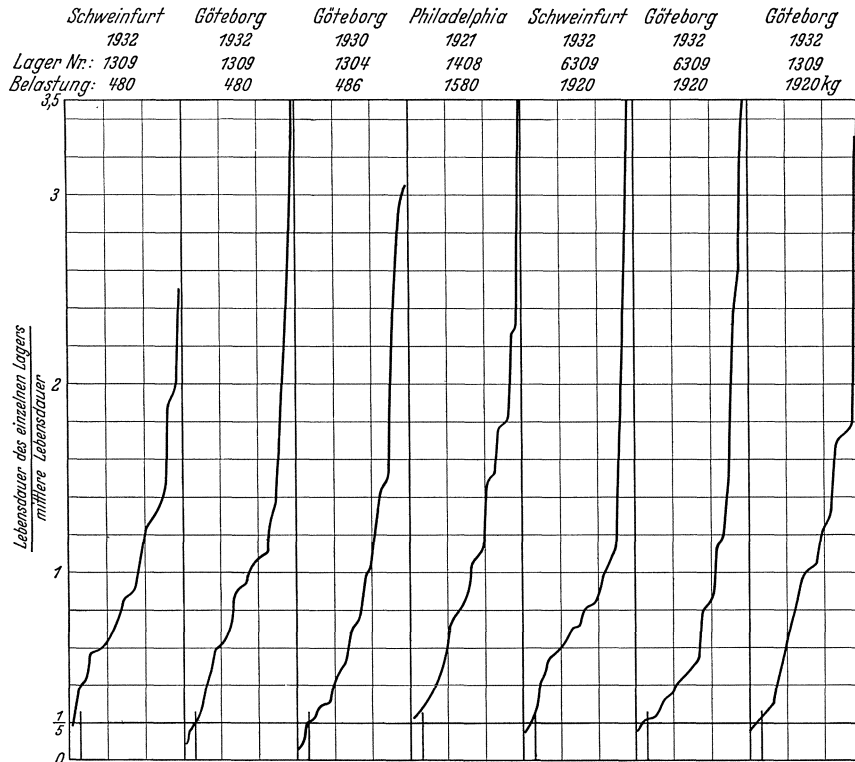
#### 3,42 Definition des Begriffes „Lebensdauer“.

Bevor man einen mathematischen Ausdruck für den Zusammenhang zwischen der Lebensdauer und den sie beeinflussenden Faktoren aufstellen kann, ist es notwendig, den Begriff „Lebensdauer der Wälzlager“ zu definieren. Für jedes einzelne Lager kann die Lebensdauer durch die Anzahl der wiederholten Beanspruchungen in dem am meisten angestregten Materialteil des Lagers vor dem Entstehen einer wahrnehmbaren Ermüdungserscheinung ausgedrückt werden. Ein Lager kann jedoch durch mangelhafte Schmierung,

<sup>1</sup> Übersetzung des Aufsatzes: Om kullagrens bärförmåga och livslängd von Dr. PALMGREN. Technisk Tidskrift 1936 Heft 42. Mit Genehmigung des Verfassers wiedergegeben.

Verschleiß, Verunreinigungen, Rost oder infolge äußerer Gewalt, Fehlern bei der Ausführung der Wellen und Lagergehäuse oder elektrischer Funkenbildung usw. vorzeitig zerstört werden. Die Wirkung derartiger Faktoren läßt sich nicht berechnen. Die Ermüdung ist die einzige rechnermäßig faßbare Zerstörungsursache, die, weil sie nicht zu umgehen ist, auch als die wichtigste angesehen werden kann.

Erfahrungsgemäß schwankt die Anzahl der Beanspruchungen bis zum Eintritt der Ermüdung sehr stark, auch wenn die Lager unter gleichen Verhältnissen arbeiten. Die Lebensdauer weist also eine solche Streuung auf, daß man gezwungen ist, für die Rechnung eine bestimmte Definition des Begriffes „Lebensdauer“ zu vereinbaren. Zu



(557) Lebensdauer-Streukurven aus Versuchen der SKF.

Beginn der Wälzlagerindustrie war der Bereich der Streuung außerordentlich groß, etwa 1000:1 oder mehr /38/. Jetzt ist das Verhältnis zwischen der längsten und kürzesten Laufzeit von Lagern gleicher Bauart und Größe bei gleichen Verhältnissen auf etwa 40:1 herabgedrückt. Die Form der Streukurve schwankt mit der Güte des verwendeten Werkstoffes. Sie hat jedoch für den gleichen Werkstoff immer annähernd den gleichen Verlauf und die gleiche Lage. Die Kurven (557) beziehen sich auf den besten schwedischen Kugellagerstahl. Jede einzelne Streukurve stellt eine Prüfreihe dar von je 30 Lagern für eine bestimmte Lagerart, Lagergröße und Belastung. Die Prüfungen wurden in den SKF-Laboratorien Göteborg, Philadelphia und Schweinfurt zum Teil mit verschiedenartigen Prüfmaschinen durchgeführt. Aus dem Bild (557) geht hervor, daß die Form der Kurven in sämtlichen Fällen praktisch genommen die gleiche ist. Die Streuung zeigt keine ausgeprägte Ansammlung um einen Mittelwert. Die kürzeste Lebensdauer ist offenbar wenig gesetzmäßig. Weder die mittlere, noch die kürzeste Lebensdauer ist daher als Grundlage einer Definition geeignet.

Um einerseits eine praktisch befriedigende Betriebssicherheit zu erhalten und auf der anderen Seite eine im großen gesehen unwirtschaftliche Bemessung der Lager zu vermeiden, wurde als „Lebensdauer“ die Anzahl Umdrehungen zugrunde gelegt, welche 90% sämtlicher Lager erreichen oder überschreiten, ehe die erste wahrnehmbare Ermüdungserscheinung eintritt. Dieser Punkt ist mehr oder weniger vom Zufall abhängig, weil die

Prüfungen stets mit einer begrenzten Anzahl Lager ausgeführt werden. Die mittlere Lebensdauer ist dagegen wesentlich zuverlässiger bestimmt als irgendein einzelner Punkt auf der Streukurve. Deshalb soll die „Lebensdauer“ als  $\frac{1}{5}$  der mittleren Lebensdauer festgelegt werden.

Die bisher geltende mittlere Streukurve *A* in Bild (558) weist eine Streuung von 40 auf. Auf Grund der letzten Untersuchungen neuer Herstellungsverfahren besteht jedoch die Hoffnung, der Kurve die Form *B* in Bild (558) geben zu können, bei der die Streuung auf 10 herabgedrückt würde und 90 % aller Lager die halbe mittlere Lebensdauer erreichen bzw. überschreiten. Dies würde eine Erhöhung der praktischen Tragfähigkeit um nicht weniger als 35 % bedeuten, selbst wenn die mittlere Lebensdauer unverändert bliebe. Da man jedoch gleichzeitig mit einer Erhöhung der mittleren Lebensdauer um etwa 10 % rechnen kann, dürfte in absehbarer Zeit eine Steigerung der Tragfähigkeit um etwa 50 % verwirklicht werden können. Dies ist tatsächlich bei den SKF-Lagern unter Berücksichtigung der Entwicklung der vergangenen Jahre zu erwarten. Eine Zusammenstellung aller in den Jahren 1913—1935 in den SKF-Laboratorien erzielten Ergebnisse zeigt nämlich, daß die Tragfähigkeit in dieser Zeit mehr als verdoppelt werden konnte. Aus Bild (559) ist die Steigerung von Jahr zu Jahr ersichtlich. Von 1913—1923 stieg die Tragfähigkeit um 28 % gegenüber 1913 und von 1923—1933 um nicht weniger als 64 % gegenüber 1923.

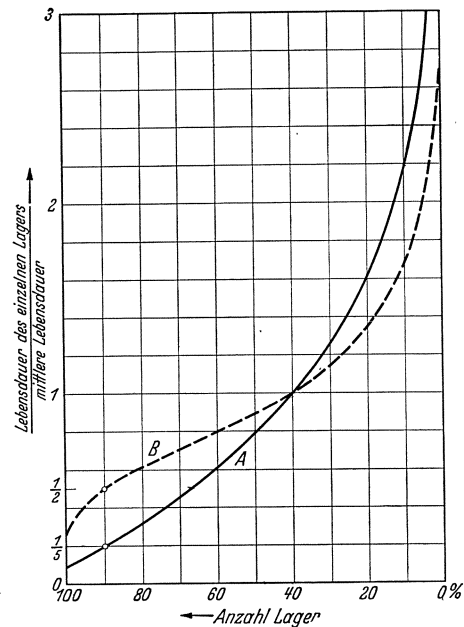
Die zur Zeit für die Berechnung des Zusammenhanges zwischen der Tragfähigkeit und Lebensdauer von SKF-Lagern verwendeten Formeln fußen auf Ergebnissen mit Lagern aus der normalen Herstellung der letzten Jahre. Da diese Formeln von allgemeinem Interesse sind, sollen im folgenden Angaben über ihren Aufbau und über die Bestimmung der Erfahrungskoeffizienten gemacht werden.

### 3,43 Einfluß der Kugelgröße und Kugelanzahl.

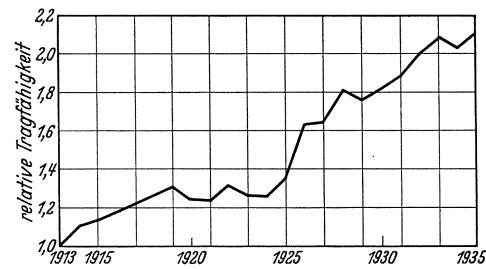
Auf die Tragfähigkeit, d. h. die für eine gewisse Lebensdauer zulässige Belastung wirken außer den Festigkeitseigenschaften des Werkstoffes und der Schmiegunng zwischen Rollkörper und Laufbahnen in der Hauptsache die folgenden Faktoren ein:

- die Kugelgröße,
- die Kugelanzahl,
- die Anzahl der wiederholten Beanspruchungen je Umdrehung,
- die Druckrichtung durch die Kugeln.

Nach der Theorie von HERTZ müßte die Tragfähigkeit, wenn alle anderen Faktoren unverändert bleiben, mit dem Quadrat des Kugeldurchmessers,  $d_w^2$ , schwanken. Erfahrungsgemäß haben Lager mit kleinen Kugeln jedoch eine verhältnismäßig höhere Tragfähigkeit als Lager mit großen Kugeln. Aus Prüfungen mit Kugellagern verschiedener Größe und Art kann man die erforderliche Korrektur bestimmen. Acht Prüfreihen von je 30 Rillenkugellagern und Pendelkugellagern ergaben die aus Bild (560) hervorgehenden relativen Werte für die Tragfähigkeit im Vergleich zu Lagern mit  $\frac{1}{8}$ ''-Kugeln. Die in Bild (560) eingezeichnete Kurve entspricht der Funktion



(558) A, die zur Zeit gültige und B die angestrebte Lebensdauer-Streukurve.

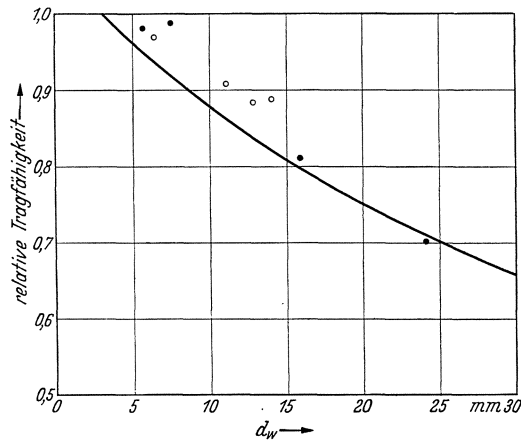


(559) Verbesserung der Tragfähigkeit der SKF-Lager von 1913—1935.

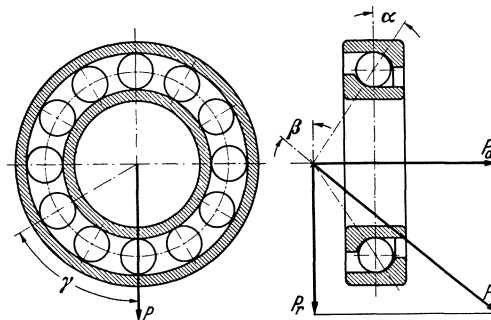
$$\frac{d_w^3}{1 + 0,02 d_w}, \quad \{1\}$$

die mit praktisch befriedigender Genauigkeit die Einwirkung der Kugelgröße berücksichtigen dürfte.

Man könnte vermuten, daß die Tragfähigkeit direkt proportional der Kugelanzahl sei. Diese beeinflußt jedoch die Anzahl der wiederholten Beanspruchungen, da sich die erste Ermüdungserscheinung in der Regel bei einem der Laufringe zeigt, wenn die Kugeln aus schwedischem Werkstoff bestehen. Da die Anzahl Beanspruchungen für den schwächsten Punkt des Lagers proportional der Kugelanzahl ist und der



(560) Beziehung zwischen relativer Tragfähigkeit und Kugeldurchmesser.



(561) Lastwinkel  $\beta$ , Druckwinkel  $\alpha$  und Kugeldruckverteilungswinkel  $\gamma$  eines Kugellagers.

Zusammenhang zwischen Tragfähigkeit und Anzahl Beanspruchungen, wie später bewiesen wird, eine Funktion dritten Grades ist, erfolgt die Einwirkung der Kugelanzahl nach der Funktion

$$\frac{i \cdot z_1}{\text{const} \cdot \sqrt[3]{z_1}} = \text{const} i z_1^{2/3}, \quad \{2\}$$

wobei

$z_1$  = die Anzahl der Kugeln in einer Reihe,

$i$  = die Anzahl der Kugelreihen ist.

Bei Pendelkugellagern liegt der schwächste Punkt im Außenring. Die Anzahl Beanspruchungen je Umdrehung beträgt dort bei umlaufendem Innenring im Verhältnis zur Belastungsrichtung

$$c = 0,5 z_1 \left(1 - \frac{d_w}{d_m} \cos \alpha\right), \quad \{3\}$$

$c$  = Anzahl Beanspruchungen bei einer Umdrehung,

$d_w$  = Kugeldurchmesser,

$d_m$  = Durchmesser des Rollkörpermittenkreises,

$\alpha$  = Druckwinkel entsprechend Bild (561).

Für die Lager der normalen Reihen hat diese Funktion einen Wert von

$$c \simeq 0,41 z_1.$$

Bei Rillenkugellagern ist die Berechnung des angegebenen Belastungsfalles schwieriger, da der Innenring der schwächste Teil ist und die Größe des Kugeldruckes in einem Punkt der Laufspur bei jeder Umdrehung des Innenringes zwischen 0 und einem Maximum schwankt. Unter der Annahme, daß die Luft der Lagerstelle = 0 ist, verändert sich der Kugeldruck mit  $\cos^{3/2} \gamma / 128$ ,  $\gamma$  ist der Winkel in der Radialebene zwischen der Richtung des Druckes, der durch die betreffende Kugel geht, und der Richtung der resultierenden Lagerbelastung (561). Nimmt man an, daß die Anzahl der Beanspruchungen vor der Ermüdung  $L$  von der Belastung  $P$  abhängig ist nach der Gleichung:

$$P = \frac{\text{const}}{\sqrt[3]{L}} \quad \{4\}$$

und daß als einzig mögliche Annahme über die Größe der Resultierenden einer schwankenden Belastung /98/ die Gleichung in Frage kommt:

$$\frac{d\gamma}{L_1} + \frac{d\gamma}{L_2} + \dots = 1, \quad \{5\}$$

so ergibt die Anzahl der schwankenden Beanspruchungen, multipliziert mit dem Faktor:

$$\frac{\int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos^{9/2} \gamma \cdot d\gamma}{\pi} \simeq 0,18, \quad \{6\}$$

die gleichwertige Anzahl unveränderlicher Beanspruchungen. Für reine Axialbelastung wenn also der Kugeldruck ringsherum für alle Kugeln gleich ist, gilt die Formel:

$$c = 0,5 z_1 \left( 1 + \frac{d_w}{d_m} \cos \alpha \right). \quad \{7\}$$

Bei reiner Radialbelastung und umlaufendem Innenring erhält der Ausdruck für Rillenkugellager die Form:

$$c = 0,09 z_1 \left( 1 + \frac{d_w}{d_m} \cos \alpha \right). \quad \{8\}$$

Bei normalen Lagern wird

$$c \simeq 0,11 z_1.$$

Die Funktion der Gleichung {2} hat folgende Form

$$\text{für Pendelkugellager:} \quad 1,35 i z_1^{2/3}, \quad \{9\}$$

$$\text{für Rillenkugellager:} \quad 2,09 i z_1^{2/3}. \quad \{10\}$$

Der Druck auf die einzelnen Kugeln in einem Lager ist von der Richtung des Kugeldruckes im Verhältnis zu der rein radialen Richtung in der Weise abhängig, daß die Tragfähigkeit direkt proportional  $\cos \alpha$  ist. Die spezifische Tragfähigkeit eines Kugellagers oder die zulässige radiale Lagerbelastung zur Erreichung einer Lebensdauer von 1 Million Umdrehungen, d. h. die Tragzahl  $T$ , beträgt dann:

$$T = \text{const} \frac{i d_w^2 z_1^{2/3} \cos \alpha}{1 + 0,02 d_w}. \quad \{11\}$$

Die Konstante in dieser Formel umfaßt die Konstante des Ausdruckes {9} oder {10} und außerdem eine Konstante, welche die Materialeigenschaften und die Berührungsart kennzeichnet. Diese Konstante beträgt zur Zeit bei dem von der SKF verwendeten Kugellagerstahl:

$$\text{für Pendelkugellager} \dots \dots \dots 1,65$$

und für Rillenkugellager, deren Rillenhalmmesser

$$4\% \text{ größer ist als der Kugelhalbmesser} \dots \dots \dots 2,15,$$

wenn in die Formel {11} als Dimension „kg“ und „mm“ eingesetzt wird. Daß diese Konstanten richtig sind, wird durch die in Bild (563) zusammengestellten Prüfwerte bestätigt. Der Unterschied zwischen diesen beiden Werten ist merkwürdig gering, wenn man berücksichtigt, daß die Schmiegungsverhältnisse sehr verschieden sind. Auf Grund der HERTZschen Formeln sollte bei den Rillenkugellagern eine 6–7mal so hoher spezifischer Kugeldruck zugelassen werden können als bei Pendelkugellagern. Der Grund zu dieser Abweichung ließ sich leider nicht mit Sicherheit feststellen. Möglicherweise kann die Abweichung auf das reinere Abrollen in den Pendellagern zurückgeführt werden, vielleicht auch darauf, daß die Größe und Lage der Werkstoffbeanspruchungen und der Charakter des Ermüdungszyklus bei kreisrunder Berührungsfläche verhältnismäßig günstiger ist als bei elliptischer.

Werden die Werte der Konstanten für einreihige Rillenkugellager ohne Einfüllöffnung (Radiallager) und doppelreihige Pendelkugellager eingesetzt, so ergibt sich die gleiche Formel:

$$T = \frac{4,5 d_w^2 \cdot z_1^{2/3} \cos \alpha}{1 + 0,02 d_w} \text{ kg}. \quad \{12\}$$



**3,44 Bestimmung des Exponenten, Lebensdauerprüfungen.**

Diese Formel erforderte sehr umfangreiche Prüfungen, um einerseits die Schwankung der Tragzahl in Abhängigkeit von dem Kugeldurchmesser festzustellen und andererseits

die Größe der Werkstoffkonstanten zu ermitteln, die auch mit der Zeit schwankt. Noch zahlreichere Prüfungen sind zur Bestimmung des Zusammenhanges zwischen Lagerbelastung und Lebensdauer nötig gewesen, da man nicht auf theoretische Unterlagen zurückgreifen konnte, nachdem festgestellt wurde, daß nicht mit einer Ermüdungsgrenze in dem Bereich der praktisch vorkommenden Belastungen gerechnet werden kann.

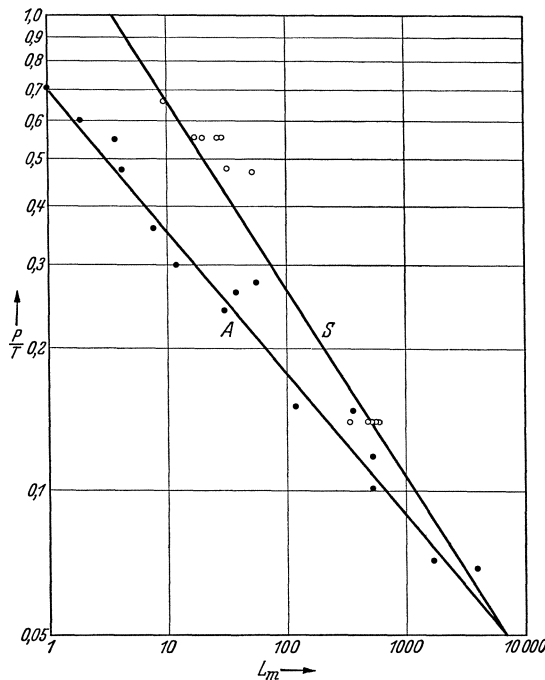
[19] Ergebnis der Laufprüfungen in Philadelphia.

Anzahl Lager	Lager	Belastung P in kg	$\frac{P}{T}$	Mittlere Lebensdauer in Millionen Umdrehungen
24	6408	3550	0,713	0,97
10	1411	5040	0,600	1,87
43	1408	3160	0,550	3,63
24	6408	2360	0,474	4,0
74	6408	1770	0,355	7,6
25	1411	2520	0,300	11,6
23	6408	1180	0,237	29,5
20	1212	843	0,262	37,8
37	1408	1580	0,275	55,9
10	1411	1260	0,150	117,9
20	1212	480	0,149	362,7
25	6408	590	0,119	521,0
20	1212	324	0,101	527,6
13	1408	410	0,071	1659,8
16	1408	396	0,069	3785,4

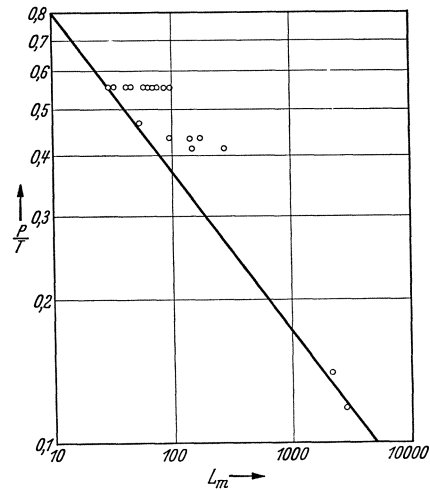
In den Jahren 1916—1929 wurden im SKF-Laboratorium in Philadelphia, USA, einige Prüfreihei mit sehr verschiedenen spezifischen Belastungen durchgeführt, die eine mittlere Lebensdauer zwischen 1 und 4000 Millionen Umdrehungen ergaben. Das Ergebnis der Untersuchungen mit 384 Lagern ist in Tabelle [19] angegeben.

Die längste Lebensdauer eines einzelnen Lagers betrug 7000 Millionen Umdrehungen. Dies entspricht bei einer Drehzahl von 2600 U/min und einem 24stündigen Lauf einer Zeit von 5 Jahren. Die mittlere Lebensdauer der Lager dieser Prüfreihei ist in Bild (562) Kurve A wiedergegeben, die den wahrscheinlichen Zusammenhang zwischen Belastung und Lebensdauer angibt. Der Zusammenhang ist danach

$$\frac{\text{const}}{P} = L^{0,3} \quad \{13\}$$



(562) Beziehung zwischen Belastung und Lebensdauer bei älteren Prüfungen.



(563) Beziehung zwischen Belastung und Lebensdauer bei neueren Prüfungen.

Zwecks weiterer Kontrolle des Exponenten wurden in den Jahren 1926—1932 neue Prüfungen im SKF-Laboratorium Göteborg ausgeführt mit 343 Lagern. Das Ergebnis ist in Tabelle [20] und Kurve S Bild (562) enthalten.

Die Kurve „S“ (562) für die schwedischen Prüfungen bekam also eine andere Neigung entsprechend

$$\frac{\text{const}}{P} = L^{0,4}. \quad \{14\}$$

In beiden Fällen war die Anzahl der geprüften Lager ziemlich groß. Das ungleichmäßige Ergebnis konnte daher keinem Zufall zugeschrieben werden. Die Erklärung dieses Umstandes war darin zu suchen, daß im Gegensatz zu den Göteborger Prüfmaschinen die in Philadelphia benutzten schädlichen Wellenbiegungen ausgesetzt waren. Das Ergebnis wurde daher auf den amerikanischen Maschinen um so mehr verschlechtert, je höher die Belastung gesteigert wurde.

Da inzwischen gewisse Verbesserungen in der Qualität der Lager durchgeführt waren, wurden in den Jahren 1932—1935 weitere Prüfungen vorgenommen. Gleichzeitig sollte der Exponent endgültig festgelegt und die Größe der Konstanten in der Formel für die Tragzahl festgestellt werden. Das Ergebnis dieser Prüfungen ist aus Tabelle [21] ersichtlich.

Da diese Prüfungen 710 Lager, und zwar sowohl Pendelkugellager als auch Rillenkugellager, umfaßten, darf man behaupten, daß das in Bild (563) dargestellte Ergebnis einen befriedigenden Genauigkeitsgrad besitzt. Die Kurve entspricht der Formel:

$$\frac{L_m}{5} = \left(\frac{T}{P}\right)^3. \quad \{15\}$$

Da  $L_m$  hier die mittlere Lebensdauer bezeichnet und die „Lebensdauer“ für 90 % der Lager als  $\frac{1}{5}$  der mittleren Lebensdauer definiert worden ist, ergibt sich die zur Zeit gültige Formel

$$L = \left(\frac{T}{P}\right)^3, \quad \{16\}$$

$T$  und  $P$  sind hierbei in der gleichen Dimension ausgedrückt und  $L$  in Anzahl Millionen Umdrehungen.

[20] Ergebnis der Laufprüfungen in Göteborg.

Anzahl Lager	Lager	Belastung $P$ in kg	$\frac{P}{T}$	Mittlere Lebensdauer in Millionen Umdrehungen
10	1318	6750	0,655	9,2
30	1309	1920	0,556	16,6
30	1309	1920	0,556	19,4
50	1309	1920	0,556	26,2
30	1309	1920	0,556	26,7
30	1304	486	0,476	32,0
25	1204	384	0,469	51,9
30	1309	480	0,139	337
30	1309	480	0,139	481
24	1309	480	0,139	492
30	1309	480	0,139	529
24	1309	480	0,139	558

[21] Ergebnis der Laufprüfungen.

Anzahl Lager	Lager	Belastung $P$ in kg	$\frac{P}{T}$	Mittlere Lebensdauer in Millionen Umdrehungen
30	1309	1920	0,556	29,5
25	1309	1920	0,556	29,6
25	6309	1920	0,555	30,6
30	1309	1920	0,556	33,6
40	1309	1920	0,556	43,1
110	6309	1920	0,555	45,1
25	1204	384	0,463	51,9
30	1309	1920	0,556	57,2
30	6309	1920	0,555	60,6
25	6309	1920	0,555	66,6
50	6309	1920	0,475	71,3
30	6309	1920	0,555	73,5
30	6309	1920	0,555	91,4
25	6204	384	0,436	93,4
30	6309	1920	0,555	95,7
25	6204	384	0,436	141,8
50	6304	486	0,415	149,2
25	6204	384	0,436	167,9
25	6304	486	0,415	284,4
25	6309	480	0,139	2194
25	6309	480	0,118	2895

### 3,45 Tragfähigkeit bei „Umfangslast“ für den Außenring.

Die Formel {12} für die Tragzahl  $T$  gilt für den gewöhnlichen Belastungsfall „im Verhältnis zur Belastungsrichtung umlaufender Innenring“. Bei im Verhältnis zur Belastungsrichtung umlaufendem Außenring wächst die Anzahl der wiederholten Beanspruchungen auf den Innenring in Rillenkugellagern um das durchschnittlich 5,5fache. Die Tragzahl würde dann kaum 60 % des Wertes für umlaufenden Innenring ausmachen. Es hat sich jedoch gezeigt, daß sie nur auf etwa 75 % heruntergeht. Bei Pendelkugellagern sind die beiden Ringe gleich stark, weil die Anzahl Beanspruchungen des Innenringes verhältnismäßig mehr zunimmt als die des Außenringes.

Für den Außenring gilt:

$$c = 0,5 \cdot z_1 \left( 1 + \frac{d_w}{d_m} \cos \alpha \right)$$

oder

$$c \cong 0,59 z_1, \quad \{17\}$$

d. h.  $c$  wird um 44 % größer. Die Tragzahl wird also nur auf etwa 90 % des Wertes für umlaufenden Innenring vermindert.

### 3,46 Bestimmung des Umrechnungsfaktors.

Es wurde bisher stets vorausgesetzt, daß die Lagerbelastung rein radial wirkt. Wenn radiale und axiale Belastungen vorkommen, pflegt man die Belastungen in eine ideale Radialbelastung umzurechnen, welche die gleiche Wirkung auf die Lebensdauer ausübt wie die wirklich vorhandenen, gleichzeitig wirkenden Radial- und Axialkräfte. Bei Pendelkugellagern und in gewissem Maße auch bei Schrägkugellagern ist der Druckwinkel unveränderlich oder fast unveränderlich. Die Umrechnung bei kombinierten Belastungen ist dann verhältnismäßig einfach.

Mit den Bezeichnungen:

$Q_0$  = höchster Kugeldruck,

$P$  = ideale Lagerbelastung,

$P_r$  = vorhandene Radialbelastung,

$P_a$  = vorhandene Axialbelastung,

$P_R$  = Resultierende aus  $P_a$  und  $P_r$ ,

$z$  = Kugelanzahl im Lager,

$\alpha$  = Druckwinkel, Bild (561),

$\beta$  = Winkel zwischen der Richtung der Resultierenden und der Radialebene des Lagers,

$y$  = Umrechnungsfaktor

gilt für Kugellager bei gewöhnlichen Passungen /128/, /100/

$$Q_0 = \frac{5 P_R}{z \cdot \cos \alpha}. \quad \{18\}$$

Für  $P$  verwendet man die Formel:

$$P = P_r + y \cdot P_a. \quad \{19\}$$

Nach den Berechnungen, die unter Zugrundelegung der HERTZschen Formeln über die elastischen Verformungen, die auch für Kugellager Gültigkeit haben, vorgenommen wurden, schwankt der höchste Kugeldruck  $Q_0$  in Abhängigkeit von der Belastungsrichtung in der in Kurve 1 Bild (564a, b u. c) angegebenen Weise, für  $\alpha = 15^\circ$ ,  $\alpha = 30^\circ$  und  $\alpha = 60^\circ$  bei zweireihigen symmetrischen Lagern. Der höchste Kugeldruck kann jedoch nicht ohne weiteres der Umrechnung zugrunde gelegt werden, da er durch die Lagerluft, den Sitz des Außenringes im Gehäuse und die Verformungen des Lagergehäuses beeinflusst wird und außerdem die Anzahl Beanspruchungen je Umdrehung mit  $\beta$  veränderlich ist. Die Konstante in Gleichung {18}, die bei einer Lagerung ohne Radialluft theoretisch 4,37 betragen sollte, wurde nämlich, unter Berücksichtigung der Passungen, auf 5 gesetzt. Wenn der Innenring das schwächste Element ist, nimmt  $c$  (die Anzahl der Beanspruchungen je Umdrehung) bei umlaufendem Innenring von  $0,09 z_1 \left( 1 + \frac{d_w}{d_m} \cos \alpha \right)$  bis zu  $0,5 z_1 \left( 1 + \frac{d_w}{d_m} \cos \alpha \right)$  zu, wenn  $\beta$  von  $0-90^\circ$  wächst. Der wirklich höchste Kugeldruck entspricht infolgedessen hinsichtlich seiner Ermüdungswirkung einem ideellen höchsten Kugeldruck, der sich nach der Kurve 2 in den Bildern (564a) bis (564c) verändert. Diese Schwankung des ideellen höchsten Kugeldruckes stimmt für alle Werte von  $\alpha$  und  $\beta$  ziemlich genau mit der Kurve 3 überein, die sich aus der verhältnismäßig einfachen Formel ergibt:

$$y = \frac{3 + \sin \beta}{6 \operatorname{tg} \alpha}. \quad \{20\}$$

Für einreihige Lager ist:

$$y = \frac{3 + \sin \beta}{12 \cdot \operatorname{tg} \alpha}, \quad \{21\}$$

wobei zu beachten ist, daß nur größere Werte von  $\beta$  vorkommen können als diejenigen, welche in den Bildern (564a), (564b) und (564c) durch einen Strich bezeichnet sind. Bei höheren  $\beta$ -Werten wird nämlich nur die eine Kugelreihe von zweireihigen Lagern belastet, wobei sie als einreihige Lager arbeiten, während bei niedrigeren  $\beta$ -Werten beide Kugelreihen belastet werden bzw. symmetrisch angeordnete einreihige Lager zur Aufnahme der Belastung erforderlich sind.

Bei umlaufendem Außenring ändert sich die Anzahl der Beanspruchungen je Umdrehung nicht mit  $\beta$ . Man erhält für diesen Fall bei zweireihigen Lagern

$$y = \frac{1}{2 \operatorname{tg} \alpha} \quad \{22\}$$

und bei einreihigen Lagern

$$y = \frac{1}{4 \operatorname{tg} \alpha}, \quad \{23\}$$

wobei zu berücksichtigen ist, daß  $T$  bei umlaufendem Außenring um 25 % kleiner ist. Die rein axiale Tragfähigkeit ist also bei umlaufendem Außenring oder bei umlaufendem Innenring gleich groß.

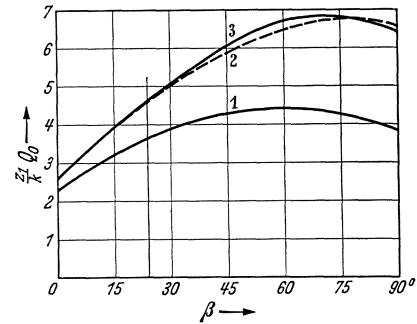
Bei Pendellagern ist die Anzahl der Beanspruchungen je Umdrehung bei umlaufendem Innenring unabhängig von  $\beta$ . Bei diesen Lagern gilt daher für  $y$  die Gleichung {22}. Die Gleichungen {22} und {23} gelten außerdem bei der Berechnung der statischen Tragfähigkeit aller Lagerarten.

Bei zweireihigen Pendellagern und umlaufendem Außenring kann man ebenfalls mit genügender Genauigkeit nach der Formel {22} rechnen, wenn man beachtet, daß  $T$  bei umlaufendem Außenring um 10 % kleiner ist.

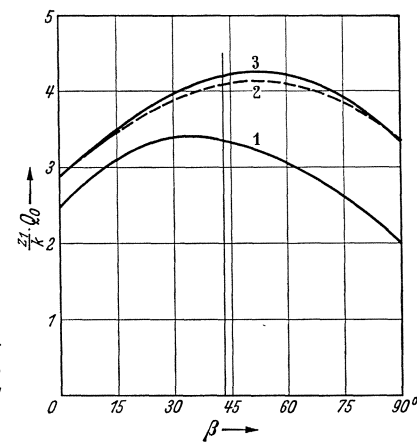
Bei gewöhnlichen Rillenkugellagern und reiner Radialbelastung ist der Druckwinkel  $\alpha = 0$ . Bei Axialbelastung wird jedoch  $\alpha$  durch elastische Verformungen verändert. Der Druckwinkel schwankt nicht nur mit der Größe und Richtung der Lagerbelastung und der Größe der Lagerluft, sondern auch von Punkt zu Punkt auf dem Umkreis des Lagers. Eine genaue Berechnung eines kombinierten Belastungsfalles würde daher außerordentlich kompliziert werden.

Hinzu kommt, daß der gleiche Punkt des Innenringes bei einem mit dem Winkel  $\gamma$  schwankenden Druckwinkel nicht den Mittelpunkt der Berührungsfläche sämtlicher Kugeln passiert. Die Beanspruchung wird dann auch nicht in einem bekannten Verhältnis zum Kugeldruck stehen.

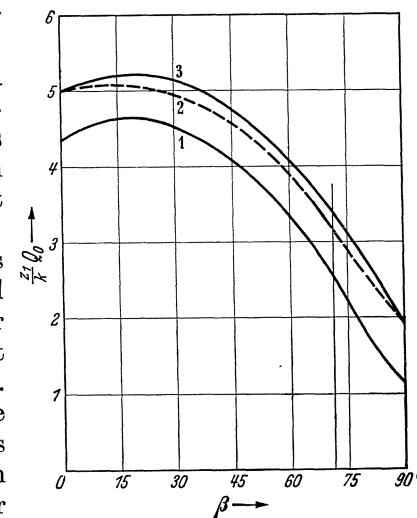
Man kann jedoch für den praktischen Bedarf eine vereinfachte Berechnungsmethode anwenden, die sich als befriedigend erwiesen hat. Die Rillenkugellager werden in der Regel mit einem Rillenhalmmesser ausgeführt, der in einem bestimmten Verhältnis zum Kugeldurchmesser steht. Bei Lagern ohne Einfüllöffnung ist der Rillenhalmmesser gewöhnlich etwa 4 % größer als der Kugelhalmmesser. Wenn man hiervon ausgeht, kann man leicht den Zusammenhang zwischen Lagerbelastung, Kugeldruck und Druckwinkel bei reiner Axialbelastung /150/ berechnen.



(564 a)  $\alpha = 15^\circ$



(564 b)  $\alpha = 30^\circ$



(564 c)  $\alpha = 60^\circ$   
(564 a—c) Abhängigkeit des höchsten Kugeldruckes  $Q_0$  von dem Lastwinkel  $\beta$ .

Wird dieser Zusammenhang als ein Verhältnis zwischen  $\alpha$  bzw.  $\operatorname{tg} \alpha$  und der Lebensdauer  $L$  bzw.  $\left(\frac{T}{P}\right)^3$  ausgedrückt, so erhält man im Durchschnitt die Kurve in Bild (565). Diese folgt fast genau der Gleichung

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{0,44}{\sqrt[3]{\frac{T}{P}}}. \quad \{24\}$$

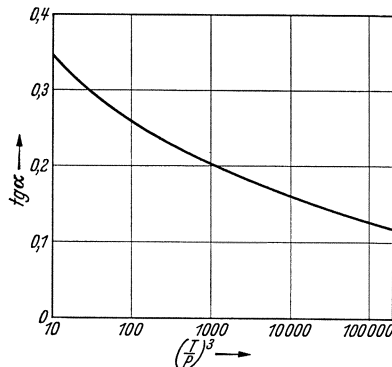
Man erhält dann für einreihige Radialkugellager mit umlaufendem Innenring:

$$y = \frac{(3 + \sin \beta) \sqrt[3]{\frac{T}{P}}}{5,3} \quad \{25\}$$

und für die gleichen Lager mit umlaufendem Außenring:

$$y = 0,56 \sqrt[3]{\frac{T}{P}}. \quad \{26\}$$

In praktischen Fällen wird man damit rechnen können, daß  $\frac{T}{P}$  zwischen 5 und 20 liegt und der Wert  $y$  für reine Axialbelastungen zwischen 1,3 und 2 und für eine hauptsächlich radial gerichtete Resultierende sowie alle Belastungsrichtungen bei umlaufendem Außenring zwischen 1 und 1,5, wobei die höheren Werte für die kleinsten Belastungen und die niedrigeren Werte für die höchsten Belastungen gelten.



(565) Zusammenhang zwischen dem Druckwinkel  $\alpha$  und  $\left(\frac{T}{P}\right)^3$ .

Außer den hier behandelten Fällen kommen auch andere vor, die eine besondere Berechnung notwendig machen. So können beide Ringe im Verhältnis zur Belastungsrichtung umlaufen, die Belastungen schwanken und bei Rillenkugellagern exzentrisch angreifen, d. h. aus radialen und axialen Kräften, sowie Momenten in einer Axialebene bestehen. Der letztgenannte Fall ist besonders schwierig und erfordert recht umfangreiche Berechnungen, auf welche hier jedoch nicht näher eingegangen werden soll.

### 3.47 Statische Tragfähigkeit.

Wie bereits früher erwähnt wurde /98/, muß die Elastizitätsgrenze des Werkstoffes berücksichtigt werden, die bei  $n = 0$  die zulässige Belastung begrenzt, wenn also die Beanspruchung nur einmal vorkommt. Die Elastizitätsgrenze kann ohne Gefahr wesentlich überschritten werden, wenn sich ein Laufring dreht, weil die bleibende Verformung dann lediglich eine Kaltbearbeitung des Werkstoffes und eine gewisse, gleichmäßig verteilte Änderung der Form der Laufbahn zur Folge hat. Befindet sich dagegen das Lager unter der Maximalbelastung in Ruhe, so entstehen örtliche, bleibende Eindrückungen an den Berührungstellen, die den Lauf des Lagers nachher bei niedrigerer Belastung beeinträchtigen. Es ergibt sich daher das eigentümliche Verhältnis, daß praktisch die Tragfähigkeit bei kleiner Drehgeschwindigkeit höher ist als bei stillstehenden Lagern. In der Regel kann die höchste zulässige Belastung beim Drehen erfahrungsgemäß auf  $1,3 T$  gesetzt werden.

Da verschiedene Faktoren für die dynamische Tragfähigkeit (zulässige Belastung beim Drehen) und die statische Tragfähigkeit (zulässige Belastung beim Stillstand) bestimmend sind, besteht zwischen ihnen kein unmittelbarer Zusammenhang. Es war lange unklar, wie die für praktische Fälle verwendbare statische Tragfähigkeit definiert werden konnte. Die erste Fließgrenze im Werkstoff /102/ ist in der Praxis nicht ausschlaggebend, da bleibende Verformungen von praktischer Bedeutung bereits viel früher eintreten. Es dürfte jedoch richtig sein, als statische Tragfähigkeit die Belastung anzunehmen, bei welcher bleibende Verformungen mit bloßem Auge auf einer Fläche normaler Rillenbeschaffenheit wahrnehmbar sind. Diese Lagerbelastung ist dem Schmiegungsfaktor  $\varphi_\delta$  für unveränderliche, elastische Verformung proportional /102/:

$$\varphi_\delta = \sqrt{\frac{2 \varrho_1}{\Sigma \varrho} \left(\frac{\pi \mu}{2 \kappa}\right)^3}. \quad \{27\}$$

- Bei Kugel gegen Ebene ist . . . . .  $\varphi_\delta = 1,0$ ,
- bei Pendelkugellagern . . . . .  $\varphi_\delta = 1,08$ ,
- bei Rillenkugellagern ohne Einfüllnuten . .  $\varphi_\delta = 2,84$ .

Für Linienberührung läßt sich  $\varphi_\delta$  nicht berechnen. Auf Grund von experimentellen Untersuchungen kann  $\varphi_\delta$  aber = 4 gesetzt werden.

Während die dynamische Tragfähigkeit nur wenig mit der Härte des Werkstoffes in dem Bereich von 600—700 Brinell schwankt, ist die statische Tragfähigkeit sehr stark von der Härte abhängig. Eine besondere Prüfung dieses Zusammenhanges ergab die folgenden Ergebnisse [22].

Die statische Tragfähigkeit  $C_0$  entspricht somit ungefähr einer spezifischen Belastung

$$k_0 = 9 \cdot 10^{-12} \cdot \varphi_\delta \cdot B_r^4, \quad \{28\}$$

worin  $B_r$  die Brinellhärte der Unterlage bedeutet.

Ein Vergleich zwischen dieser Formel und den experimentellen Werten ist aus Bild (566) ersichtlich. Für Radialkugellager ist also

$$C_0 = 1,8 \cdot 10^{-12} \cdot \varphi_\delta B_r^4 \cdot z \cdot d_w^2 \cdot \cos \alpha \quad \{29\}$$

und bei  $B_r = 670$

$$C_0 = 0,36 \varphi_\delta \cdot z \cdot d_w^2 \cdot \cos \alpha. \quad \{30\}$$

Da die bleibende Verformung stetig und ziemlich langsam mit der Belastung steigt, ist die statische Tragfähigkeit nicht scharf bestimmt. Die höchste zulässige Belastung bei zeitweise stillstehenden Lagern ist daher in hohem Maße von den Forderungen abhängig, die von Fall zu Fall an den Lauf des Lagers gestellt werden. Bei sehr scharfen Forderungen sollte man am besten nur die Hälfte des oben angegebenen Wertes verwenden. In manchen Fällen, so z. B. bei gewissen Lagern für Flugzeuge, ist es aber möglich, den berechneten  $C_0$ -Wert ohne größere Nachteile um 400—500 % zu überschreiten.

### 3,48 Verhältnisse bei Rollenlagern.

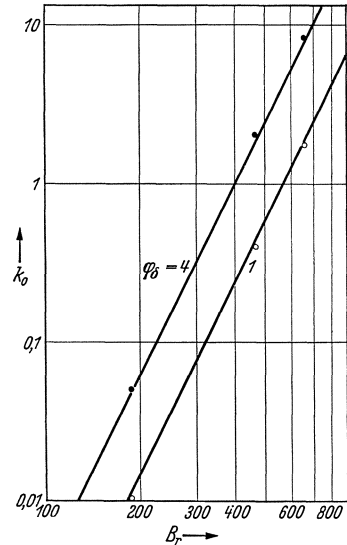
Rollen können im Gegensatz zu Kugeln anscheinend unabhängig vom Durchmesser die gleiche spezifische Belastung aufnehmen. Für alle Querrollenlager kann man daher die Formel zugrunde legen:

$$T = 5 \cdot i \cdot z_1^{2/3} d_w \cdot l_w \cdot \cos \alpha, \quad \{31\}$$

worin  $l_w$  die Breite der Rollen in mm bedeutet.

Für Rollenlager gilt auch die Lebensdauerformel, Gleichung {16}, trotzdem die höchste Normalbeanspruchung in der Druckfläche bei Linienberührung nicht den gleichen Gesetzen folgt wie bei Punktberührung.

Es ist an dieser Stelle nicht möglich, die Berechnungsweise für jede Lagerart anzugeben. Es kommen auch viele Fälle vor, wo die Lagerbauart und die Betriebsverhältnisse eine Änderung der Berechnungsweise in der einen oder anderen Weise notwendig machen. Es ist daher auch wegen der oft vorliegenden Schwierigkeit, die tatsächlichen Lagerbelastungen richtig zu bestimmen, außerordentlich wichtig, bei der Bearbeitung jedes wichtigeren Lagerungsproblems die Erfahrungen der Wälzlagerfabriken zu berücksichtigen. Dies ist um so notwendiger, als die auf die Betriebssicherheit und Wirtschaftlichkeit einer Lagerung einwirkenden Faktoren sich nicht auf die Beachtung der Belastungen beschränken. Sie sind vielmehr so mannigfaltig, daß es oft nur mit umfassenden Erfahrungen auf dem fraglichen Gebiete möglich ist, die Konstruktion so zu gestalten, daß alle durch den Einbau von Wälzlagern erreichbaren Vorteile wirklich erzielt werden.



(566) Zusammenhang zwischen spez. Belastung und Härte des Werkstoffes.

[22] Beziehung zwischen Härte und statischer Tragfähigkeit.

Berührung	Brinellhärte	Statische Tragfähigkeit	
		kg	kg/mm <sup>2</sup>
25,4 mm Kugel gegen Ebene	187	6,5	0,01
	457	250	0,39
	665	1100	1,7
40 × 40 mm Rolle gegen Ebene	187	80	0,05
	457	3200	2,0
	665	12800	8,0

## 4 Gestaltung der Lagerstellen.

### 4,1 Bestimmung der Lagergröße.

#### 4,11 Ermittlung der äußeren Kräfte.

##### 4,111 Einleitung.

Aus den für die Lagerberechnung meist gegebenen Werten der Leistung  $N$  in PS und der Drehzahl  $n$  in U/min ergibt sich das Drehmoment  $M_d$  in kg·cm nach:

$$M_d = 71\,620 \cdot \frac{N}{n}. \quad \{32\}$$

Dieses Drehmoment wirkt in allen mechanisch beanspruchten Teilen einer Energieleitung und tritt als tangentielle Umfangskraft  $K_t$  überall da in Erscheinung, wo die mechanische Energie von einem in umlaufender Bewegung befindlichen starren Körper auf einen anderen Körper übergeleitet wird. Der die Energie aufnehmende Körper kann sowohl zur Weiterleitung als auch zur Umsetzung der Energie in nutzbare Arbeit dienen. Weiter kann die durch einen umlaufenden starren Körper geleitete mechanische Energie z. B. durch ein Zahnrad auf einen aus dem Gegenrad und seiner Welle gebildeten zweiten starren Körper, durch eine Schiffsschraube oder durch Kurbelwelle, Schubstangen und Kolben einer Pumpe auf eine Flüssigkeit, oder schließlich durch die energieleitenden Bauteile eines Verdichters bzw. durch eine Luftschraube auf einen gasförmigen Körper übergeleitet werden. Dieselbe Wirkung hat die zu übertragende mechanische Energie auf umlaufende starre Körper, wenn ihre Leitungsrichtung sich umkehrt, was z. B. in Anlehnung an die genannten Anwendungsfälle bei einer Kolbenkraftmaschine, einer Turbine für Dampf, Gas oder Wasser, und bei einem Zahnradpaar lediglich bei umgekehrter Krafttrichtung der Fall ist. Immer sind die umlaufenden starren Elemente der Energieleitung zu lagern, d. h. gegen eine unbeabsichtigte Wirkung der äußeren Kräfte sicher zu führen und so abzustützen, daß bei ihrer Bewegung möglichst wenig Energieverluste entstehen können. Auf diese Weise wird die Leistung in Form von Kraft und Geschwindigkeit bzw. Drehmoment und Drehzahl praktisch unvermindert übertragen.

Die Größe der äußeren Kräfte ergibt sich aus der Art des jeweils vorliegenden Vorgangs der Energieumsetzung oder Energieleitung z. B. aus Kolbendruck und Kolbenfläche, Förderhöhe und Fördermenge oder allgemein aus den jeweils auftretenden Widerständen und der Geschwindigkeit der Bewegung. Im folgenden soll ihre Ermittlung zunächst an dem Beispiel der Energieleitung über verschieden gestaltete Zahnradpaare näher erläutert werden.

##### 4,112 Triebwerke.

**4.1121 Zahnräder.** Wird eine Kraft von einem festen Körper auf einen anderen übertragen, so muß sie bezüglich ihrer Richtung und Größe beide Körper beeinflussen, da eine Kraft ohne Widerstand nicht wirksam werden kann. Dasselbe gilt natürlich auch für alle Komponenten dieser Kraft, die sich ergeben, wenn ihre Wirkung in bestimmten Richtungen untersucht werden soll. In Beziehung auf die beiden Körper sind also an der Kraftübertragungsstelle stets in jeder Wirkungslinie zwei gleichgroße und entgegengesetzt gerichtete Kräfte festzustellen. Wird dieses Gesetz des Gleichgewichtes der Kräfte auf kämmende Zahnräder angewendet, so ist es notwendig, eine eindeutige Festlegung des Richtungssinnes der Zahnkräfte vorzunehmen.

In den folgenden Betrachtungen sind stets die Kräfte dargestellt, die von den jeweiligen Zahnrädern ausgeübt werden. Damit gehören zu dem treibenden Rad eines

Paares jeweils die aktiven bzw. treibenden Kräfte, die bei der üblichen Darstellung der Kräfte als Vektoren dadurch gekennzeichnet sind, daß ihr Richtungspfeil zu der gemeinsamen Bewegungsrichtung beider Verzahnungen gleichsinnig gerichtet ist. Dem getriebenen Rad dagegen sind stets die reaktiven bzw. widerstehenden Kräfte zugeordnet, deren Pfeil der gemeinsamen Bewegung und damit auch dem Drehsinn des betreffenden Rades entgegen zeigt. Durch diese Festlegung ergibt sich die einfachste Darstellung von Zahnrad und zugehörigen Kräften, ohne Überschneidung von Körper- und Kraftdarstellung. Ferner entfällt die Notwendigkeit einer gleichzeitigen Darstellung der Gegenräder und Gegenkräfte. Besonders wichtig ist die Festlegung für Vorgelege mit einem getriebenen und einem treibenden Rad. Zur Vereinfachung ist deshalb in den folgenden Bildern immer nur ein Rad mit seinen nach obiger Richtungsfestlegung zugeordneten Kräften dargestellt, für das Gegenrad gelten bei Beachtung des Richtungswechsels in bezug auf die Bewegungsrichtung genau dieselben Kräfte. Weiter ist zu beachten, daß die Reaktionen der Zahnkräfte, welche die Lagerung belasten, stets den äußeren Kräften entgegengerichtet sind.

Die Übertragung einer Leistung von dem treibenden auf das getriebene Rad eines Zahnradpaares hat die Lagerung beider Wellen zur Voraussetzung und ist eine in jedem Gebiet des Maschinenbaues häufig vorkommende Form der Energieleitung zwischen starren Körpern. Betrachtet man den Berührungspunkt der Teilkreise beider Räder eines Paares als den Angriffspunkt der Umfangskraft  $K_t$  der beiden Räder (567 a), so ergibt sich diese aus dem Drehmoment eines Rades nach Gleichung {32} und seinem Teilkreishalbmesser

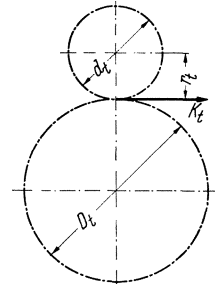
$$K_t = \frac{M_d}{r_t} = 2 \frac{M_d}{d_t}. \quad \{33\}$$

Diese Umfangskraft  $K_t$  ist jedoch lediglich eine theoretische Kraft, die zur Erzeugung des Drehmoments mindestens notwendig ist. Sie darf nur in ganz roher Annäherung für die Bestimmung von Lagerdrücken zugrunde gelegt werden und nur mit Zuschlägen, deren Größenbestimmung sicher genug ist, um alle zusätzlichen Kräfte in ihrer Wirkung auf die Lager mit zu erfassen. Für eine genaue Berechnung ist es notwendig, die Resultierende sämtlicher Kräfte im Zahneingriff zu bestimmen, die bei jeder Verzahnung durch die Normalkraft  $K_n$  bestimmt ist, welche auf den Zahnflanken senkrecht steht und die bei der heute fast ausschließlich verwendeten Evolventenverzahnung mit der tangentialen Umfangskraft  $K_t$  einen konstanten Winkel  $\beta$  einschließt (567 b). Dieser Winkel  $\beta$  ist der Zahnflankenwinkel, der die Neigung der Tangente an die Zahnflanke im Teilkreis gegen den Radius im gleichen Teilkreispunkt angibt.

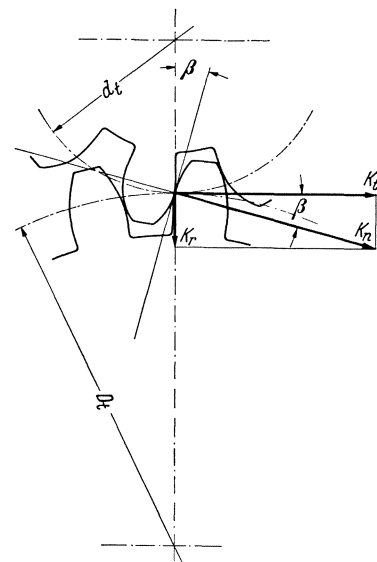
Die Normalkraft im Eingriff

$$K_n = \frac{K_t}{\cos \beta} \quad \{34\}$$

ist einschließlich etwa erforderlicher Zuschläge als äußere Kraft in die Berechnung einer Zahnradlagerung einzusetzen. In vielen Fällen ist es zweckmäßig, nicht die Normalkraft  $K_n$  selbst zu bestimmen, sondern sie als Resultierende ihrer Komponenten zu betrachten, die in tangentialer, radialer und axialer Richtung, bezogen auf die Drehachse des Rades, bestimmt werden müssen.



(567 a)



(567 b)

(567 a—b) Lage der Komponenten bei Stirnrädern mit Geradverzahnung.

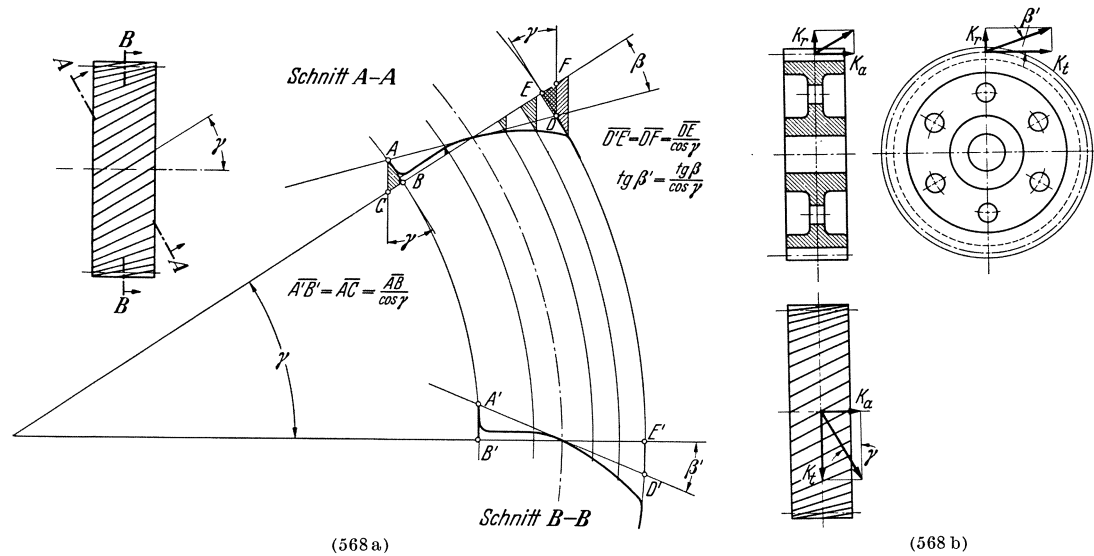


Liegen die Zähne parallel zur Radachse, so hat die Normalkraft im Eingriff nur zwei Komponenten, und zwar wirkt die gegebene Kraft  $K_t$  in tangentialer Richtung, während

$$K_r = K_t \cdot \operatorname{tg} \beta \quad \{35\}$$

radial gerichtet ist.

Zur Erzielung eines ruhigen Ganges und günstiger Zahnflankenbeanspruchung werden *Stirnräder* häufig mit *schräggescchnittenen Zähnen* versehen. Die Zahnschräge  $\gamma$  ist der Winkel zwischen einer gemeinsamen Tangente an Zahnflanke und Teilzylinder des Rades und einer Mantellinie des Teilzylinders parallel zur Radachse (568a). Infolge dieser Schrägstellung tritt die Zahnnormalkraft  $K_n$  aus der Querschnittsebene des Rades heraus. Sie kann also in dieser nicht in ihrer absoluten Größe dargestellt werden, sondern erfordert eine schräge Projektion. Die Kraft  $K_n$  ist jedoch aus der gegebenen Umfangskraft  $K_t$  bestimmbar als Resultierende dreier Komponenten, die im Raume



(568 a—b) Lage der Komponenten bei Stirnrädern mit Schrägverzahnung.

aufeinander senkrecht stehen und deren Richtung in Beziehung auf Radialebene und Achse des Rades durch Tangente und Radius des Teilkreises bestimmt ist. Diese drei Komponenten können aus  $K_t$  und den Winkeln  $\beta$  und  $\gamma$  abgeleitet werden. Da der Winkel  $\beta$  eine Konstruktionsgröße der Zahnform ist, liegt er in einer Normalebene der Verzahnung. Steht die Verzahnung schräg, so muß die Tangente an die Zahnflanke im Teilkreis einen größeren Winkel  $\beta'$  mit dem Radius bilden, dessen Tangenswert sich aus dem Schrägungswinkel  $\gamma$  und dem Normalflankenwinkel  $\beta$  bestimmen läßt (568a).

$$\operatorname{tg} \beta' = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\cos \gamma}. \quad \{36\}$$

Die drei Komponenten der Normalkraft (568b) sind damit

in tangentialer Richtung:  $K_t$  (gegeben),

$$\text{in radialer Richtung: } K_r = K_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \beta}{\cos \gamma}, \quad \{37\}$$

$$\text{in axialer Richtung: } K_a = K_t \cdot \operatorname{tg} \gamma. \quad \{38\}$$

Bei *Kegelrädern* sind die Kräfte für die Lagerberechnung in gleicher Weise wie bei Stirnrädern zu ermitteln (569), es ist lediglich die Neigung des Zahnes gegen die Radachse um den halben Kegelspitzenwinkel  $\alpha$  zu berücksichtigen. Die in der Ebene senkrecht zur Mantellinie des Teilkegels auftretenden Kräfte lassen sich durch eine schräge Projektion in einfacher Weise zur Darstellung bringen. Daraus geht hervor, daß die Zahnnormalkraft  $K_n$  zwar aus der Umfangskraft  $K_t$  lediglich mittels Division durch  $\cos \beta$  zu bestimmen

ist, sie liegt jedoch schräg im Raume, so daß ihre drei Komponenten durch Projektion in die jeweiligen Ebenen ermittelt werden müssen. Aus der Darstellung (569) ergibt sich damit

Kraft in tangentialer Richtung:  $K_t$  (gegeben),

Kraft in radialer Richtung:  $K_r = K_t \cdot \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta$ , {39}

Kraft in axialer Richtung:  $K_a = K_t \cdot \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta$ . {40}

Die im Eingriff von *Kegelrädern mit Spiralverzahnung* auftretenden Kräfte ergeben sich durch eine Zusammenfassung der Überlegung für Kegelräder mit Geradverzahnung und Stirnräder mit Schrägverzahnung. Es treten hier also gleichzeitig zwei Radial- und zwei Axialkräfte auf, die sowohl gleich- als auch entgegengerichtet sein können. Dabei ist bei beiden Radial- und Axialkomponenten nur der gegenseitige Einfluß der Winkel aufeinander zu berücksichtigen. Die drei Komponenten der Zahnnormalkraft bei Spiralkegelrädern errechnen sich hiernach aus folgenden Gleichungen

Kraft in tangentialer Richtung:  $K_t$  (gegeben)

Kraft in radialer Richtung:  $K_r = K_t \cdot \left( \frac{\cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta}{\cos \gamma} \mp \sin \alpha \operatorname{tg} \gamma \right)$ , {41}

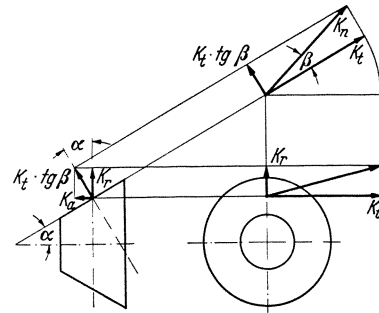
Kraft in axialer Richtung:  $K_a = K_t \cdot \left( \frac{\sin \alpha \operatorname{tg} \beta}{\cos \gamma} \pm \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma \right)$ . {42}

Bei rechtwinkligem Schnitt beider Radachsen ist die Radialkraft des einen Rades gleich der Axialkraft des Gegenrades und umgekehrt.

Die Zusammenhänge zwischen den Kräften, die bei sämtlichen behandelten Formen von Zahnradern auftreten, lassen sich aus den Gleichungen der Kräfte für Spiralkegelräder rückläufig entwickeln, indem die Sonderfälle der jeweiligen Winkel eingesetzt werden. Danach ergeben sich die Gleichungen der Kräfte für Stirnräder mit Schrägverzahnung, wenn die Funktionen des Kegelspitzenwinkels für  $\alpha = 0$  eingesetzt werden. Die Gleichungen für Kegelräder mit Geradverzahnung lassen sich ebenfalls aus den Gleichungen für Kegelräder mit Spiralverzahnung entwickeln, wenn der Zahnschrägungswinkel  $\gamma = 0$  gesetzt wird und schließlich ist bei  $\alpha = 0$  und  $\gamma = 0$  die Radialkraft der Stirnräder mit Geradverzahnung zu ermitteln.

Die Errechnung von Zahnkräften aus Leistung und Drehzahl ergibt theoretische Werte, die in Wirklichkeit sowohl über- als auch unterschritten werden können. Ein Überschreiten der theoretischen Werte ist anzunehmen bei Dauerbetrieb und bei Verwendung von Zahnradpaaren aus der Massenfertigung, bei denen naturgemäß mit wesentlich größeren Toleranzen für die Teilungs- und Zahnformgenauigkeit sowie für die Rundheit des Teilkreises und den zentrischen Lauf des Rades gerechnet werden muß, als bei Präzisionsrädern, bei denen jedes einzelne Paar einer sorgfältigen Maß- und Laufprüfung unterworfen wird. Die durch derartige *Zusatzkräfte* hervorgerufene Mehrbelastung der Lager wird berücksichtigt durch Multiplikation der theoretischen Zahnkräfte mit dem Zahndruckzuschlagfaktor  $f_z$  bzw.  $f_g$ , deren Größe von der Umfangsgeschwindigkeit der Räder im Teilkreis und von dem Gütegrad der Zahnbearbeitung abhängig ist.

Die in den Fluchtlinien [23a] enthaltenen Höchstwerte sollen nur als Richtlinie dienen. Bei der Anwendung der Zuschlagfaktoren ist zu beachten, daß dadurch eine zusätzliche Sicherheit für die Lagerbestimmung auch bei ungünstigstem Zusammenreffen aller der Einflüsse erreicht werden soll, die eine Erhöhung der Lagerbelastung hervorrufen können. Andererseits gibt es auch Fälle, in denen die tatsächliche Höhe des Lagerdruckes nicht die theoretischen Werte erreicht, wenn nämlich in der Energieleitung eine Leistungsreserve für die Überwindung kurzzeitig auftretender großer Widerstände berücksichtigt werden muß. Dies ist z. B. bei Fahrzeugantrieben die Regel, so daß es berechtigt erscheint, für die Lagerbelastung die Annahme zu machen, daß die Einflüsse der Belastungserhöhung durch mögliche Eingriffsungenauigkeiten und die Einflüsse der



(569) Lage der Komponenten bei Kegelrädern.

Belastungsverminderung durch die nur kurzzeitige Ausnutzung der vollen Nennleistung sich gegenseitig aufheben.

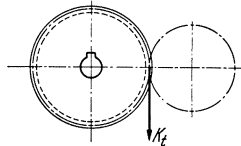
[23a] Zuschlagfaktoren bei Zahnradgetrieben.

$K_t$  = theoretische Umfangskraft,  $v$  = Umfangsgeschwindigkeit, m/s,  $P_r$  = radiale Lagerbelastung.

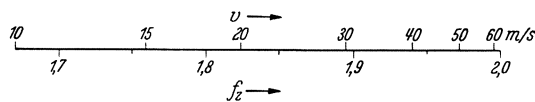
a) Räder mit einem Zahneingriff.

$$f_z = \text{Zuschlagfaktor}$$

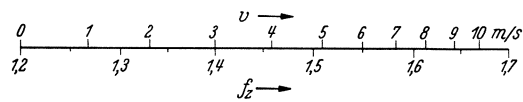
$$P_r = f_z \cdot K_t$$



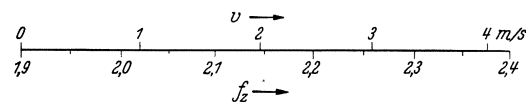
Geschliffene schräge Zähne oder Winkelzähne



Gehobelte oder gefräste Zähne



Gegossene, unbearbeitete Zähne

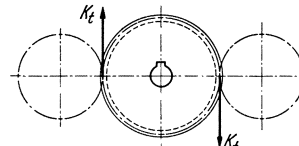


Bei Schrägverzahnung ist der theoretische Axialdruck mit  $f_z$  zu multiplizieren.

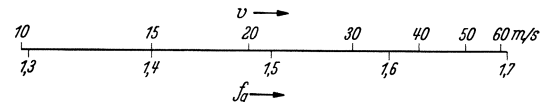
b) Räder mit zwei Zahneingriffen.

$$f_g = \text{Zuschlagfaktor} = 0,6 \cdot f_z \cdot \sqrt{f_z}$$

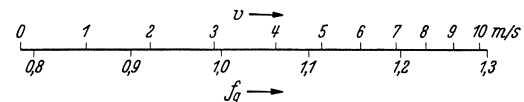
$$P_r = f_g \cdot K_t$$



Geschliffene schräge Zähne oder Winkelzähne



Gehobelte oder gefräste Zähne



Die Resultierende der beiden statischen, radialen Zahndrücke ist = 0.

Bei Schrägverzahnung ist der theoretische Axialdruck mit  $f_z$  zu multiplizieren.

Sind die äußeren Kräfte  $K_t$  an beiden Zahneingriffen nach einer Seite gerichtet und der resultierende Axialdruck = 0, so ist der theoretische Axialdruck eines Eingriffes mit  $f_g$  zu multiplizieren und nach beiden Richtungen wirkend anzunehmen.

4,1122 Riemen-, Band- und Seiltriebe bedingen wegen der notwendigen Vorspannung der Zugorgane eine Lagerbelastung, die ein Vielfaches der theoretischen Umfangskraft aus Leistung und Drehzahl beträgt, vgl. Gleichung {32} und {33}. Die für solche Zugorgane geltenden Zuschläge sind daher im Gegensatz zum Zahndruckzuschlag immer einzusetzen, weil ein Riemen- oder Seiltrieb ohne Vorspannung keine Übertragungsfähigkeit besitzt.

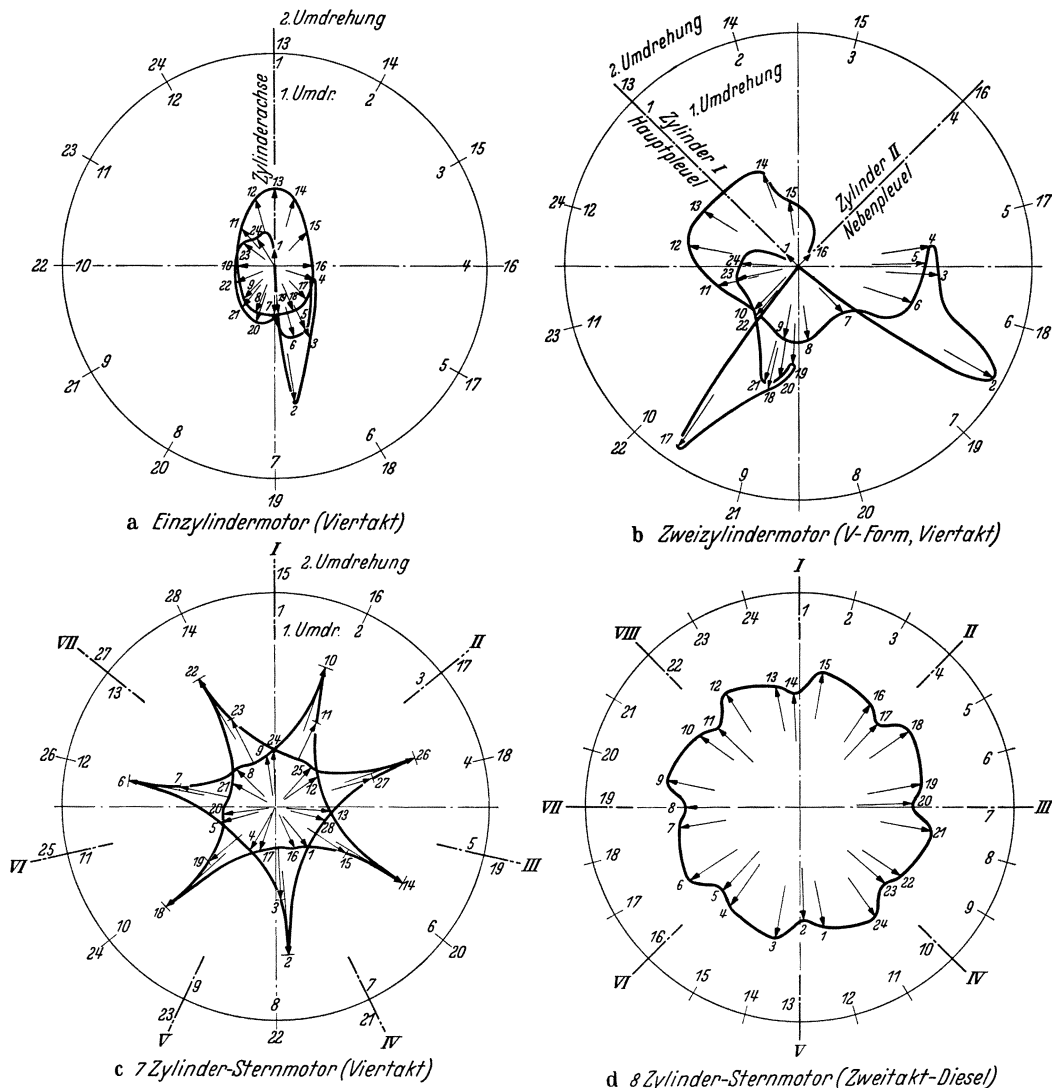
Die Vorspannungsfaktoren  $f_v$  für verschiedene Triebe sind nachstehender Tabelle zu entnehmen:

[23b] Vorspannungsfaktoren  $f_v$  bei Riemen-, Band- und Seiltrieben.

Zugorgane	$f_v$
Einfacher Lederriemen mit Spannrolle . . . . .	2,5
Doppelter Lederriemen mit Spannrolle . . . . .	3,5
Rohseidenriemen . . . . .	4
Einfacher Lederriemen, Balata-Riemen, Gummiriemen, Stahlband bei Temperaturen unter 15° C . . . . .	5
Doppelte Lederriemen, Kamelhaar- und Baumwollriemen, geflochtene Baumwoll- und Hanfriemen . . . . .	6
Baumwoll- und Hanfseile bei horizontalem Betrieb mit mindestens 8 m Wellenabstand, Stahlband bei Temperaturen über 15° C . . . . .	8
Baumwoll- und Hanfseile bei vertikalem Betrieb oder bei Wellenabständen unter 8 m . . . . .	10

## 4,113 Kraftmaschinen.

**4,1131 Kolbenmaschinen.** Bei Kolbenkraftmaschinen wirken als äußere Kräfte die Zylinderdrücke und die Massenkräfte auf die Lager des Kurbeltriebs. Beide Kräfte treten unabhängig voneinander auf. Ihr Verlauf während einer Kurbelumdrehung ist durch das Indikatordiagramm und das Massendruckdiagramm festgelegt. Diese Diagramme können vor dem Entwurf der Maschine konstruiert und der Bemessung der



(570) Polardiagramme der Resultierenden aus Massendruck und Verbrennungsdruck für verschiedene Motortypen.

Lager wie derjenigen aller anderen Bauelemente zugrundegelegt werden. Es ist zu beachten, daß die Summe der gleichzeitig wirkenden Kräfte nach dem Kolbendruckdiagramm und dem Massendruckdiagramm ein Schaubild ergibt, das im Verlauf einer Umdrehung äußerst starke Kraftschwankungen zeigt. Als Beispiele sind in Bild (570) einige Polardiagramme wiedergegeben, welche die Größe und Richtung der Resultierenden bei verschiedenen Motortypen zeigen. Jede Kraft tritt aber beim Durchlaufen des resultierenden Druckdiagramms bei einer bestimmten Kurbelstellung auf und wirkt damit stets an derselben Stelle der Innenlaufbahn eines Wälzlagers auf den Kurbelzapfen der Welle. Die höchstbeanspruchte Stelle des Lagers — die Innenlaufbahn — wird also durch die Maximalkraft des resultierenden Diagramms bei jeder Umdrehung in gleicher

Höhe beansprucht, so daß bei flachen Lastspitzen des Druckverlaufs, wie z. B. bei Dampfmaschinen mit größerer Füllung und bei Kolbenverdichtern und Pumpen mit niedrigen Drehzahlen der Höchstdruck des Diagramms wie eine in gleicher Höhe unverändert wirkende Kraft für die Lagerbemessung einzusetzen ist.

Schnellaufende Kolbenmaschinen, vor allem Verbrennungskraftmaschinen, haben resultierende Druckdiagramme mit ganz scharfen Spitzendrücken, die nur während eines sehr kleinen Kurbeldrehwinkels in voller Höhe wirksam bleiben. Es ist aber nicht möglich, daß bei jeder Umdrehung die kleine Stelle des Lagerinnenringes, die dem kleinen Drehwinkel der Kurbel unter der Spitzenlast entspricht, gerade von einem Rollkörper belaufen wird. Die Überrollungen ein und derselben Laufbahnstelle unter Höchstlast finden also nicht mit derselben Häufigkeit statt, wie die Umläufe der Welle, sondern seltener. Bei Verbrennungskraftmaschinen, die im Viertakt arbeiten, wird die Häufigkeit der Überrollungen unter Höchstbelastung darüber hinaus noch dadurch vermindert, daß der Kolben nur bei jeder zweiten Wellenumdrehung Arbeit leistet. Diese Verminderung der Anzahl Überrollungen unter Höchstlast wird berücksichtigt, indem für die Lagerberechnung

bei Zweitakt-Explosionsmotoren, schnellaufenden Dampfmaschinen und, wenn die Massenkräfte allein wirken oder die Massenkräfte die Zylinderdrücke wesentlich übersteigen . . . . .  $K = 0,6 \cdot K_{\max}$

und bei Viertakt-Explosionsmotoren . . . . .  $K = 0,5 \cdot K_{\max}$   
als äußere Kraft eingesetzt wird.

$K_{\max}$  ist hierbei der Größtwert des resultierenden Druckdiagramms, der im allgemeinen im inneren Totpunkt des Kurbeltriebs als Differenz zwischen dem höchsten Verbrennungsdruck und dem bei derselben Kurbelstellung auftretenden Massendruck zur Auswirkung kommt.

Für Lager, die von mehreren Zylindern aus belastet werden, ist stets die Resultierende aller der Kräfte maßgebend, die gleichzeitig auftreten. Dabei ist je nach Stellung und Anzahl der Zylinder sowie nach dem Kurbelversetzungswinkel und der Zündfolge eine genaue Untersuchung durchzuführen. Allgemein gültige Angaben können hierzu nicht gemacht werden.

Je besser ein Kurbeltriebwerk mittels umlaufender Gegengewichte ausgewuchtet ist, um so geringer ist die Wirkung der Massenkräfte auf die Hauptlager. Da die Massenkräfte aber im inneren Totpunkt dem Zylinderdruck entgegenwirken, müssen die Hauptlager der Kurbelwelle höher als bei teilweisem oder fehlendem Massenausgleich belastet werden. Je höher nun aber die Drehzahl ist, um so besser muß einerseits die Welle ausgewuchtet sein, um so größer sind aber andererseits die Massenkräfte im Verhältnis zum Zylinderdruck. Dadurch erklärt es sich, daß bei schnellaufenden gut ausgewuchteten Kurbelwellen die Pleuellager bei gleicher Betriebssicherheit wesentlich schwächer als die Hauptlager bemessen werden können.

**4.1132 Elektromotoren.** Als Ursachen für die äußeren Kräfte zur Bestimmung der Wälzlager für elektrische Maschinen kommen das Gewicht  $K_g$  des Läufers und der Welle, die Ungleichförmigkeit  $K_m$  der am ganzen Umfang des Läufers gleichsinnig wirkenden, magnetischen Umfangskraft, und schließlich die Belastung  $K_t$  der Welle durch Riemenscheibe oder Zahnrad in Frage. Es ist jedoch grundsätzlich falsch, die statischen oder theoretischen Werte dieser Kräfte ohne Beachtung der Eigenart der betreffenden Maschine und des Betriebes, für die sie bestimmt ist, für die Berechnung des Lagerdruckes zu benutzen. Da die Lageranordnung bei elektrischen Maschinen durchweg gleich ist und die für die Lagerbestimmung maßgebenden Kräfte von den statischen oder theoretischen Werten von  $K_g$ ,  $K_m$  oder  $K_t$  abhängig sind, kann die Anwendung von Berechnungsfaktoren empfohlen werden, die der praktischen Erfahrung entnommen sind, und die als Richtwerte für die Berechnung der Lagerdrücke aus  $K_g$ ,  $K_m$  und  $K_t$  dienen sollen.

Bezeichnet man die ungefähr im Schwerpunkt des Läufers angreifende äußere Querkraft mit  $K_1$ , so kann diese auf die gleichzeitige Wirkung der Schwerkraft  $K_g$  und der magnetischen Querkraft  $K_m$  zurückgeführt werden.

Das Läufergewicht  $K_g$  wird dabei wegen der unvermeidlichen Exzentrizität des Schwerpunktes mit einem Faktor  $f_e$  zu multiplizieren sein, dessen Größe je nach Lage der Wellenachse (waagrecht oder senkrecht) und je nach Auswuchtungsgrad und Drehzahl verschieden ist. Damit kann die im Läuferschwerpunkt angreifende Kraft aus:

$$K_1 = f_e \cdot K_g + K_m \quad \{43\}$$

berechnet werden.

Die an der Riemenscheibe oder am Ritzel wirkende Kraft  $K_2$  läßt sich aus der theoretischen Umfangskraft  $K_t = \frac{M_d}{r}$  bestimmen, indem diese mit dem Vorspannungsfaktor  $f_v$  für Riemetrieb oder mit dem Zahndruckzuschlagsfaktor  $f_z$  multipliziert wird. Es gilt also

$$\text{für Antrieb oder Abtrieb durch Riemenscheibe } K_2 = f_v \cdot K_t \quad \{44\}$$

$$\text{„ „ „ „ „ Zahnrad } K_2 = f_z \cdot K_t \quad \{45\}$$

$$\text{„ „ „ „ „ Kupplung } K_2 = 0.$$

Besonders zu beachten ist die Anwendung des Zahndruckzuschlagsfaktors für Bahnmotoren. Das Drehmoment dieser Maschinen wird errechnet aus der Stundenleistung und der Stundendrehzahl. Wie bei jedem Fahrzeugbetrieb sind die Fahrwiderstände und damit die von der Maschine abzugebende Leistung starken Schwankungen unterworfen, die bei der Lagerberechnung berücksichtigt werden müssen, indem besondere Zahndruckzuschlagsfaktoren für Bahnmotoren  $f_{zb}$  Anwendung finden.

Bei der Lagerwahl müssen auch Kräfte in Richtung der Wellenachse berücksichtigt werden. Diese entstehen bei ortsfesten Maschinen mit waagerechter Welle und Zahnradtrieb, wenn Schrägverzahnung vorgesehen ist; der Längsdruck ergibt sich also aus der Längskomponente des Zahndrucks und dem Zahndruckzuschlagfaktor:

$$P_a = f_z \cdot K_a. \quad \{46\}$$

Bei Bahnmotoren treten außerdem Massenkkräfte in Längsrichtung auf, die durch Multiplikation des Läufergewichtes  $K_g$  mit einem Faktor  $f_d$  ermittelt werden, der diese dynamischen Kräfte berücksichtigt:

$$P_a = f_{zb} \cdot K_a + f_d \cdot K_g. \quad \{47\}$$

Richtwerte für die Berechnungsfaktoren zur Bestimmung der äußeren Kräfte für die Lager in elektrischen Maschinen sind in nachstehender Tabelle [24] zusammengestellt.

[24] Zuschlagfaktoren für elektrische Maschinen.  
a) Ortsfeste Motoren und Generatoren.

Wellenachse	$f_e$	$f_v$			$f_z$
		Spannleisten	Spannrollen	Keilriemen	
Waagrecht .	1—1,5 <sup>1</sup>	$3,5 + \frac{10}{100 \frac{N}{n} + 5}$	3	3	Nach Umfangsgeschwindigkeit und Bearbeitungsgüte aus [23a]
Senkrecht . .	0—0,5 <sup>1</sup>		3	3	

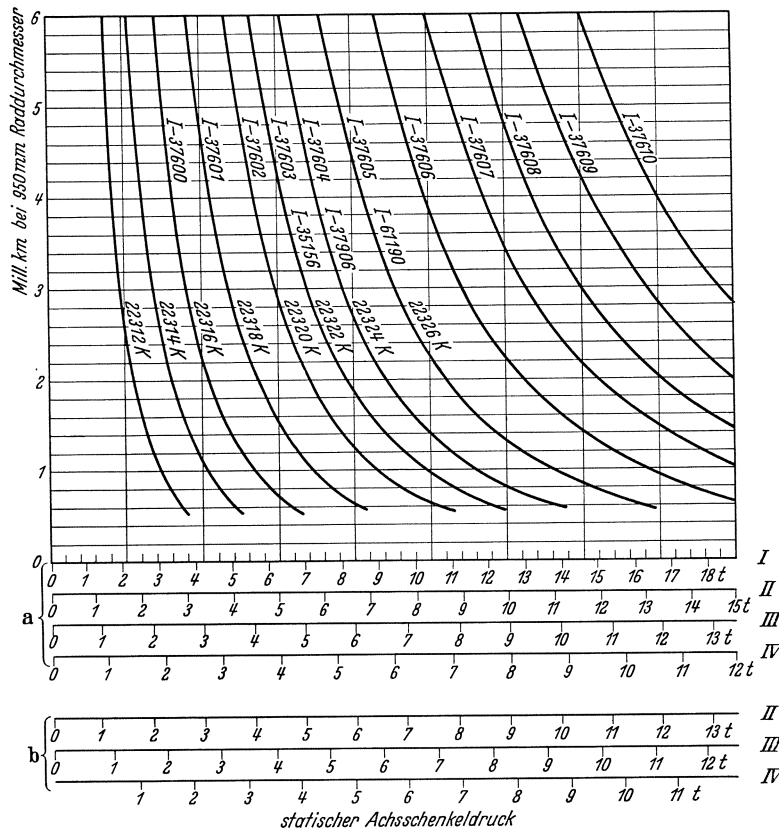
<sup>1</sup> Bei nicht dynamisch ausgewuchtetem Läufer.

b) Bahnmotoren.

Fall A: Motor in abgefedertem Rahmen eingebaut

Fall B: Motor hängt zum Teil unmittelbar an der Achse.

		$f_e$	$f_{zb}$	$f_d$
Fernbahnen . . . .	Fall A	1,8	$0,7 \cdot f_z$	0,4
	Fall B	2,2	$0,7 \cdot f_z$	0,6
Vorortbahnen . . . .	Fall A	2	$0,8 \cdot f_z$	0,5
	Fall B	2,4	$0,8 \cdot f_z$	0,7
Straßenbahnen . . . .	Fall A	—	—	—
	Fall B	2,6	$0,9 \cdot f_z$	0,8



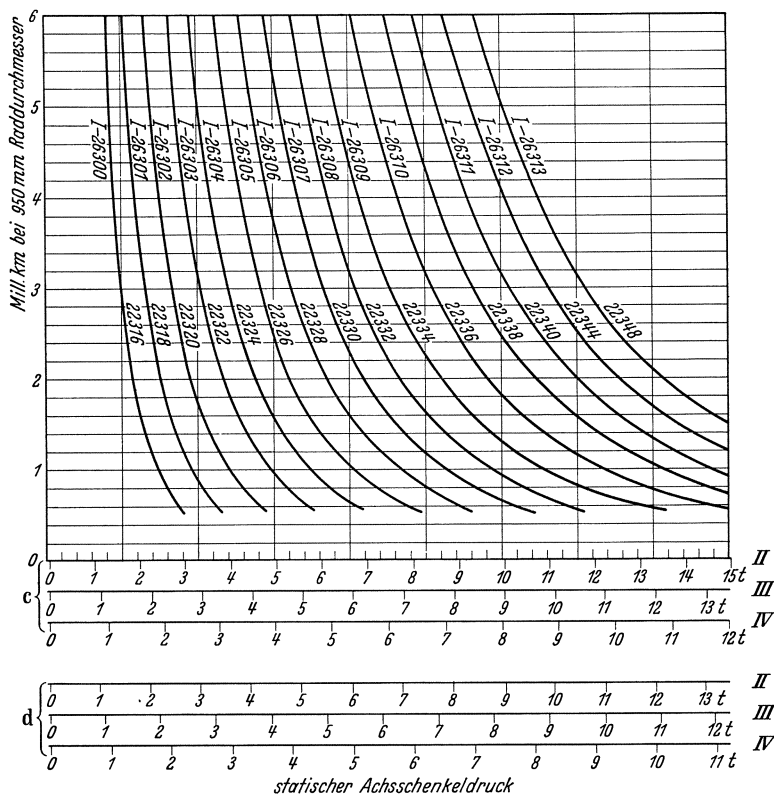
a gilt für Achslager mit 2 Pendelrollenlagern für: Personenzüge, Güterzüge und Triebwagen.

b gilt für Achslager mit 2 Pendelrollenlagern für: Drehgestelle von Lokomotiven und Treibachsen von elektrischen Lokomotiven.

Skala I gilt für Lenkachsen. Skala II gilt für Drehgestelle mit Tragfedern oder leichten Ausgleichträgern.

Skala III gilt für Drehgestelle mit schweren Ausgleichträgern oder Fachwerk.

Skala IV gilt für gegossene Drehgestelle mit starr eingebauten Achslagern.



c gilt für Achslager mit 1 Pendelrollenlager (außen) für: Personenzüge, Güterzüge und Triebwagen.

d gilt für Achslager mit 1 Pendelrollenlager für Drehgestelle von Lokomotiven und Treibachsen von elektrischen Lokomotiven.

Skala II gilt für Drehgestelle mit Tragfedern oder leichten Ausgleichträgern.

Skala III gilt für Drehgestelle mit schweren Ausgleichträgern oder Fachwerk.

Skala IV gilt für gegossene Drehgestelle mit starr eingebauten Achslagern.

**4,114 Fahrzeuge.****4,1141 Achslager für Schienenfahrzeuge.**

Der Lagerdruck ergibt sich aus dem Anteil der statischen Belastung (Wagengewicht + Beladung abzüglich des Gewichtes der Radsätze) und den radialen und axialen Zusatzkräften beim Fahren infolge der Schienenstöße, des Schlingerns der Wagen und der Massenkräfte. Je nach der Bauart der Fahrzeuge sind die Kräfte verschieden hoch. Die Zuschläge sind auch höher einzusetzen, wenn die nicht abgefederten Massen groß sind. Mit zunehmender Geschwindigkeit ist ebenfalls mit höheren Kräften zu rechnen. Den Schaubildern (S. 178) wurden diejenigen Zuschläge zugrunde gelegt, die sich aus einem langjährigen Betrieb als zweckmäßig ergeben haben.

Der Schnittpunkt der Senkrechten über dem Schenkeldruck mit der Kennlinie eines Lagers ergibt auf der Ordinate die Lebensdauer in Millionen km.

**4,12 Berechnung der Lagerdrücke.****4,121 Querkräfte in einer Ebene.**

**4,1211 Eine Kraft zwischen den Lagerstellen.** Die Lagerdrücke ergeben sich aus dem Hebelgesetz, indem die Gleichgewichtsbedingung für die jeweilige Lagerstelle und für die äußere Kraft aufgestellt wird. Das Gleichgewicht der Kräfte fordert, daß die Summe der Momente, bezogen auf die andere Lagerstelle gleich Null gesetzt wird. Zur Bestimmung der Belastung in Lagerstelle *I* muß sich also das Moment der äußeren Kraft *K* und des Lagerdruckes  $P_I$  bezogen auf Lagerstelle *II* gegenseitig das Gleichgewicht halten:

$$K \cdot a_2 + P_I \cdot l = 0,$$

$$P_I \cdot l = -K \cdot a_2,$$

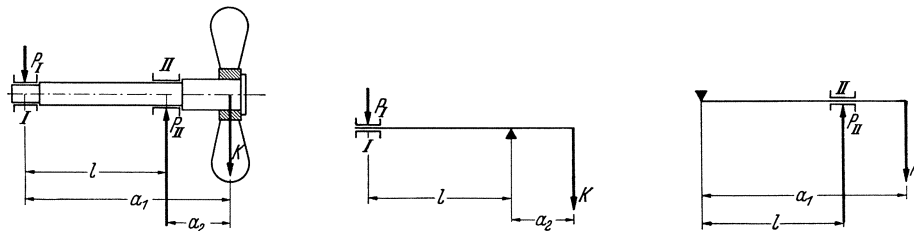
$$P_I = -K \frac{a_2}{l}.$$

Für Lagerstelle *II* ergibt sich der Lagerdruck in gleicher Weise:

$$P_{II} = -K \frac{a_1}{l}.$$

Das negative Vorzeichen läßt erkennen, daß die Lagerdrücke  $P_I$  und  $P_{II}$  der äußeren Kraft *K* entgegen gerichtet sind. Diese Richtungsfestlegung ist nicht notwendig, wenn keine geometrische Addition der Lastanteile aus mehreren äußeren Kräften erforderlich ist.

**4,1212 Eine Kraft außerhalb der Lagerstellen.** Greift die äußere Kraft *K* außerhalb der Lager an, so ist zu beachten, daß das Moment der Belastung des Lagers *I*, welches



von der äußeren Kraft abgewendet ist, und das Moment der äußeren Kraft entgegengesetzten Drehsinn haben muß. Werden beide Momente auf die Lagerstelle *II* neben der äußeren Kraft bezogen, so ergibt sich gleicher Richtungssinn für *K* und  $P_I$ .

$$P_I = +K \frac{a_2}{l}.$$

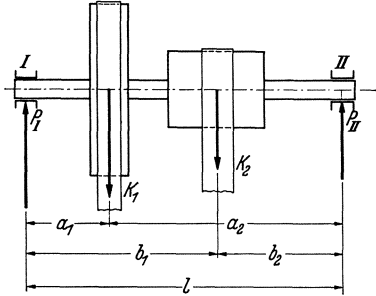


Die Gleichgewichtsbedingung für Lagerstelle II dagegen erfordert:

$$P_{II} = -K \frac{a_1}{l}$$

und ergibt eine Belastung, die größer als die äußere Kraft sein muß, weil in diesem Fall auch  $a_1 > l$  ist.

**4,1213 Mehrere Kräfte zwischen den Lagerstellen.** Wirken mehrere äußere Kräfte auf eine Welle in zwei Lagern, so ist für jede Kraft die Bestimmung der Lagerdrücke durchzuführen. Die sich ergebenden Teilkräfte jeder äußeren Kraft in einem Lager sind unter Beachtung ihres Richtungssinnes zusammenzufügen.

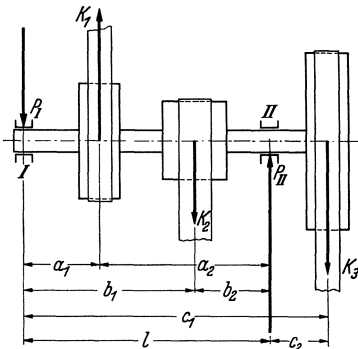


$$\left. \begin{aligned} P_{I1} &= -K_1 \frac{a_2}{l} \\ P_{I2} &= -K_2 \frac{b_2}{l} \end{aligned} \right\} P_I = P_{I1} + P_{I2},$$

$$\left. \begin{aligned} P_{II1} &= -K_1 \frac{a_1}{l} \\ P_{II2} &= -K_2 \frac{b_1}{l} \end{aligned} \right\} P_{II} = P_{II1} + P_{II2}.$$

**4,1214 Mehrere Kräfte teils zwischen den Lagerstellen, teils außerhalb der Lagerstellen.** Wenn die Richtung der äußeren Kräfte verschieden ist, so ist ihr Richtungssinn gegenseitig festzulegen.

Es sei gegeben:



$$-K_1, \quad +K_2, \quad +K_3,$$

$$\left. \begin{aligned} P_{I1} &= +K_1 \frac{a_2}{l}, \\ P_{I2} &= -K_2 \frac{b_2}{l}, \\ P_{I3} &= +K_3 \frac{c_2}{l}, \end{aligned} \right\} P_I = P_{I1} - P_{I2} + P_{I3},$$

$$\left. \begin{aligned} P_{II1} &= +K_1 \frac{a_1}{l} \\ P_{II2} &= -K_2 \frac{b_1}{l} \\ P_{II3} &= -K_3 \frac{c_1}{l} \end{aligned} \right\} P_{II} = P_{II1} - P_{II2} - P_{II3}.$$

**4,122 Zusammenwirken von Radial- und Axialkräften.**

**4,1221 Einzelkräfte.** Radialkräfte verteilen sich nach den erläuterten Regeln stets auf beide Lager einer Welle im Verhältnis ihrer Abstände von den Lagerstellen. In Richtung der Achse wirkende Kräfte werden dagegen nur in einer Lagerstelle aufgenommen.

Die Radialbelastungen des Lagers sind:

$$P_{Ir} = K_r \frac{a_2}{l},$$

$$P_{IIr} = K_r \frac{a_1}{l}.$$

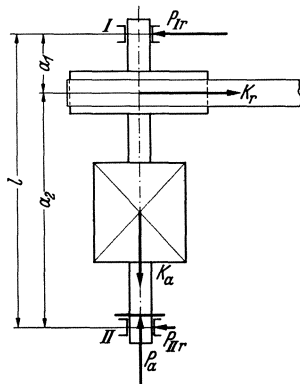
Die Axialbelastung ist:

$$P_a = K_a.$$

Nimmt ein Lager gleichzeitig die Axialkraft und eine Radialkraft, z. B.  $P_{IIr}$  auf, so ist die zusammengesetzte Belastung dieses Lagers:

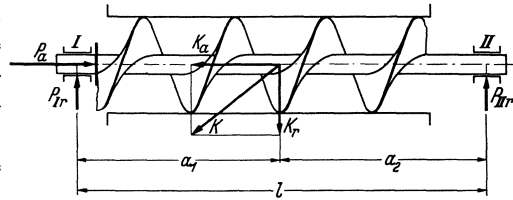
$$P_{II} = P_{IIr} + y P_a.$$

Erklärung über den Faktor  $y$  s. Abschnitt 4,127, S. 186f.



**4,1222 Schräg zur Achse liegende Kraft.**

Eine schräg zur Welle wirkende Kraft, welche die Wellenachse schneidet, ist in ihrem Angriffspunkt an der Wellenachse in ihre Radial- und Axialkomponente  $K_r$  und  $K_a$  zu zerlegen. Die Aufgabe kann dann in derselben Weise gelöst werden, wie die vorhergehende.

**4,123 Kräftepaare.**

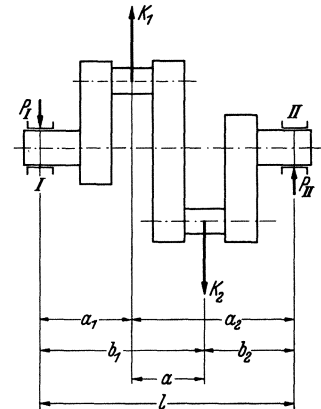
Ein symmetrisch zu den Lagerstellen an der Welle angreifendes Kräftepaar bedingt in den Lagern ein gegensinniges Kräftepaar mit gleichem Moment:

Voraussetzung:

$$\begin{aligned} K_1 &= -K_2, \\ a_1 &= b_2, \\ a &= l - (a_1 + b_2), \end{aligned}$$

dann ist:

$$P_I = -P_{II} = K \frac{a}{l}.$$

**4,124 Kräfte in beliebiger Richtung.**

**4,1241 Allgemeine Angaben.** Wenn die Resultierende der äußeren Kräfte nicht durch die Wellenachse geht, so wird zweckmäßig eine Zerlegung in drei Komponenten vorgenommen. Die Achsen des dreidimensionalen Koordinatensystems werden in folgender Weise bestimmt:

Der Kraftangriffspunkt (z. B. Eingriffsmittle zwei Zahnräder) und die Wellenachse bestimmen eine Ebene, in der eine Radialkraft  $K_r$  und eine Axialkraft  $K_a$  wirken.

Die senkrecht auf der durch  $K_r$  und  $K_a$  gegebenen Ebene stehende Komponente ist die tangentialen Umfangskraft  $K_t$ , deren senkrechter Abstand von der Achse der Hebelarm  $r$  des Drehmomentes der äußeren Kraft ist.

Die radiale Kraft  $K_r$  wirkt auf die Lager in derselben Weise wie in Abschnitt 4,121 angegeben.

Die axiale Kraft  $K_a$  bedingt in dem Festlager oder dem Längslager der zu lagernden Welle eine entgegengesetzt gerichtete, gleiche Axialkraft  $P_a$ , die mit  $K_a$  ein Kräftepaar bildet, dessen Moment als *Kippmoment* zusätzliche, einander entgegengerichtete Radialkräfte hervorruft.

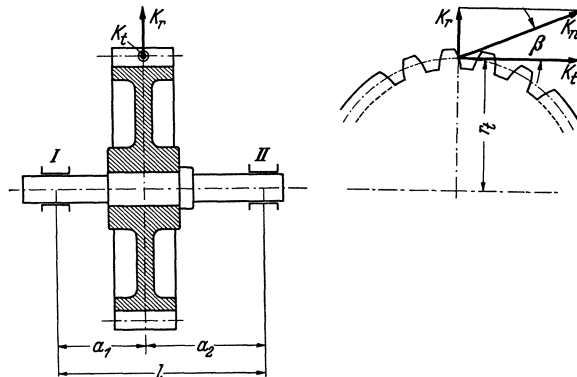
Die Tangentialkraft  $K_t$  bildet mit der Summe der Lagerbelastungen in einer senkrecht zur Achse stehenden Ebene als Kräftepaar das *Drehmoment*; die Lagerreaktionen dieser Komponente errechnen sich aus den Abständen der Lager von dieser Ebene.

**4,1242 Reine Radialkräfte bei einem Zahnräderpaar.** Gegeben:  $K_t$  = tangentialen Umfangskraft aus  $N$ ,  $n$  und  $r_t$ ,  $\beta$  = Zahnflankenwinkel.

$$K_n = K_t \cdot \frac{1}{\cos \beta},$$

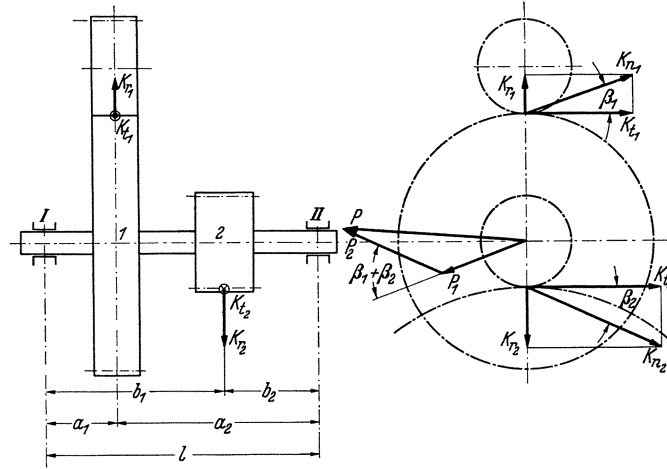
$$P_I = K_n \cdot \frac{a_2}{l},$$

$$P_{II} = K_n \cdot \frac{a_1}{l}.$$



#### 4,1243 Reine Radialkräfte bei einem Zahnradvorgelege mit einem Antrieb und Abtrieb in einer Ebene mit der Hauptachse.

a) Antrieb und Abtrieb liegen sich gegenüber.



$$K_{n1} = K_{t1} \cdot \frac{1}{\cos \beta_1},$$

$$K_{n2} = K_{t2} \cdot \frac{1}{\cos \beta_2},$$

$$P_{I1} = K_{n1} \cdot \frac{a_2}{l}, \quad P_{I2} = K_{n2} \cdot \frac{b_2}{l},$$

$$P_I = \sqrt{P_{I1}^2 + P_{I2}^2 - 2 P_{I1} \cdot P_{I2} \cdot \cos [180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)]},$$

$$\cos [180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)] = -\cos (\beta_1 + \beta_2),$$

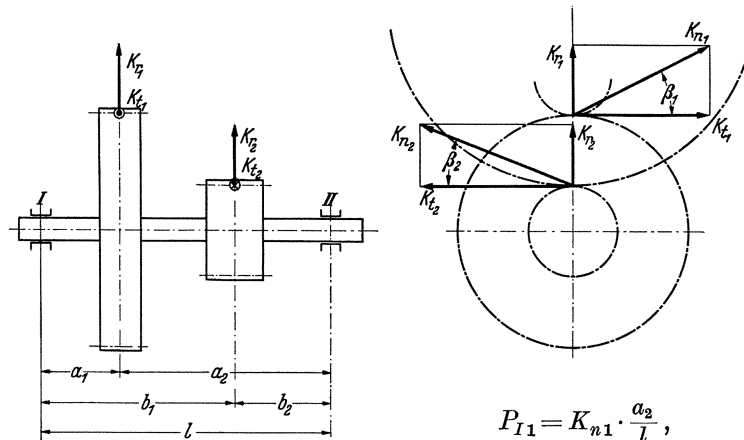
$$P_I = \sqrt{P_{I1}^2 + P_{I2}^2 + 2 P_{I1} \cdot P_{I2} \cdot \cos (\beta_1 + \beta_2)},$$

$P_{II}$  ergibt sich in gleicher Weise aus  $P_{II1}$  und  $P_{II2}$ .

Die arithmetische Addition ergibt größere Werte als die geometrische, bedingt also eine zusätzliche Sicherheit.

$$P_I < P_{I1} + P_{I2}.$$

b) Antrieb und Abtrieb liegen auf einer Seite.



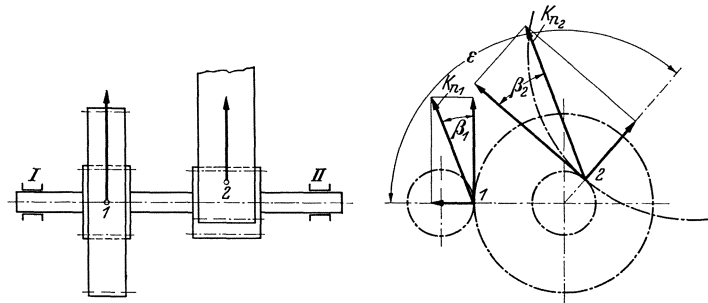
$$P_{I1} = K_{n1} \cdot \frac{a_2}{l},$$

$$P_{I2} = K_{n2} \cdot \frac{b_2}{l},$$

$$P_I = \sqrt{P_{I1}^2 + P_{I2}^2 - 2 P_{I1} \cdot P_{I2} \cdot \cos (\beta_1 + \beta_2)}.$$

$P_{II}$  ergibt sich in gleicher Weise aus  $P_{II1}$  und  $P_{II2}$ .

Die arithmetische Addition ergibt kleinere Werte als die geometrische. Die erstere darf daher für die Lagerbestimmung *nicht* benutzt werden.

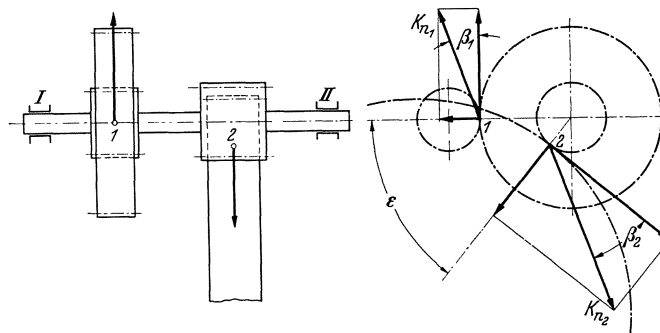
**4,1244 Zwei Zahneingriffe um einen Winkel gegeneinander versetzt.**a) Versetzungswinkel  $\varepsilon$  entgegen dem Drehsinn. $P_1$  und  $P_2$  für  $I$  und  $II$  wie in Abschnitt 4,1243.

Sonderfälle:

$$P = \sqrt{P_1^2 + P_2^2 - 2 P_1 P_2 \cdot \cos(\varepsilon + \beta_1 + \beta_2)}.$$

 $\varepsilon = 90^\circ$ :

$$P = \sqrt{P_1^2 + P_2^2 + 2 \cdot P_1 P_2 \cdot \sin(\beta_1 + \beta_2)},$$

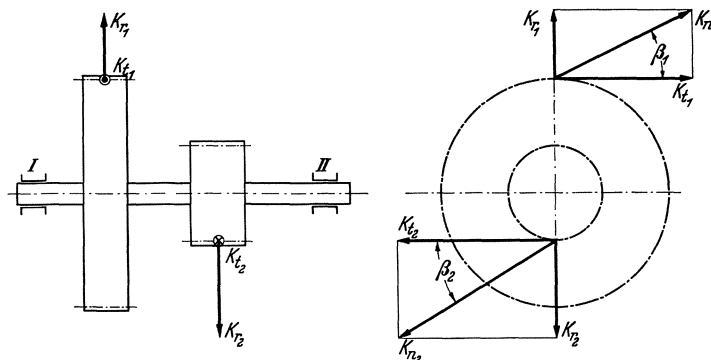
 $\varepsilon = 90^\circ$  und  $\beta_1 = \beta_2 = 15^\circ$ :  $P = \sqrt{P_1^2 + P_2^2 + P_1 \cdot P_2}$ .b) Versetzungswinkel  $\varepsilon$  im Drehsinn.

Sonderfälle:

$$P = \sqrt{P_1^2 + P_2^2 - 2 P_1 P_2 \cdot \cos[\varepsilon - (\beta_1 + \beta_2)]}.$$

 $\varepsilon = 90^\circ$ :

$$P = \sqrt{P_1^2 + P_2^2 - 2 P_1 P_2 \sin(\beta_1 - \beta_2)},$$

 $\varepsilon = 90^\circ$  und  $\beta_1 = \beta_2 = 15^\circ$ :  $P = \sqrt{P_1^2 + P_2^2 - P_1 \cdot P_2}$ .**4,1245 Reine Radialkräfte bei einem Zahnradvorgelege mit zwei gegenüberliegenden Antrieben oder Abtrieben. Trotz äußerlicher Gleichheit der Anordnung mit 4,1243**

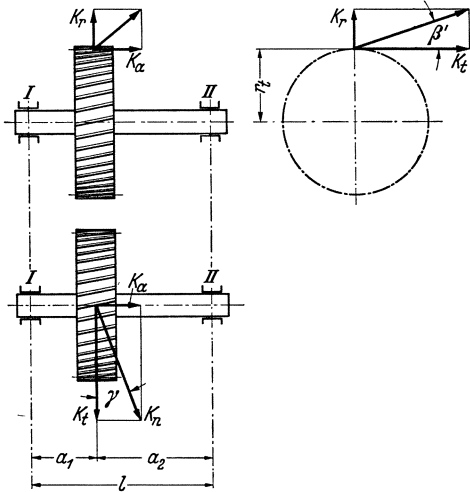
wirken die Normalkräfte in beiden Eingriffen entgegengesetzt, weil beide Umfangskräfte im gleichen Drehsinn wirken:

$$P = \sqrt{P_1^2 + P_2^2 - 2 P_1 P_2 \cos(\beta_1 - \beta_2)}.$$

Wenn  $\beta_1 = \beta_2$ , wird  $\cos(\beta_1 - \beta_2) = \cos 0^\circ = 1$  und damit  $P = P_1 - P_2$ .

**4,1246 Radial- und Axialkräfte.**

**4,12461 Angriffspunkt der Kräfte zwischen den Lagerstellen.** Wegen des Momentes  $K_a \cdot r_t$  werden bei diesen Aufgaben die Lagerdrücke aus den Teilkräften der Normalkraft in tangentialer, radialer und axialer Richtung errechnet und für jedes Lager die geometrische Summe gebildet; dabei ist der Richtungssinn der Kräfte und die Wirkungsebene der Momente zu beachten:



$$P_{It} = K_t \frac{a_2}{l},$$

$$P_{Ir} = K_r \frac{a_2}{l},$$

$$P_{Ia} = K_a \frac{r_t}{l}.$$

Die auf Lager I wirkenden Momente der äußeren Kräfte in bezug auf Lager II liegen in derselben Ebene und wirken gleichsinnig.  $P_{Ir}$  und  $P_{Ia}$  sind also zu addieren:

$$P_I = \sqrt{P_{It}^2 + (P_{Ir} + P_{Ia})^2},$$

$$P_{II t} = K_t \frac{a_1}{l},$$

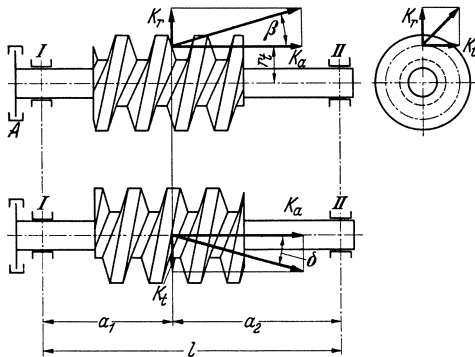
$$P_{II r} = K_r \frac{a_1}{l},$$

$$P_{II a} = K_a \frac{r_t}{l}.$$

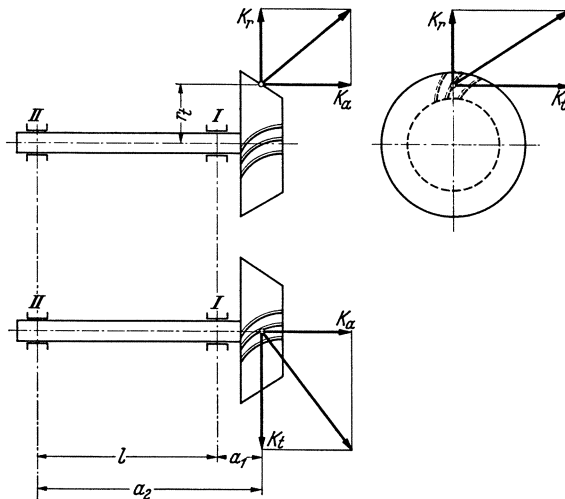
Die auf Lager II wirkenden Momente der äußeren Kräfte in bezug auf Lager I wirken entgegengesetzt.  $P_{II r}$  und  $P_{II a}$  sind also voneinander abzuziehen:

$$P_{II} = \sqrt{P_{II t}^2 + (P_{II r} - P_{II a})^2},$$

$$P_a = K_a.$$



**4,12462 Angriffspunkt der Kräfte außerhalb der Lagerstellen.**



$$P_{It} = K_t \cdot \frac{a_2}{l},$$

$$P_{Ir} = K_r \cdot \frac{a_2}{l},$$

$$P_{Ia} = K_a \cdot \frac{r_t}{l}.$$

$$P_I = \sqrt{P_{It}^2 + (P_{Ir} - P_{Ia})^2},$$

$$P_{II t} = K_t \cdot \frac{a_1}{l},$$

$$P_{II r} = K_r \cdot \frac{a_1}{l},$$

$$P_{II a} = K_a \cdot \frac{r_t}{l}.$$

$$P_{II} = \sqrt{P_{II t}^2 + (P_{II r} + P_{II a})^2}.$$

$$P_a = K_a$$

**4,125 Veränderliche Belastung.**

Wird ein Wälzlager während seiner Laufzeit durch verschiedene Kräfte bei wechselnden Drehzahlen belastet, so läßt sich aus der Lebensdauergrundgleichung zur Bestimmung der Gesamtzahl Umläufe bis zur Ermüdung

$$L_u = \frac{\text{const}}{P^3} \quad \{48\}$$

eine konstante Belastung ermitteln, durch die das Lager bei einer konstanten Bezugsdrehzahl in gleicher Weise beansprucht wird, wie durch die in Wirklichkeit veränderlichen Betriebsverhältnisse. Es ist hierzu jedoch notwendig, außer der Belastung und der Drehzahl jedes Betriebszustandes auch dessen Anteil an der Laufzeit des Lagers zu kennen oder zu schätzen. Die Gesamtzahl Umläufe  $L_u$  ist ein Verhältniswert des Produktes  $n \cdot t$ , wenn  $n$  die Anzahl Umläufe je Zeiteinheit und  $t$  die Lebensdauer in Zeiteinheiten bezeichnet:

$$n \cdot t = \frac{\text{const}}{P^3}. \quad \{49\}$$

Wirken nun die verschiedenen Lagerdrücke:

$$\begin{array}{ccccccc} P_1 & \text{bei der Drehzahl} & n_1 & \text{während der Zeit} & t_1 & & \\ P_2 & \text{„ „ „ „} & n_2 & \text{„ „ „} & t_2 & & \\ P_3 & \text{„ „ „ „} & n_3 & \text{„ „ „} & t_3 & & \\ \cdot & & \cdot & & \cdot & & \\ P_n & & n_n & & t_n & & \end{array}$$

so ist eine konstante Belastung  $P_0$ , die bei einer Bezugsdrehzahl  $n_0$  dieselbe rechnerische Lebensdauer  $t_0$  ergibt, wie die veränderlichen Betriebszustände zusammen, aus folgender Gleichung zu errechnen:

$$P_0 = \sqrt[3]{\frac{t_1 \cdot n_1 \cdot P_1^3 + t_2 \cdot n_2 \cdot P_2^3 + \dots + t_n \cdot n_n \cdot P_n^3}{t_0 \cdot n_0}}. \quad \{50\}$$

In dieser Gleichung muß die Bedingung erfüllt sein:  $t_1 + t_2 + t_3 + \dots + t_n = t_0$ .

Zur Vereinfachung des Rechnungsganges werden die Verhältniswerte zwischen der Teillebensdauer  $t_1, t_2, t_3 \dots t_n$  und der Gesamtlebensdauer  $t_0$  als Laufzeitanteile eingeführt:

$$\tau_1 = \frac{t_1}{t_0}, \quad \tau_2 = \frac{t_2}{t_0}, \quad \tau_3 = \frac{t_3}{t_0} \dots \tau_n = \frac{t_n}{t_0}. \quad \{51\}$$

Außerdem empfiehlt es sich, die reduzierte konstante Belastung  $P_0$  auf die Drehzahl  $n_0 = 15$  U/min zu beziehen, so daß die Gleichung {50} nachstehende Form erhält:

$$P_0 = \sqrt[3]{\tau_1 \frac{n_1}{15} \cdot P_1^3 + \tau_2 \frac{n_2}{15} \cdot P_2^3 + \tau_3 \frac{n_3}{15} \cdot P_3^3 + \dots + \tau_n \frac{n_n}{15} \cdot P_n^3}. \quad \{52\}$$

**4,126 Reduktion der relativen Tragfähigkeit bei „Umfangslast“<sup>1</sup> für den Außenring.**

Die richtige Anwendung der Lebensdauer Gleichung {16} setzt die Kenntnis der höchstbeanspruchten Stelle und der Anzahl Lastwechsel bzw. Überrollungen bei einer Umdrehung voraus. Die höchstbeanspruchte Stelle eines Wälzlagers ist stets eine der Laufbahnen. Bei Längslagern ist die Beanspruchung beider Laufbahnen gleich hoch. Außerdem erfährt jeder Laufbahnpunkt bei jedem Umlauf dieselbe Anzahl Lastwechsel. Bei der Berechnung von Querlagern sind dagegen die jeweils vorliegenden Verhältnisse und die bauliche Eigenart der gewählten Lagerform zu berücksichtigen. Während ein Längslager ausschließlich zur Aufnahme von Axialkräften dient und keiner radialen Belastung ausgesetzt werden darf, ist ein Querlager entsprechender Bauart gut zur betriebssicheren Aufnahme sowohl von reinen Radialkräften und zusammengesetzten Belastungen, als auch zur Aufnahme von reinen Axialkräften geeignet.

Die relativen Tragfähigkeitszahlen der Querlager sind nach Gleichung {16} ausschließlich für Radialbelastung und für den am häufigsten vorkommenden Fall bestimmt, daß Welle und Belastung im Verhältnis zueinander umlaufen. Die Zahlen gelten also

<sup>1</sup> Definition des Begriffes „Umfangslast“ s. Abschnitt 4,311312, S. 260.

unverändert sowohl für umlaufenden Innenring und stillstehende Belastungsrichtung als auch für stillstehenden Innenring und umlaufende Last, also bei „Umfangslast für den Innenring“.

Bei den meisten Querlagerarten ist unter diesen Voraussetzungen die Innenringlaufbahn am höchsten beansprucht, und zwar erfährt jeder beliebige Punkt der Innenringlaufbahn bei jedem Umlauf dieselbe Anzahl Überrollungen. Eine Ausnahme hiervon machen die Pendelkugellager, bei denen der in Richtung der Belastung liegende und im Verhältnis zu ihr stillstehende Punkt der Außenlaufbahn die höchstbeanspruchte Stelle des Lagers ist. Bei dieser Lagerart sind die Schmiegungsverhältnisse am Außenring ungünstiger als am Innenring im Gegensatz zu allen anderen Lagerarten.

Steht dagegen die Welle im Verhältnis zur Belastungsrichtung still oder läuft der Innenring mit gleicher Drehzahl wie die Last um, liegt also „Umfangslast für den Außenring“ vor, dann ändert sich entweder die Anzahl Überrollungen unter der höchsten Rollkörperbelastung bei einer Umdrehung oder die Lage der höchstbeanspruchten Stelle. Diese gegenüber den Voraussetzungen bei der Bestimmung der listenmäßigen Tragfähigkeitszahlen (Tafel 9,61) veränderten Verhältnisse müssen bei der Berechnung der Lebensdauer berücksichtigt werden.

Bei Rillenkugellagern erfährt bei diesem Belastungsfall nicht mehr jede Laufbahnstelle des Innenringes die gleiche Anzahl Lastwechsel unter Höchstlast, sondern nur eine einzige, nämlich diejenige Stelle des Innenringes, welche in der Belastungsrichtung liegt. Dieser Punkt hat daher bei einer Umdrehung des Außenringes mehr Überrollungen auszuhalten als wenn sich der Innenring im Verhältnis zur Last dreht. Bei gleicher Belastung ist deshalb eine entsprechend kürzere Lebensdauer zu erwarten. Soll die gleiche Lebensdauer bei „Umfangslast für den Außenring“ erreicht werden, so ist die für „Umfangslast des Innenringes“ gültige Tragfähigkeit  $C_i = C_{15}$  (Tafel 9,61) entsprechend zu verkleinern oder die Belastung entsprechend höher in Rechnung zu setzen.

Für „Umfangslast des Außenringes“ gilt also

$$\text{oder } \left. \begin{array}{l} C_a = 0,75 \cdot C_i \\ P = 1,33 P_r \end{array} \right\} \text{ für alle Lagerarten außer Pendelkugellagern.} \quad \{53\}$$

Auch bei Pendelkugellagern ist bei einer Belastung, die relativ zum Innenring stillsteht, also bei „Umfangslast für den Außenring“ die entsprechende Stelle des Innenringes am höchsten beansprucht. Da jedoch die ungünstigere Schmiegunge zwischen Außenring und Kugeln bereits bei den Tragfähigkeitszahlen der Tafel 9,61 berücksichtigt wurde, kann bei Pendelkugellagern für den Belastungsfall „Umfangslast für den Außenring“ mit einer kleineren Herabsetzung der Katalogzahlen oder einer geringeren Erhöhung der Belastung als bei allen anderen Lagerarten gerechnet werden.

Es gilt also:

$$\text{oder } \left. \begin{array}{l} C_a = 0,9 \cdot C_i \\ P = 1,11 P_r \end{array} \right\} \text{ für Pendelkugellager.} \quad \{54\}$$

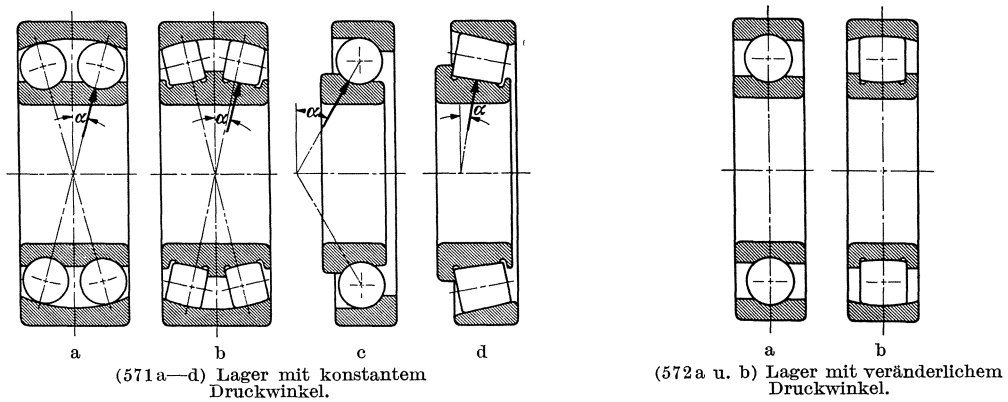
#### 4,127 Der ideelle Lagerdruck.

Jedes Querlager, dessen Drucklinie schräg zur Lagerachse steht (571a—d) oder dessen Drucklinie sich schräg zur Lagerachse einstellen kann, (572a—b) ist imstande, Axialkräfte aufzunehmen, die die Laufbahnen wie Radialkräfte beanspruchen.

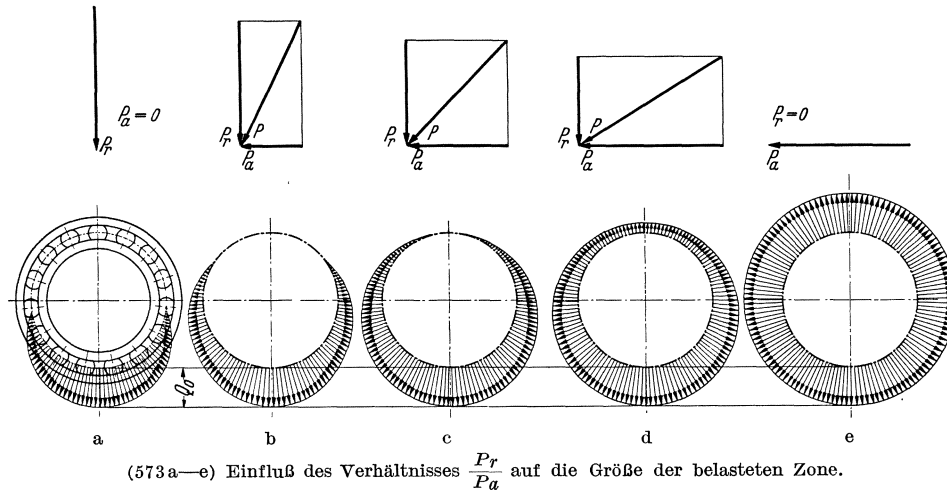
Es ist daher möglich, eine gleichzeitig wirkende Radialkraft und Axialkraft durch eine gedachte Belastung (ideeller Lagerdruck) zu ersetzen, die die gleiche Lebensdauer ergibt wie die Einzelkräfte. Zu diesem Zwecke wird die Axialkraft  $P_a$  in eine entsprechende Radialkraft umgerechnet, die zu der gleichzeitig wirkenden Radialkraft addiert werden kann. Bezeichnet man den Umrechnungsfaktor mit  $y$ , so ergibt sich

$$P = P_r + y P_a. \quad \{19\}$$

Der Faktor  $\gamma$  ist abhängig von dem Druckwinkel  $\alpha$  und dem Verhältnis  $P_r : P_a$ , d. h. der Richtung der resultierenden Lagerbelastung, die nicht nur die Anzahl Überrollungen je

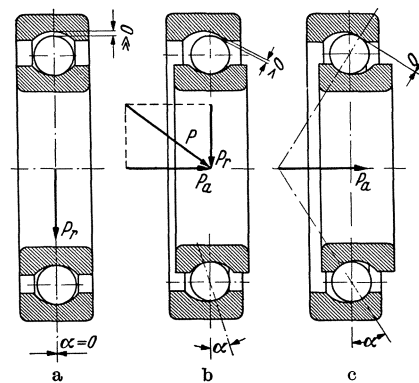


Umdrehung, sondern auch die Beanspruchung bei jeder einzelnen Überrollung verändert, wenn der schwächere Laufring rotiert. Zwischen einem Rollkörper und einer Laufbahn



kann nur eine bestimmte Normalkraft auftreten, die mit der jeweiligen Stellung des Rollkörpers und der Richtung der resultierenden Lagerbelastung veränderlich ist. Unter der Voraussetzung, daß der höchste Rollkörperdruck  $Q_0$  immer gleich groß ist, nimmt die Anzahl Überrollungen zu, je kleiner das Verhältnis  $P_r : P_a$  wird (573 a-e). Soll dieser Einfluß der veränderlichen Anzahl Überrollungen je Umdrehung mit Rücksicht auf die Erzielung einer gleich hohen Lebensdauer ausgeschaltet werden, so muß der Umrechnungsfaktor  $\gamma$  veränderlich sein in Abhängigkeit von dem Verhältnis  $P_r : P_a$ .

Bei den Lagerarten (571 a-d) ist der Druckwinkel  $\alpha$  durch die Konstruktion gegeben. Bei Rillenkugellagern und einreihigen Tonnenlagern (572 a u. b) dagegen hängt der Druckwinkel von dem Verhältnis  $P_r : P_a$ , von der Beanspruchung und von der Lagerluft ab. Bei reiner Radialbelastung ist der Druckwinkel  $\alpha = 0$ . Jede zusätzliche Axialbelastung ruft jedoch eine Versetzung der beiden Laufringe hervor und damit eine mehr oder weniger große Neigung der Drucklinie (574 a-c). Die Beanspruchung für Rillenkugellager



(574 a-c) Einfluß der Axialbelastung auf die Größe des Druckwinkels bei Radiallagern.



wird durch das Verhältnis  $C_{15} : P_r$  (Katalogbelastung zu tatsächlicher Radialbelastung) berücksichtigt.

Bei allen Lagerarten ergeben sich bei „Umfangslast für den Innenring“ günstigere Verhältnisse als bei „Umfangslast für den Außenring“. Da die Tragfähigkeitszahlen der Tafel 9,61 nur für den Fall „Umfangslast für den Innenring“ gelten, muß für den Fall „Umfangslast für den Außenring“ auch bei gleichzeitig wirkender Radialkraft und Axialkraft mit einer höheren Belastung gerechnet werden entsprechend Formel {53} und {54}. Als allgemeine Gleichung kann daher gesetzt werden

$$P = f_1 (P_r + f_2 y P_a). \quad \{55\}$$

Bei „Umfangslast für den Innenring“ ist

$$f_1 = 1 \text{ für alle Lagerarten.}$$

Bei „Umfangslast für den Außenring“ ist

$$f_1 = 1,11 \text{ für Pendelkugellager}$$

und

$$f_1 = 1,33 \text{ für alle anderen Lagerarten.}$$

Die Werte für  $f_2$  und den Umrechnungsfaktor  $y$  sind in der Tafel 9,61 aufgeführt.

#### 4,128 Lastverteilung bei zwei Schrägkugellagern oder Kegelrollenlagern.

Bei Schrägkugellagern und Kegelrollenlagern, die durch radiale Kräfte belastet werden, entstehen auch axiale Kräfte, die durch ein anderes Lager aufgenommen werden müssen. Sind die beiden radialen Belastungen gleich groß, so sind bei gleichem Kegelwinkel auch die Axialkräfte gleich groß und entgegengesetzt gerichtet; sie heben sich somit auf und haben keine zusätzliche Beanspruchung zur Folge. Sind die radialen Belastungen verschieden groß, so muß die Differenz der Axialkräfte auch von dem zweiten Lager aufgenommen werden. Dieser Zustand ist demzufolge bei der Berechnung der Lebensdauer zu berücksichtigen. Ist  $P_r$  die radiale Belastung und  $\alpha$  der Druckwinkel, so wird die im Lager erzeugte Axialkraft

bei Schrägkugellagern:  $P_a = 1,22 P_r \operatorname{tg} \alpha$ ,      bei Kegelrollenlagern:  $P_a = 1,26 P_r \operatorname{tg} \alpha$ .

Setzt man die verschiedenen Druckwinkel ein, so wird für die einzelnen Lagerreihen:

Schrägkugellager je nach Druckwinkel . . . . .	$P_a = 0,36 - 0,50 P_r$
Kegelrollenlager Reihe 30 200 und 32 200 . . . . .	$P_a = 0,35 P_r$
Kegelrollenlager Reihe 30 300 und 32 300 . . . . .	$P_a = 0,29 P_r$
Kegelrollenlager Reihe 31 300 . . . . .	$P_a = 0,70 P_r$

#### 4,129 Die aus der Bewegung herrührenden Kräfte.

Die Betriebsverhältnisse wirken nicht allein durch die äußeren Kräfte auf die Lager. Auch die Bewegung des Lagers muß unter gewissen Voraussetzungen als ein äußerer Einfluß angesehen werden, der recht erhebliche und zusätzliche Kraftwirkung auf die Druckflächen zwischen Rollkörper und Laufbahnen zur Folge haben kann. Es sind drei Möglichkeiten für solche zusätzlichen Kräfte vorhanden.

1. Kräfte, die infolge der Geschwindigkeit der Bewegung von Rollkörper und Käfig als Massenkräfte in Erscheinung treten,

2. Kräfte, die infolge der von den Rollkörpern zurückgelegten Wege als Gleitung in den Druckflächen, als Zug- oder Druckbeanspruchung in den Käfigwangen sowie als Reibung der Rollkörper in den Käfigtaschen zu beobachten sind,

3. Kräfte, die bei starker Beschleunigung des Lagers infolge der Masse der Rollkörper und des Käfigs wirksam werden.

Die unter 1. und 2. genannten Einflüsse der Bewegung sind aus den allgemeinen kinematischen Verhältnissen beim Umlauf eines Wälzlagers zu erklären, während die 3. Möglichkeit sich ausschließlich auf äußere Beeinflussungen des Laufes zurückführen läßt.

Wenn die Innenlaufbahn eines Lagers im Verhältnis zum stillstehenden Außenring eine Umfangsgeschwindigkeit

$$v_{li} = \frac{\pi}{60} \cdot d_l \cdot n \text{ m/s} \quad \{56\}$$

hat, so muß unter Voraussetzung eines reibungsfreien Abrollens der die Innenlaufbahn berührende Punkt eines Rollkörpers dieselbe Geschwindigkeit haben und der die Außenlaufbahn berührende Punkt stillstehen (575a). Infolgedessen muß sich der Mittelpunkt des Rollkörpers und damit auch der Käfig im Rollkörpermittenkreis mit einer Umfangsgeschwindigkeit

$$v_{ki} = \frac{v_{li}}{2} = \frac{\pi}{120} \cdot d_l \cdot n \quad \{57\}$$

bewegen. Hieraus ergibt sich die Käfigdrehzahl bei umlaufendem Innenring zu

$$n_{ki} = \frac{60}{\pi} \cdot \frac{v_{ki}}{d_m} = \frac{d_l}{2 d_m} \cdot n. \quad \{58\}$$

Die Drehzahl eines Rollkörpers im Verhältnis zur Käfigtasche läßt sich aus der relativen Umfangsgeschwindigkeit eines Punktes des Rollkörperumfangs in Beziehung zum Käfig ableiten. Durch die Geschwindigkeit  $v_{ki}$  (575a) sind auch alle Geschwindigkeiten jedes beliebigen Punktes des Käfigs gegeben, wenn die Pfeilspitze des Geschwindigkeitsvektors  $v_{ki}$  mit der Drehachse durch eine Gerade verbunden wird (575b). Da nun der Berührungspunkt zwischen Außenlaufbahn und Rollkörper absolut stillsteht und die absolute Geschwindigkeit eines Käfigpunktes im gleichen Abstand von der Drehachse durch  $v_{ki}$  bestimmt werden kann, muß die gleiche Geschwindigkeit bei Umkehrung ihres Richtungspfeiles die Relativgeschwindigkeit  $v_w$  zwischen Rollkörper und Käfig sein. Damit folgt aus Bild (575 b)

$$v_{wi} = v_{ki} \frac{D_l}{d_m} \quad \{59\}$$

und damit die Relativedrehzahl des Rollkörpers im Verhältnis zum Käfig bei umlaufendem Innenring:

$$n_{wi} = n_{ki} \frac{D_l}{d_w} = \frac{d_l}{2 d_m} \cdot \frac{D_l}{d_w} \cdot n. \quad \{60\}$$

Läuft der Außenring um, so folgt in gleicher Weise aus Bild (575c)

$$v_{ka} = \frac{v_{la}}{2} = \frac{\pi}{120} D_l \cdot n \quad \{61\}$$

und

$$n_{ka} = \frac{D_l}{2 d_m} \cdot n. \quad \{62\}$$

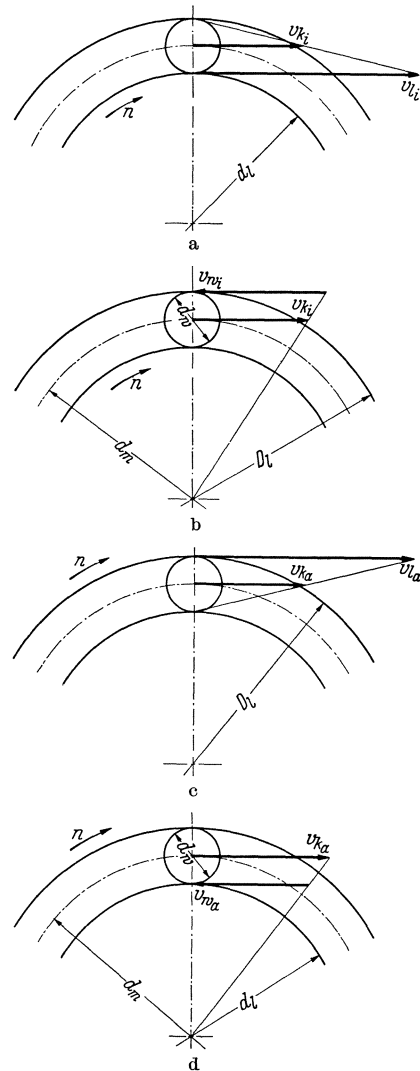
Die Umfangsgeschwindigkeit und Drehzahl des Rollkörpers im Verhältnis zur Käfigtasche ergibt sich aus der Drehzahl des Käfigs bei umlaufendem Außenring {62} in gleicher Weise wie bei umlaufendem Innenring aus Bild (575d) zu

$$v_{wa} = v_{ka} \cdot \frac{d_l}{d_m}, \quad \{63\}$$

und

$$n_{wa} = n_{ka} \frac{d_l}{d_w} = \frac{D_l}{2 d_m} \cdot \frac{d_l}{d_w} \cdot n. \quad \{64\}$$

Somit ist die Drehzahl des Rollkörpers bei umlaufendem Innenring gleich der Drehzahl des Rollkörpers bei umlaufendem Außenring. Lediglich die relative Drehrichtung ist in beiden Fällen entgegengesetzt.



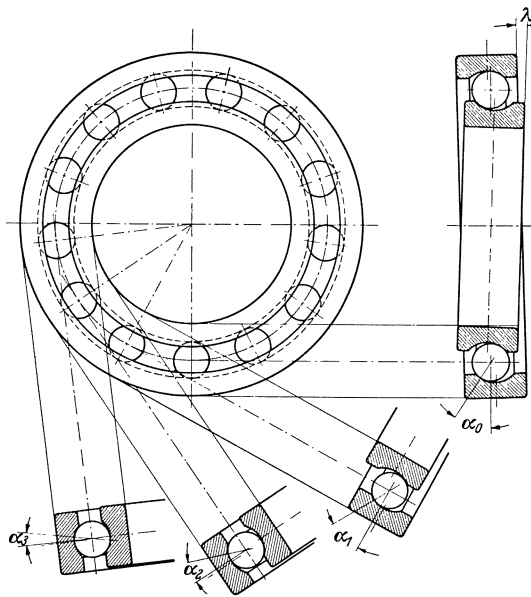
(575a—d) Relativbewegungen zwischen Rollkörpern, Laufbahnen und Käfig.

Bei Längslagern ist  $D_i = d_i = d_m$ , so daß sich aus Gleichung {58} und {62} ergibt:

$$n_k = \frac{1}{2} n. \tag{65}$$

Die Gleichungen {60} und {64} ergeben die relative Rollkörperdrehzahl für Längslager zu

$$n_w = \frac{d_m}{2 d_w} \cdot n. \tag{66}$$

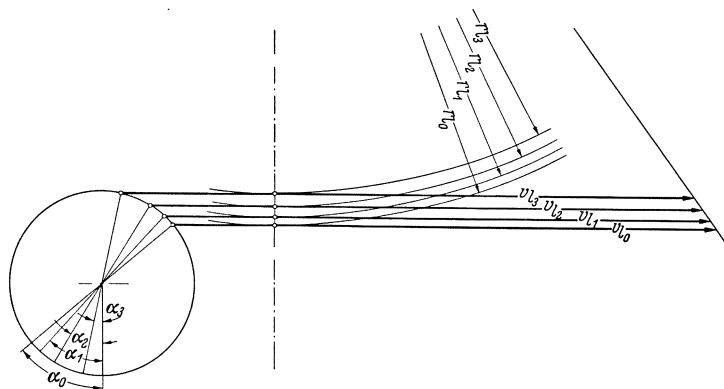


(575e) Einfluß der Verachsung auf die Größe des Druckwinkels.

Die Käfigdrehzahl  $n_k$  und die Masse  $m_w$  eines Rollkörpers sind maßgebend für die Fliehkraft, mit der jeder einzelne Rollkörper zusätzlich die Druckflächen beansprucht. Bei Querlagern wirkt diese Zusatzlast stets auf die Druckfläche zwischen Rollkörper und Außenlaufbahn, die an sich wegen der besseren Schmiegungsverhältnisse höher belastet werden kann als die Druckfläche zwischen Rollkörper und Innenlaufbahn. Die Rollkörperfliehkraft hat also hier im allgemeinen keine Beeinträchtigung der Betriebssicherheit zur Folge. Bei Längslagern dagegen bedingt die Fliehkraft sowohl eine Erhöhung der Belastung als auch eine Verschlechterung der Abrollverhältnisse, weil die Kugeln senkrecht zur idealen Drucklinie nach außen drängen. Hieraus erklärt es sich, daß Längslager bei hohen Drehzahlen sowohl eine Verminderung der nutzbaren Tragfähigkeit als auch eine starke Erwärmung erfahren. Axialdrücke werden deshalb bei

schnellaufenden Wellen zweckmäßiger durch in axialer Richtung tragfähige Querlager als durch Längslager aufgenommen.

Die unter 2. genannten Kräfte entstehen, wenn die einzelnen Rollkörper eines Lagers gezwungen sind, auf verschiedenen Laufkreisen innerhalb der Laufbahn abzurollen. Dies



(575f) Einfluß der Verachsung auf die Rollkörpergeschwindigkeit.

ist normalerweise der Fall, wenn die Mittelebenen der Ringe eines Rillenslagers einen Winkel miteinander bilden (575e), oder in einem solchen Lager verschiedene Druckwinkel durch gleichzeitige Radial- und Axialbelastung hervorgerufen werden sowie bei einem Längslager, dessen Scheiben infolge fehlerhaften Einbaues gegeneinander versetzt sind.

Der in Bild (575e) dargestellte Fall möge zur allgemeinen Erklärung dieser Verhältnisse dienen: Infolge einer Wellenbiegung oder eines Fluchtungsfehlers zwischen der Wellen- und Gehäuseachse entsteht eine Winkelabweichung zwischen den Laufringen. Infolgedessen hat jede Kugel innerhalb beider Hälften der belasteten Zone einen anderen Druckwinkel, dessen Werte im einzelnen mit  $\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2, \dots$  bezeichnet sind. In Bild (575f) sind die Einzelschnitte des Bildes (575e) in einer gemeinsamen Darstellung zusammengefaßt. Es ist hier zu erkennen, daß jede Kugel in einer Hälfte der belasteten Zone die Laufbahn in einem anderen Abstand ( $r_{l0}, r_{l1}, r_{l2}$ ) von der Lagermitte berührt. Infolgedessen sind die Umfangsgeschwindigkeiten  $v_{l0}, v_{l1},$

$v_{12}$  . . . verschieden und damit auch nach Bild (575a) und (575e) sowie nach Gleichung {57} und {61} die Geschwindigkeiten der Kugelmittelpunkte bzw. die Rollgeschwindigkeiten der Kugeln. Beim Einlauf in die belastete Zone nimmt die Geschwindigkeit ab und beim Auslauf wieder zu. Die Unterschiede zwischen den verschiedenen Rollgeschwindigkeiten müssen durch Gleitungen zwischen Kugel und Laufbahn ausgeglichen werden.

Wenn eine entlastete Zone vorhanden ist, und wenn die Unterschiede zwischen den Rollgeschwindigkeiten der einzelnen Kugeln klein sind, dann erfolgt dieser Ausgleich in der entlasteten Zone, also ohne Druck in den Berührungsflächen. Ist jedoch keine entlastete Zone vorhanden, was z. B. bei Lagern ohne Luft oder bei Axialdruck der Fall ist, dann müssen die Gleitungen in den Berührungsflächen unter Druck erfolgen, was eine Erhöhung des Reibwertes und der Temperatur zur Folge hat. In einem Lager mit Käfig erzeugen die Reibkräfte infolge der Gleitungen zum Ausgleich verschiedener Rollgeschwindigkeiten einen tangential gerichteten Druck auf die Käfigstege, der beim Einlauf in die belastete Zone und beim Auslauf in entgegengesetztem Drehsinn wirkt und sich somit in seiner Wirkung nach außen hin aufhebt. In einem solchen Fall kann also die Erhöhung der Lagerreibung auf die zusätzliche Reibung in den Druckflächen und auf die Reibung eines Teiles der Kugeln in den Käfigtaschen zurückgeführt werden. Die letztere läßt sich aber durch gute Schmierung erheblich vermindern.

Die unter 3. genannten Kräfte können nur von Fall zu Fall ermittelt werden. Sie treten auf, wenn ein Lager schnell auf hohe Drehzahl gebracht oder schnell abgebremst wird. In solchen Fällen empfiehlt es sich deshalb, Lager mit kleinem Rollkörpermittelpunkt und kleinen Rollkörpern zu wählen, also die Tragfähigkeit des Lagers möglichst stark auszunutzen. Es kann sogar zweckmäßiger sein, eine kürzere rechnermäßige Lebensdauer in Kauf zu nehmen, als sich der Gefahr des Fressens der Laufbahnen auszusetzen und auf einen Käfig zu verzichten, der bei solchen Lagerstellen besonders hoch beansprucht wird.

#### 4,13 Bestimmung des Lebensdauerfaktors.

Die Lebensdauer der Lager muß sich nach der Haltbarkeit oder der normalen Gebrauchsdauer der Maschine oder des Fahrzeuges richten. Ein Lager eines Automobils braucht keine längere Lebensdauer zu besitzen als der Wagen selbst. Es kann sogar als befriedigend betrachtet werden, wenn dieses an sich unbedeutende, billige Element während der Gebrauchsdauer des Fahrzeuges einmal ersetzt werden müßte.

Schienenfahrzeuge erreichen eine wesentlich längere Lebensdauer als Automobile. Es ist daher notwendig, bei der Auswahl der Lagergröße auf diesen Umstand Rücksicht zu nehmen und die Lebensdauer im Mittel so zu bemessen, daß wenigstens annähernd die Lebensdauer des Fahrzeuges erreicht wird. Man kommt dadurch zu verhältnismäßig größeren Lagern als bei Automobilen, je nach der jährlichen Fahrstrecke des einen oder anderen Fahrzeuges.

Bei Luftfahrzeugen rechnet man im Gegensatz zu Straßen- und Schienenfahrzeugen mit einer außerordentlich geringen Gebrauchsdauer. Da für die Motoren heute bis zur ersten Revision eine Laufzeit von 500—600 Stunden vorgesehen ist, genügt es, diese Zeit als Lebensdauer zugrunde zu legen, auch mit Rücksicht auf die Gewichtersparnis. Auf der anderen Seite steht aber die Forderung, während dieser Zeit eine möglichst absolute Betriebssicherheit zu erreichen, da eine Lagerzerstörung eine Notlandung zur Folge haben kann und damit Lebensgefahr für Menschen bedeutet.

Die Sicherheit eines Schiffes ist davon abhängig, daß ein solches Fahrzeug seine Manövrierfähigkeit behält. Deshalb muß die Lagerung der Schraubenwelle mit großer Sorgfalt und für eine hohe Lebensdauer durchgebildet werden.

Bei Papiermaschinen hat der Ausfall eines einzigen Lagers zur Folge, daß die ganze Maschine stundenlang oder tagelang stillsteht. Die Unkosten für den Ersatz des Lagers spielen nur eine untergeordnete Rolle; wichtiger ist der Verlust, der durch den Produktionsausfall eintritt. Es ist daher notwendig, die Lager für solche Maschinen mit hoher Sicherheit, also langer Lebensdauer auszuwählen und auch auf die Ausbildung aller

anderen die Betriebssicherheit beeinflussenden Faktoren größten Wert zu legen. Ähnlich liegen die Verhältnisse bei allen Maschinen, von denen die Produktion eines Betriebes abhängt.

Bei vielen anderen Lagerstellen hat die Beschädigung eines Lagers und damit die zeitweise Stillsetzung keine großen Unkosten zur Folge. Förderwagen z. B. sind gewöhnlich in so großer Anzahl vorhanden, daß der Ausfall eines Wagens keine Betriebsstörung bedeutet. Bei vielen Landmaschinen wird, abgesehen von den Kosten, nur eine Zeitversäumnis hervorgerufen, wenn das Auswechseln eines Lagers vorgenommen werden muß. Es ist auch ein Unterschied, ob ein Motor zum Antrieb der Pumpe eines Wasserwerks dient und damit die Versorgung einer ganzen Stadt von der Funktion eines Lagers abhängen kann oder ob ein Motor zur Betätigung eines Staubsaugers verwendet wird, bei dem ein zeitweiliger Stillstand nur als unbequem empfunden wird.

Die mit einer Lagerzerstörung zusammenhängenden Folgen sind also sehr verschieden. Bei einem Automobil ermöglicht die Organisation des Kraftwagenverkehrs mit den weit verzweigten Reparaturwerkstätten und Lagerstocks einen verhältnismäßig schnellen Ersatz. Der Schaden besteht aus den Kosten für das Lager und den Arbeitsstunden, abgesehen von dem oft unbedeutenden Zeitverlust. Wenn aber Menschenleben in Gefahr kommen oder außerordentlich kostspielige Verzögerungen eintreten können, wie bei Luftfahrzeugen, Schiffen und den Fahrzeugen der Straßenbahnen und Vollbahnen, dann ist auf diesen Umstand bei der Auswahl der Lagergröße in erster Linie Rücksicht zu nehmen.

Bevor mit der Festlegung der Lager überhaupt begonnen wird, muß daher geklärt werden, welche Anforderungen an die Maschine oder das betreffende Maschinenteil gestellt werden, damit bei der Bestimmung der Lagergröße die wirklich notwendige Lebensdauer zugrundegelegt wird. Keinesfalls ist es richtig, nur von der verlangten Garantiezeit auszugehen. Diese ist im allgemeinen gegenüber der wünschenswerten oder wirtschaftlichen Lebensdauer viel zu gering. Es darf nicht vergessen werden, daß sich die Angaben über Lebensdauer nur auf 90 % der Lager beziehen, 10 % der Lager können vor dieser Zeit ausfallen. In vielen Fällen ist auch die tatsächlich auftretende Belastung einschließlich aller Zusatzkräfte nicht oder nicht genügend bekannt. Die Drehzahl mit ihren Schwankungen ist im allgemeinen genau bekannt oder leicht zu ermitteln. In vielen Fällen müssen aber Untersuchungen angestellt werden, um die tägliche oder jährliche Betriebszeit genau zu erfassen. Man sollte jedoch keine Mühe scheuen, diese Verhältnisse klarzustellen, weil sie für die Auswahl der Lager von bestimmendem Einfluß sind. Es genügt nicht, nur die Belastung zugrunde zu legen und überschlägig die Betriebszeit zu schätzen, weil leicht große Fehler gemacht werden können. So wird z. B. niemand erwarten, daß die mittlere Laufstrecke eines Güterwagens der Reichsbahn je Jahr nur etwa 30 000 km beträgt, während die eines Schnellzugwagens zwischen 100 000 und 150 000 km liegt. Bei gleicher Belastung und gleicher Lagergröße würde also zwischen der Lebensdauer, in Jahren ausgedrückt, ein Verhältnis von 1 : 4 bis 1 : 5 bestehen. Aus diesem Beispiel geht hervor, daß mit Rücksicht auf eine genügende Lebensdauer und wirtschaftliche Lagerauswahl die tatsächliche Betriebszeit in jedem Einzelfall untersucht werden muß. Schwierig liegen die Verhältnisse bei Maschinen, die für sehr verschiedenartige Betriebe benutzt werden. Die normalen Drehstrom-Motoren werden in Serien hergestellt. Es kann nicht immer geprüft werden, in welchem Betrieb und für welchen Antrieb der eine oder andere Motor aufgestellt werden soll. Es ist daher nicht möglich, die Lagerung dem Einzelfall anzupassen. Deshalb müssen von vornherein diejenigen Lager Verwendung finden, die auch bei ungewöhnlicher Ausnutzung eine genügende Lebensdauer ergeben.

Da zwischen der Lebensdauer  $L$  in Anzahl Millionen Umdrehungen, dem Lagerdruck  $P$  und der Tragzahl  $T$  die Funktion besteht

$$L = \left( \frac{T}{P} \right)^3, \quad \{16\}$$

bedingt eine kleine Erhöhung der Belastung eine erhebliche Verringerung der Lebensdauer. Die tatsächlich auftretende Belastung sollte daher möglichst genau berechnet

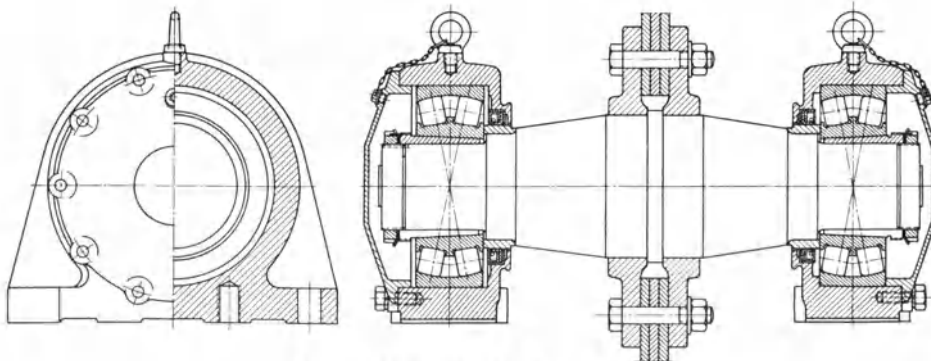
oder erforscht werden. Auf vielen Gebieten liegen die Verhältnisse klar, auf anderen dagegen sind genaue Untersuchungen erforderlich. Oft ist es schwer, die Drücke auch nur annähernd richtig zu schätzen. Man darf nie vergessen, daß die Streuung der Lebensdauer bei gleichen Lagern unter gleichen Verhältnissen etwa 1 : 40 beträgt. Wenn daher einige Lager eine genügend lange Lebensdauer erreichen, ist dies kein Beweis dafür, daß die Lagergröße wirklich als zweckmäßig angesehen werden kann. Man läuft jedenfalls Gefahr, sich sowohl im günstigen als auch im ungünstigen Sinne zu täuschen. Eine wirklich richtige Beurteilung über die zweckmäßige Auswahl ist erst bei einer großen Anzahl von Lagern und nach vielen Jahren möglich, wenn der Zustand der Ermüdung erreicht wird. Außerdem fehlt meistens die Kenntnis über die wirkliche Laufzeit, weil der Fabrikant seine Maschinen aus dem Auge verliert, es sei denn, daß die Lager schon innerhalb der Garantiezeit infolge Ermüdung versagen. Wegen der im allgemeinen langen Lebensdauer der Lager können auch von dem Abnehmer der Maschine selten zutreffende Angaben über die Bewährung gemacht werden, da die wirkliche Laufzeit nicht genügend scharf kontrolliert wird. Man sollte daher schon bei der Auswahl der Lager eine möglichst genaue Bestimmung der Lagerdrücke nach Größe, Richtung und Dauer vornehmen.

## 4,2 Führung der Welle oder des Gehäuses.

### 4,21 Radiale Führung.

#### 4.211 Radiale Führung in fest verbundenen Gehäusen.

Die Wälzlager haben nicht nur den Zweck, die Betriebsbelastung zu übertragen, sondern auch die Aufgabe, die Führung der Welle oder der umlaufenden Räder, Rollen oder Scheiben zu übernehmen. Dabei muß in jedem Falle auf die verschiedenartigen Betriebsverhältnisse Rücksicht genommen werden, um den gestellten Anforderungen bei möglichst langer Lebensdauer zu genügen unter weitgehender Anpassung an die durch die Bauart der Maschinen und ihre Wirkungsweise gegebenen Bedingungen. Die radiale Führung der Welle oder des Gehäuses ist abhängig von dem Radialspiel der Lagerung als Folge des Radialspiels der Lager im Betriebszustand, der Luft der Laufringe auf

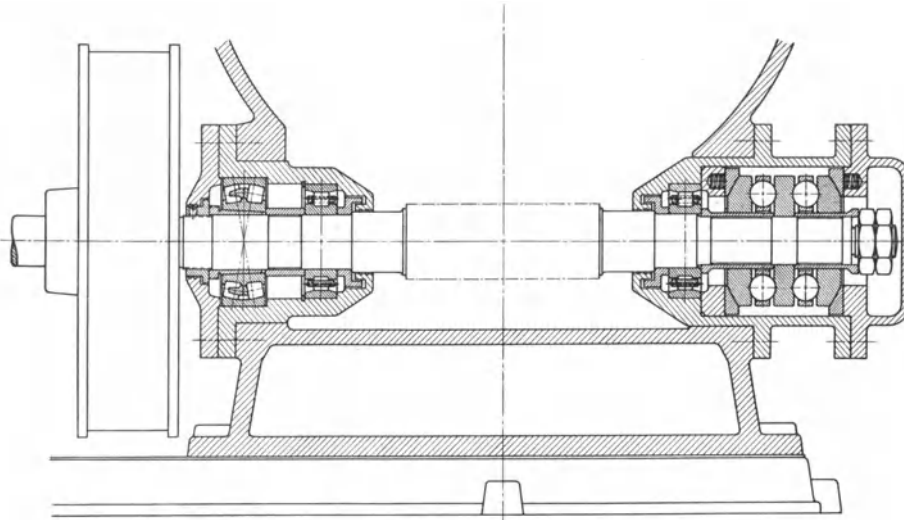


(576) Stehlager für eine Klappbrücke.

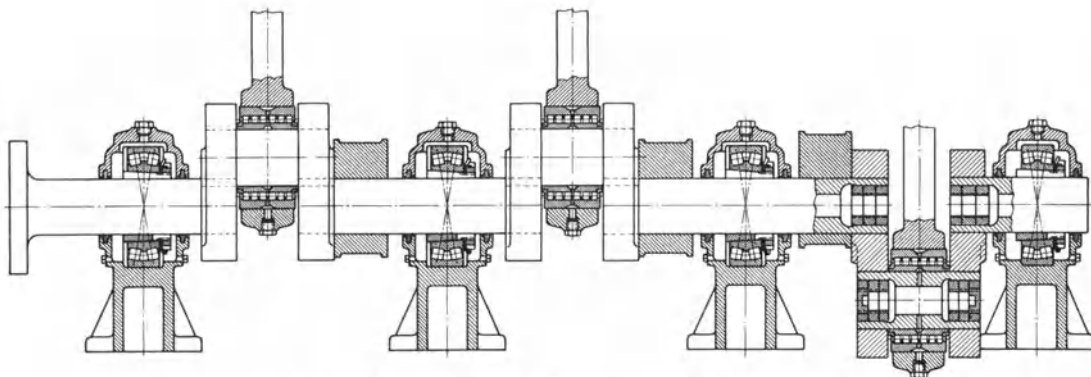
der Welle und im Gehäuse und der Federung des Gehäuses und der Unterlage sowie der Biegung der Welle. Das Gesamtspiel muß je nach den Betriebsbedingungen bemessen werden. Im allgemeinen ist lediglich dafür zu sorgen, daß das Radialspiel innerhalb gewisser Grenzen liegt, weil zu starke Vorspannung oder zu großes Spiel die Tragfähigkeit beeinträchtigt. Das richtige Führungsspiel wird entweder durch toleranzhaltige Bearbeitung der Teile oder durch Anstellung erreicht. In dem ersteren Fall ist die Passung und die Lagerluft entsprechend aufeinander abzustimmen. In dem zweiten Fall ergibt sich das Führungsspiel aus der Handhabung beim Einbau.

Wenn die Gehäuse in irgendeiner Weise fest miteinander verbunden sind, genügen zur radialen Führung der Welle meistens zwei Lager (576). Bei mehr als zwei Wälzlagern auf einem verhältnismäßig kurzen Wellenstück ist ein gleichmäßiges Tragen aller

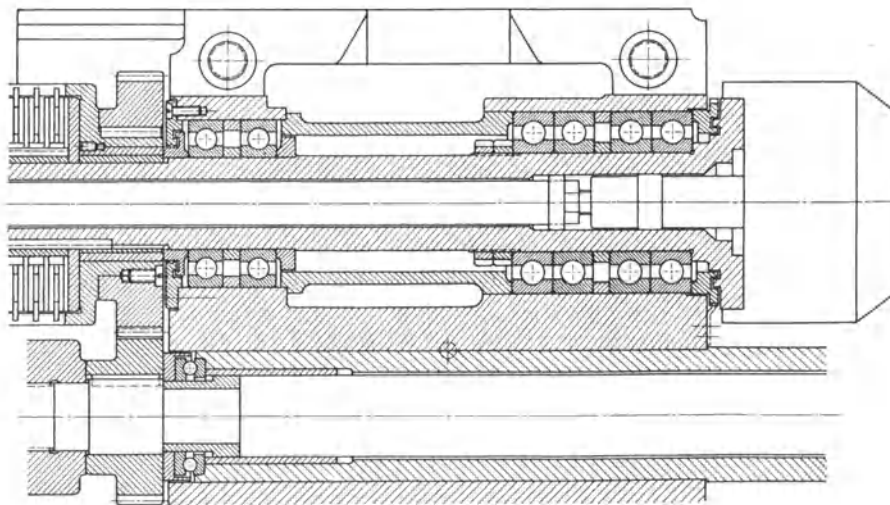
Lager im allgemeinen nicht zu erzielen. Man verwendet eine solche Anordnung nur in Ausnahmefällen, wenn z. B. die Biegung oder Federung begrenzt werden soll. Auf der



(577) Lagerung eines Schneckenantriebes.



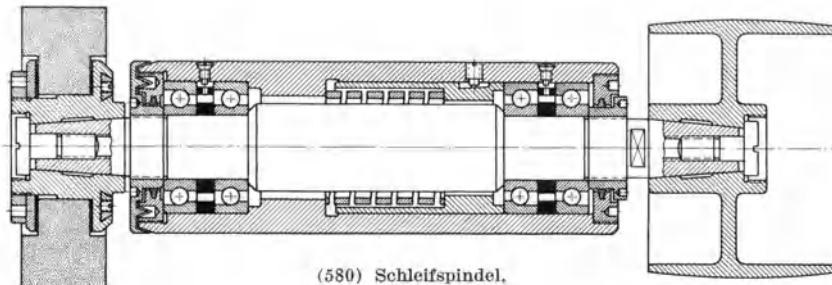
(578) Pleuellager und Kurbelwellenlager einer Dampfmaschine.



(579) Spindellagerung eines Vierspindelautomaten.

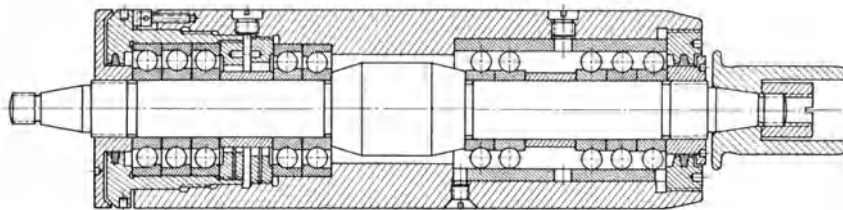
Antriebsseite der Schneckenlagerung in Bild (577) sitzen in dem einen Flanschgehäuse zwei Rollenlager nebeneinander. Das Zylinderrollenlager liegt dicht neben der Schnecke

und dient zur Aufnahme der radialen Belastung aus der Verzahnung; das Pendelrollenlager soll den vom Antrieb herrührenden Druck übernehmen. Wenn auch dieses Lager für die gesamte Belastung genügend stark gewählt werden könnte, so würde sich doch für die Schnecke eine zu große Stützweite und damit eine zu große Biegung ergeben, die einen schlechten Zahneingriff zur Folge hätte. Um eine genügende Starrheit zu erzielen,



(580) Schleifspindel.

sind daher in diesem Fall zwei Lager nebeneinander zweckmäßig. Die gleiche Aufgabe haben die Hauptlager der Kurbelwelle einer Dampfmaschine oder eines Explosionsmotors (578). Je näher die Lager nebeneinander liegen, um so unbestimmter ist die Führung und Lastverteilung. Im allgemeinen können daher solche Anordnungen, wie sie Bild

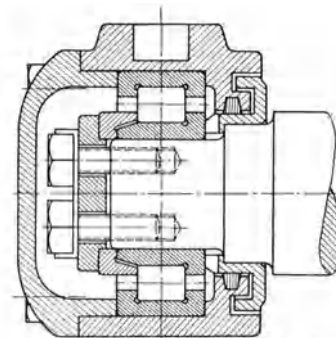


(581) Schleifspindel.

(579) zeigt, nicht empfohlen werden. Der gewünschte Zweck kann nur erreicht werden, wenn für alle Teile eine ungewöhnlich hohe Genauigkeit eingehalten wird. Mit den Schleifspindelbauarten (580) und (581) konnte ein befriedigendes Ergebnis nur deshalb erzielt werden, weil man alle Möglichkeiten zur Auswahl der Lager und Teile zur Verfügung hatte.

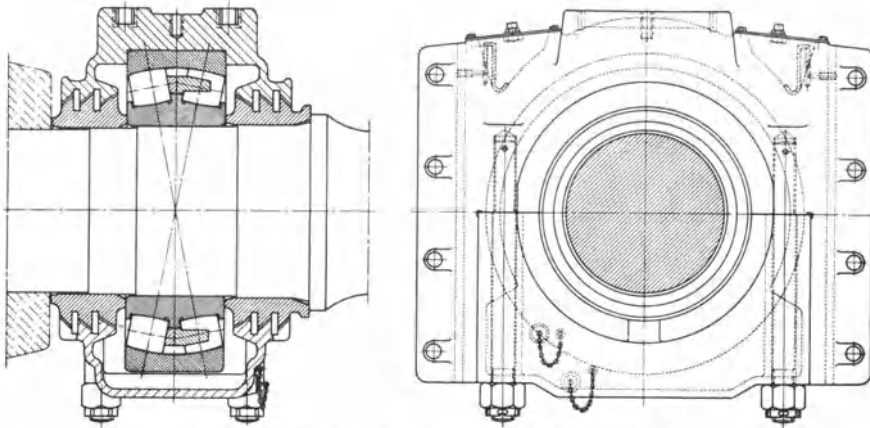
#### 4,212 Radiale Führung in schwenkbaren Gehäusen.

Bei den meisten Straßen- und Vollbahnfahrzeugen ist das Wagengewicht federnd auf den Achsbuchsengehäusen abgestützt. In überhöhten Kurven oder beim Fahren über Weichen und Schienenstöße treten so große Schiefstellungen auf, daß ein Lager wegen seiner geringen Breite selten genügt, um die damit in Zusammenhang stehenden Kippkräfte ohne Gefahr für eine baldige Zerstörung aufzunehmen. Diese Bauart (582) ist daher nur zulässig, wenn kein genügender Platz zur Verfügung steht oder aus Preisgründen die Anordnung von zwei Lagern nebeneinander verworfen wird. Auch ein einziges „einstellbares“ Lager kann in einem schwenkbaren Gehäuse nur verwendet werden, wenn die Schiefstellung in irgendeiner Weise begrenzt wird. Die Achsbuchsen der Treib- und Kuppelachse (583) werden mit besonders kleiner Luft zwischen den Achshaltern geführt. Um den Verschleiß zu verringern, ist eine Schmierung der Gleitflächen vorgesehen, ein Hohlraum im Oberteil des Gehäuses dient als Ölbehälter. Die beiden Gehäuse der Treib- und Kuppelachse (584) sind dagegen starr verbunden. Bei einer Aufhängung unter der Achsmittle treten bei jeder Schwenkbewegung Rückstellkräfte auf, die für eine stabile Anordnung sorgen (585) und (586). Das Kippen des Gehäuses kann auch begrenzt werden, wenn eine breite Auflage, wie in Bild (587) vorhanden ist.

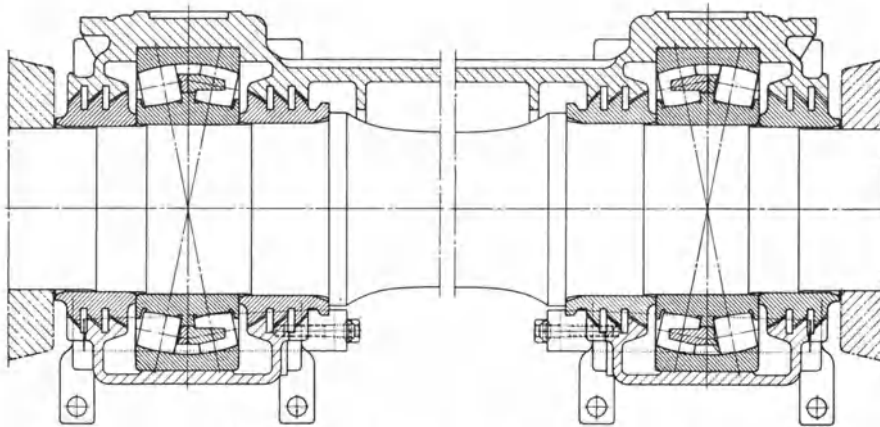


(582) Achsbuchse mit einem Zylinderrollenlager.

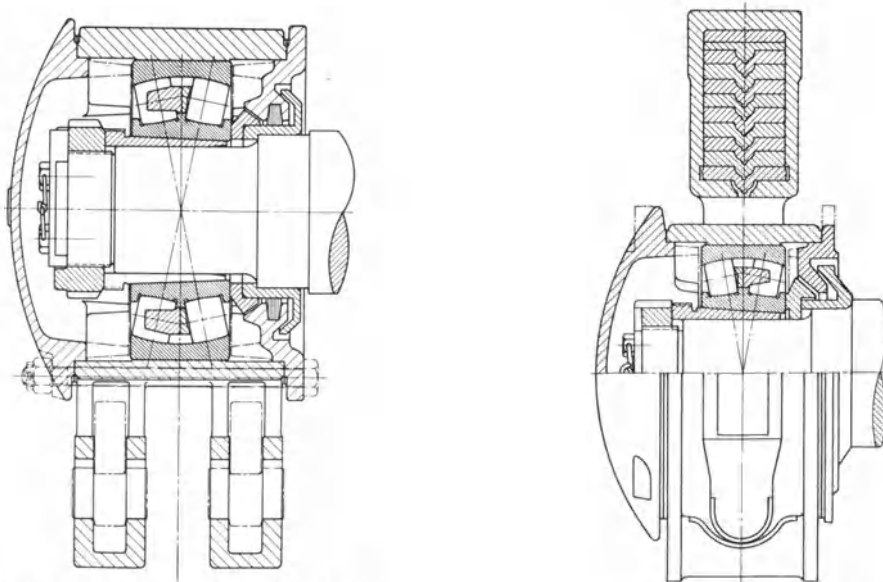




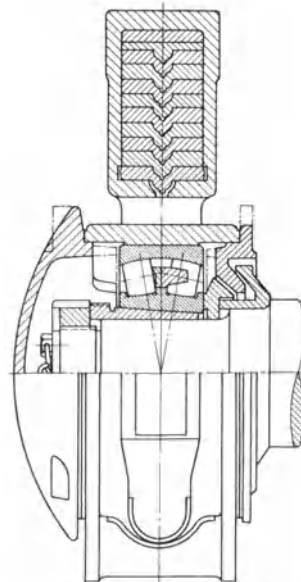
(583) Achslager für Treibachse und Kuppelachse.



(584) Achslager für Treibachse und Kuppelachse.



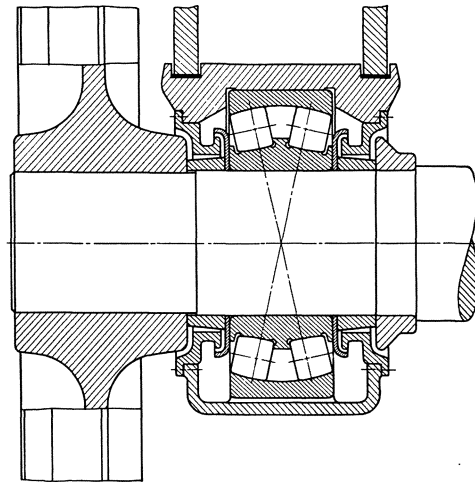
(585) Achslager mit untenliegender Aufhängung.



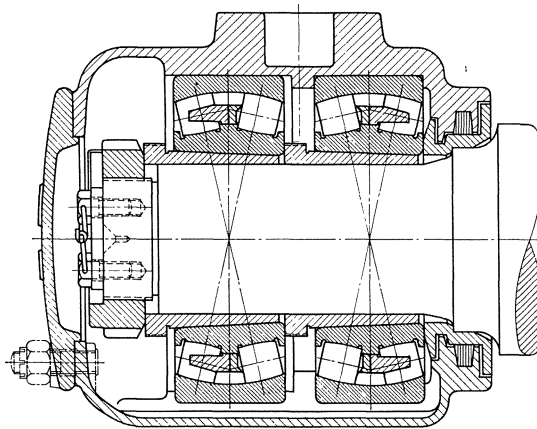
(586) Achslager, pendelnd.

Meistens werden aber mit Rücksicht auf die gegebenen Verhältnisse oder wegen der großen Luft in den Führungen zwei Lager benutzt (588) und (589). Bei Achsbuchsen erlaubt die nicht starre Abstützung ein gewisses Kippen des Gehäuses; bei Walzwerken ist dies dadurch erreicht, daß eine dachförmige oder kugelige Fläche des Einbaustückes auf einer ebenen Fläche ruht (590, 591). Unter diesen Umständen wird auch bei Verwendung von zwei Pendellagern in einem Gehäuse eine gleichmäßige Belastung aller Rollenreihen erzielt.

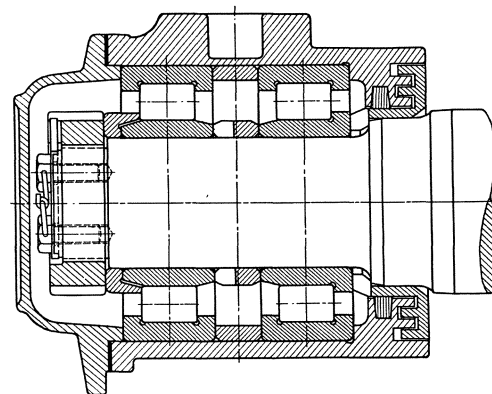
Da immer wieder Zweifel auftauchen, ob zwei in einem schwenkbaren Gehäuse sitzende Pendelrollenlager sich wirklich so einstellen können, daß beide Lager gleichmäßig an der Lastaufnahme teilnehmen, sei der Vorgang beim Kippen der Gehäuse ausführlich erklärt. Die Profilhöhe wird beeinflußt durch die Dicke der Laufringe und Rollen (592). Da gewisse



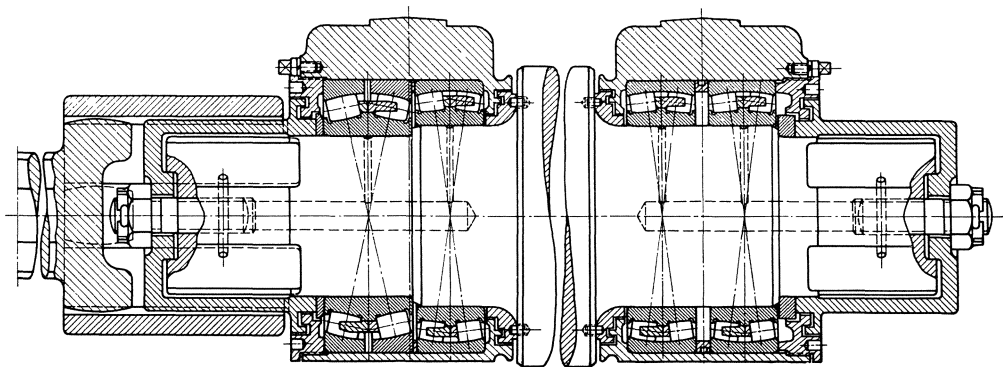
(587) Achslager für Lokomotivlaufachse.



(588) Achslager mit zwei Pendelrollenlagern auf Abziehhülsen.



(589) Achslager für Straßenbahnwagen mit zwei Zylinderrollenlagern.

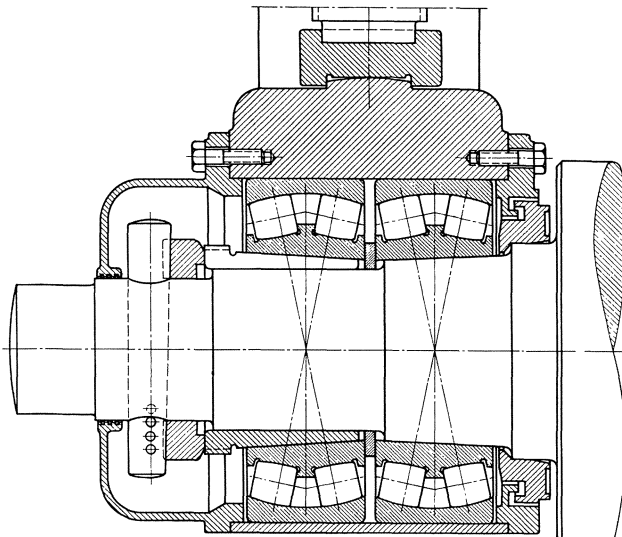


(590) Lagerung eines Kaliberwarmwalzwerkes.

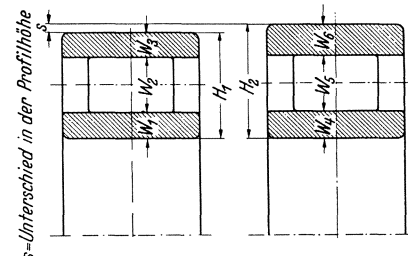
Abweichungen nicht zu vermeiden sind, muß immer mit einem Unterschied in der Profilhöhe gerechnet werden. Infolgedessen schwenkt das Gehäuse mit dem einen Außenring so weit, bis es auf dem anderen Außenring zur Anlage kommt (593). Beide Außenringe werden also bei diesem Vorgang um den Mittelpunkt ihrer kugeligen Laufbahn soweit gedreht, bis die Mantellinien in einer Richtung liegen. Die Mantellinie

$A-A_1$  des größeren Lagers stellt die Sehne eines Kreisbogens dar, ebenso wie die Mantellinie  $B-B_1$  des kleineren Lagers eine Sehne des Kreisbogens ist, den die Punkte  $B$  und  $B_1$  beim Schwenken des Ringes beschreiben. Zunächst liegen beide Sehnen parallel. Wird die Sehne des größeren Kreisbogens verschoben, so daß die Punkte  $A$  und  $A_1$  immer auf dem Kreisbogen liegen, was der Fall ist, wenn der Außenring um seinen Mittelpunkt geschwenkt wird, dann ergibt sich zunächst eine Stellung, bei welcher die Sehne des größeren Kreises den kleineren Kreisbogen tangiert.

Bei weiterem Schwenken schneidet die Verlängerung der Sehne den Kreisbogen des kleineren Lagers. Die dabei gebildete Sehne ist zunächst kleiner als die Lagerbreite.



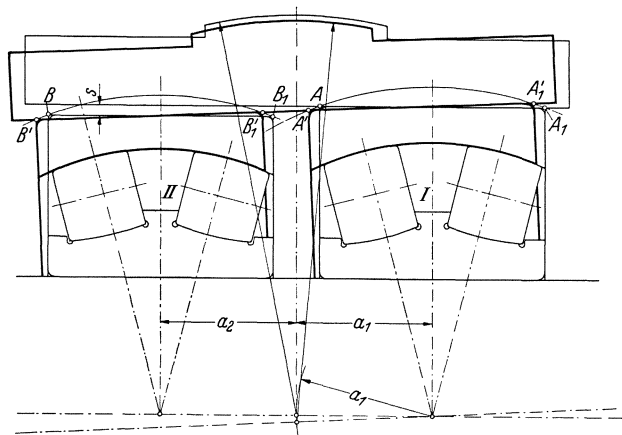
(591) Lagerung eines Kaltwalzwerkes, aufgeschrunpft Innenringe.



(592) Profilhöhenunterschied bei Wälzlagern.

Bei weiterem Schwenken wird jedoch die Sehne größer und größer und erreicht schließlich die Länge  $B-B_1$ . In diesem Falle liegen also beide Sehnen, d. h. beide Mantellinien auf einer Geraden  $B' B_1' A' A_1'$ , und das Gehäuse kann sich gleichmäßig auf beiden Laufingen abstützen. Die Voraussetzung ist aber, daß eine geringe axiale Bewegung eines Außenringes möglich ist. Die gleichmäßige Druckverteilung ist auch gewährleistet, wenn, wie in Bild (594) ein Zylinderrollenlager mit balliger Laufbahn und ein Pendelrollenlager nebeneinander sitzen.

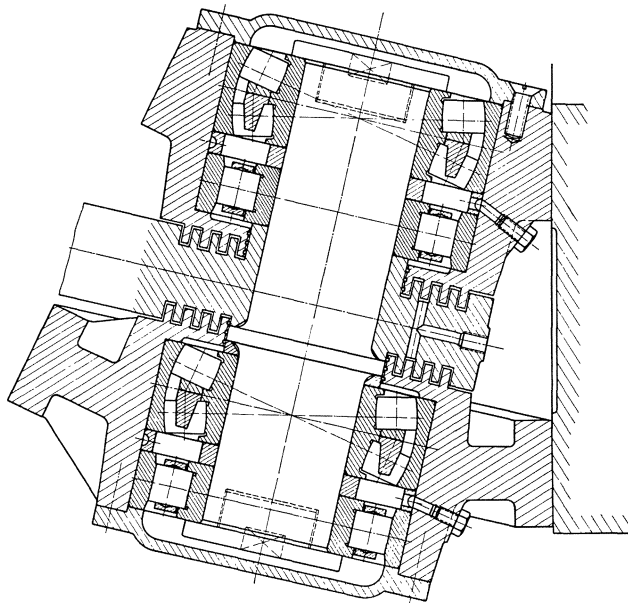
Bei starren Wälzlagern, z. B. Zylinderrollenlagern mit zylindrischen Laufbahnen führt der Höhenunterschied beider Lager zu einer mehr oder weniger großen Kantenbelastung (595). Eine Verbesserung in dieser Beziehung ist dadurch zu erreichen, daß die Laufbahnen aus einem Stück hergestellt werden (596). Der Unterschied in der Profilhöhe ist dann nur noch von der Sortierertoleranz der Rollen beider Reihen abhängig.



(593) Einstellung von zwei Pendelrollenlagern in einem schwenkbaren Gehäuse.

Bei starren Wälzlagern, z. B. Zylinderrollenlagern mit zylindrischen Laufbahnen führt der Höhenunterschied beider Lager zu einer mehr oder weniger großen Kantenbelastung (595). Eine Verbesserung in dieser Beziehung ist dadurch zu erreichen, daß die Laufbahnen aus einem Stück hergestellt werden (596). Der Unterschied in der Profilhöhe ist dann nur noch von der Sortierertoleranz der Rollen beider Reihen abhängig.

Der Nachteil dieser Bauart besteht aber darin, daß die vollkommen zerlegbaren Lager höhere Herstellungskosten bedingen, wenn beide Laufbahnen mit denen anderer Lager austauschbar sein müssen, weil dann für die Rollen aller Lager nur eine einzige Sortierertoleranz benutzt werden kann. Bild (597) zeigt die Lagerung der Regulierwalze einer Papiermaschine mit einem besonderen Stützlager am Zapfenende, damit ein unzulässiges Schwenken des Gehäuses um das Pendelrollenlager beim Anheben der Walze vermieden wird. Bei der Zentrifuge Bild (598) liegt das Halslager in Gummipuffern. Diese Ausföhrung bedingt wegen des Längslagers zwei Querlager in einem Gehäuse. In den

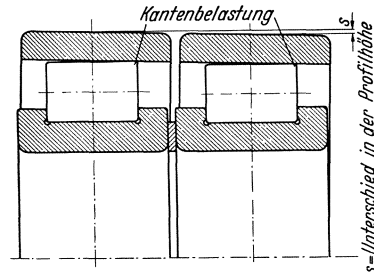


(594) Druckrolle einer Brikettpresse.

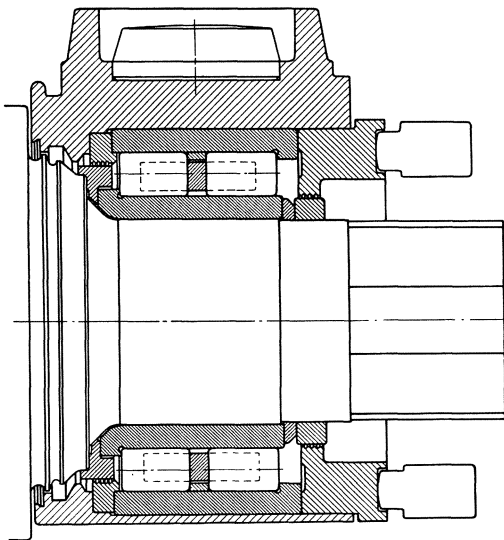
Bildern (599) und (600) erfolgt die radiale Führung des Halslagers durch mehrere Federn, deren Anordnung eine für Pendellager genügende Zentrierung ermöglicht.

**4,213 Bedeutung der Gleichachsigkeit.**

**4,2131 Starre und schwenkbare Lager.** Da die Lage der sich

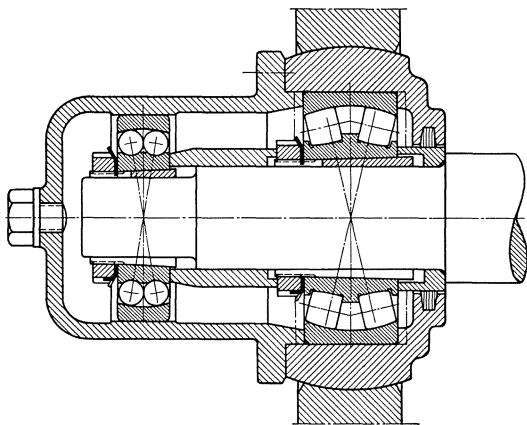


(595) Kantenbelastung von Zylinderrollenlagern durch Unterschied in der Profilhöhe.

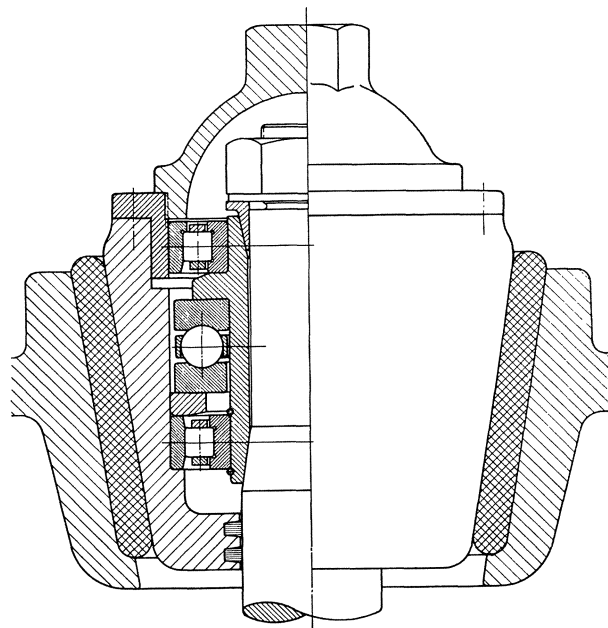


(596) Rollenlager eines Federstahlwalzwerkes.

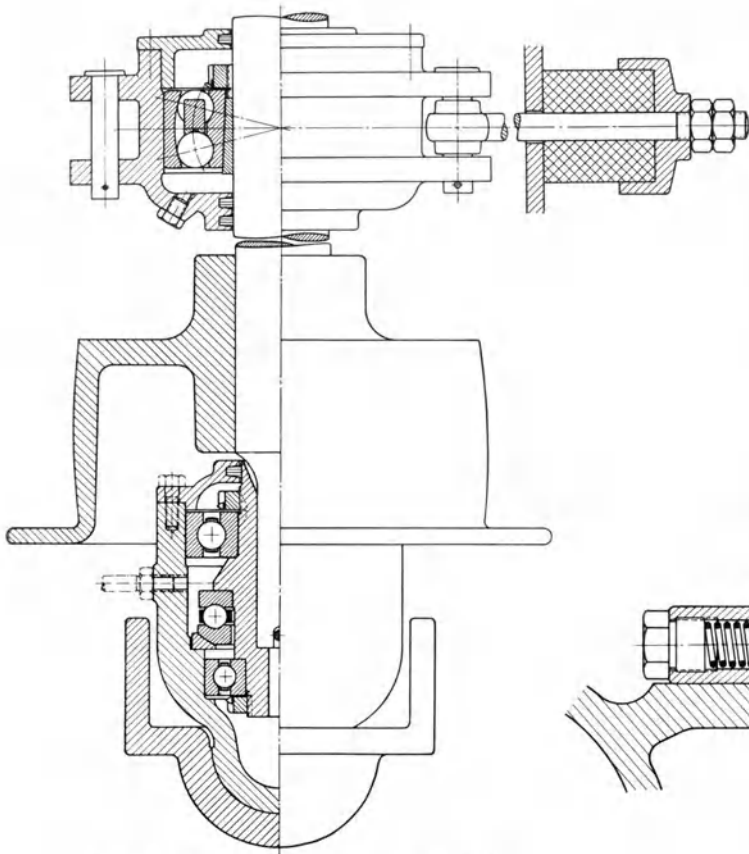
drehenden Wellen, abgesehen von wenigen Fällen, von zwei Lagern bestimmt wird, ist es notwendig, dafür zu sorgen, daß die Achsen der Lager möglichst genau zusammenfallen. Auch eine versetzte, aber parallele Lage der Achsen der Gehäusesitzflächen bedingt eine gewisse geneigte Lage der Wellenachse. Die Folge davon ist, daß die auf der Welle sitzenden Laufringe eine schiefe Stellung zu den Außenringen einnehmen. Dieser Zustand kann, je nach der Größe der Abweichung und je nach



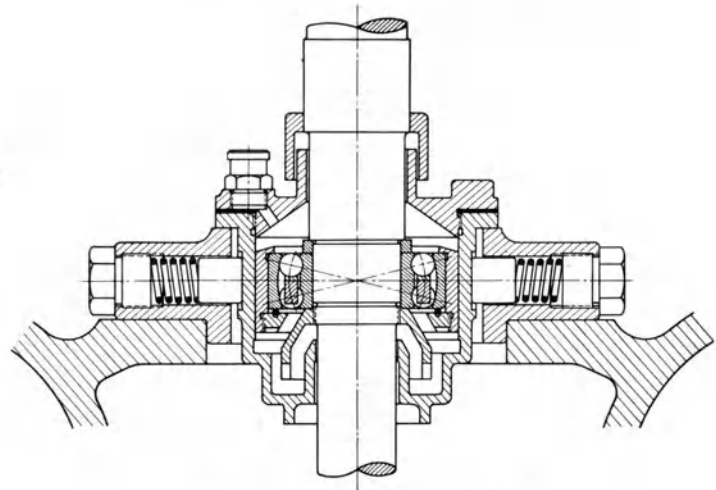
(597) Regulierwalze einer Papiermaschine.



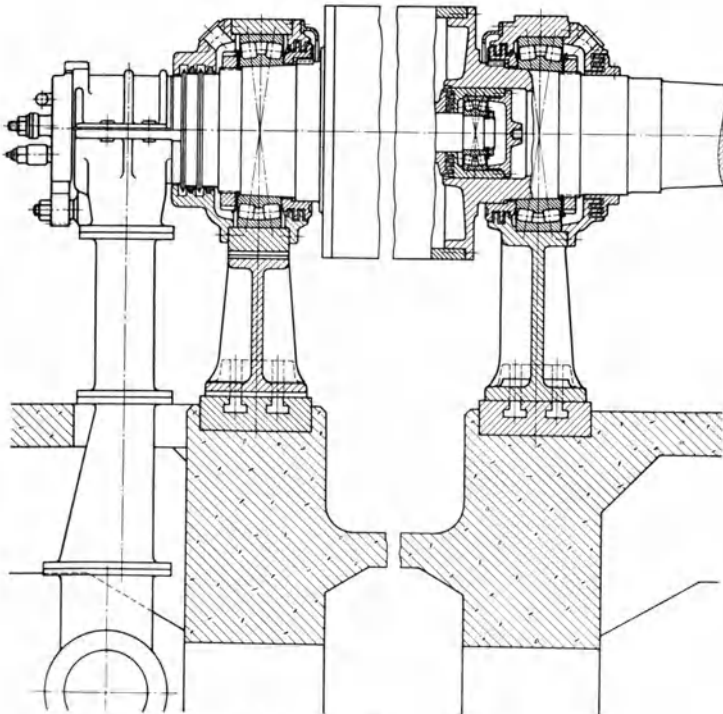
(598) Halslager einer Zentrifuge.



(599) Halslager und Fußlager einer Zentrifuge.



(600) Halslager einer Zentrifuge.



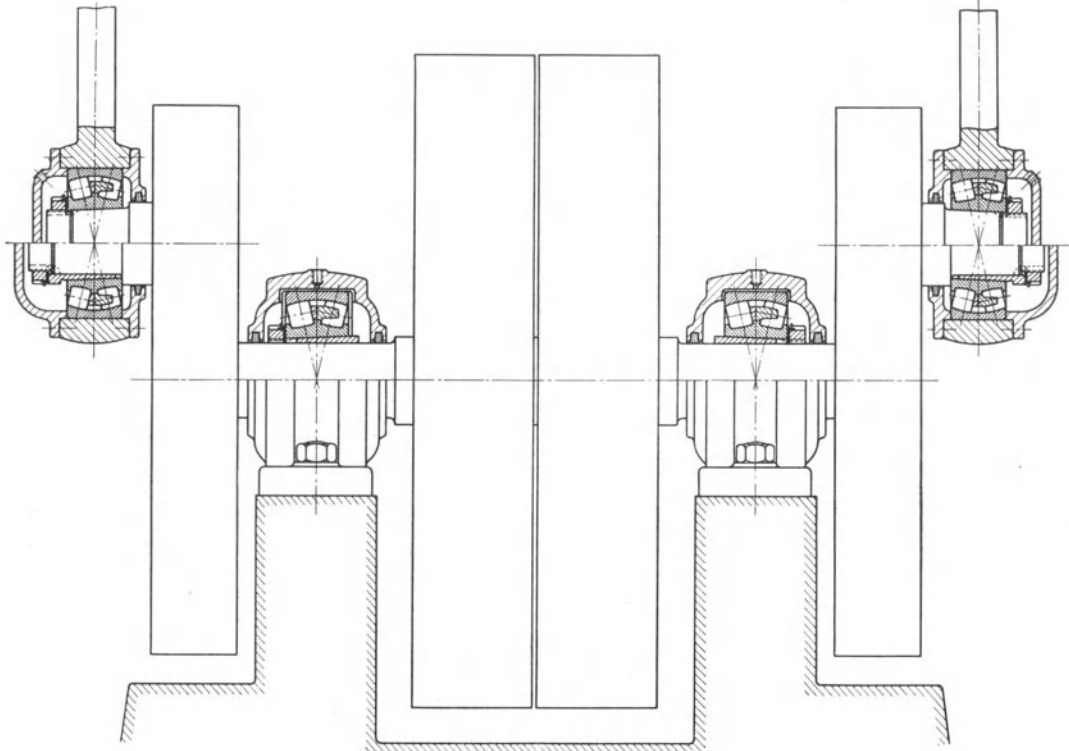
(601) Lagerung der Saugwalze einer Papiermaschine.

der Lagerart, erhebliche Zusatzbelastungen hervorrufen. Bei Zylinderrollenlagern mit zylindrischen Laufbahnen und Kegelrollenlagern mit rein kegeligen Laufbahnen sind auch bei der geringsten Schiefstellung Kantenbelastungen unvermeidlich. Es ist daher notwendig, bei Anwendung dieser Lager auf ein genaues Fluchten der Gehäuse-

bohrungen zu achten. Rillenkugellager gestatten, je nach der Luft, ein gewisses Kippen des einen Laufringes gegenüber dem anderen, jedoch nur in engen Grenzen. Ein noch größeres Schwenken gestatten Zylinder- oder Kegelrollenlager mit einer balligen Laufbahn. Am günstigsten sind Pendellager, bei denen eine Schiefstellung des sich drehenden Innenringes gegenüber dem Außenring in weiten Grenzen zulässig ist.

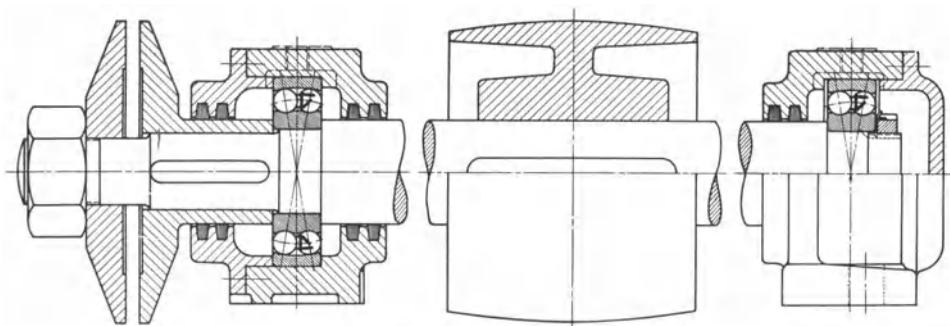
**4,2132 Lagerung in zwei voneinander unabhängigen Gehäusen.** In vielen Fällen ist es schwierig, wenn nicht unmöglich, ein genaues Fluchten der Gehäusebohrungen zu erreichen. Der schwierigste Fall liegt vor, wenn zwei Gehäuse auf unabhängig voneinander montierten Sohlplatten oder anderen Unterlagen

stehen (601), (602), (603), (604) und (605). Sowohl die Höhe als auch die Neigung der Auflageflächen können voneinander abweichen. Außerdem ist der Unterschied in der Bauhöhe der Gehäuse meistens für die Lager unzulässig groß. Diese Fehler müssen in Kauf genommen werden, da sowohl die Bearbeitung und Montage der Sohlplatten



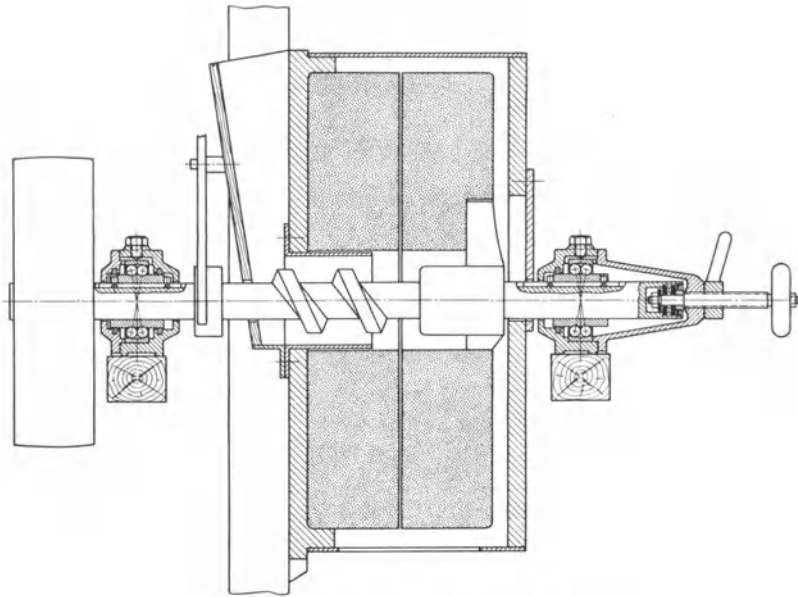
(602) Lagerung eines Zweistelzengatters.

und Unterlagen als auch die Herstellung der Gehäuse eine verhältnismäßig große Toleranz erfordern. Es wäre zwecklos in dieser Beziehung besonders scharfe Vorschriften zu machen, wenn nicht gleichzeitig auch die Lage in der Horizontalebene genau bestimmt

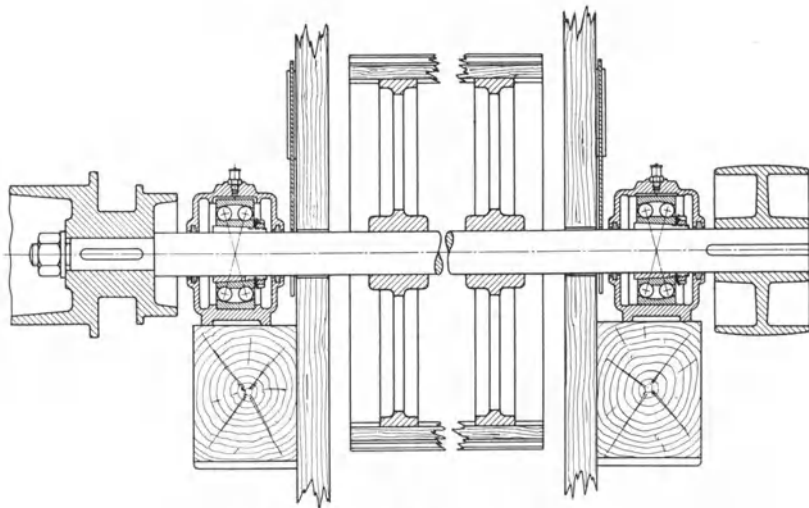


(603) Lagerung einer Kreissäge.

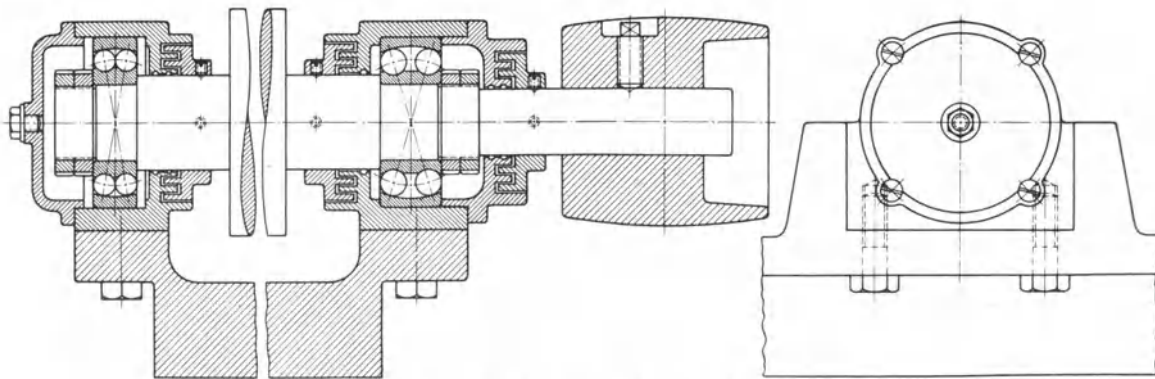
würde. Dies ist jedoch in der notwendigen Genauigkeit nicht möglich, selbst wenn für beide Gehäuse, wie Bild (606) zeigt, Führungsflächen vorgesehen werden, die sich in einer Aufspannung bearbeiten lassen. Die bei der Montage für das Ausrichten der Gehäuse zur Verfügung stehenden Hilfsmittel genügen bei weitem nicht, um starre Lager — Rillenkugellager mit Einfüllöffnung, Radiaxlager oder gar Zylinderrollenlager mit zylindrischen Laufbahnen — verwenden zu können. In solchen Fällen ist es immer erforderlich, Pendelkugellager oder Pendelrollenlager je nach der Höhe der



(604) Lagerung einer Schrotmühle.

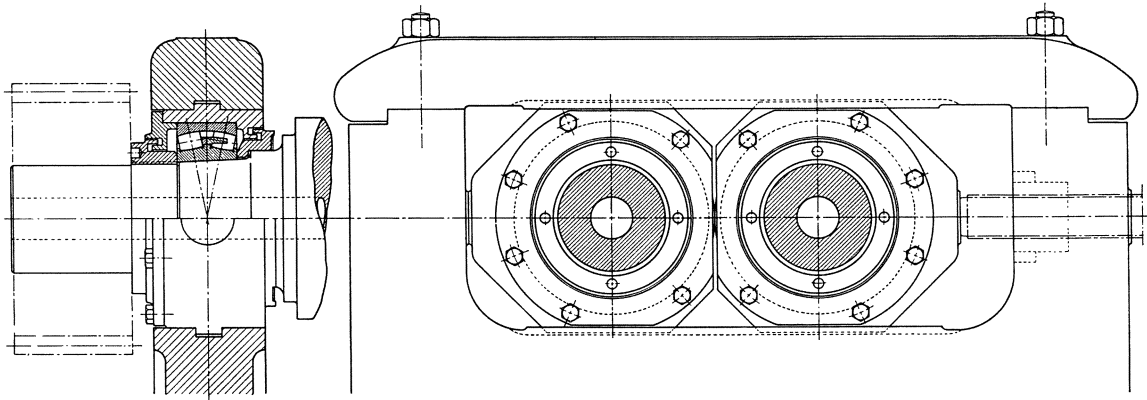


(605) Lagerung einer Dreschtrommel.

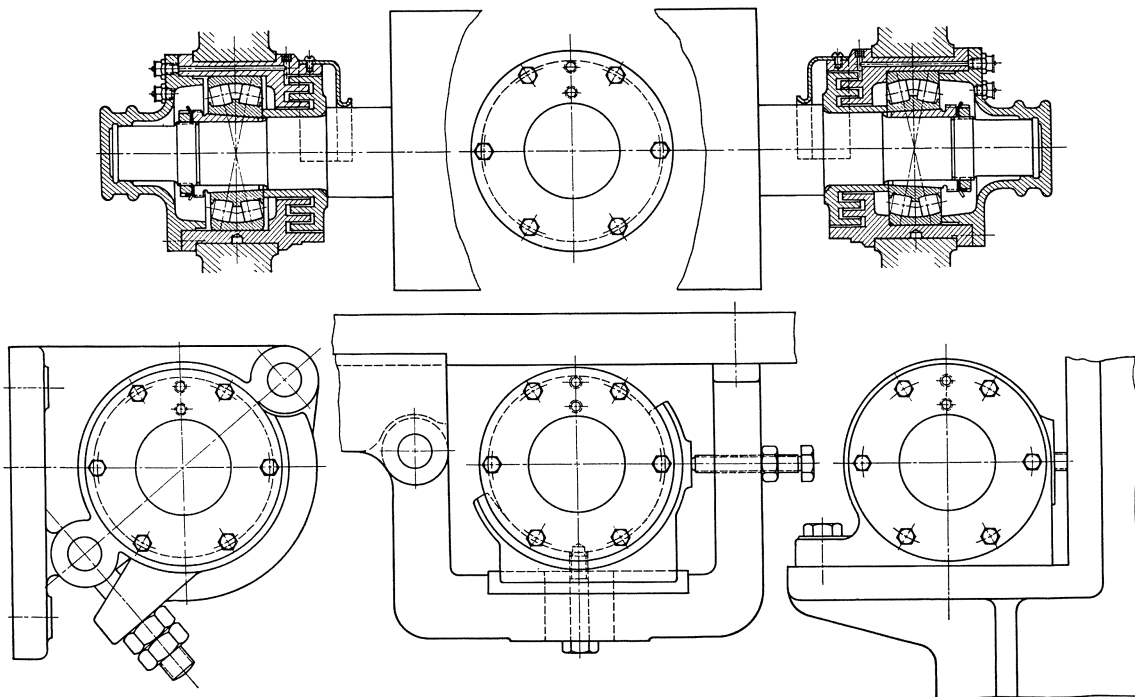


(606) Lagerung der Messerwelle einer Hobelmaschine.

Belastung vorzusehen. Wenn die Gehäuse, wie in Bild (607) und (608) quer zur Achse verschoben werden müssen, sind nur Pendellager in der Lage, diese Anforderungen zu erfüllen.



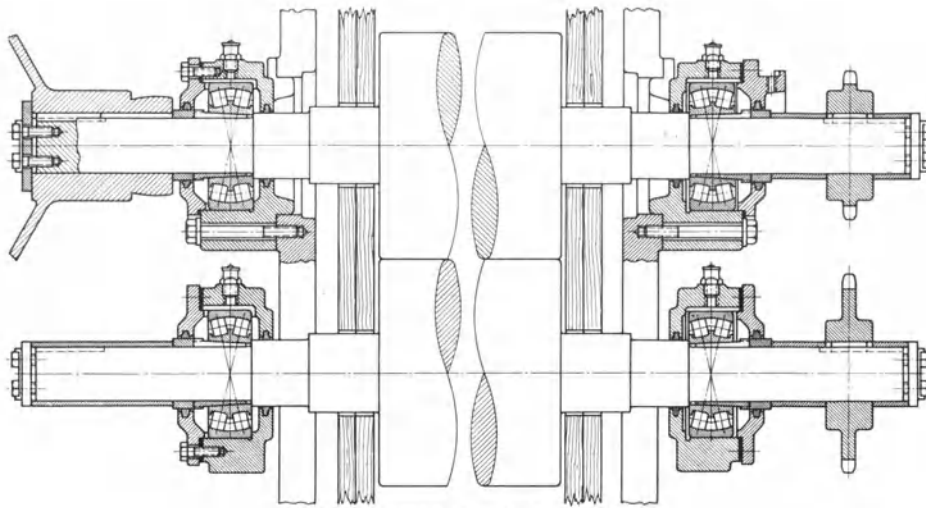
(607) Lagerung eines Gummilwalzwerkes.



(608) Lagerung der Brustwalze einer Papiermaschine.

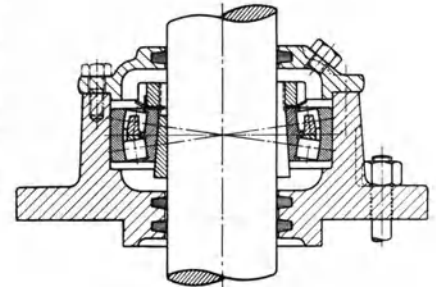
**4,2133 Lagerung mit angeflanschten Gehäusen.** Bei angeflanschten oder in besonderen Bügeln liegenden Gehäusen (609), (610), (611) und (612) muß immer mit einer Verlagerung der Achsen gerechnet werden, trotz der vorgesehenen Zentrieransätze, vor allen Dingen, wenn der Rahmen aus Blechen oder Holz besteht. Da sowohl für die Zentrierflächen des Hauptkörpers als auch für die Zentrierflächen der Flanschgehäuse eine Toleranz vorgesehen werden muß, kann eine Versetzung der Achsen der Sitzflächen um die Summe der halben Toleranzbeträge eintreten, auch wenn die Zentrierfläche des Ansatzes und die Sitzfläche auf jeder Seite gleichachsig sind. Ein weiterer Einfluß auf die Lage der Achsen ist noch dadurch zu erwarten, daß die seitlichen Anlageflächen nicht winklig stehen zu den Gehäusebohrungen. Auch dieser Fehler führt zu einer geneigten Lage der Achsen. Man ersieht aus diesen Überlegungen, daß die Bauart der Gehäuse leicht,



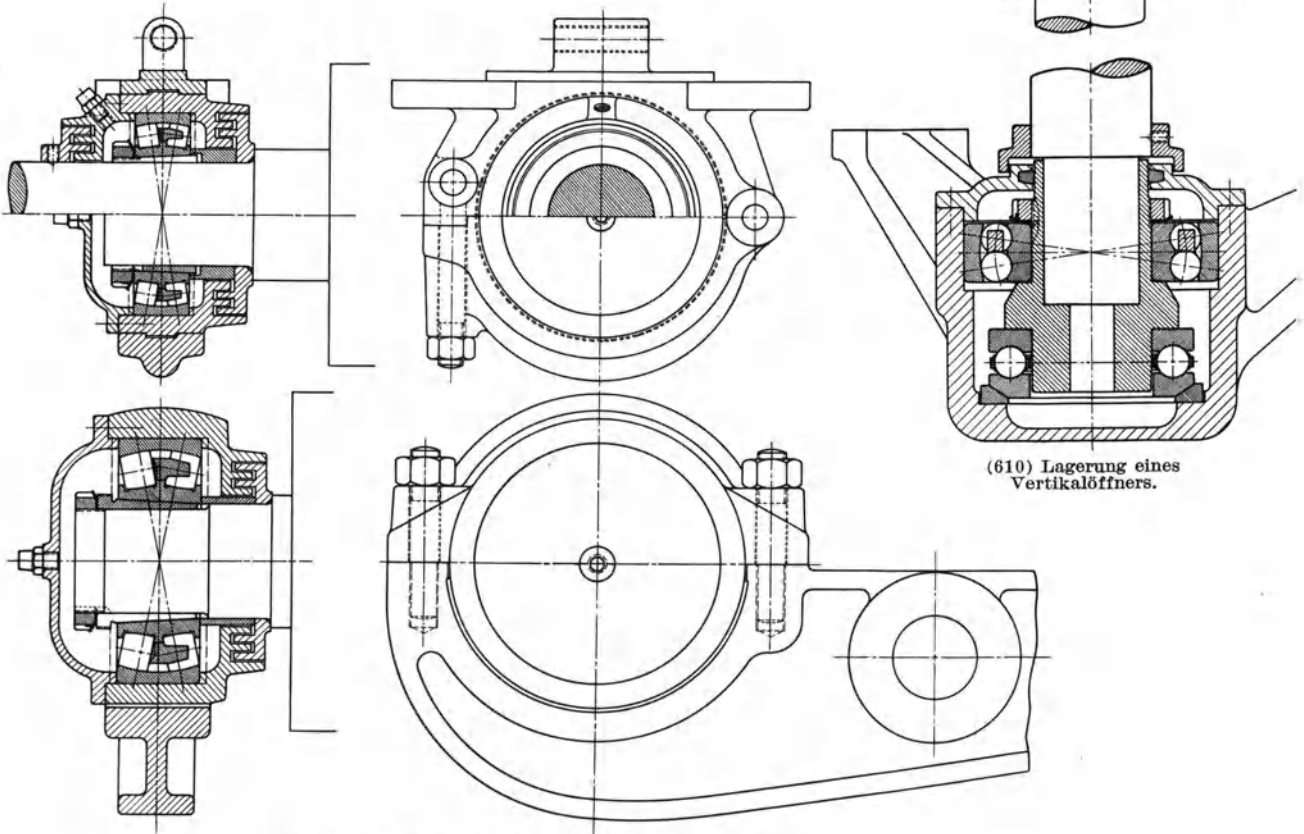


(609) Lagerung eines Walzenstuhles.

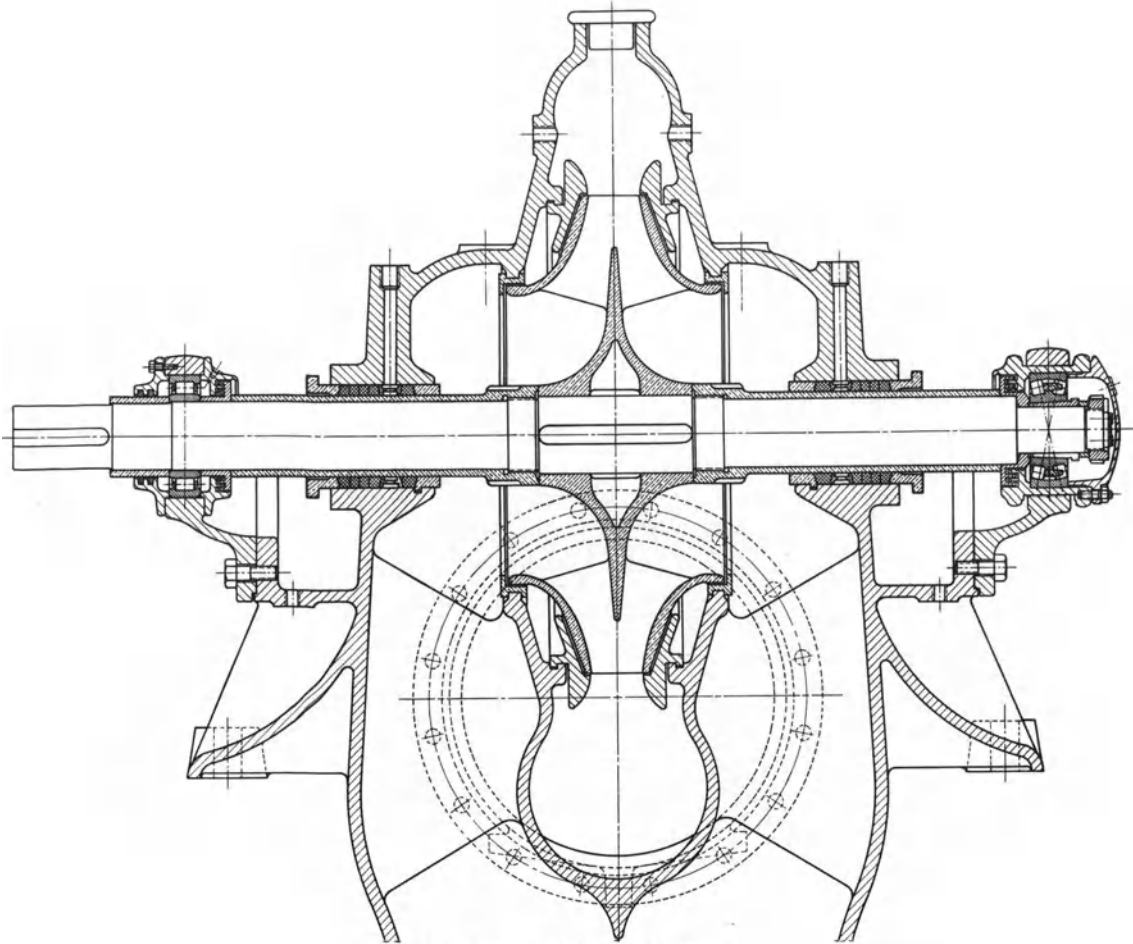
auch wenn sorgfältige Bearbeitung vorausgesetzt wird, die Gleichachsigkeit in so starkem Maße beeinflussen kann, daß es bedenklich ist, starre Lager zu verwenden. Eine geeignete Lösung ist oft durch die Kombination eines Pendellagers und eines Zylinderrollenlagers mit einer schwach balligen Laufbahn gegeben (612). Die Schwenkbarkeit des Zylinderrollenlagers genügt, solange die Abweichungen eine gewisse Grenze nicht überschreiten.



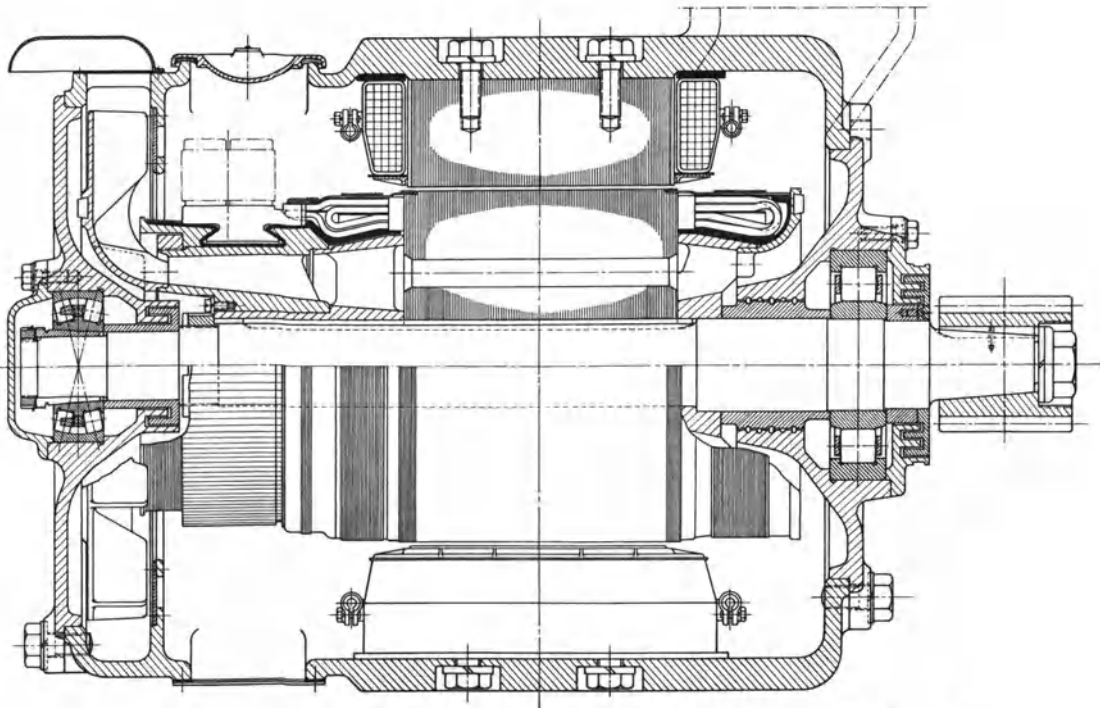
(610) Lagerung eines Vertikalöffners.



(611) Lagerung einer oberen Gaultsch- und Preßwalze.

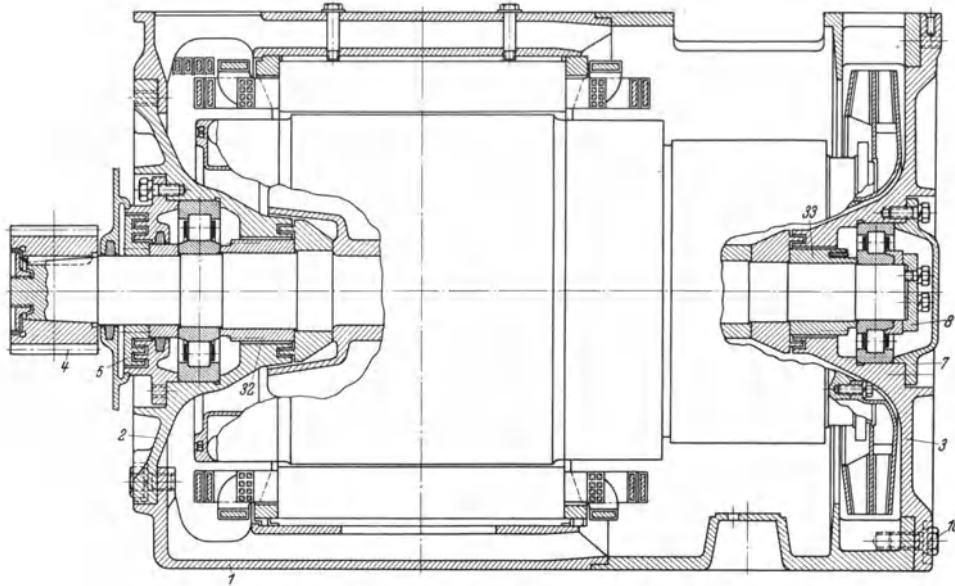


(612) Lagerung einer Kreiselpumpe.



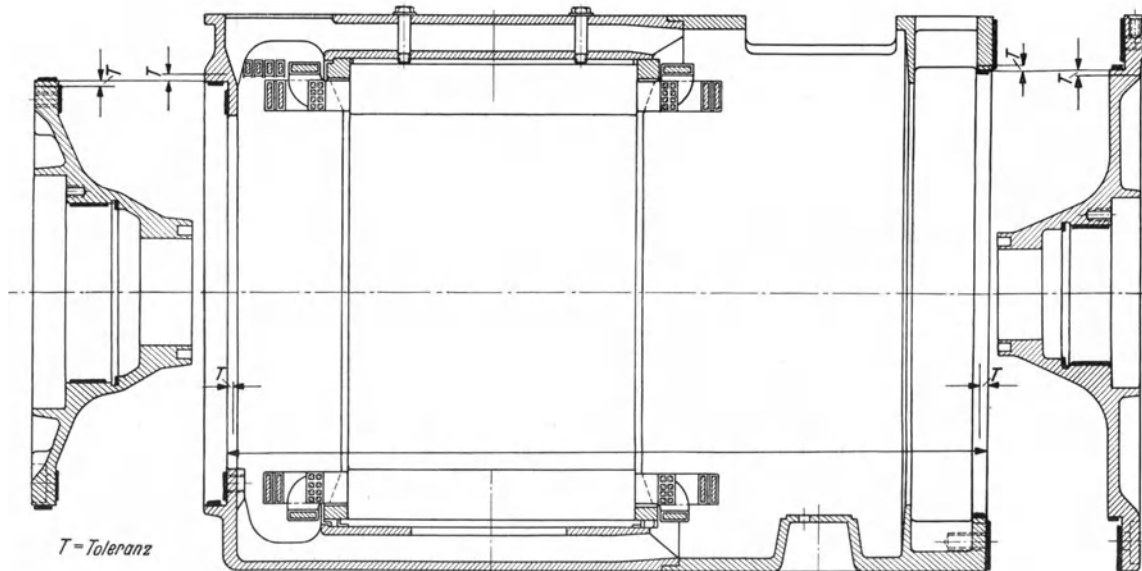
(613) Bahnmotor mit einem Pendelrollenlager auf Abziehhülse und einem Zylinderrollenlager.

Bei Elektromotoren liegt immer der Fall vor, daß die Lagergehäuse angeflanscht werden, da das Motorgehäuse in den eigentlichen Tragkörper für die Pole und die Lagerschilde unterteilt ist (613) und (614). Die Gleichachsigkeit im zusammengebauten



(614) Bahnmotor mit zwei Zylinderrollenlagern, Form NU und NH.

Zustande ist von der Toleranz und Rundheit der Zentrieransätze der Lagerschilde und von den Abweichungen von der winkligen Lage der Anlageflächen des Gehäuses und der Lagerschilde abhängig. Hinzu kommt noch die Toleranz der Bohrung und die

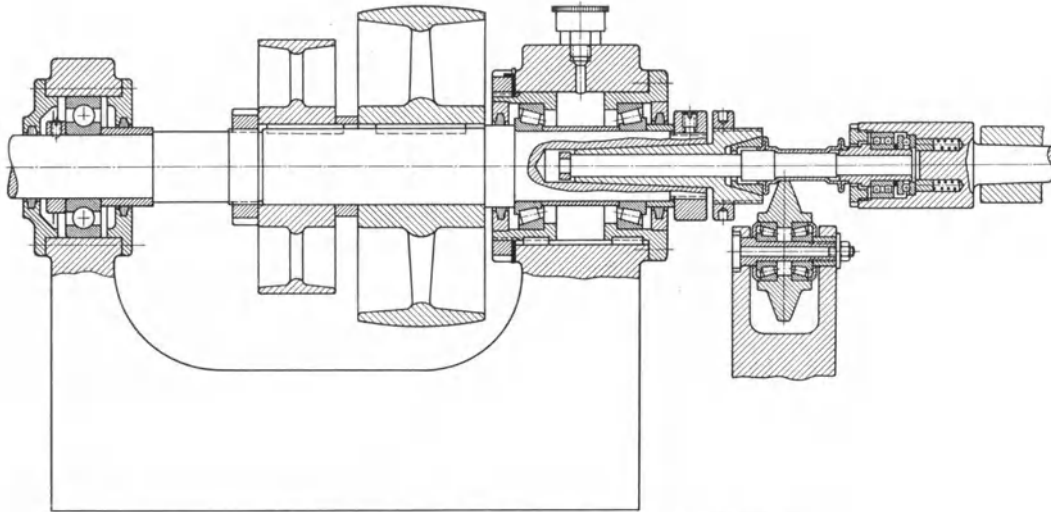


(615) Einfluß der Bearbeitungstoleranzen auf die Gleichachsigkeit.

Lage derselben im Vergleich zum Zentrierflansch. In Bild (615) sind die möglichen Abweichungen dargestellt. Bei Verwendung von starren Zylinderrollenlagern auf der Kollektorseite muß man diese Verhältnisse beachten, wenn man eine möglichst lange und gleichmäßige Lebensdauer erzielen will. Radiallager, wie sie bei kleinen und mittleren

Motoren benutzt werden, sind in dieser Beziehung günstiger, da sie ein gewisses, wenn auch kleines Schwenken zulassen. Unterschiede in der Temperatur und Geräuschbildung der Lager können ebenfalls auf Verachsung zurückgeführt werden.

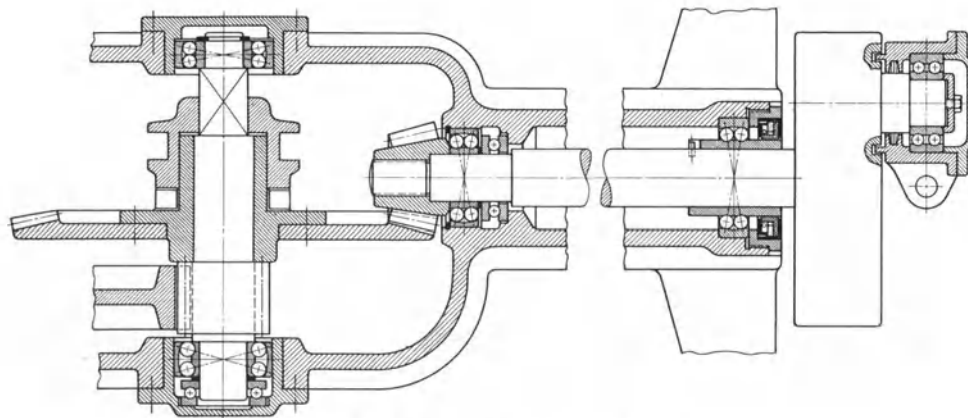
**4,2134 Einfluß der Bearbeitung auf die Gleichachsigkeit.** Die Erzielung einer genauen Gleichachsigkeit ist auch dann schwierig, wenn die Lagersitzflächen in *einem* Gehäusekörper liegen, aber keine einheitliche Fläche darstellen, sondern unabhängig voneinander



(616) Lagerung des Spindelstockes einer Drückbank.

bearbeitet werden müssen (616). Die Gleichachsigkeit wird besonders leicht gestört, wenn die Bearbeitung nicht in einer Aufspannung erfolgen kann, wie bei den Konstruktionen Bild (617), (618), (619) und (620).

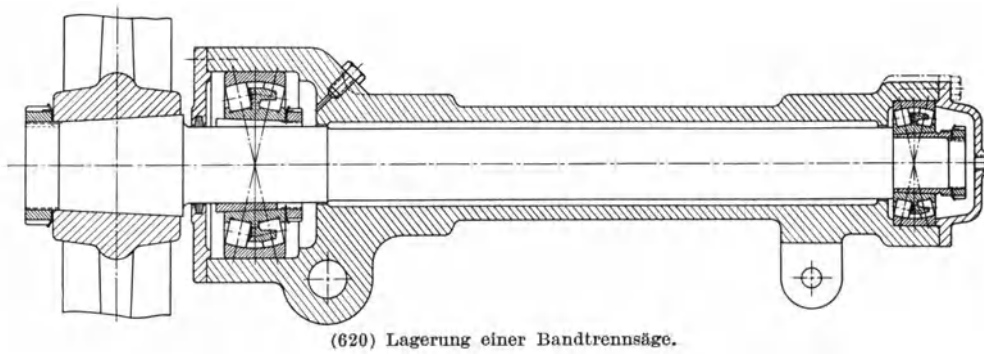
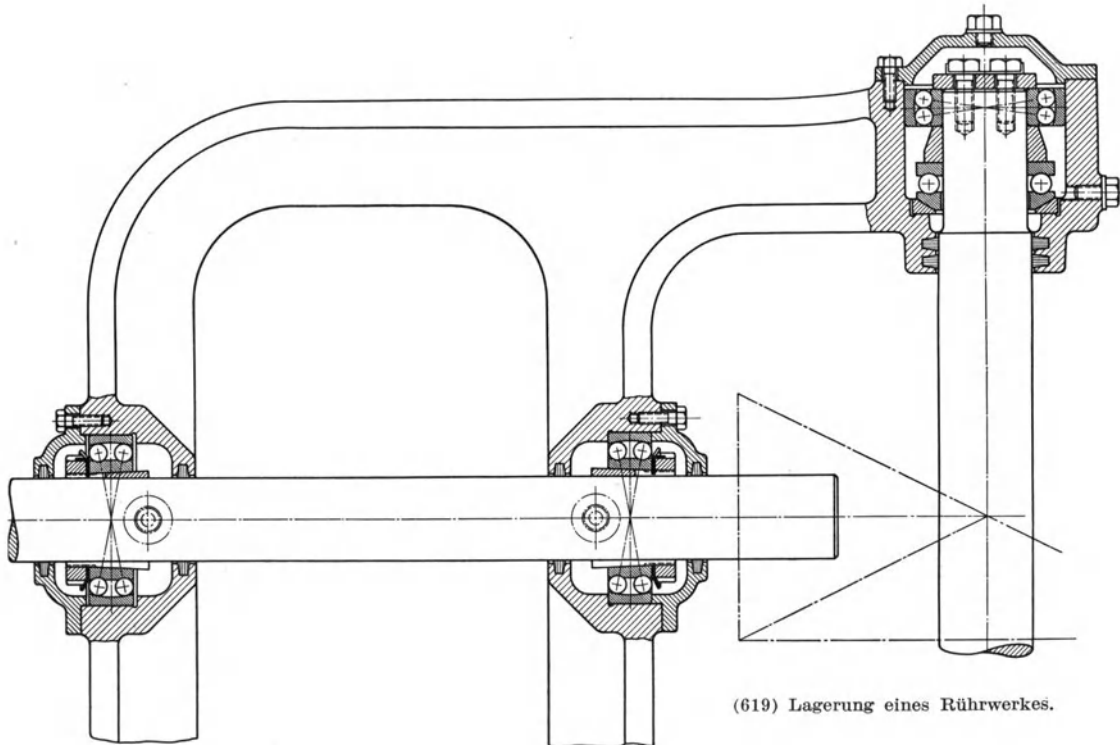
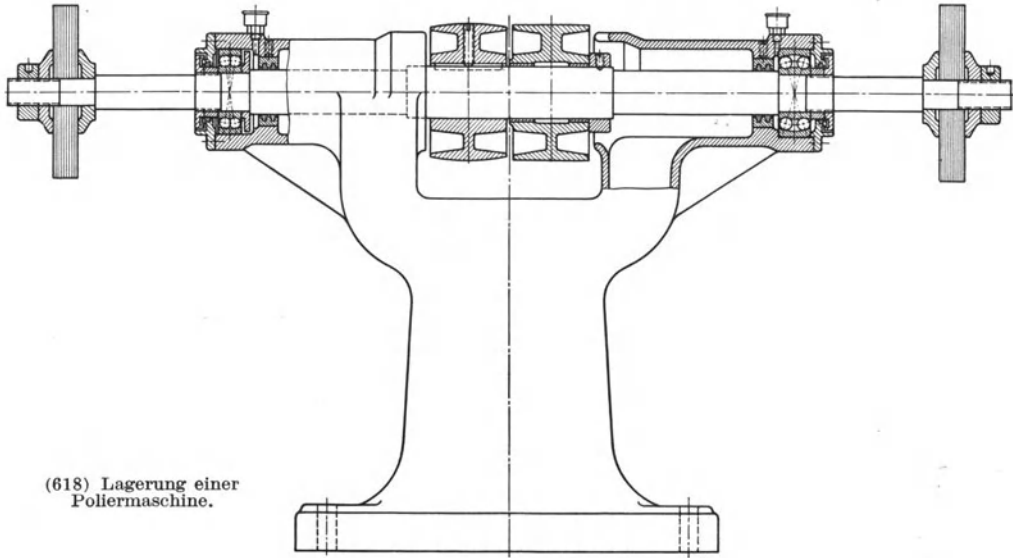
In diesem Falle muß nicht nur mit dem Toleranzunterschied der Bohrungen und einem eventuellen Fehler durch die Führung der Arbeitsspindel gerechnet werden, sondern



(617) Lagerung eines Grasmähergetriebes.

auch mit den Abweichungen, die mit der Zentrierung des Arbeitsstückes bei der Umspannung zusammenhängen. Man sollte daher bei der Bearbeitung von Gehäusesitzflächen eine Maschine auswählen, deren Spindel eine möglichst gute zylindrische Fläche bei großer Entfernung der Sitzflächen erzeugt, und von möglichst genau bearbeiteten Zentrierflächen ausgehen, die auch beim Umspannen die Sicherheit geben, daß die Gehäuseachse wieder in die gleiche Lage kommt.

Die Gleichachsigkeit der Sitzflächen kann selbst für starre Lager als genügend betrachtet werden, wenn sie eine einzige Fläche ohne Absätze und Durchmesserunterschiede



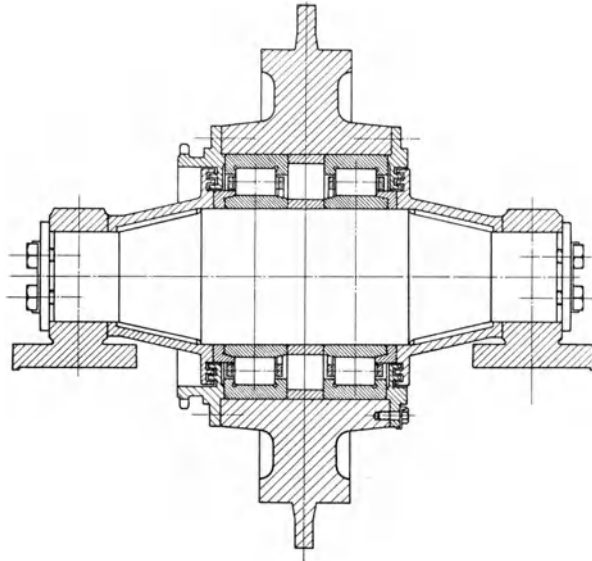
darstellen, wie z. B. bei der Rolle einer Brikettpresse (621) oder der Bauart einer Achsbuchse nach Bild (589) oder eines Walzwerksgehäuses nach Bild (596). Der einzige Fehler, der möglich ist, besteht in einer eventuellen Konizität der Bohrung. Diese ist jedoch leicht nachprüfbar und kann, da sie von der Genauigkeit der Arbeitsmaschine abhängt, verbessert werden. Wenn man starre Lager verwenden will oder muß, sollte daher immer versucht werden, die Gehäuse- und Wellensitzflächen so anzuordnen, daß eine fortlaufende Bearbeitung beider Flächen erfolgen kann.

**4,2135 Einfluß der Wellenbiegung auf die Gleichachsigkeit.** Im Betrieb kann dieser Zustand allerdings im ungünstigen Sinne gestört werden. Die Biegung der Welle oder des Zapfens führt zu einer Schiefstellung der Innenringe gegenüber den Außenringen und damit, je nach der Höhe der Last zu einer Vergrößerung der Beanspruchung in Rillenkugellagern und ganz besonders in Rollenlagern mit rein zylindrischen oder kegeligen Laufbahnen.

Je nach der Anordnung der Lager steht entweder nur die Rollenbreite als Abstützlänge zur Verfügung oder, wenn zwei Lager je Zapfen angeordnet sind, die Entfernung der äußeren Rollenränder. Je nach dem Grad der Biegung sollten daher schwenkbare Lager Verwendung finden, wenn es nicht vorgezogen wird, aus irgendwelchen Gründen die Welle oder den Zapfen zu verstärken.

**4,2136 Einfluß der Verwindungen und Verlagerungen auf die Gleichachsigkeit.** Wenn die Lagergehäuse auf voneinander unabhängigen Unterlagen stehen, muß damit gerechnet werden, daß im Laufe der Zeit Veränderungen eintreten, entweder infolge Nachgebens oder Schrumpfens der Unterlage wie bei Holzbauten oder durch Verziehen von Eisenkonstruktionen unter von außen wirkenden Kräften. Da die dadurch hervorgerufenen Verlagerungen beträchtliche Werte annehmen können, müssen auch aus diesem Grunde, ohne Berücksichtigung der sonstigen Einflüsse schwenkbare Lager zur Verwendung kommen. Ein typischer Fall liegt bei Schiffswellen vor. Abgesehen davon, daß sich der Schiffskörper beim Zuwasserlassen gegenüber dem Zustand auf der Helling verzieht, treten auch während der Fahrt, vor allem bei hohem Seegang, starke Veränderungen der Schiffsförm ein, die sich auf die fest verschraubten Gehäuse übertragen. Die Biegungen bedingen daher auch in diesem Fall, selbst wenn die Ausrichtung vorher in vollkommener Weise erfolgen könnte, einstellbare Lager. Bei dem Schlußlager der Wellenleitung liegen die Verhältnisse ganz besonders kritisch, weil dort das Maß der Biegung außerdem noch von dem Spiel des Pockholzlagers in der Wellenhose abhängt. Dieses Spiel ist von vornherein verhältnismäßig groß und wird außerdem nach kurzer Zeit durch den unvermeidlichen Verschleiß stark beeinflußt. Da Pendelrollenlager der Biegung ohne nennenswerte Mehrbelastung folgen können, ist nur darauf zu achten, daß die bei der axialen Bewegung der Außenringe im Gehäuse entstehenden Reibkräfte die Verschiebung nicht unzulässig behindern.

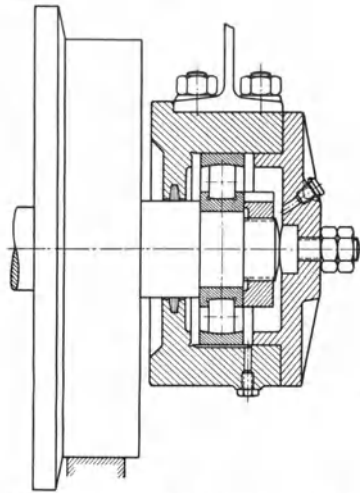
**4,2137 Einfluß der Verachsung auf die Lebensdauer.** Es gibt bisher keine in der Praxis verwendbare, genügend genaue Methode, um das Fluchten von Gehäusebohrungen zu messen. Man ist entweder auf ein verhältnismäßig grobes Ausrichten oder auf die genaue Bearbeitung der einzelnen Teile angewiesen. Man sollte daher in allen Fällen, wo irgendwelche Bedenken bestehen, zu der Verwendung von Pendellagern greifen. Leider



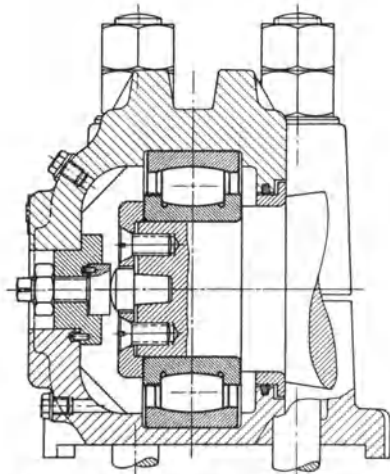
(621) Lagerung der Rolle einer Brikettpresse.

wird der Einfluß auf die Lebensdauer starrer Lager infolge nicht genügender Gleichachsigkeit der Bohrungen oft deshalb nicht erkannt, weil die Lager trotz der Kantenbelastung über die Garantiezeit hinweg betriebsfähig bleiben und dann für den Hersteller der Maschine keine Kontrolle vorhanden ist, welche Lebensdauer in Wirklichkeit erzielt wird, zumal oft die tatsächliche Laufzeit nicht festzustellen ist. Wäre die Laufzeit und die wirklich auftretende Belastung einschließlich der Schwankungen der Drehzahl genau bekannt, würde man sicher feststellen, daß die Streuung der Lebensdauer ein Vielfaches ist gegenüber der möglichen Streuung bei unter idealen Verhältnissen laufenden Lagern. Der Konstrukteur sollte sich daher nicht durch einzelne Fälle der Praxis über die aus den theoretischen Überlegungen hervorgehende dringende Notwendigkeit hinwegtäuschen lassen, die Gleichachsigkeit möglichst vollkommen zu erreichen, wenn starre Lager zur Anwendung kommen. Welchen Einfluß die Gleichachsigkeit in Wirklichkeit hat, kann man am besten bei hochtourigen Lagern erkennen, die schon bei geringer Schiefstellung sehr erhebliche Temperatursteigerungen aufweisen. Da die Gleichachsigkeit nicht oder nur schwer in zusammengebautem Zustand geprüft werden kann, sollte entweder jede einzelne

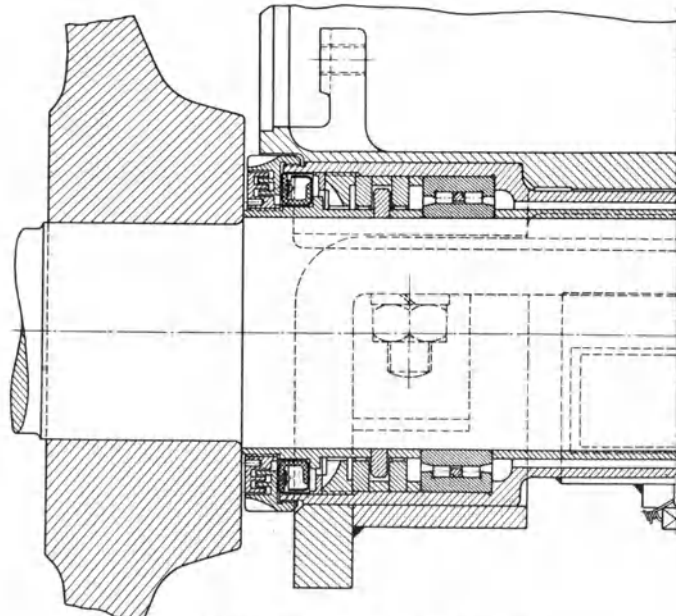
die Lage der Achsen beeinflussende Fläche kontrolliert werden, eventuell unter Zuhilfenahme von zu diesem Zweck besonders vorgesehenen Bezugsflächen, oder es sollten nach dem Einbau Temperaturmessungen vorgenommen werden. Wenn auch hinterher keine Veränderung der Stücke möglich ist, so kann doch eine Untersuchung durchgeführt werden, mit welchen Mitteln sich die Bearbeitungsgenauigkeit künftig verbessern läßt.



(622) Laufrad für Gleiswagen starker Bauart (veraltet).



(623) Laufradlagerung einer Drehscheibe (veraltet).



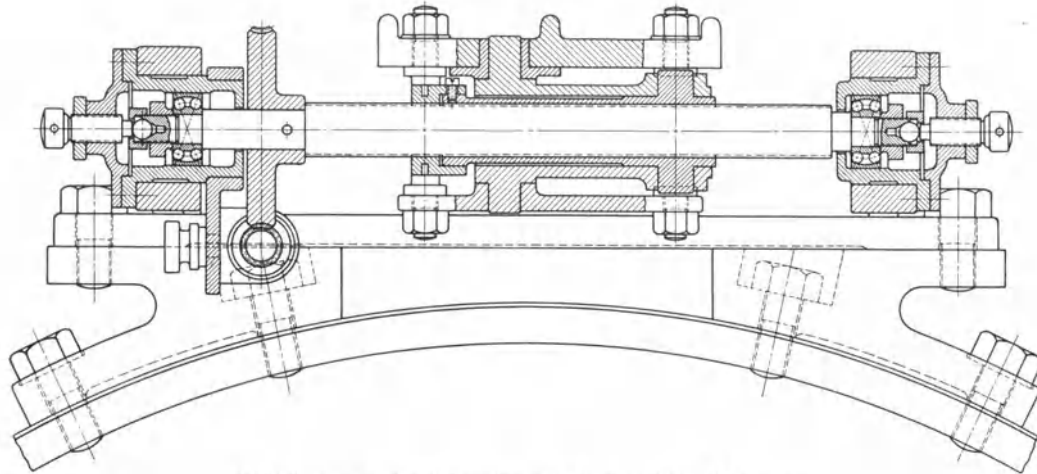
(624) Tatzenlagerung eines Bahnmotors.

#### 4,22 Axiale Führung.

##### 4,221 Axiale Führung durch Gleitstücke.

Die Verwendung besonderer Gleitstücke an den Seitenflächen der Welle (622) und (623) wird heute nur noch in seltenen Fällen benutzt, nachdem Querlager zur Verfügung stehen, die auch hohe axiale Kräfte aufnehmen können. Bei der Tatzenlagerung (624) ist die Führung durch Gleitscheiben deshalb gewählt worden, weil der radial zur Verfügung stehende Raum für die Anordnung eines Längslagers nicht genügt und die

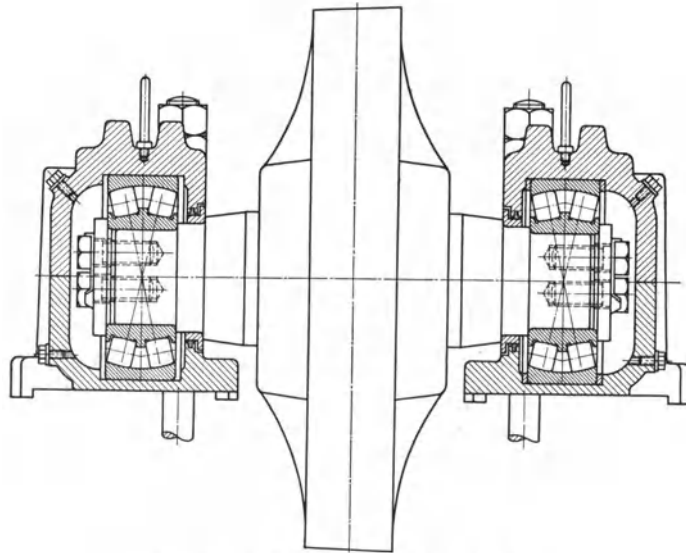
dünnen Rollen nur beschränkte Kräfte an den Seitenflächen übertragen können. Die axiale Führung der Schraubenspindel eines Spiegelteleskops (625) durch je eine Kugel zwischen der Seitenfläche der Welle und den Einstellschrauben des Deckels ergibt sich aus der Notwendigkeit, eine möglichst spielfreie Führung der Schraubenspindel zu erzielen.



(625) Lagerung der Schraubenspindel eines Spiegelteleskops.

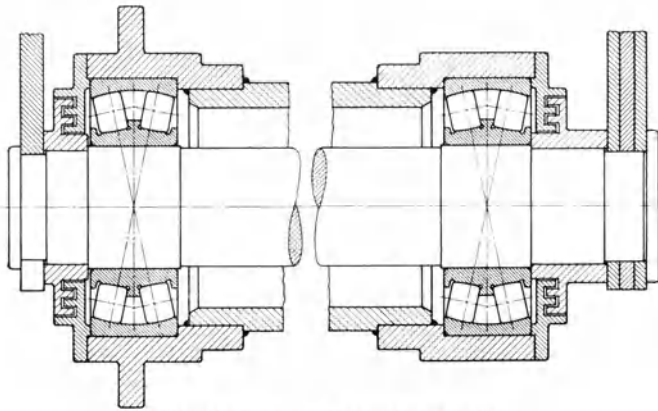
#### 4,222 Axiale Führung in einem Führungslager.

**4,2221 Axiale Führung bei zwei „geschlossenen“ Querlagern.** Bei einer Lagerung mit zwei „geschlossenen“ Lagern verwendet man heute in überwiegendem Maße mit Rücksicht auf die Unterschiede in der Wärmedehnung von Welle und Gehäuse, wegen der unvermeidlichen Herstellungstoleranz und den möglichen Fehlern beim Zusammenbau, wenn das axiale Spiel nicht auf ein sehr geringes Maß begrenzt werden muß, zweckmäßig einen Einbau nach Bild (626). Das eine Lager ist axial nach beiden Richtungen durch Anlageflächen begrenzt (Führungslager-Festlager), während das andere Lager im Gehäuse axial in ziemlich weiten Grenzen verschiebbar ist (Dehnungslager-Loslager). Bei Verwendung von geteilten Stehlagern ohne seitliche Deckel sind diese Grenzen durch die seitlichen Schulterflächen des Gehäuses gegeben, deren Entfernung so groß sein muß, daß der Außenring nicht zur Anlage kommt. Um die Welle in axialer Richtung zu führen, wird ein Lager entweder unmittelbar durch die Schulterflächen oder durch entsprechende Abstandsscheiben festgelegt. Diese Anordnung der Lager kann nur dort verwendet werden, wo eine gewisse Luft (0,1–0,2 mm auf jeder Seite) zulässig ist. Auch bei Gehäusen mit einteiligem Tragkörper verzichtet man meistens auf ein Festspannen des Außenringes, da dann die Deckelflanschen ohne Dichtung anliegen können. Wenn die Außenringe Preßsitz erhalten müssen, ist dafür zu sorgen, daß ein Innenring auf beiden Seiten mit Luft eingebaut wird, um einer Verklemmung durch Wärmedehnungen vorzubeugen. Dienen

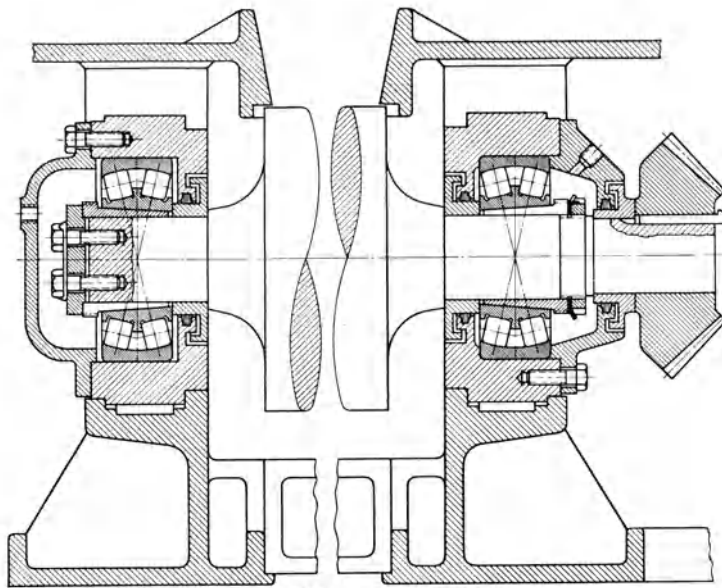


(626) Laufradlagerung einer Drehscheibe.

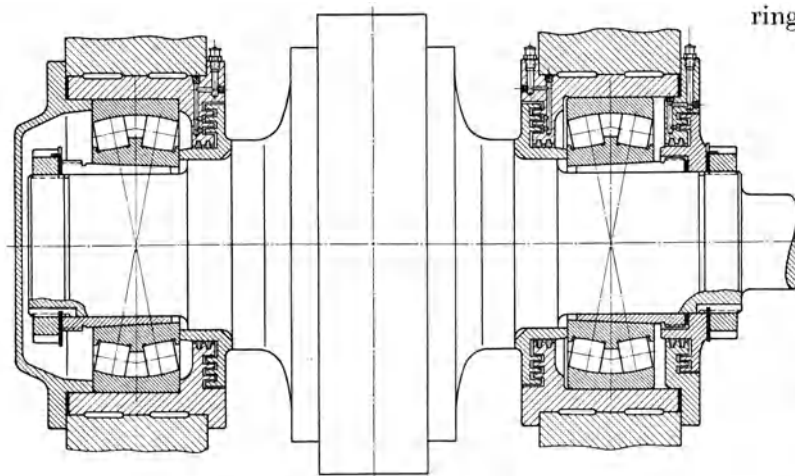




(627) Nabe eines Baggerschaufelrades.



(628) Lagerung einer Rollgangsrolle mit Kegelradantrieb.



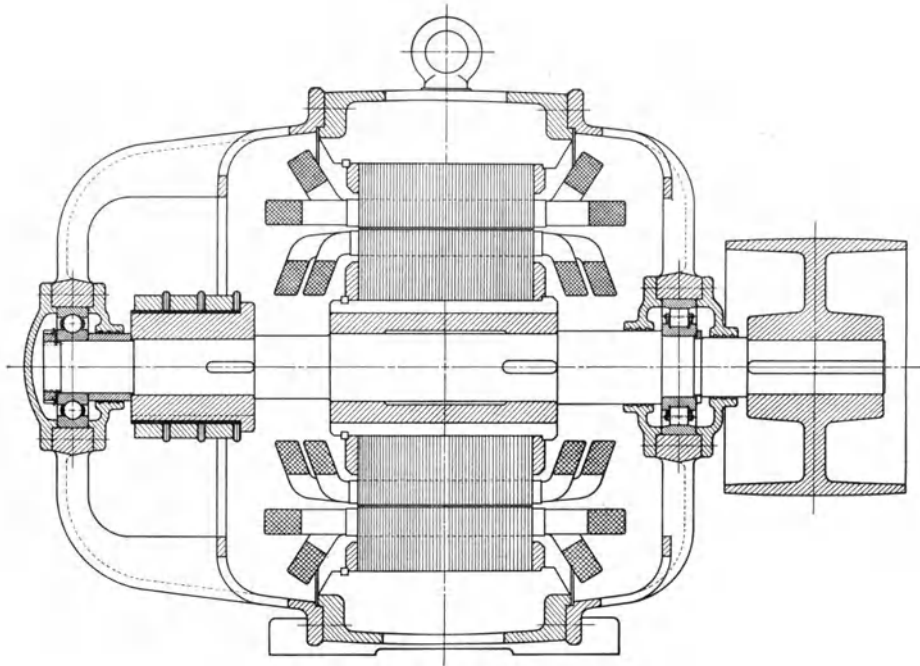
(629) Lagerung einer Brikettpresse.

zwei Lager zur axialen Führung wie in Bild (627), dann muß das Maß zwischen den äußeren Seiten der Innenringe kleiner sein als das Maß zwischen den Führungsflächen. Soll die Ausdehnung der Welle nach einer bestimmten Richtung erfolgen, dann muß das Festlager unmittelbar neben dem Teil angeordnet werden, der sich nicht verschieben darf (628). Wird der Außenring des Festlagers seitlich ohne Luft festgelegt, dann kann das Spiel in axialer Richtung auf den Durchschlag beschränkt werden. Große Wärmedehnungen der Welle können durch Versetzen des einen Gehäuses von vornherein berücksichtigt werden (629).

**4,2222 Axiale Führung bei einem „geschlossenen“ und einem „offenen“ Querlager.** Wenn die Belastung an der einen Lagerstelle höher ist als an der anderen oder die Betriebsverhältnisse einen festen Sitz beider Laufringe bedingen, benutzt man neben einem „geschlossenen“ Lager zweckmäßigerweise ein Zylinderrollenlager mit einem äußeren oder inneren Lauf-ring ohne Borde (630).

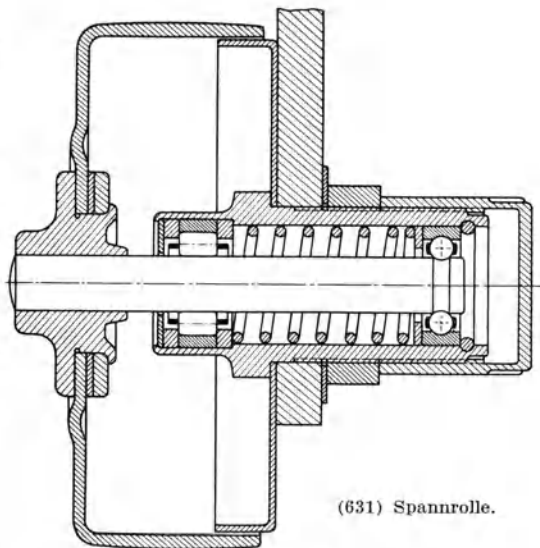
Die bordfreien Laufringe gestatten den Rollen und damit der Welle eine verhältnismäßig große axiale Bewegung. Bei der Spannrolle (631) werden keine Innenringe benutzt, um einen möglichst kleinen Manteldurchmesser zu erhalten. Beide Laufbahnen liegen auf der gehärteten Welle. Da alle Teile in der Wälzlagerfabrik angefertigt werden, ist Gewähr für einwandfreien Werkstoff und sorgfältige Herstellung gegeben. Die Führung in Achsrichtung übernimmt das Rillenkugellager.

angefertigt werden, ist Gewähr für einwandfreien Werkstoff und sorgfältige Herstellung gegeben. Die Führung in Achsrichtung übernimmt

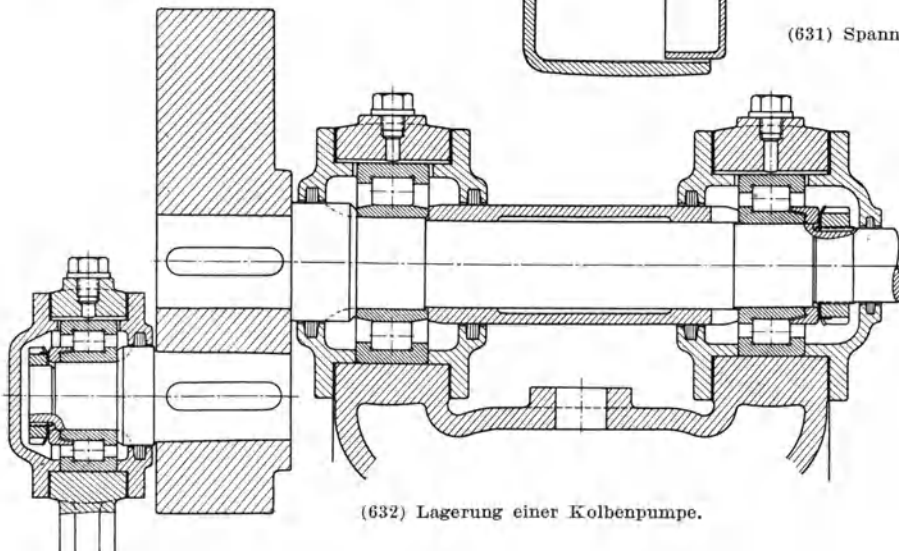


(630) Lagerung eines Drehstrommotors.

Als „geschlossenes“ Lager wirkt im eingebauten Zustande auch ein Zylinderrollenlager mit drei Borden und einem Bordring, bei welchem die Rollen entweder in dem einen oder anderen Lauftring geführt werden (632). Das axiale Spiel der Welle ist bei diesen Lagern nur von der Verschiebungsmöglichkeit des einen Lauftringes gegenüber dem anderen abhängig, da beide Lauftringe seitlich verspannt werden. Es ergibt sich aus der Luft der Rollen zwischen dem Bordring einerseits und der Luft zwischen dem festen und dem losen Bord andererseits, die Federung ist gering. Das Spiel ist also genau

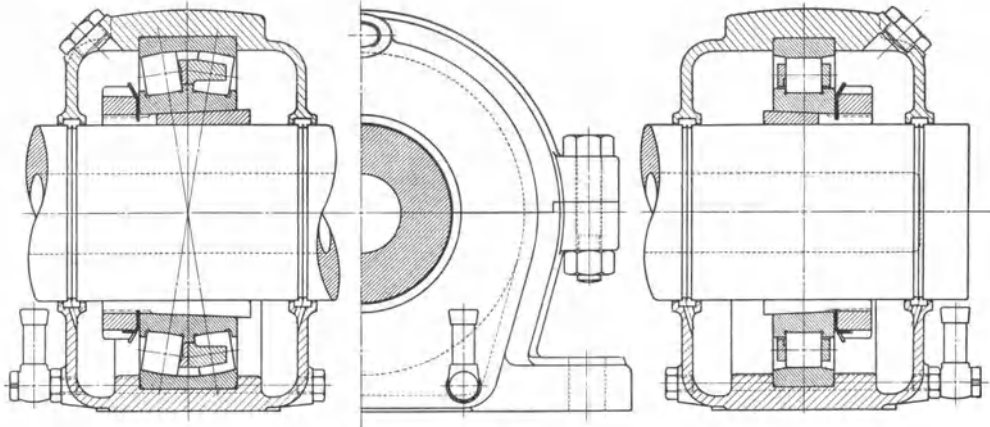


(631) Spannrolle.



(632) Lagerung einer Kolbenpumpe.

wie bei anderen „geschlossenen“ Lagern von der Herstellung abhängig. Bei großen Temperaturunterschieden und bei großem Lagerabstand, z. B. bei Trockenzyklindern von Papiermaschinen (633), kann auf die Ausdehnung von vornherein dadurch Rücksicht genommen werden, daß die Laufringe des Zylinderrollenlagers seitlich um den

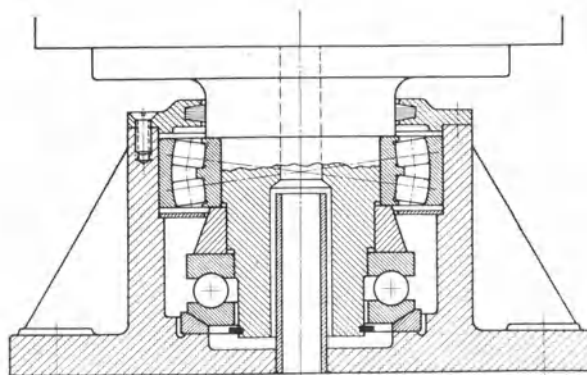


(633) Lagerung eines Trockenzyklinders.

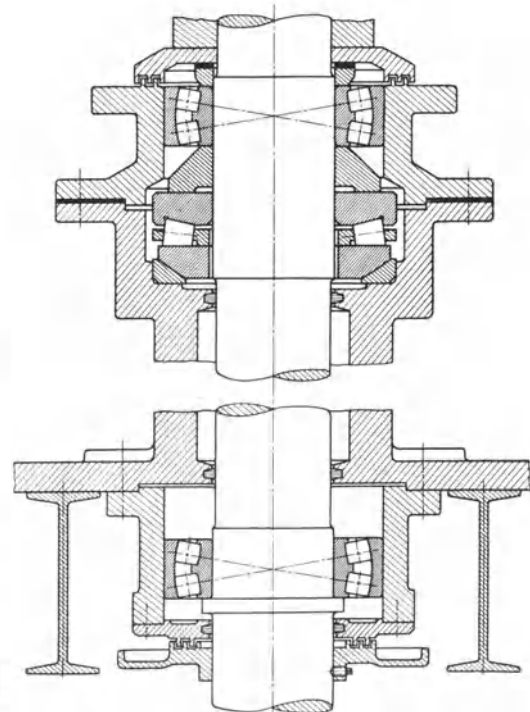
Betrag der Ausdehnung versetzt werden. Wenn sich die Welle dreht, geht die allmähliche Verschiebung fast widerstandslos vor sich. Erfolgt die seitliche Bewegung aber bei Stillstand der Maschine, dann besteht die Gefahr, daß die Rollen auf den Laufbahnen fressen. Es ist immer notwendig, die Loslager genau mit den Führungslagern auszurichten. Falls sich die Achsen schneiden, wird der Widerstand gegen axiale Verschiebung wesentlich höher.

#### 4,2223 Axiale Führung durch Längslager.

Die normalen Längslager können in radialer Richtung keine Kräfte aufnehmen. Sie sind daher nur zur Führung der Welle in Längsrichtung geeignet. Für die radiale Festlegung müssen besondere Querlager vorgesehen werden. Ist der Axialdruck mit Sicherheit nur nach einer Seite gerichtet, genügt ein Lager mit zwei Scheiben



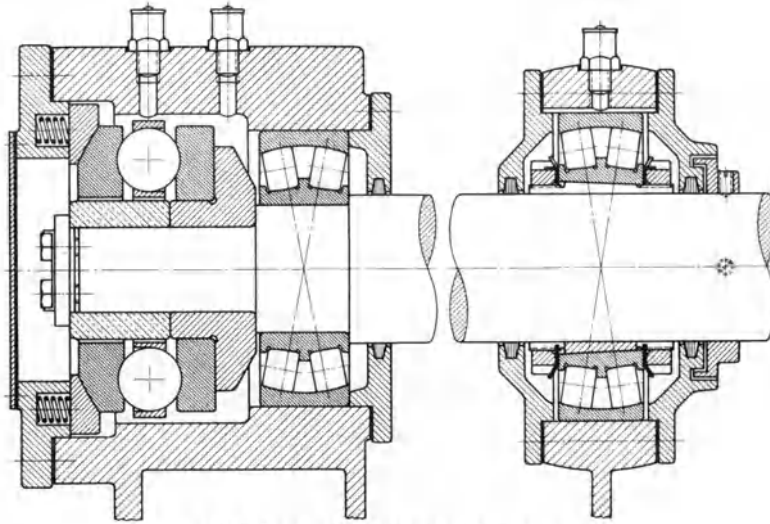
(634) Fußlager eines Schwenkkrans.



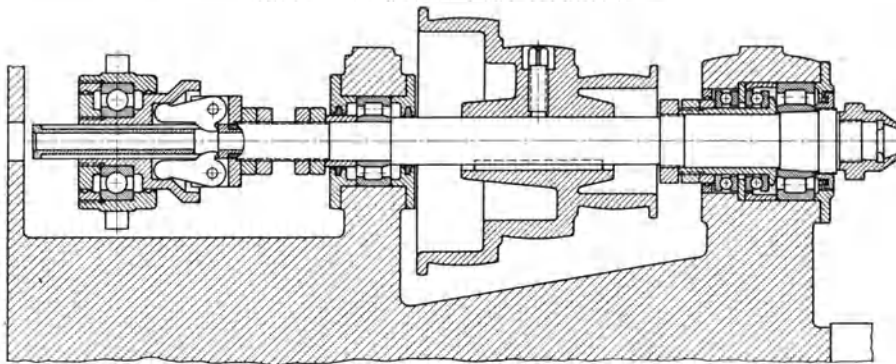
(635) Lagerung eines Zementschlammrockners.

(634) und (635). Die Welle ist mit den Querlagern längs beweglich. Wenn auch in der anderen Richtung geringe Drücke auftreten, muß ein Querlager mit zur Führung herangezogen werden (636). Für hohe Belastung in beiden Richtungen kann entweder für jede Seite je ein Lager mit zwei Scheiben, ein zweiseitig wirkendes Lager mit drei

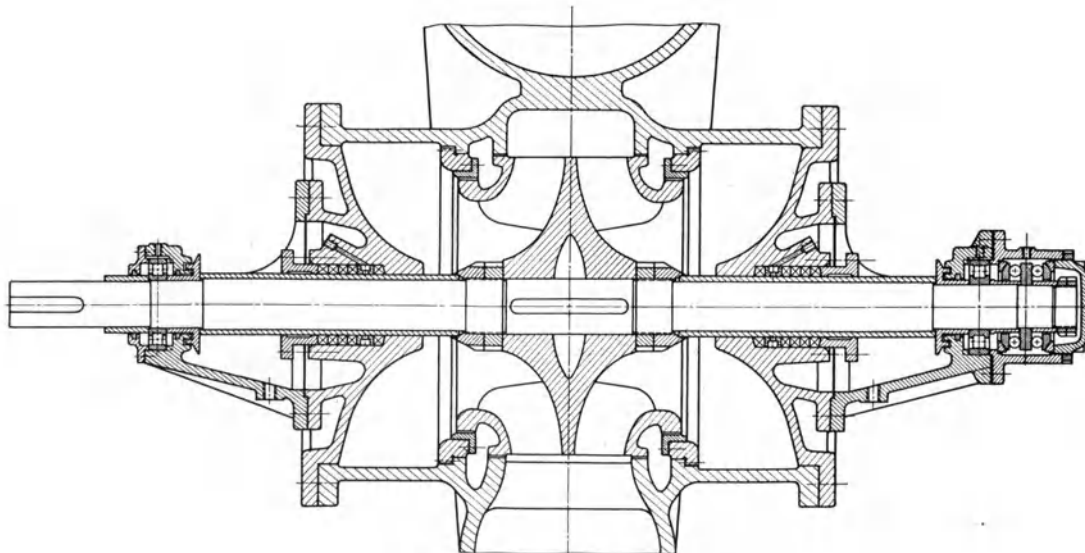
Scheiben oder ein sog. Wechsellager eingebaut werden (637), (638) und (639). Die Welle muß mit oder in den Querlagern frei längsbeweglich sein.



(636) Lagerung einer Schneckenpresse.



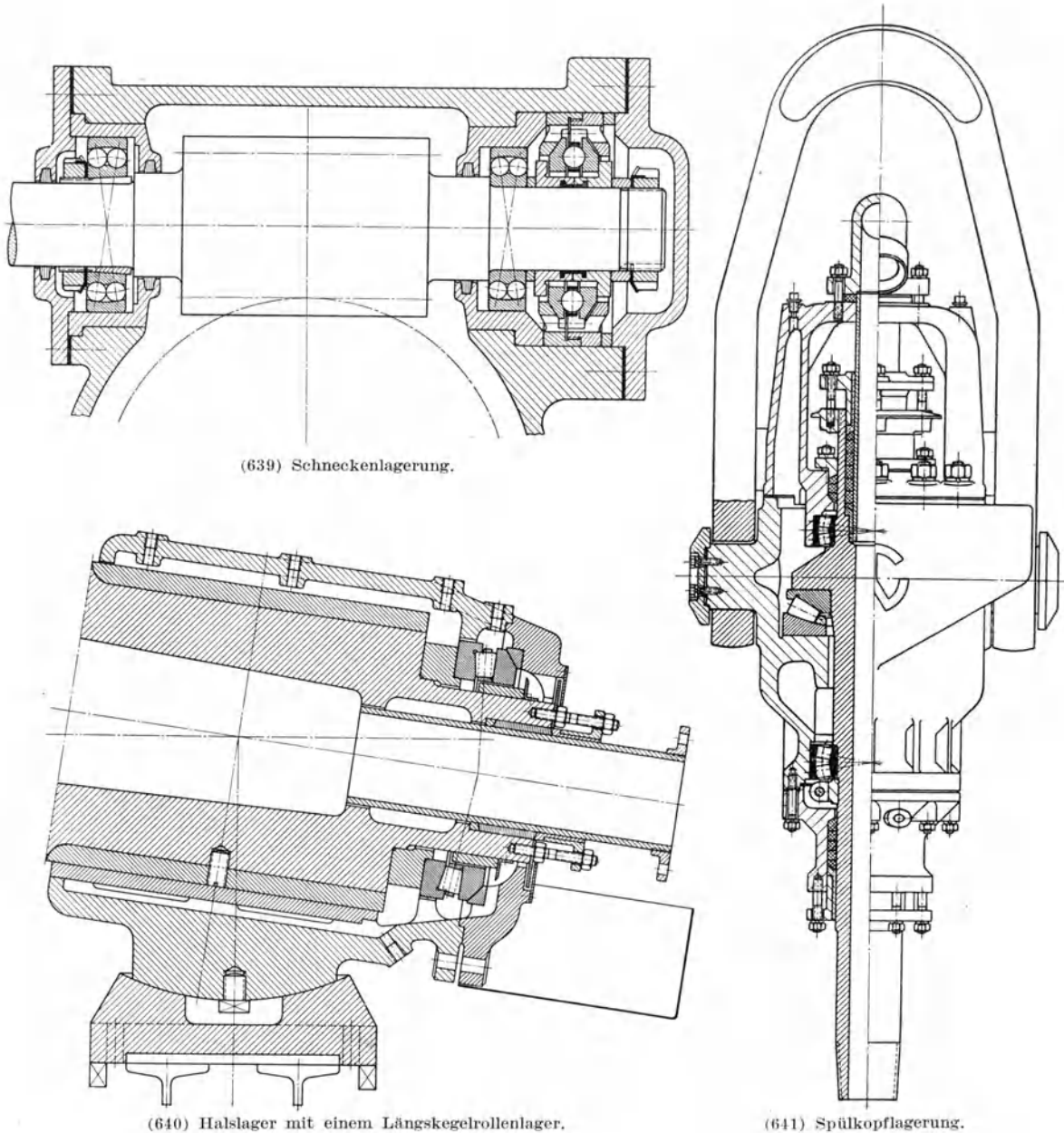
(637) Spindellagerung eines Schraubenautomaten.



(638) Lagerung einer Kreiselpumpe.

Ein einwandfreier Lauf der Längslager ist nur zu erzielen, wenn die Achsen der Scheiben genau zusammenfallen. Bei kleinen Lagern rechnet man damit, daß sich die

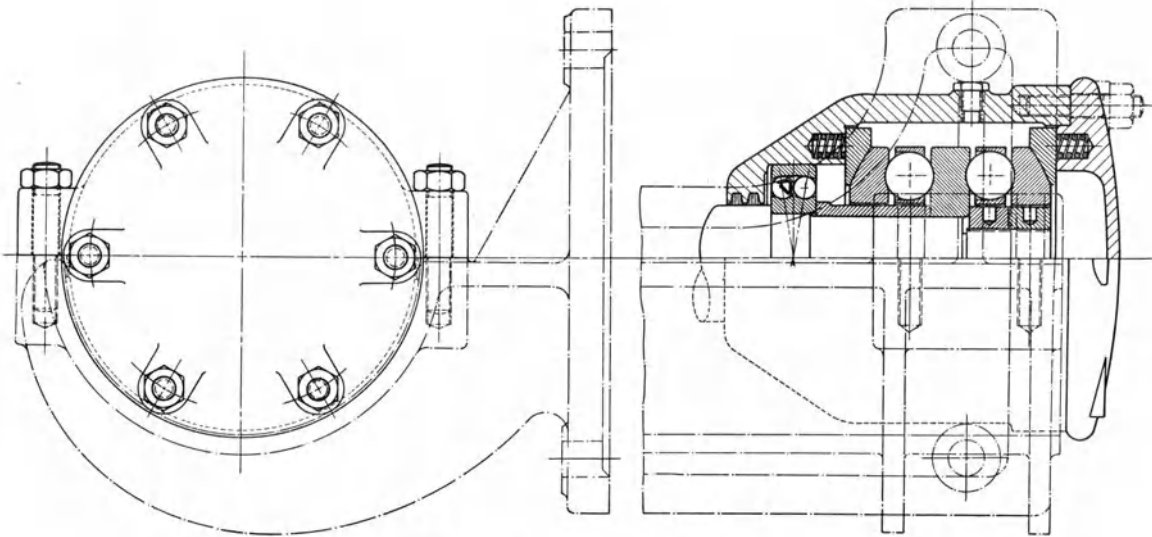
Scheiben unter der Belastung selbst zentrieren. Die stillstehende, im Gehäuse aufliegende Scheibe (Gehäusescheibe) oder die Unterlagscheibe erhält daher eine gewisse radiale Luft (634). Bei großen Lagern und horizontaler Welle ist aber eine Zentrierung der feststehenden Scheibe erforderlich, weil nicht anzunehmen ist, daß die Belastung eine



genügende Ausrichtung herbeiführen kann. Die Zentrierflächen müssen dann sehr genau bearbeitet werden, um eine Beschädigung des Lagers zu vermeiden. Wenn die Welle in Gleitlagern geführt wird, besteht Gefahr für eine Verlagerung der beiden Scheiben um das Lagerspiel. Deshalb empfiehlt sich in solchen Fällen die Anwendung eines Längskegelrollenlagers mit ebener Lauffläche der Gehäusescheibe (640).

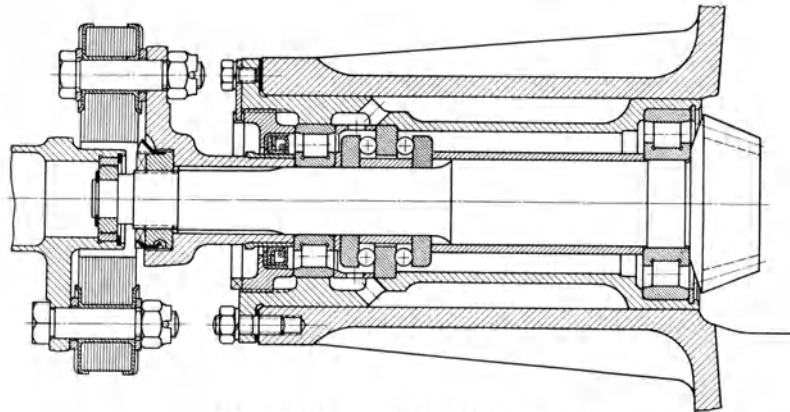
Es ist erforderlich, daß beide Scheiben möglichst genau parallel stehen, da schon eine ganz geringe Abweichung in der Größenordnung der Sortierungstoleranz der Rollkörper eine einseitige Belastung zur Folge hat. Die nicht belasteten Kugeln gleiten auf der Laufbahn und rufen dort Anfrassungen hervor. Aus diesem Grunde benutzt man

in den Fällen, wo mit einer Abweichung von der Planparallelität der Auflageflächen gerechnet werden muß, eine ballige Scheibe, die entweder direkt in einem entsprechend



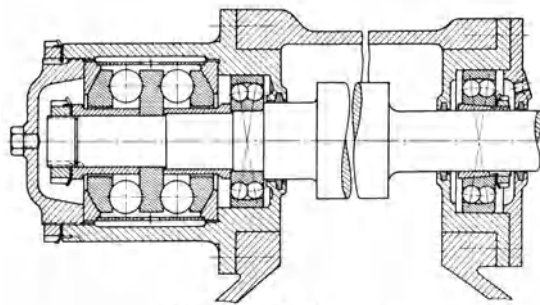
(642) Lagerung einer Malschmaschine.

geformten Gehäuse oder auf einer besonderen Unterlagscheibe ruht (634), (635), (636) und (638). Auch diese Anordnung kann zu Schwierigkeiten führen, wenn die sich drehende Wellenscheibe nicht winkelrecht steht und unter der einseitigen Belastung eine dauernde Einstellung der Scheiben hervorgezogen wird. Dann können die balligen Flächen aufeinander fressen und Gleitrisse entstehen. Das Längspendelrollenlager (641) ist selbst einstellbar. Auf eine besondere Unterlagscheibe kann daher verzichtet werden.



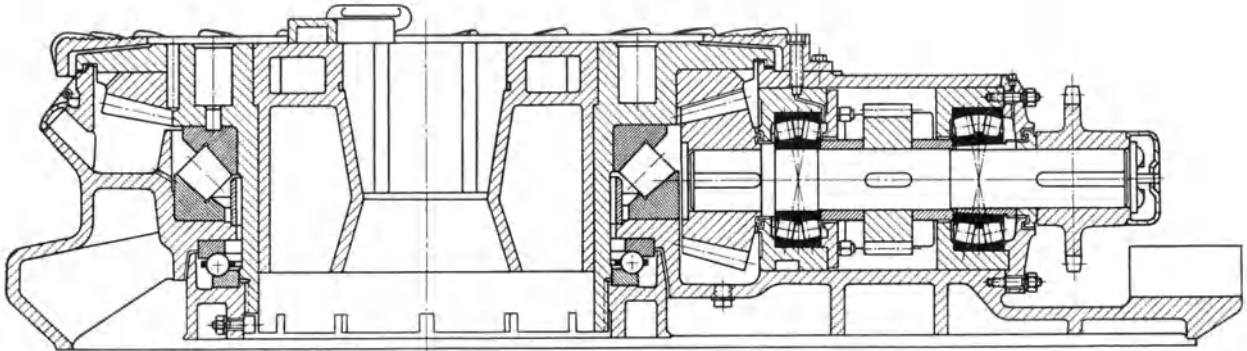
(643) Ritzzellagerung eines Kraftwagens.

Die Längslager dürfen weder verspannt noch zu lose angestellt werden. Eine Verklemmung der Lager bewirkt eine Temperatursteigerung und zusätzliche Belastung, die die Lebensdauer herabsetzt. Ein zu großes Spiel führt bei horizontaler Lage der Welle zum Durchsacken der Gehäusescheibe und des Käfigs, sobald die Belastung ihre Richtung ändert. Aus diesem Grunde verwendet man in solchen Fällen mehrere Federn (642), welche die Scheiben beim Wechsel der Druckrichtung zusammenhalten. Außerdem kann man bei großen Lagern Abstandshülsen aus Bronze vorsehen (636), um Fressen oder Verschleiß der stillstehenden Scheibe oder des Käfigs zu verhindern. Eine Begrenzung des Spiels wird bei zweiseitig wirkenden Längslagern dadurch erreicht, daß die Entfernung der beiden sich drehenden oder feststehenden



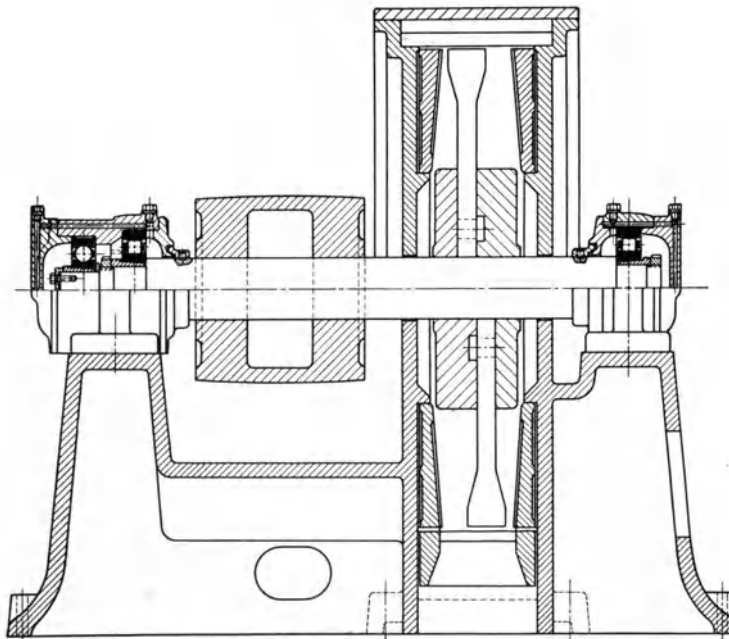
(644) Schneckenlagerung.

Scheiben durch eine Hülse festgelegt wird (643) und (644), die aber genau zugepaßt werden muß, um eine Verklemmung oder ein zu großes Spiel zu vermeiden. Diese Bauarten hatten früher eine große Bedeutung. Heute werden sie nur in Ausnahmefällen benutzt. Um eine möglichst gute Führung des Drehtisches einer Bohranlage zu erreichen, sind in Bild (645) zwei Längslager übereinander angeordnet. Durch die starke Neigung der Laufbahnen bei dem Kegelrollenlager und Schrägkugellager wird die notwendige Starrheit erzielt.



(645) Lagerung eines Bohrtisches.

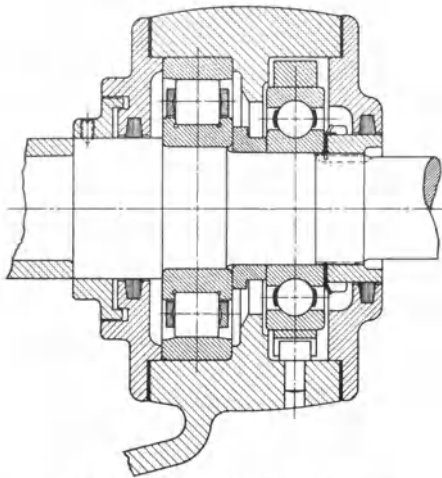
**4,2224 Axiale Führung durch ein besonderes Querlager.** Die Verwendung eines besonderen Querlagers nur zur axialen Führung ermöglicht eine einfachere Lagerung, leichtere Bearbeitung und bequemeren Einbau. Diese Lagerart ist auch für hohe Drehzahlen wesentlich besser geeignet als Längslager. In Bild (646) werden die quer zur Achse



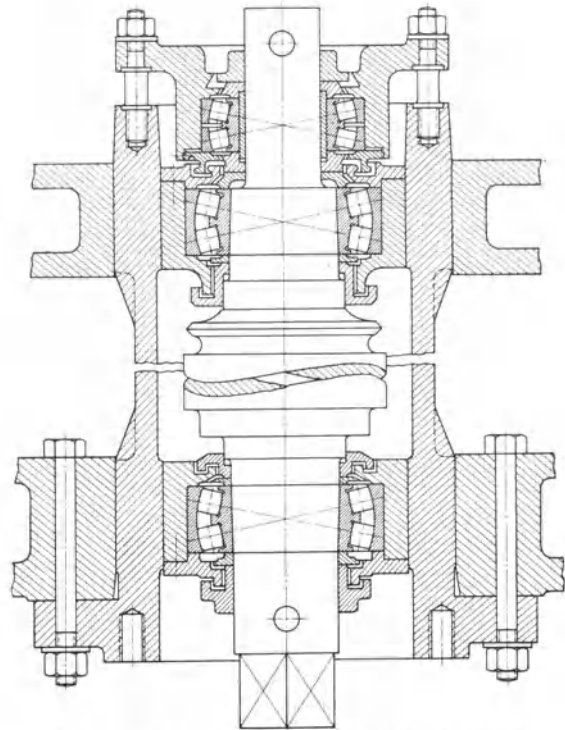
(646) Zerkleinerer für Fischgräten.

gerichteten Drücke von den beiden Zylinderrolllagern aufgenommen, während die axiale Führung nach beiden Richtungen durch das Radiaxlager erfolgt. Damit unter allen Umständen eine Teilnahme des Führungslagers an der Aufnahme der radialen Belastung verhindert wird, sitzt der Außenring des Lagers mit Luft im Gehäuse. Um ein Mitlaufen des Außenringes, vor allen Dingen bei hin- und hergehender Belastung, zu vermeiden, kann der Außenring in einen weichen Ring gepreßt werden, der seinerseits mit Luft eingebaut ist (647). Durch einen Stift, der in eine Nute des Ringes greift, wird dieser am Drehen gehindert.

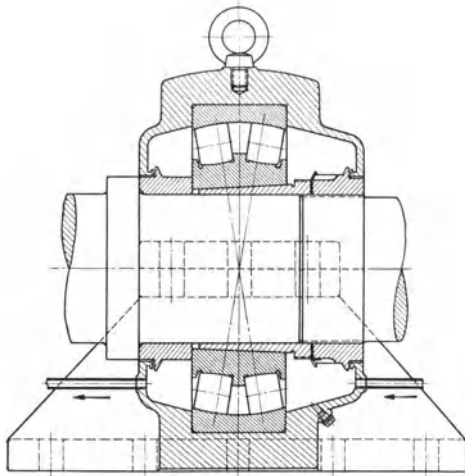
Falls die Gleichachsigkeit der Lagerstellen zu wünschen übrig läßt, ist es zweckmäßig, ein Pendelkugellager der breiten Reihe zu verwenden. Diese Lagerart ermöglicht ebenfalls die Aufnahme erheblicher Axialdrücke. Bei hoher Last kann auch ein Pendelrollenlager benutzt werden (648). In diesem Falle ist die Anordnung so getroffen, daß der Außenring in einem von dem Traglager unabhängigen Gehäuse sitzt, damit die Walze in Längsrichtung eingestellt werden kann. Die axiale Tragfähigkeit der Pendelrollenlager ist so hoch, daß sie sogar als Schiffsdrucklager verwendet werden können (649).



(647) Lagerung einer Kreiselpumpe.

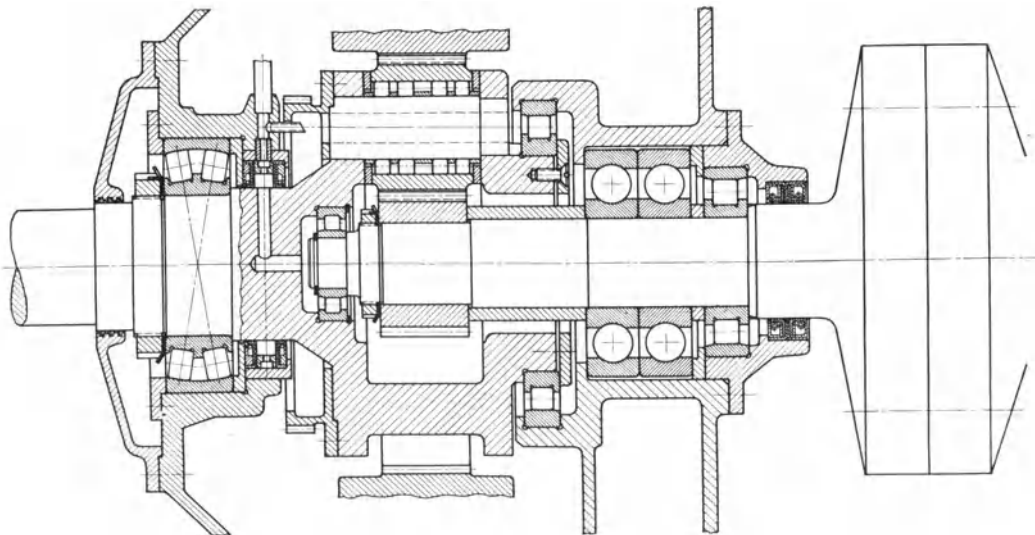


(648) Lagerung der Vertikalwalze einer kontinuierlichen Drahtstraße.



(649) Schiffsdrucklager.

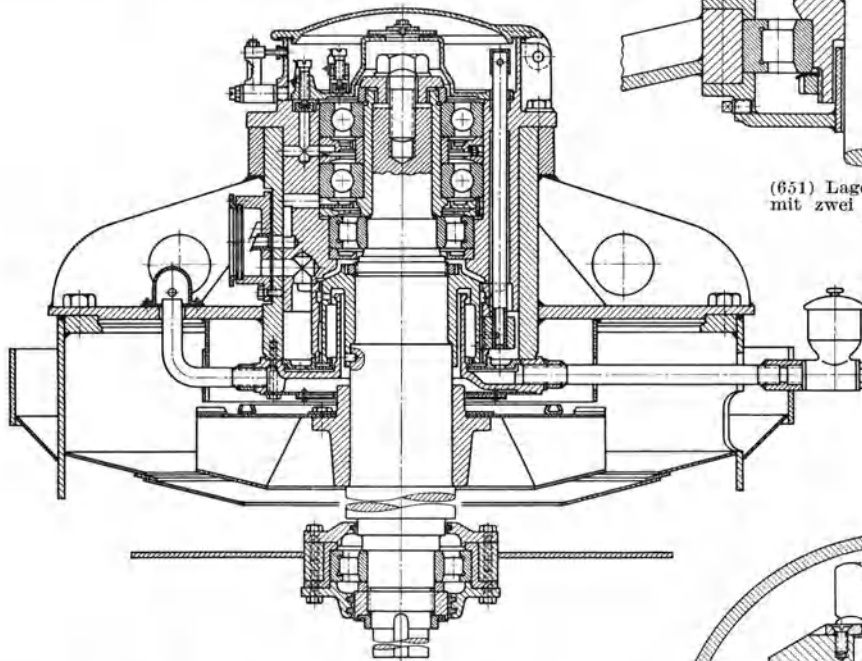
Statt der Radiallager werden auch sog. Dreipunkt- und Vierpunktlager vorgeschlagen. Wegen der großen Reibung können diese Lager nur bei geringer Drehzahl benutzt werden. Als Führungslager eignet sich aber gut das zweireihige Schrägkugellager mit einteiligen Laufringen, bei welchem die Anordnung in der gleichen Weise wie bei Radiallagern oder Pendellagern erfolgen kann. Wenn die Drehzahl



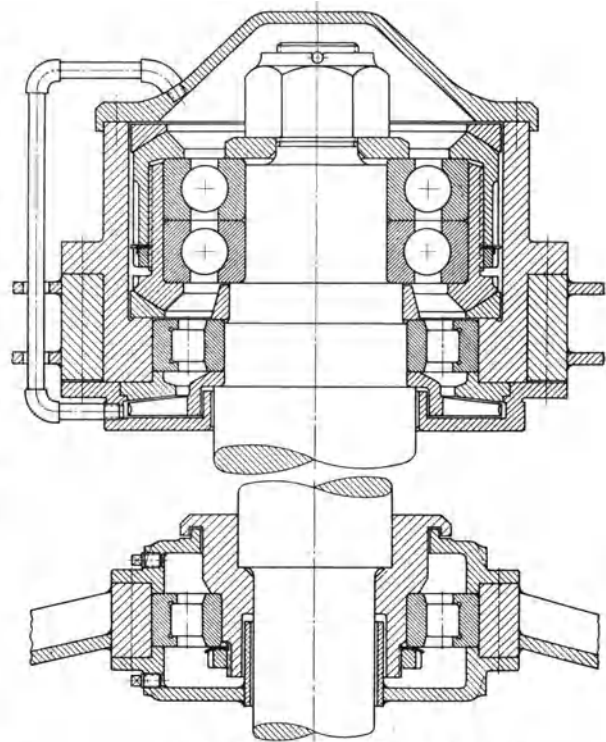
(650) Planetengetriebe.



weder die Anwendung eines Pendelrollenlagers noch den Einbau eines Längslagers erlaubt, ein einziges Radiaxlager aber für die Belastung nicht genügt, schaltet man, wie die Bilder (650), (651) und (652a) zeigen, zwei Radiaxlager hintereinander. Um eine Verachsung auszugleichen, sitzen die beiden Radiaxlager (651) in einer Büchse, die sich auf kugelförmigen Flächen einstellen kann. In Bild (652a) sind zwischen beiden Lagern Federn angeordnet, deren Stärke so gewählt ist, daß jedes Lager gerade die halbe Last erhält. Bei der Ausführung nach Bild (652b) müssen die Federn so bemessen werden, daß sie die axiale Belastung entsprechend dem für die Lebensdauer



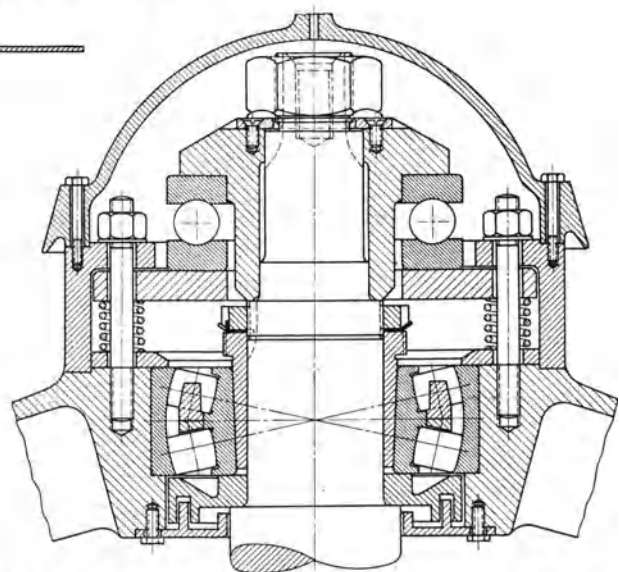
(651) Lagerung eines Vertikalmotors mit zwei Radiaxlagern zur Axialdruckaufnahme.



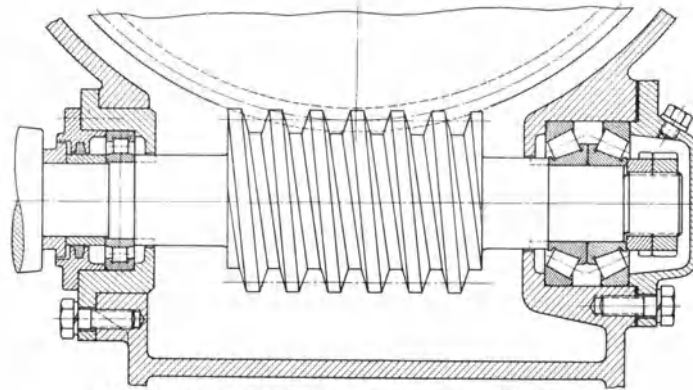
(652a) Lagerung eines Vertikalmotors mit zwei Radiaxlagern zur Axialdruckaufnahme.

günstigsten Verhältnis auf die Lager verteilen. In den anderen Fällen muß dafür gesorgt werden, daß der Überstand beider Lager möglichst gleich groß ist.

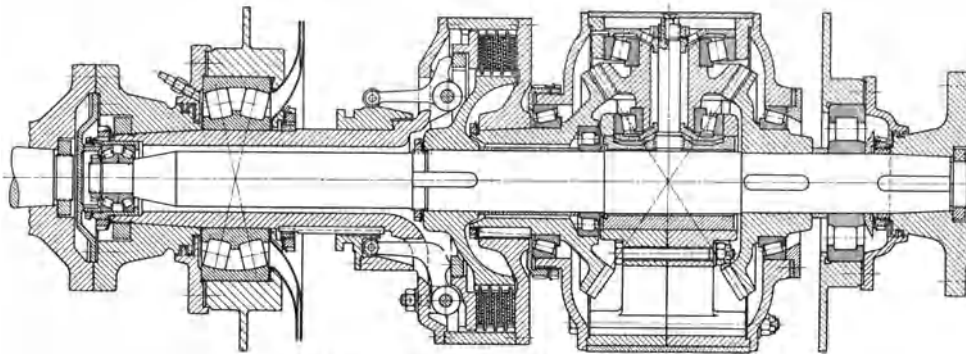
**4,2225 Axiale Führung durch zwei paarweise angeordnete „offene“ Lager in einer Lagerstelle.** Falls die Anordnung eines Längslagers oder die Unterbringung eines besonderen Querlagers für die axiale Führung der Welle nicht möglich ist, kann man zwei paarweise eingebaute Kegelrollenlager in Verbindung mit einem dritten Lagersystem als Loslager verwenden (653), (654), (655) und (656).



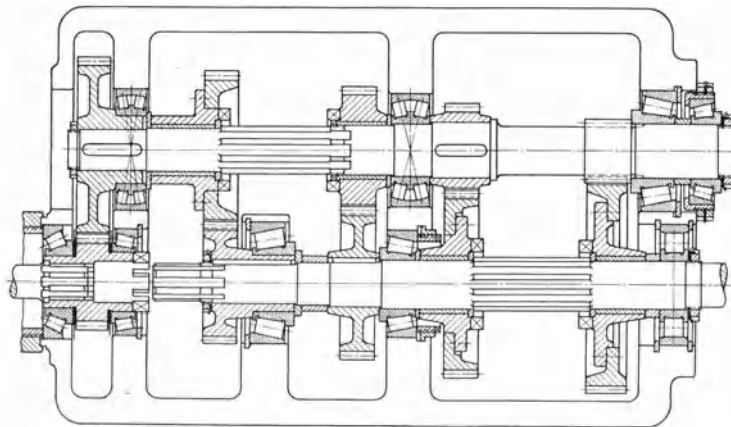
(652b) Halslager eines Vertikalmotors mit einem Längslager und Druckausgleichfedern.



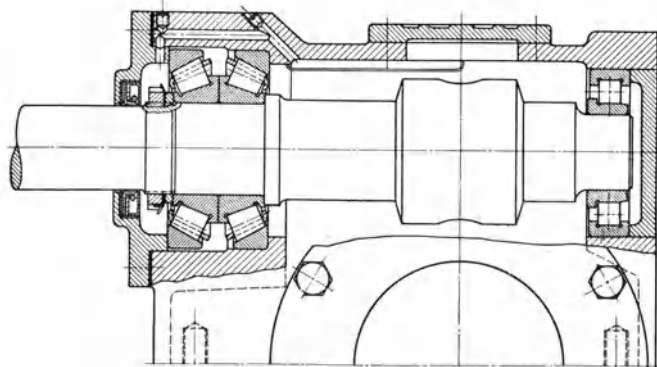
(653) Lagerung der Schneckenwelle einer Schiffswinde.



(654) Lagerung eines Schiffswendegerätes.



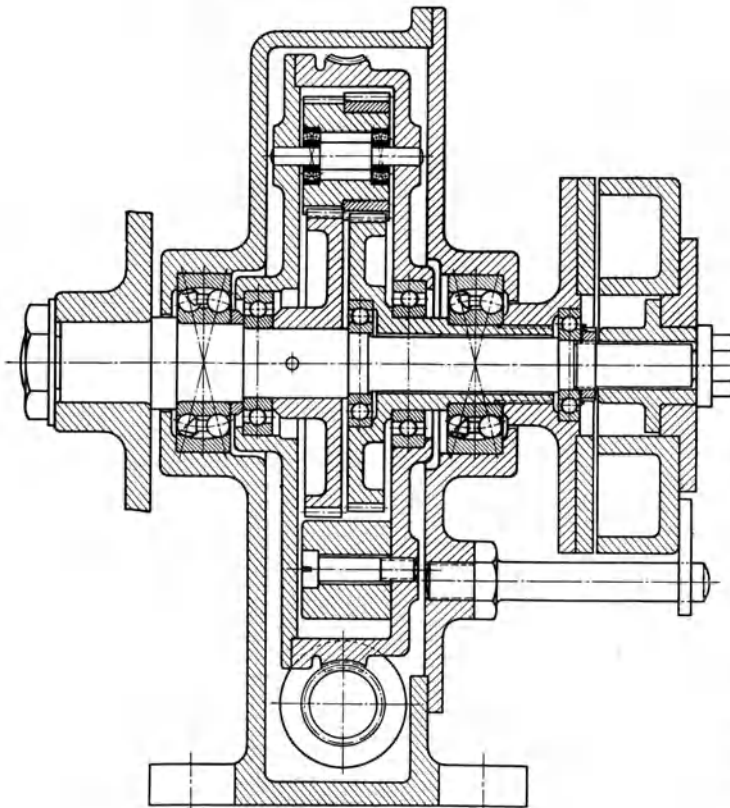
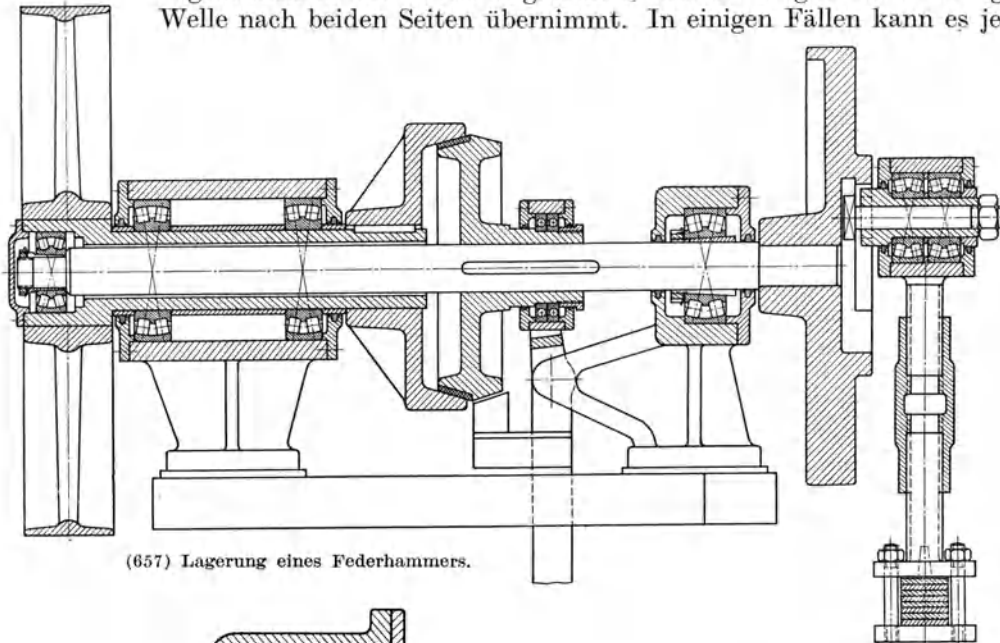
(655) Lagerung des Getriebes eines Triebwagens.



(656) Globoidschneckenlagerung.

#### 4.223 Axiale Führung in zwei Lagern.

4.2231 Axiale Führung durch zwei „geschlossene“ Lager. Wegen der leichteren Bearbeitung und der größeren Sicherheit beim Einbau werden „geschlossene“ Querlager im allgemeinen in der Weise angeordnet, daß ein Lager die Führung der Welle nach beiden Seiten übernimmt. In einigen Fällen kann es jedoch



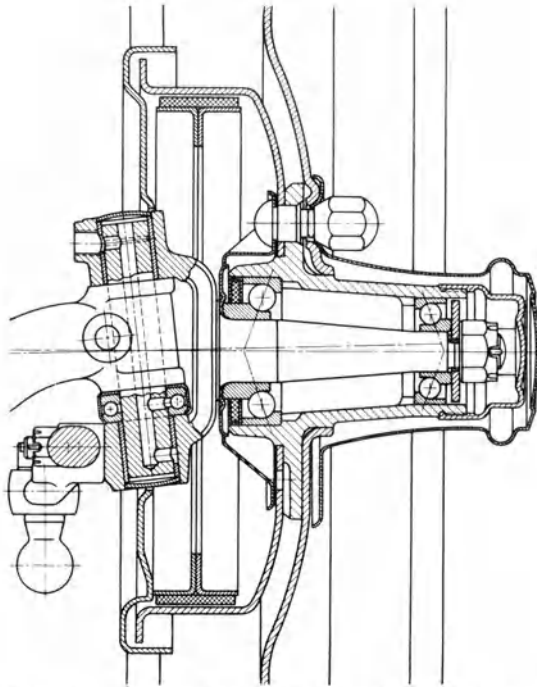
(658) Antrieb eines Spiegelteleskops.

zweckmäßig sein, sie wechselseitig an der Führung in Achsrichtung zu beteiligen; Voraussetzung dafür ist aber ein geringer Abstand der beiden Lager. Eine solche Bauart zeigt Bild (657). Die Lager neben der einen Kupplungshälfte sind in einem gemeinsamen Gehäuse so eingebaut, daß jedes Lager nach einer Seite die Führung übernimmt. Um eine axiale Verklemmung der Lager zu vermeiden, muß die Entfernung der äußeren Seitenflächen der Lager kleiner sein, etwa 0,2 mm, als das Maß zwischen den Schulterflächen. Das gleiche trifft zu für die Lagerung des Antriebes eines Spiegelteleskops (658), bei welchem alle Lager nur nach einer Seite führen. Der

Abstand der seitlichen Zentrierflächen bis zu den Gehäuseschultern muß also so bemessen werden, daß bei festverschraubten Gehäusen das Maß zwischen den Anlageflächen

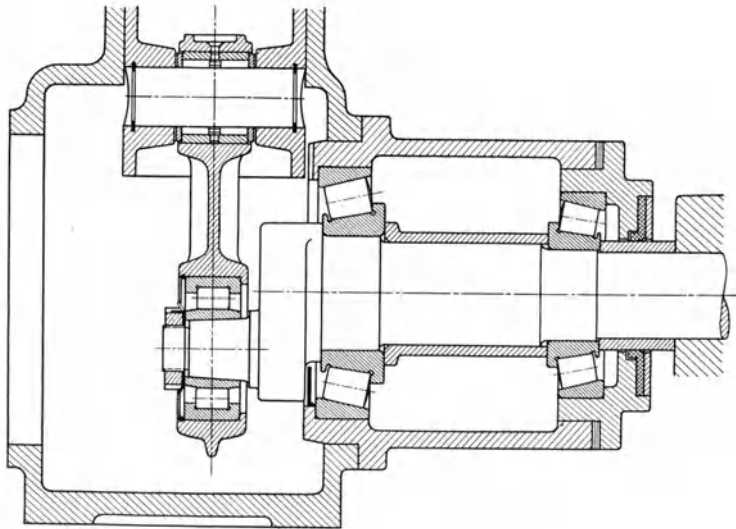
außen größer ist als zwischen den Anlageflächen auf der Welle. Ist ein axiales Spiel nicht zulässig und eine Vorspannung erwünscht, dann muß diese mit großer Sorgfalt durchgeführt werden.

**4,2232 Axiale Führung durch zwei „offene“ Lager.** Zwei nach einer Seite „offene“ Lager, z. B. Schulterkugellager, Schulterrollenlager, Schrägkugellager oder Kegelrollenlager, müssen, abgesehen von Sonderfällen, immer gemeinsam die radiale und axiale Führung übernehmen, das eine nach der einen Seite, das andere nach der anderen Seite. Zwischen diesen Lagerarten besteht insofern ein Unterschied, als eine geringe Verschiebung des einen Laufringes gegenüber dem anderen in axialer Richtung bei Schrägkugellagern und Kegelrollenlagern gleichzeitig die radiale Luft verändert, während bei Schulterkugellagern und Schulterrollenlagern durch eine Verschiebung in Achsrichtung ein solcher Einfluß nicht hervorgerufen wird. Bei Schulterkugellagern ist dies erst dann der Fall, wenn die Kugeln an die Schultern gepreßt werden und die Verbindungslinie der Berührungspunkte am Innen- und Außenring eine geneigte Lage einnimmt.



(659) Lagerung eines Vorderrades mit Schrägkugellagern.

Die einseitig „offenen“ Bauarten bedingen einen verhältnismäßig geringen Lagerabstand und eine geringe Temperaturdifferenz zwischen Welle und Gehäuse (659) und (660). Bei der Einstellung der Axialluft muß auf die Ausdehnung von vornherein Rücksicht genommen werden. Die Luft sollte immer größer sein als die aus der Wärmedehnung resultierende Veränderung, weil eine Verklemmung in Achsrichtung hohe Reibung und Temperatur hervorruft, die zu einer Zerstörung des Lagers führen kann. Bei großem Abstand sollten diese Lager so angeordnet werden, daß die Ausdehnung der Welle die Luft vergrößert (661) oder gegen eine Feder wirkt (662). Bei kleinen Lagern kommt es vor,

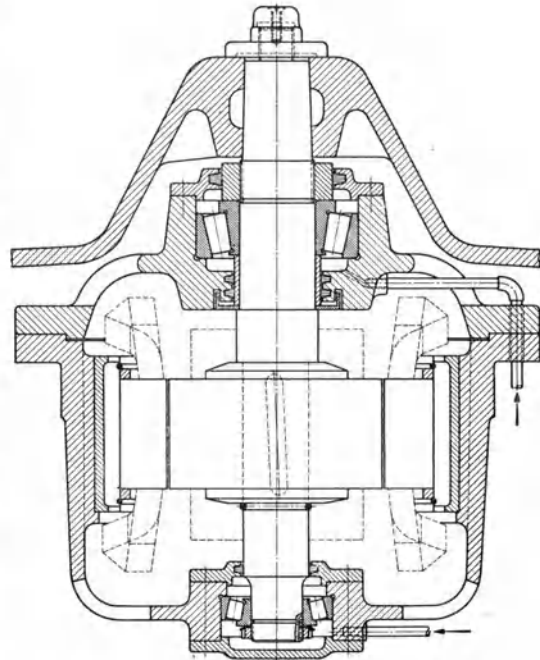


(660) Lagerung eines Kolbenkompressors.

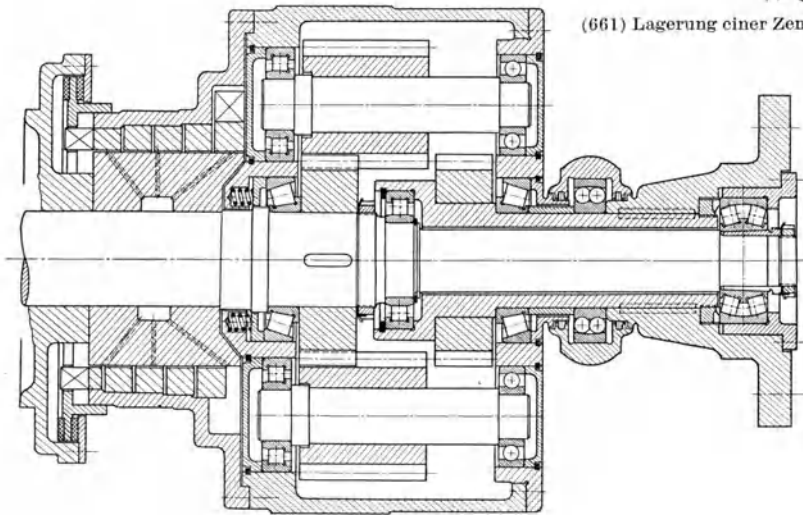
daß durch zu starke seitliche Anspannung dauernde Eindrücke in den Laufbahnen erzeugt werden, die starke Geräuschbildung und frühzeitige Ermüdung zur Folge haben. Auch in diesem Falle sind daher Federn zweckmäßig (663). Bei Schulterrollenlagern verwendet man Abstandshülsen zwischen den inneren und äußeren Laufringen, die so bemessen sind, daß die Länge der Büchsen um das gewünschte Spiel verschieden ist (664).

Es ist aber auch möglich, die Laufringe so zu versetzen (665), daß eine Verklemmung nicht zu befürchten ist.

Für Kegelrollenlager und Schrägkugellager lassen sich solche Anordnungen nicht verwenden, weil die Toleranz der Gesamtbreite des Lagers wegen der geneigten Laufbahnen zu großen Schwankungen unterliegt und die Einschränkung der Breitentoleranz eine erhebliche Verteuerung bedeuten würde. Auch das Zupassen einzelner Zwischenbüchsen ist schwierig und mit hohen Kosten verbunden. Man sollte daher bei diesen Lagerarten die axiale Anstellung immer durch Schrauben, Muttern oder dünne Bleche vornehmen, die in ihrer Dicke so abgestuft sind, daß eine genügend genaue Einstellung möglich wird (666). Bei Schulterkugellagern ist

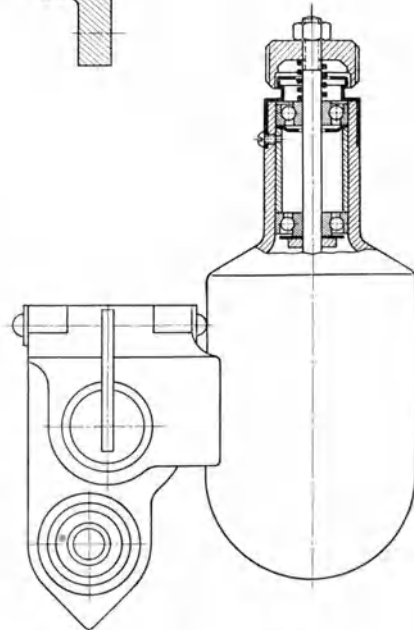


(661) Lagerung einer Zentrifuge mit zwei Kegelrollenlagern.

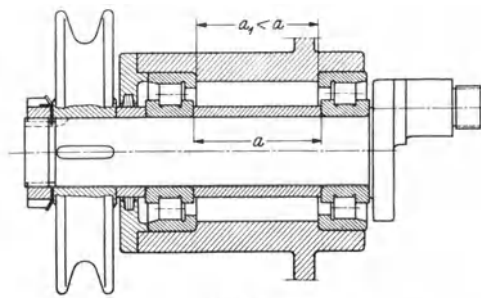


(662) Lagerung eines Wendegetriebes.

eine federnde Anstellung zu empfehlen, wenn ein kleines Spiel oder ein geräuschwacher Lauf erzielt werden soll. Auch bei Kegelrollenlagern kann man Vorrichtungen verwenden, die eine allzugroße Vorspannung der Lager ausschließen. Im allgemeinen sind jedoch derartige Maßnahmen nicht erforderlich, da die Arbeiter nach verhältnismäßig kurzer Zeit über eine genügende Übung bei der Anstellung solcher Lager verfügen. Die Anordnung Bild (665) ist auch insofern bemerkenswert, als die Zahnräder der Hauptachse durch je ein Lager innen und außen geführt werden.

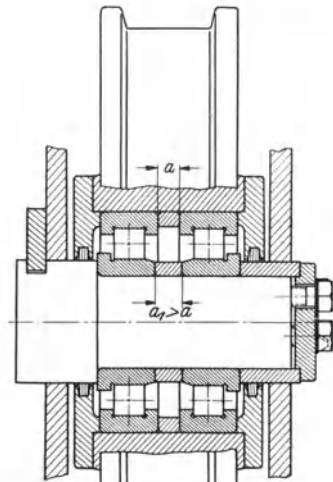


(663) Lagerung einer Fahrradlichtdynamos.

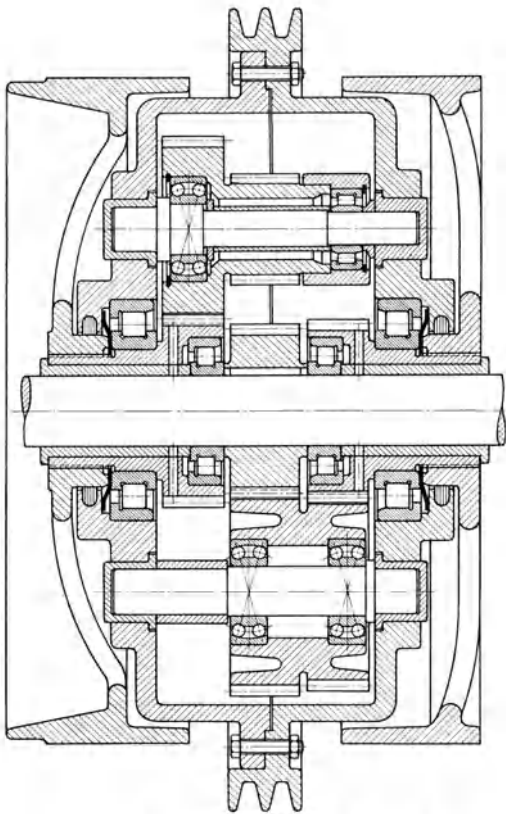


(664 a)

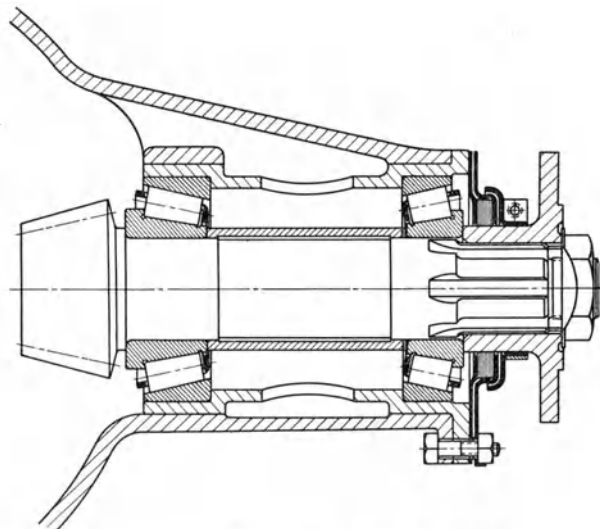
(664 a u. b) Schulterrollenlager mit Abstandshülsen.



(664 b)



(665) Differentialgetriebe für Selfaktor.



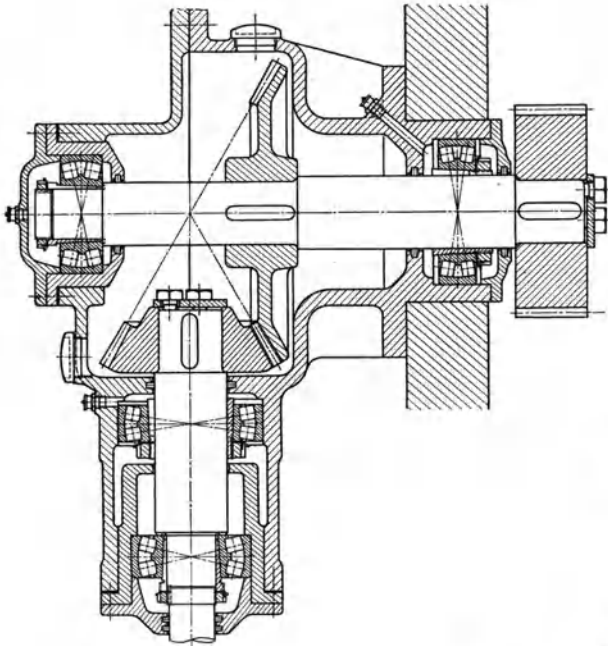
(666) Ritzzellagerung eines Kraftwagens.

#### 4,224 Axiale Führung bei großen seitlichen Bewegungen.

**4,2241 Lager in oder auf verschiebbaren Büchsen.** Die Lagerung einer Schnitzmaschine bedingt eine axiale Verschiebung der stehenden Welle. Zu diesem Zweck werden die Lager in besonderen Büchsen angeordnet (667). Mit Hilfe eines Trapezgewindes kann das Gehäuse nach beiden Richtungen verschoben werden. Die axial festgelegten Lager nehmen die Welle und das Zahnrad mit. Das zweite Lager sitzt in einer verschiebbaren Büchse oder auf einer Hülse, in der sich die Welle verschiebt. Das bogenverzahnte Ritzel eines Personenwagens (718) wird mit der äußeren Büchse eingestellt, ähnlich wie bei dem Druckwerkantrieb einer Rotationsmaschine Bild (668). Bei der Lagerung eines Ventilators (669) ist die notwendige Verschiebung so gering, daß sie in dem Zylinderrollenlager vor sich gehen kann. Die Lagerung einer Kegelstoffmühle ist so ausgebildet, daß die Welle mit dem Kegel in der Längsrichtung verschoben werden kann (670). Das Lager auf der einen Seite führt die Welle und ist mit dem Gehäuse verschiebbar.

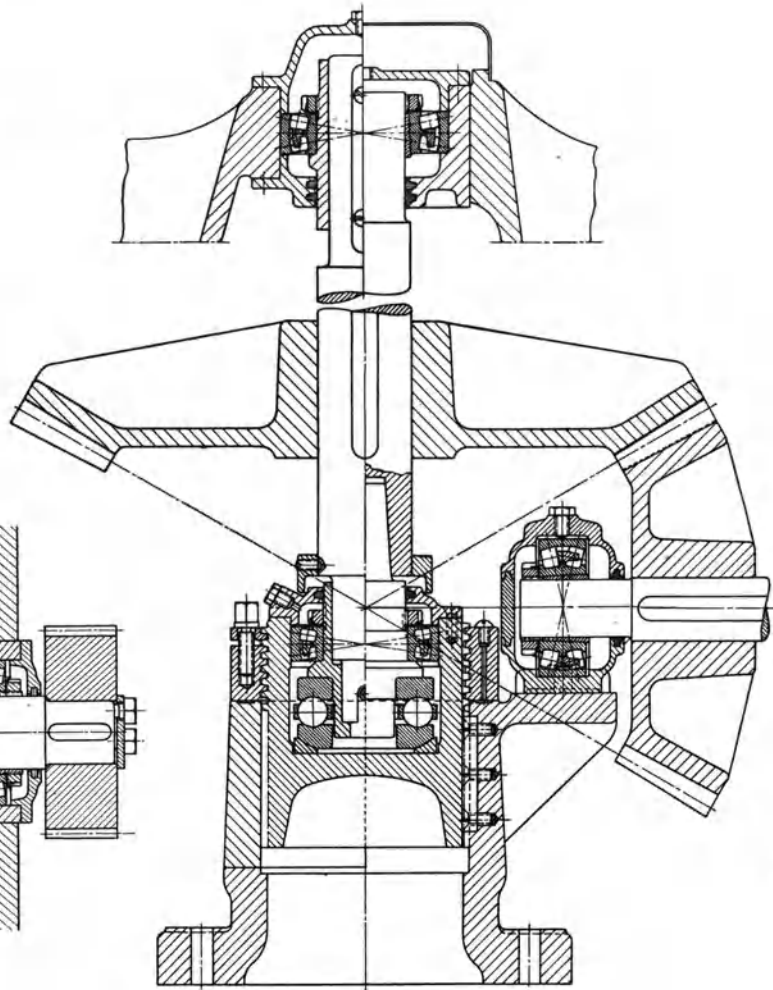
Die beiden Lager neben dem Antrieb sitzen in besonderen Büchsen, die in den seitlich offenen Tragkörpern verschoben werden können. In Bild (671) ist die Welle in einer langen Büchse, die den Innenring trägt, beweglich.

Beim Verschieben der Außenringe „geschlossener“ Querlager treten Reibkräfte auf, die eine zusätzliche Belastung hervorrufen. Bei starken Wärmedehnungen und Lagern mit verhältnismäßig geringer Breite können diese

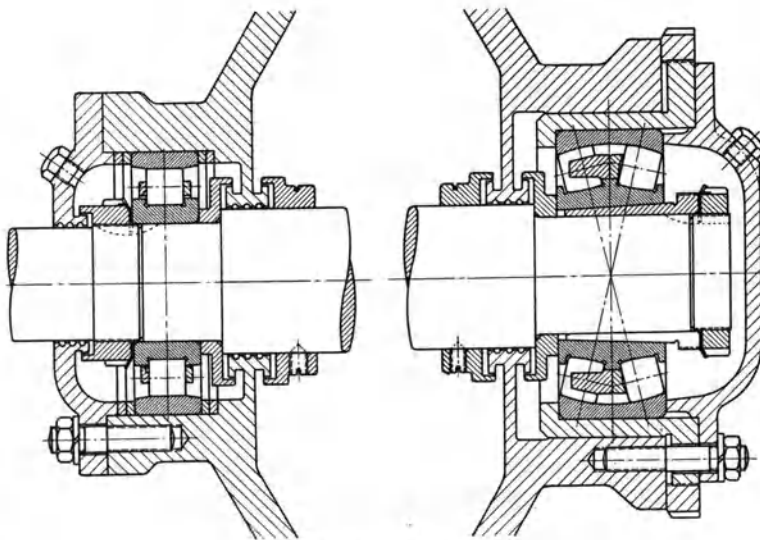


(668) Lagerung eines Druckwerkkantriebes.

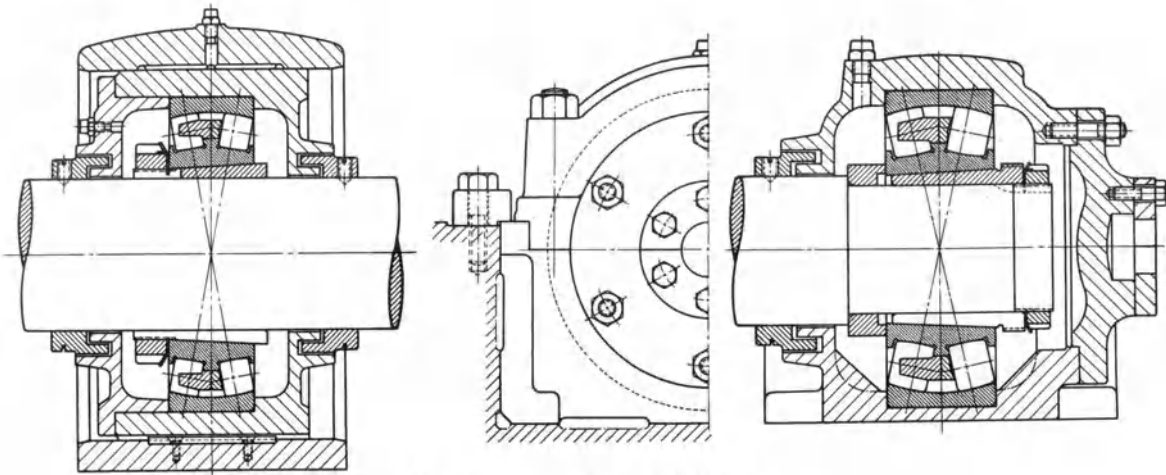
Drücke so hoch werden, daß ein Kippen der Außenringe zu befürchten ist, vor allen Dingen, wenn die Gehäusebohrungen nicht vollkommen gleichgerichtet sind. Für Schiffswellenlager, die solchen Beanspruchungen unterliegen, wurde mit Erfolg eine Ausführung mit einer besonderen Gleitbüchse (672) erprobt.



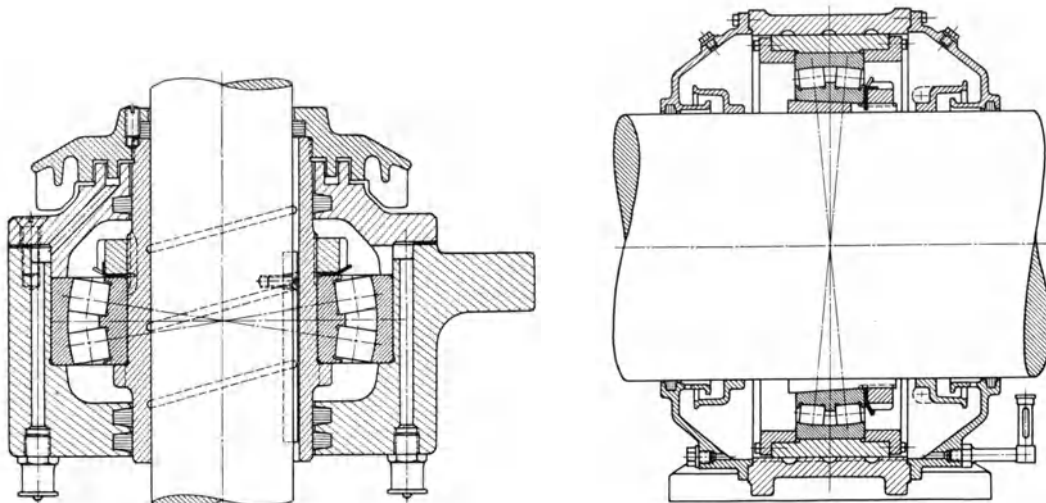
(667) Lagerung einer Schnitzelmaschine.



(669) Ventilatorlagerung.



(670) Lagerung einer Kegelstößmühle.

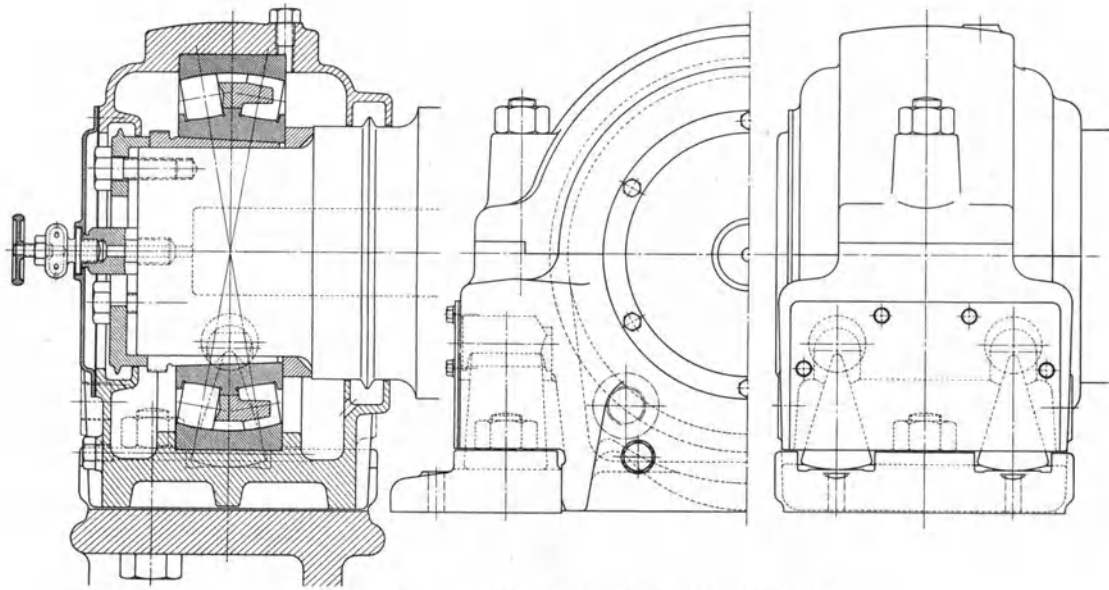


(671) Lagerung eines Mahlganges.

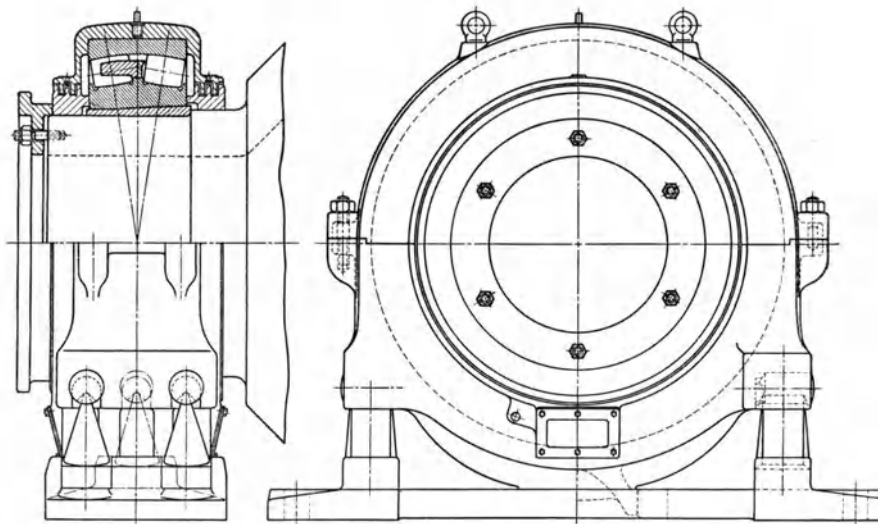
(672) Schiffswellenauflager.

**4,2242 Gehäuse auf Schneiden, Rollen oder Linearlagern.** Derartige Schwierigkeiten können auch durch eine Anordnung vermieden werden, bei welcher das Gehäuse auf drei Schneiden ruht, die einen Zylinderausschnitt darstellen (673). Die obere abgerundete Kante der Schneide liegt in einem entsprechend geformten Druckstück, die Zylinderfläche ruht auf einer ebenen Scheibe. Die Rundung der Kante und die Zylinderfläche haben die gleiche Achse. Alle Teile bestehen aus Chromstahl und sind wie Rollkörper gehärtet. Da sich die Schneiden auf ihrer Unterlage abwälzen, erfolgt die seitliche Bewegung des Einbaustückes infolge Wärmedehnung — bei zwei Schneiden (675) auch die Einstellung — bei geringem Widerstand ohne Änderung der Höhenlage und vollkommen stoßfrei. Die Schneiden sollten daher immer gewählt werden, wenn es sich um große Lager, also große Lasten und große Verschiebungen handelt. Bild (674) zeigt diese Ausführung bei dem Halslager einer Rohrmühle, Bild (675) bei der Lagerung eines Kalanders. Die gleiche Wirkung kann mit Zylinderrollen erzielt werden (676). Bei gleicher Höhe ist jedoch die Federung größer. Deshalb ist die Form Bild (677) vorzuziehen, die eine bessere Schmiegun g besitzt. Die sog. Linearlager (678) erlauben zwar axiale Bewegung, aber keine Einstellung bei zwei Lagern in einem Gehäuse. Außerdem ist eine sehr sorgfältige Bearbeitung der Unterlage erforderlich.

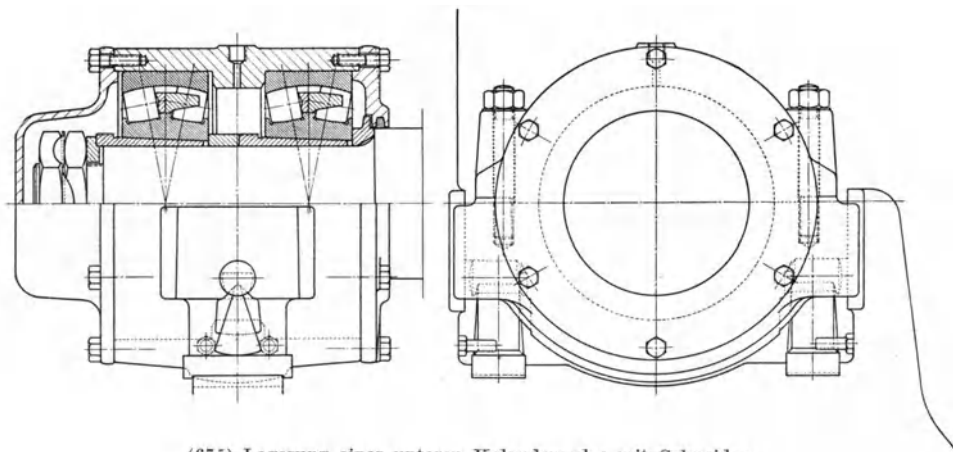




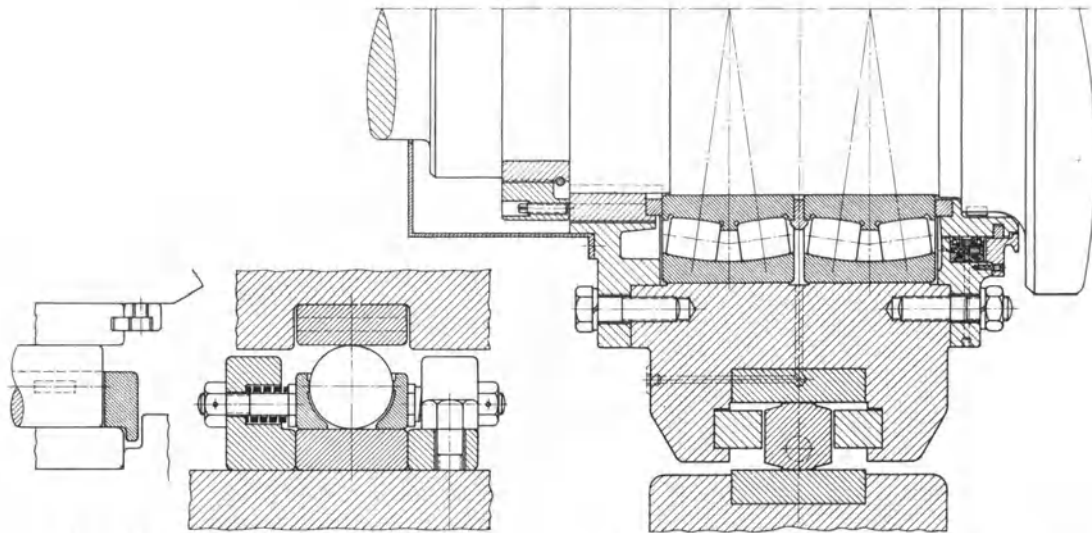
(673) Lagerung eines Trockenzylinders mit Schneiden.



(674) Halslager einer Rohrmühle auf Schneiden.

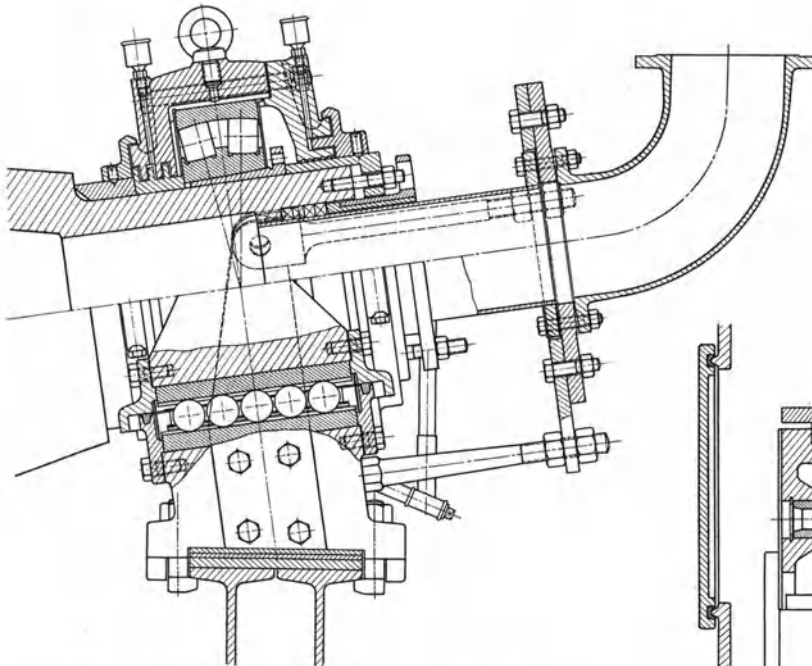


(675) Lagerung einer unteren Kalandervalze mit Schneiden.



(676) Gehäuse auf einer Rolle abgestützt.

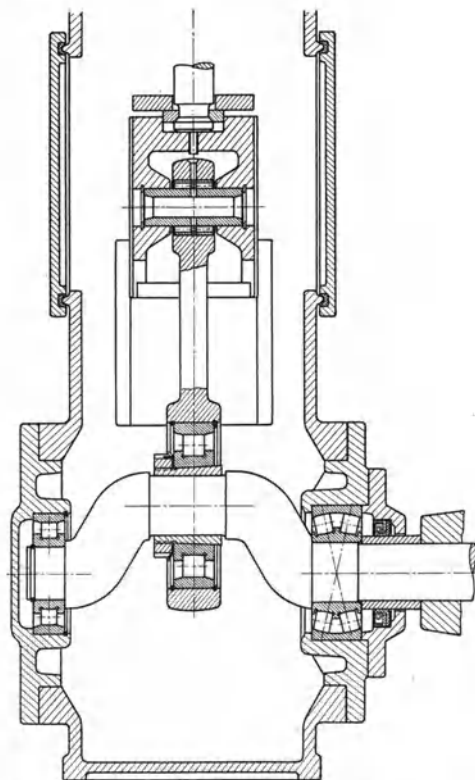
(677) Walzwerksgehäuse auf Druckstücken mit tonnenförmigem Querschnitt.



(678) Halslager einer Rohrmühle auf Linearlagern.

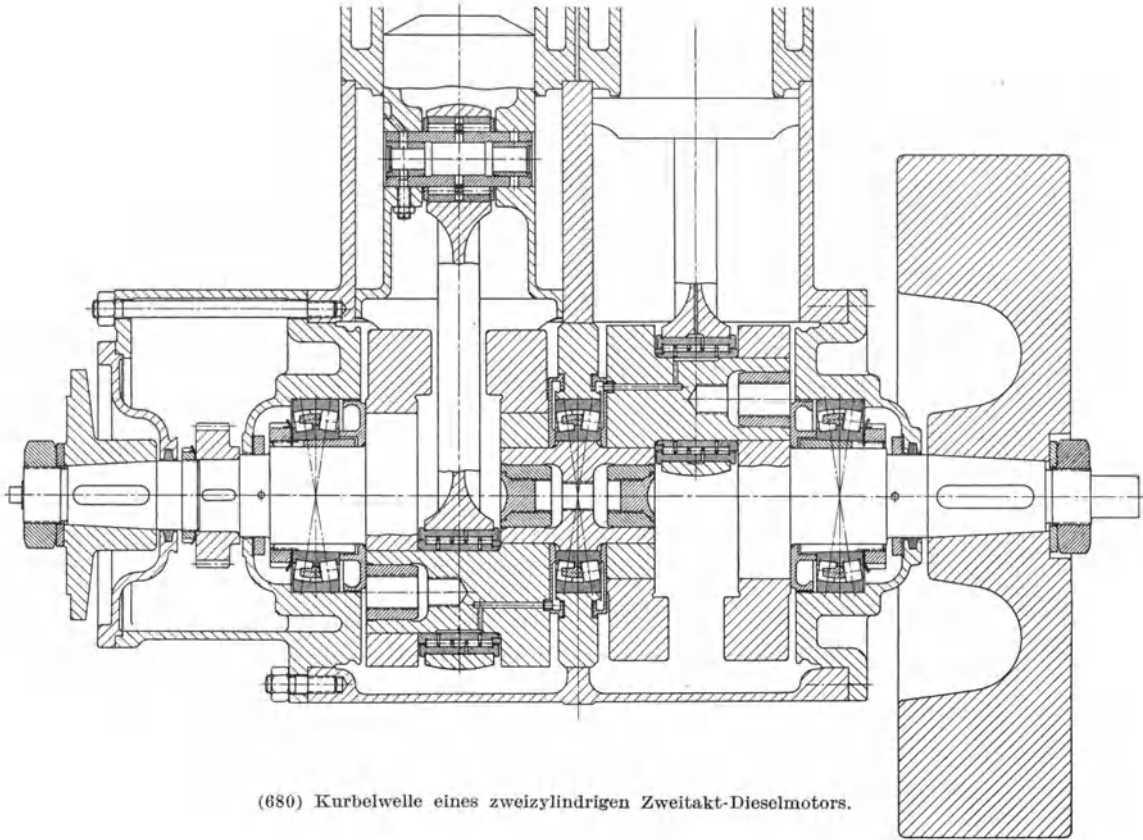
**4,225 Axiale Führung bei Sonderbauarten.**

**4,2251 Axiale Führung bei einem Lager in Verbindung mit einer Gleitbahn.** In bezug auf die Führung stellt die Lagerung der Pleuel- oder Kurbellager einen Sonderfall dar. Je nach der Bauart der Maschine erfolgt die Führung in einem besonderen Gleitstück oder in Verbindung mit einem Lager durch den Kolben (679). Das Pleuellager in Bild (680) verhindert sowohl die axiale Bewegung als auch das Verdrehen. Bei der HIRTH-Kurbelwelle wird der Käfig zur Führung der Pleuellstange herangezogen (681). Bild (682)



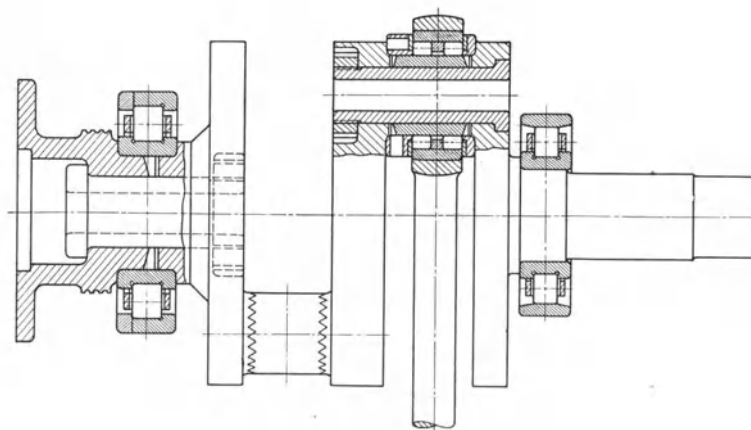
(679) Lagerung der Kurbelwelle eines Kompressors.

zeigt die Lagerung der Pleibstange und Kuppelstangen einer Lokomotive mit je einem Pendelrollenlager. Um das Verdrehen der Kuppelstangen zu begrenzen, wurde in einem



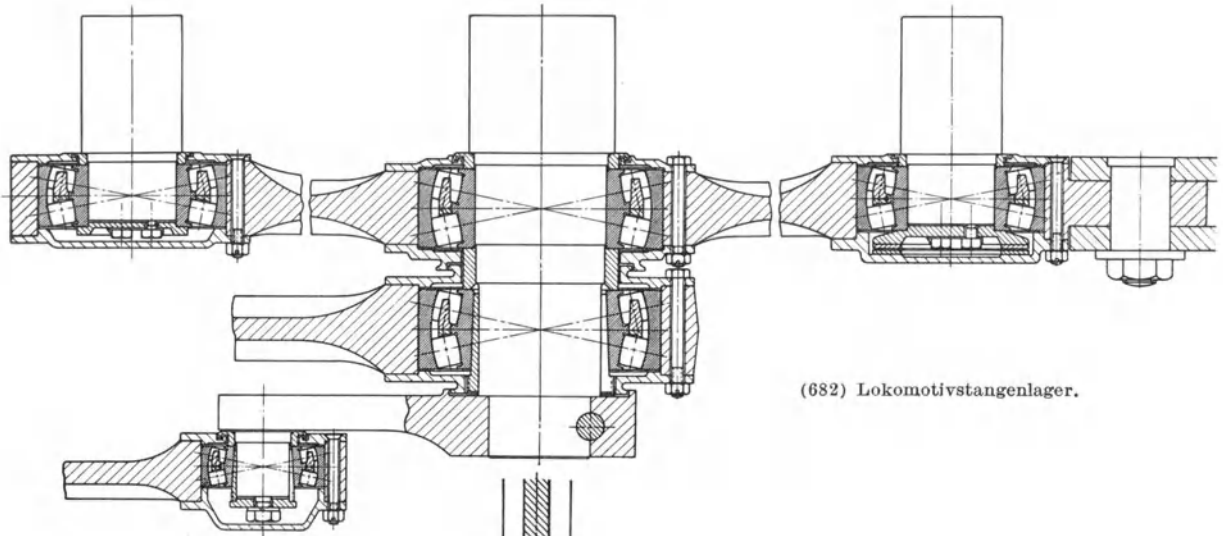
(680) Kurbelwelle eines zweizylindrigen Zweitakt-Dieselmotors.

Deckel und auf dem zugehörigen Zapfen je eine Stützscheibe vorgesehen. Die Stelze eines Sägegatters (683) wird in dem Pendelrollenlager und dem oberen Lager mit Gleitstück

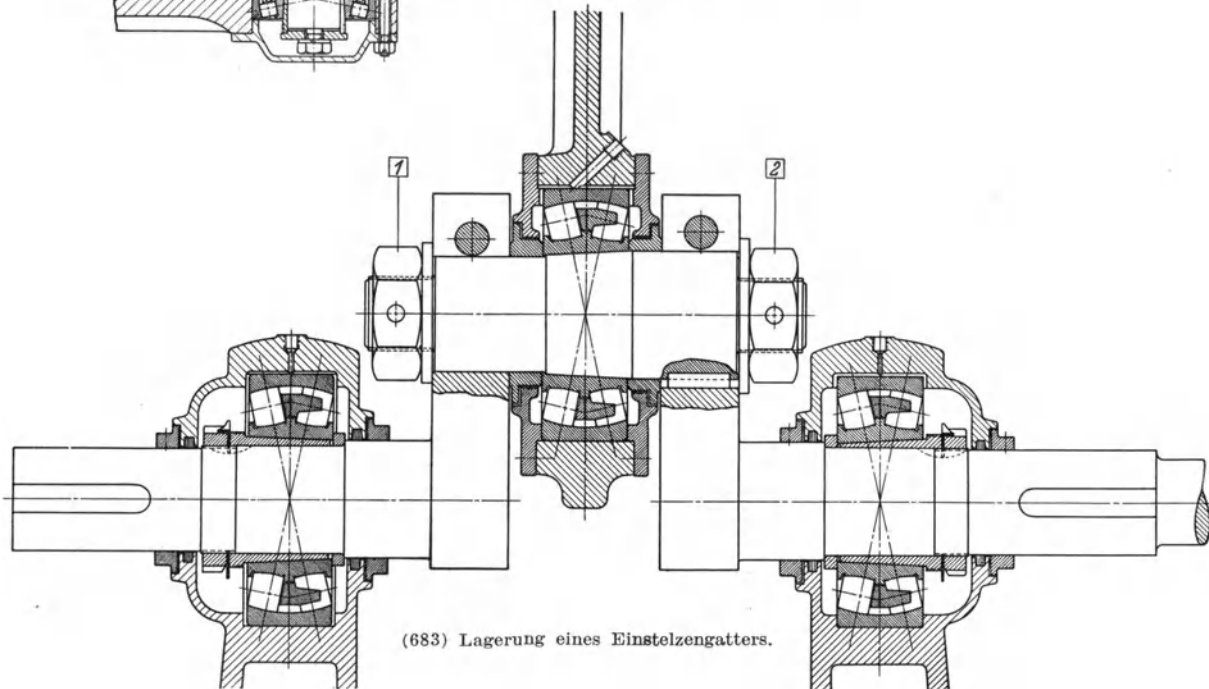


(681) Geteilte Kurbelwelle nach HIRTH.

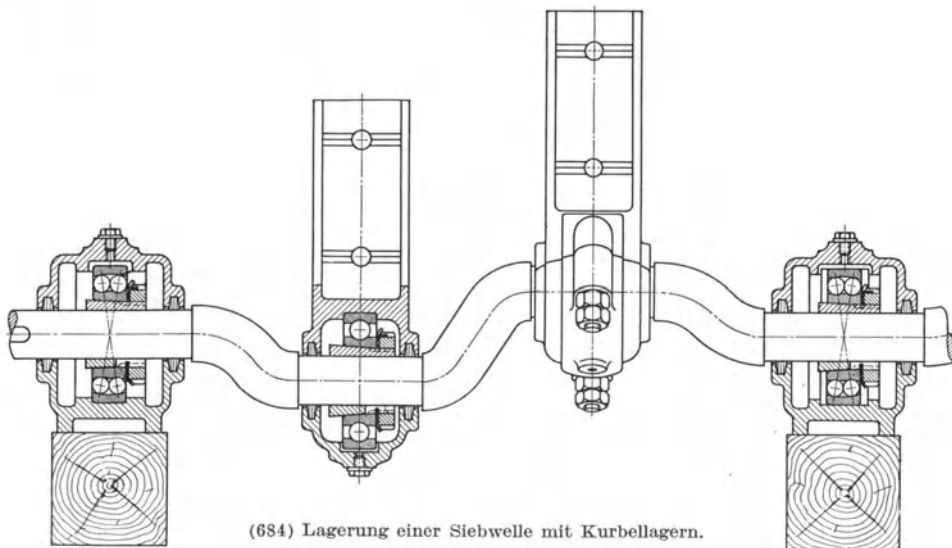
gehalten. Bei der Exzenterlagerung einer Dreschmaschine übernimmt ein Radiallager oder ein zweireihiges Rillenkugellager die Führung (684), (685) und (686). Zur Lagerung des Kurbelarmes eines Hackers dienen zwei Zylinderrollenlager, von denen das eine die axiale Bewegung begrenzt (687).



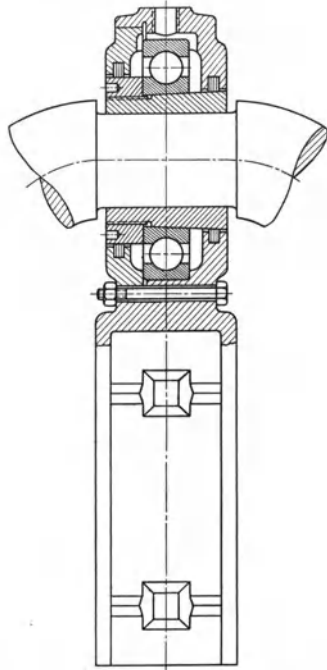
(682) Lokomotivstangenlager.



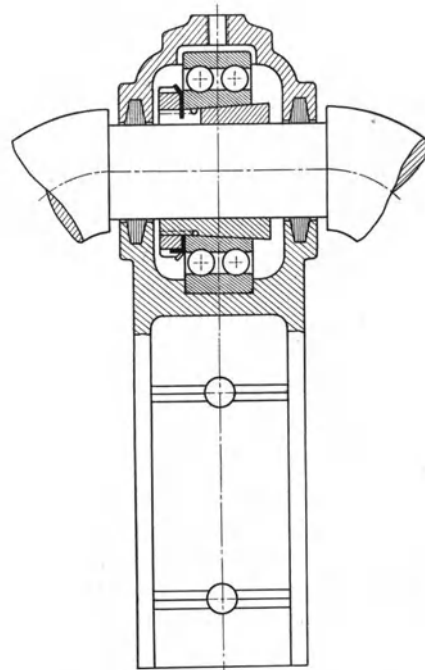
(683) Lagerung eines Einstelzengatters.



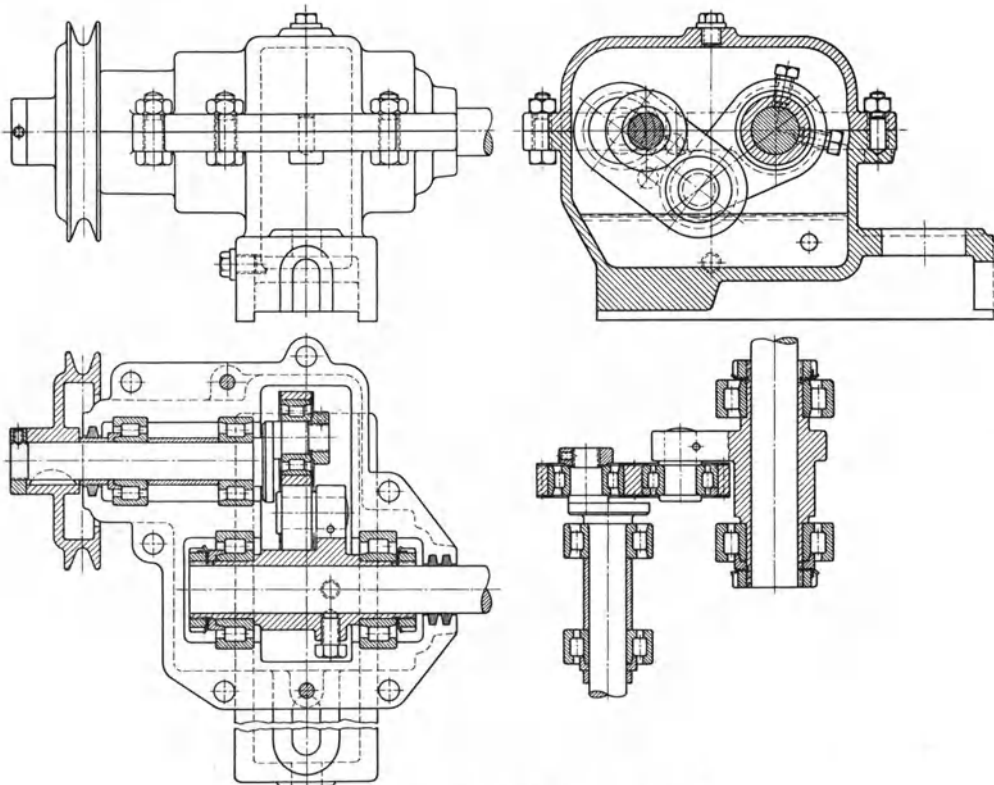
(684) Lagerung einer Pleiwelle mit Pleuellagern.



(685) Einteiliges Kurbelgehäuse.

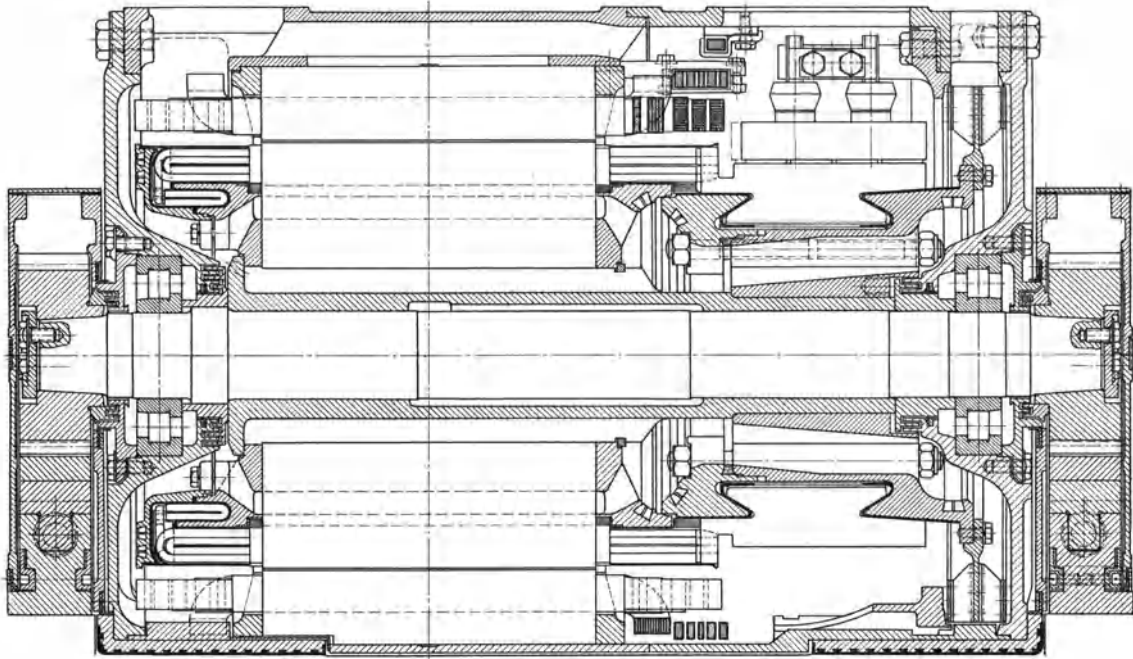


(686) Zweiteiliges Kurbelgehäuse.



(687) Lagerung eines Hackerkastens.

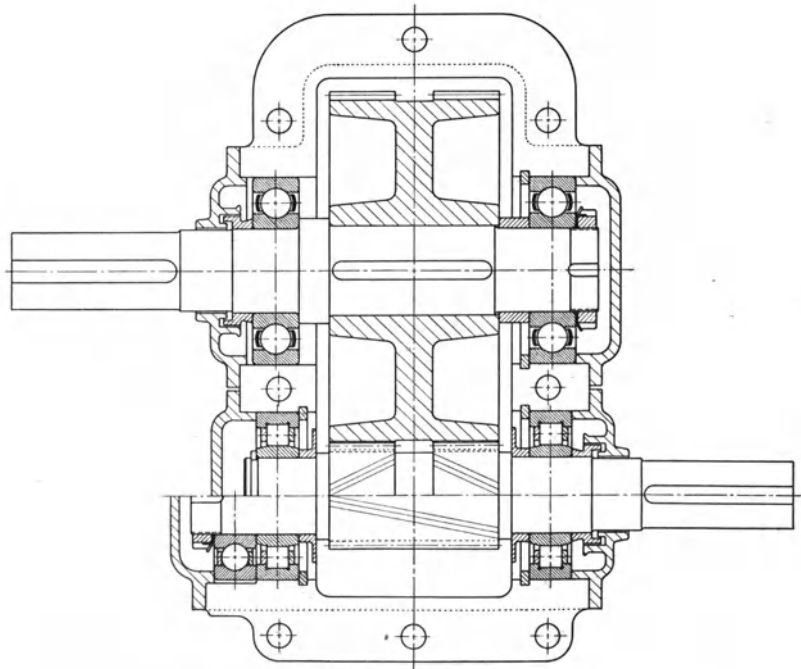
**4,2252 Axiale Führung durch Zahnräder.** Es gibt Fälle, bei denen die axiale Führung der Welle nicht durch die Lager erfolgen kann. Bei Bahnmotoren mit zweiseitigem Antrieb



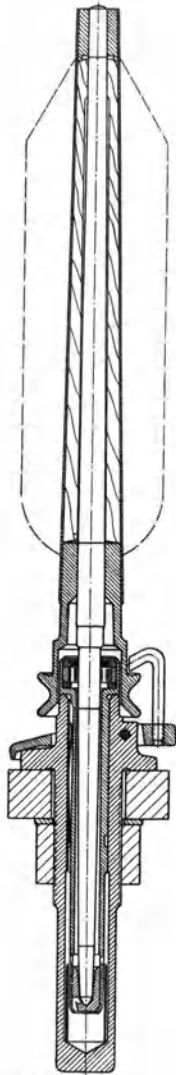
(688) Lokomotivmotor mit beiderseitigem Antrieb.

und Schrägverzahnung (688) ist die Lage des Ankers durch die Verzahnung gegeben. Um den Eingriff der Zähne nicht zu stören, müssen die Lager eine genügende axiale Bewegung zulassen. Zu diesem Zweck hat man Schulterrollenlager mit genügend großem Axialspiel angeordnet. Ähnliche Maßnahmen sind bei Pfeilverzahnung erforderlich. Auch diese bestimmt die Lage der Welle nach beiden Richtungen (689).

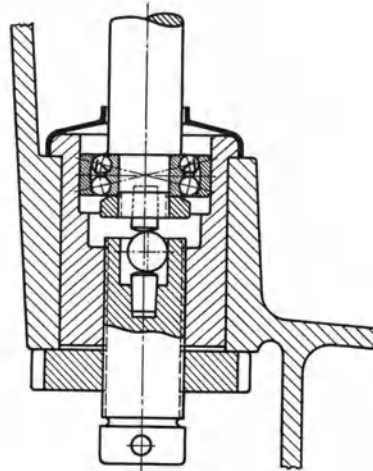
**4,2253 Axiale Führung stehender Spindeln.** Die Spinnspindel (690) ruht unten mit ihrer Kegelspitze in einem gehärteten Führungsstück. Unter dem Wirtel sitzt ein Lager, dessen Rollen unmittelbar auf der gehärteten Spindel laufen. Als Sicherung gegen zu große axiale Bewegung ist ein Haken vorgesehen, der hinter einen Flansch des Wirtels faßt. Für die Abstützung der stehenden Welle von Zentrifugen benutzt man eine Kugel, die, wie Bild (691) zeigt, exzentrisch zwischen



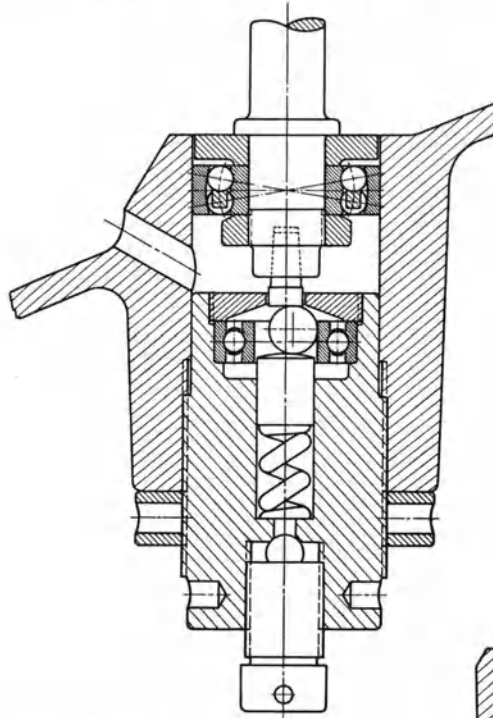
(689) Stirnradgetriebe mit Pfeilverzahnung oder Schrägverzahnung.



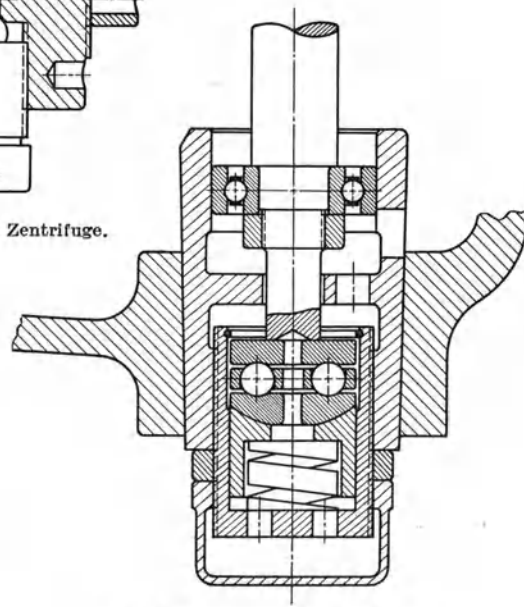
(690) Spinnspindel.



(691) Fußlagerung einer Zentrifuge.



(692) Fußlagerung einer Zentrifuge.



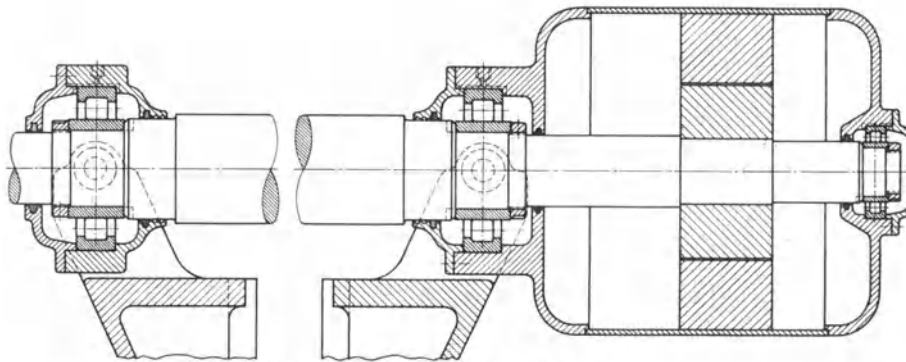
(693) Fußlagerung einer Zentrifuge.

axiale Bewegung der Welle erforderlich. Bei dem Zylinderrollenlager (694) gestatten die breiten, zylindrischen Innenringe einen ziemlich großen Ausschlag nach beiden Seiten. Bei dem „Movaxlager“ (695) wird die Verschiebung des einen Laufringes gegenüber dem anderen dadurch ermöglicht, daß die Kugeln zwischen kegeligen Flächen angeordnet sind. Die Reibung ist bei seitlicher Bewegung geringer als bei dem vorher

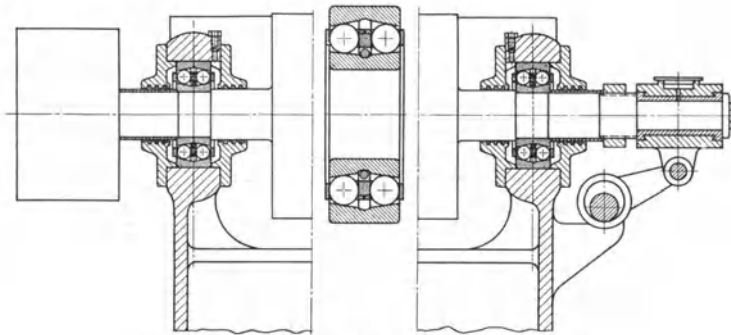
gehärteten Stahlpfropfen liegt. Diese Anordnung soll ein

Abwälzen ermöglichen und den Verschleiß verhindern. Um auch das Gleiten an der radialen Führung zu verringern, läuft die Kugel bei Bild (692) in dem Innenring eines Querlagers, der durch die Gleitreibungskräfte in Drehung versetzt werden soll. Bei der Fußlagerung der Bauart (693) dient ein ganz kleines Längslager, das mit einem Druckstück auf einer Feder ruht, zur Abstützung der stehenden Welle.

**4.2254 Axiale Führung bei großen axialen Bewegungen.** In einigen Fällen, wie z. B. bei Walzen von Textilmaschinen und bei Holzschleifmaschinen, ist eine dauernde



(694) Lagerung eines Holzschleifzylinders.

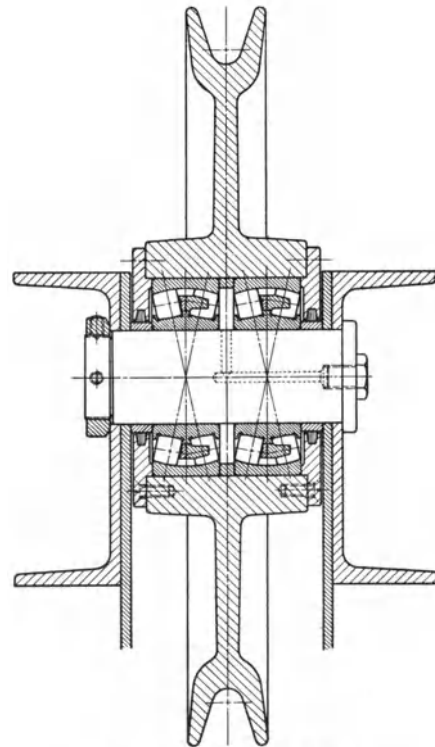


(695) „Movaxlager“ für einen Schleifzylinder.

erwähnten Zylinderrollenlager, da die Kugeln abrollen können /137/.

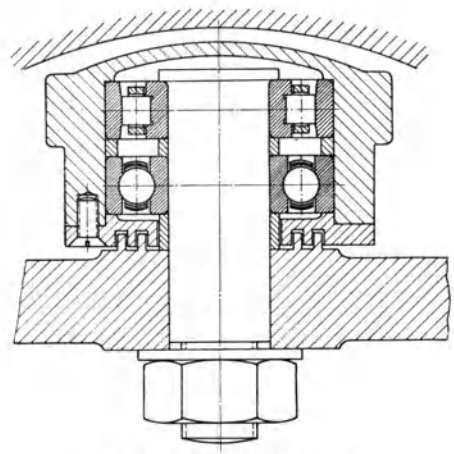
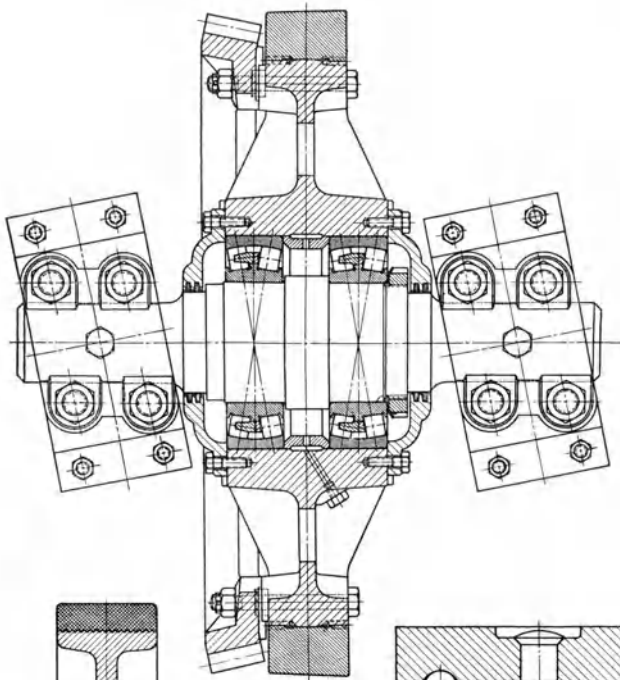
#### 4,226 Axiale Führung der Gehäuse bei stillstehender Welle.

Dieser Fall liegt vor bei Losrädern von Förderwagen, bei Vorderrädern von Automobilen, der Lagerung von Rädern für Straßenfuhrwerke, Laufrollen und Losscheiben (696) und (697). Grundsätzlich treffen für diese Anordnung die gleichen Überlegungen zu wie für den Fall der sich drehenden Welle. Das axiale Spiel kann an den lose sitzenden Innenringen vorgesehen werden. Die Kombination eines „geschlossenen“ Lagers mit einem Zylinderrollenlager gestattet die Verspannung beider Laufringe (698). Für untergeordnete Zwecke und geringe Geschwindigkeit kann wegen des leichteren Ein- und Ausbaues ein loser Sitz im Gehäuse, also Führung durch die Innenringe, gewählt werden (699) und (700). Bei Kraftwagen, Förderwagen und Fuhrwerken besteht der Wunsch, ein allzu großes Schwanken der Räder zu verhindern. Man verwendet daher Schrägkugellager oder Kegelrollenlager, die eine Einstellung der radialen und axialen Luft ermöglichen (701). Bei kleinen Rollen genügt in vielen Fällen ein einziges Lager. Mit Rücksicht auf die Kippkräfte ist es jedoch empfehlenswert, ein zweireihiges, starres Lager zu benutzen (702). Für solche Fälle sind auch lange Rollen verwendbar (703), bei denen die axiale Führung durch Gleitscheiben erfolgt.

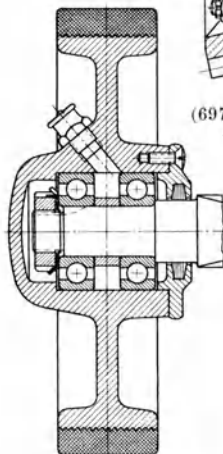


(696) Lagerung einer Seilrolle.

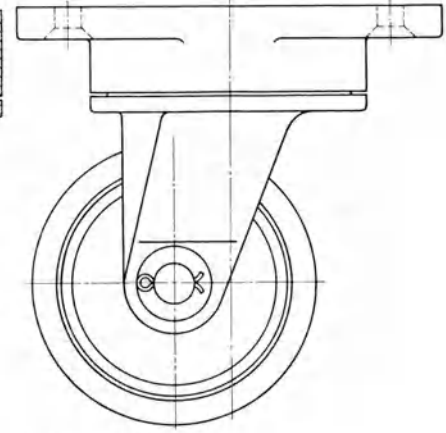
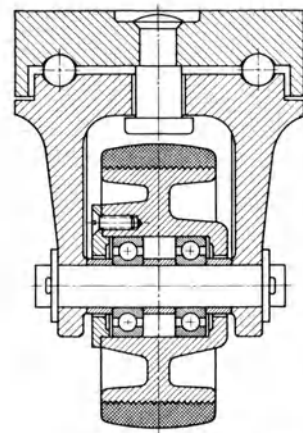




(698) Rolle einer Brikettpresse.

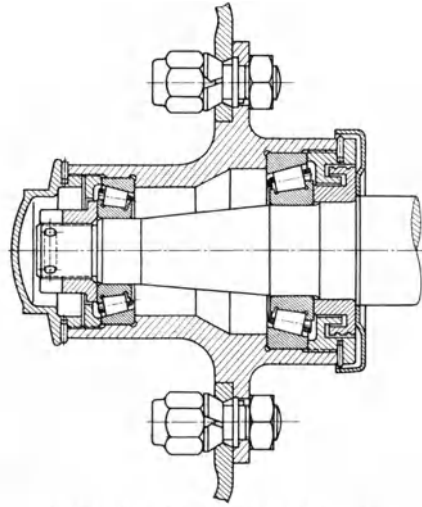


(697) Laufrad einer Drehscheibe.

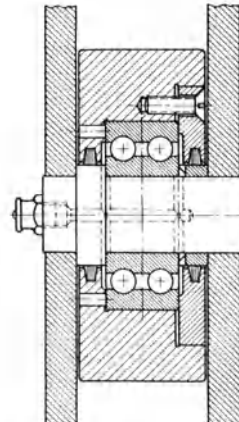


(700) Lenkrolle für Flurwagen.

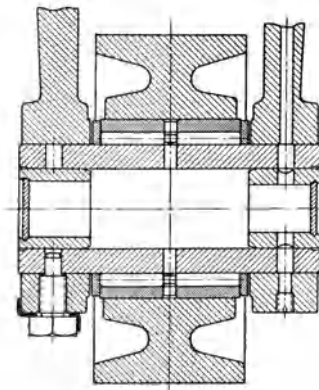
(699) Losrad für Flurwagen.



(701) Nabenlagerung für Fuhrwerke.



(702) Laufrolle mit einem Lager.



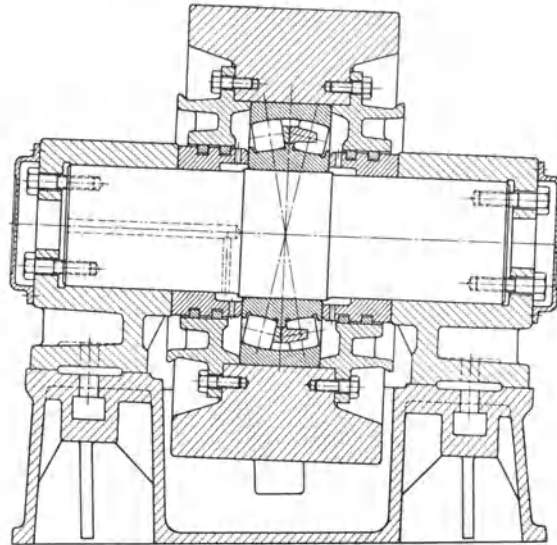
(703) Nockenrolle für Brennstoffpumpe.

Wie in Abschnitt 3 S. 93 auseinandergesetzt wurde, ist die Einstellung eines Pendellagers bei stillstehendem Innenring nur in geringem Maße möglich. Es hat sich aber gezeigt, daß auch diese Schwenkbarkeit unter gewissen Umständen von Nutzen sein kann. Die in Bild (704) dargestellte Lagerung einer Stützrolle wurde mit großem Erfolg bei einer Trommel verwendet. Durch die wenn auch kleine Einstellung wurde der Verschleiß des Trommelkranzes wesentlich verringert.

#### 4,23 Führung bei besonders kleinem Spiel.

##### 4,231 Einleitung.

Bisher wurde kein Unterschied gemacht zwischen Lagerluft und Lagerspiel und auch der Ausdruck gebraucht „spielfreie“ Lager. Da das Spiel von der Belastung abhängt und die Körper nicht starr sind, wird bei Druckschwankung immer eine Bewegung der Achsmitte zu erwarten sein. Es gibt zwar Lager ohne Luft, aber keine Lager ohne Spiel (s. Abschnitt 3,2 S. 119). In den weitaus meisten Fällen ist ein, wenn auch verhältnismäßig geringes Lagerspiel für den Lauf der Maschine ohne Nachteil oder sogar wünschenswert. Oft wird eine gewisse Lagerluft in Kauf genommen, weil die Erzielung einer Lagerung mit gleichmäßig geringem Spiel sowohl für die Herstellung der Lager und Zubehörteile als auch für die Einstellung bei der Montage mit großen Schwierigkeiten verbunden ist.



(704) Stützrolle mit einem Pendelrollenlager.

Für einen normalen Elektromotor, der z. B. eine Transmission antreibt, ist gewiß kein besonders kleines Spiel des Ankers erforderlich, da die an sich geringe Radialluft der Wälzlager ohne Einwirkung auf den Lauf der Transmission ist. Ganz anders liegen jedoch die Verhältnisse, wenn ein Motor zum direkten Antrieb einer Arbeitsspindel benutzt werden soll, von der ein erschütterungsfreier Lauf verlangt wird. Dann muß natürlich auch die Ankerwelle die gleichen Bedingungen erfüllen. Ähnlich liegen die Verhältnisse auf anderen Gebieten. Bei einem Bandwalzwerk z. B. ist sowohl das radiale als auch das axiale Spiel ohne Bedeutung. Für ein Profilwalzwerk dagegen muß die Lagerung axial möglichst spielfrei sein, weil eine genaue Führung in Achsrichtung notwendig ist.

##### 4,232 Wälzlager mit besonders kleinem Spiel.

Es ist zwar möglich, ein einzelnes Lager ohne Luft herzustellen. Es ist jedoch schwer, ein sehr geringes Spiel bei einer „Lagerung“ nur mit fabrikatorischen Mitteln zu erreichen, da die Luft eines Lagers nach dem Einbau von der Passung abhängt und die Paßtoleranz selbst bei genauester Herstellung einen gewissen Betrag nicht unterschreiten kann (s. Abschnitt 4,31154 S. 291). Es ist aber auch bedenklich, auf einen strammen Sitz der Laufringe zu verzichten, weil bei Luft der Laufringe auf der Welle oder im Gehäuse die Gefahr des Wanderns in Kauf genommen werden muß.

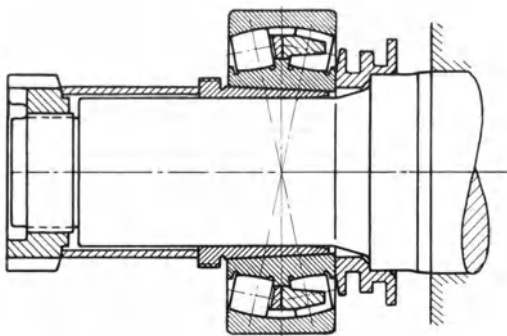
Dies trifft auch zu auf die Bauart mit Trennkugeln (382). Der Spannring kann das Lagerspiel nicht beeinflussen, da seine Federung viel zu klein ist gegenüber dem möglichen Lagerdruck (s. Abschnitt 3,125 S. 96). Bei dem „Vorspannlager“ (381) wäre die Einwirkung der Paßtoleranz des Innenringes nur auszuschalten, wenn die beiden Hälften der Zwischenscheibe erst nach dem Auftreiben des Lagers zugepaßt würden. Anders liegen jedoch die Verhältnisse, wenn derartige Lager ohne radiale Führung nur in Achsrichtung ein sehr geringes Spiel aufweisen sollen. Dann fällt der Einfluß der Passung auf die Lagerluft fort, da beide Laufringe mit losem Sitz eingebaut werden können. In solchen

Fällen lassen sich auch Vierpunktlager (385), zweireihige Schrägkugellager mit geringer Radialluft (379) oder zwei Radiallager mit verschieden dicken Zwischenscheiben zum Ausgleich der Lagerluft gut verwenden. Bei den Längslagern (414) und (415) kann eine geringe Luft oder eine bestimmte Vorspannung durch die Bemessung der Zwischenbüchsen erreicht werden, die von dem Hersteller für jedes einzelne Lager genau auf Länge zu schleifen sind.

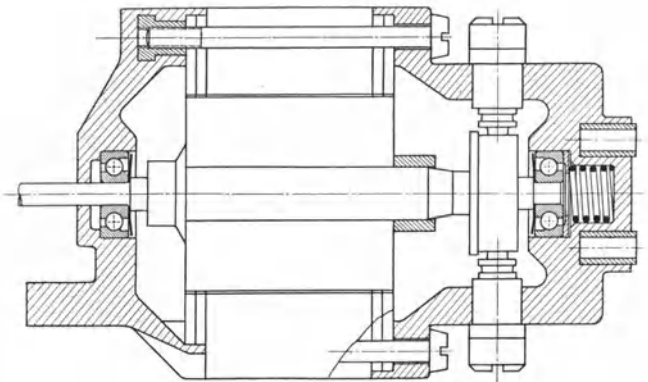
#### 4,233 Einstellen des Spiels.

**4,2331 Wirkung der Vorspannung.** Eine Lagerung mit sehr geringem radialen und axialen Spiel kann also bei beliebigem Austausch der Lager und Zubehörteile praktisch nicht durch Verfeinerung der Herstellungsgenauigkeit erzielt werden, sondern nur durch konstruktive Maßnahmen, die eine beliebige Veränderung der Lagerluft oder eine automatische Beseitigung derselben beim Zusammenbau gestatten entweder durch Veränderung des Durchmessers der Laufbahnen oder ihrer Lage.

Bei der ersten Methode werden die Innenringe mit kegeliger Bohrung versehen und mehr oder weniger weit auf die entsprechend kegelige Sitzfläche der Welle oder Hülse



(705) Einstellen des Spiels durch Aufweiten des Innenringes.



(706) „Anstellung“ durch eine Feder.

gedrückt; dabei wird der Ring geweitet und die Luft verkleinert (705). Bei Lagern mit zylindrischer Laufbahn läßt sich nur dieser Einbau anwenden.

Die zweite Methode, die in einer Veränderung der axialen Lage der Laufbahnen zueinander besteht, kann bei den meisten anderen Lagerarten mit großem Vorteil benutzt werden. Schrägkugellager, Kegelrollenlager und Längslager müssen immer angestellt werden. Dieses „Anstellen“ erfolgt entweder mittels eines Gewindes mit geringer Steigung oder mittels einer Feder (706).

In den meisten Fällen kommt es nicht auf ein geringes Spiel an. Handelt es sich aber darum, die Lagerluft so klein wie möglich einzustellen oder den Lagern sogar eine gewisse Vorspannung zu geben, dann ist nicht nur eine sorgfältige und feinfühligte Montage, sondern auch eine höhere Laufgenauigkeit der Lager und Zubehörteile erforderlich.

In Bild (707) sitzt die Welle mit gleichen Lagern in einem Gehäuse, wobei die Außenringe durch Federn gegeneinander gedrückt werden. Die Lager erhalten also eine Vorspannung. In der oberen Schnitthälfte ist die Wirkung der Vorspannung dargestellt. Die gegenseitige Verschiebung der Innen- und Außenringe hat zur Folge, daß die Drucklinien eines jeden Lagers mit der Lagerdrehebene einen Druckwinkel bilden. Wenn die Vorspannung allein wirkt, obere Hälfte des Bildes (707), ist der Druckwinkel in beiden Lagern gleich, wenn die Lagerluft der unbelasteten Lager ebenfalls gleich war. In der unteren Schnitthälfte wirkt auf das so vorgespannte Lagerpaar eine Längskraft  $K_a$ , die zur Folge hat, daß das rechts gezeichnete Lager eine zusätzliche Belastung erfährt. Diese bedingt eine zusätzliche elastische Verformung zwischen den Kugeln und Laufbahnen. Die Laufringe dieses Lagers müssen sich deshalb weiter als in der oberen Schnitthälfte gegeneinander in der Längsrichtung verschieben. Hieraus folgt, daß sich der Druckwinkel  $\alpha_2$  des durch die Nutzlast beanspruchten Lagers vergrößert auf  $\alpha_4$  und weiter, daß die in den Lagern laufende Welle sich um einen gewissen Betrag im Sinne der Kraftwirkungsrichtung verschiebt. Das zweite Lager, welches lediglich durch die Federspannung belastet wird, kann der Längsverschiebung der Welle unter der Federwirkung

folgen, so daß dessen Außenring näher an den Außenring des zusätzlich belasteten Lagers heranrückt. Die Spannung der Feder verringert sich hierbei um den Betrag, welcher ihrer Dehnung entspricht.

Zur Erzielung einer Vorspannung kann aber auch die elastische Nachgiebigkeit der Lagerringe und der Einbauteile selbst benutzt werden. In Bild (708) ist ein Lagerpaar dargestellt, das durch einen Gewindering vorgespannt wird. In der oberen Schnitthälfte sind hier die Verhältnisse ebenfalls ohne zusätzliche Längsbelastung wiedergegeben, so daß sich ein ähnliches Bild wie in der oberen Schnitthälfte (707) ergibt.

Es ist lediglich darauf hinzuweisen, daß bei einer trotz zusätzlicher Betriebsbelastung noch wirksamen Vorspannung durch Gewindeanstellung erheblich größere Vorspannungskräfte als bei Federanstellung notwendig sind und daß deshalb auch größere zusätzliche Lagerbelastungen erwartet werden müssen. In der unteren Schnitthälfte ist die Änderung der Verhältnisse bei zusätzlich wirkender Längskraft  $K_a$  gezeigt. Der Druckwinkel  $\alpha_4$  des rechts dargestellten, axial belasteten Lagers ist größer als  $\alpha_2$  in der oberen Schnitthälfte, wogegen der Druckwinkel  $\alpha_3$  sich gegenüber  $\alpha_1$  verkleinert. Die für den Ausgleich der Längsversetzung des rechten Lagers unter Belastung notwendige Federung muß hier von dem links gezeichneten Lager selbst ausgeübt werden. Es ist deshalb notwendig, daß die Vorspannung der unbelasteten Lager in der oberen Schnitthälfte größer oder mindestens ebenso groß ist wie die Nutzlast, wenn die Forderung gestellt wird, daß auch die belasteten Lager noch unter Vorspannung laufen sollen.

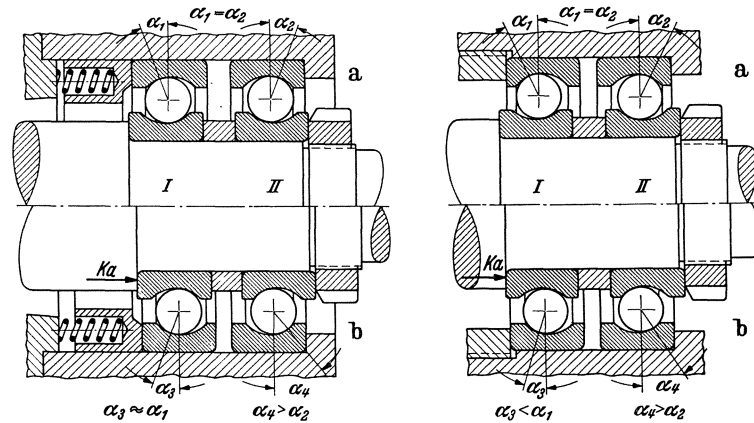
In Bild (709) sind die in den Lagern und der Feder auftretenden Spannungen in Abhängigkeit von der Belastung dargestellt, dabei wurde angenommen, daß alle anderen Teile starr sind.

Die Kurven für die Zusammendrückung der Lager, nach KIRNER /68/ Berührungsdehnung, sind über der gleichen Abszisse so angeordnet, daß die Belastung für das eine Lager nach rechts zunimmt, während sie für das andere Lager nach links zunimmt. In dem Schnittpunkt 0 ist Gleichgewicht vorhanden, d. h. es wirkt nur die Vorspannung. Wirkt eine zusätzliche Belastung  $K_a$  auf das Lager II, dann entsteht in diesem Lager auch eine zusätzliche Dehnung  $s$ . Um den Betrag dieser Dehnung verringert sich, wie aus dem unteren Teil des Diagramms zu ersehen ist, der Federdruck, und zwar bei harter Feder wesentlich mehr als bei weicher Feder. Für den hier vorliegenden Fall ist die restliche Vorspannung eingetragen.

Allgemein kann also gesagt werden, daß die verbleibende Vorspannung nach Aufbringung der zusätzlichen Last um so kleiner wird, je weniger Federungsvermögen die Einbauteile haben.

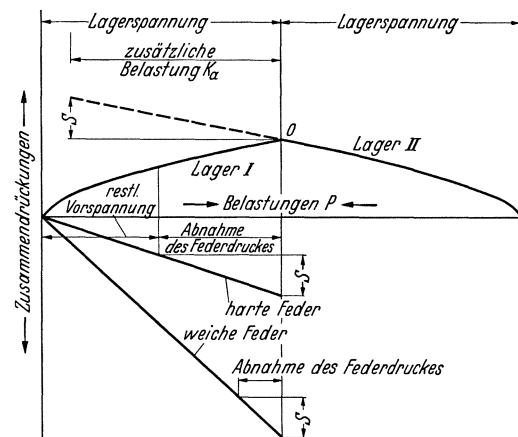
**4,2332 Zulässige Größe der Vorspannung.** Die zulässige Größe der Vorspannung ist abhängig von der axialen Tragfähigkeit der betreffenden Lager, die in dem Umrechnungsfaktor  $\gamma$  (s. Abschnitt 4,127 S. 186 und Tafel 9,61) zum Ausdruck kommt. Die Vorspannung darf aber den Betrag nicht überschreiten, der die zugrunde gelegte Lebensdauer erwarten läßt. Am günstigsten sind für diesen Zweck Längslager, Radiallager, Schrägkugellager, breite Pendelkugellager, Pendelrollenlager und Kegelrollenlager.

Im allgemeinen läßt sich die Vorspannung nicht feststellen, vor allen Dingen nicht im betriebsmäßigen Zustand. Man kann aber durch Zwischenschalten von Federn, deren Kraftwegdiagramm bekannt ist, die auftretende Vorspannung bestimmen. In den



(707) Gegenseitige Verschiebung der Lauf-  
ringe unter Federspannung, a Nur bei  
Vorspannung, b bei zusätzlicher Last.

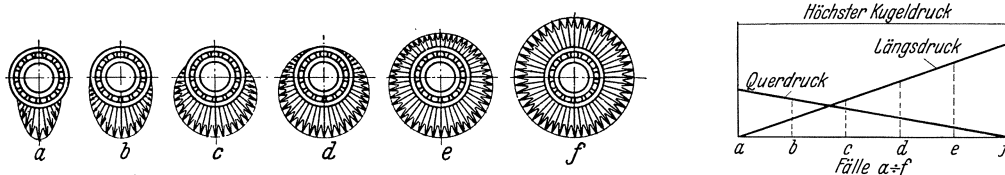
(708) Gegenseitige Verschiebung der  
Lauf-  
ringe unter wenig federnder  
Spannung, a Nur bei Vorspannung,  
b bei zusätzlicher Last.



(709) Einfluß einer zusätzlichen Last auf die restliche  
Vorspannung.

weitaus meisten Fällen wird man sich auf das Gefühl und Geschick des betreffenden Arbeiters verlassen müssen. Man sollte aber nie auf die nachträgliche Laufkontrolle verzichten, die, wenn sie auch kein sicheres Mittel zur Beurteilung der Vorspannung im Betriebszustand darstellt, doch durch den Temperaturverlauf eine unzulässig hohe Vorspannung erkennen läßt. Bei ganz kleinen Lagern für Tachometer und andere Apparate ist die Einstellung eines geringen Spiels besonders schwierig, da die statische Tragfähigkeit gering ist. Bei Überschreitung derselben treten dauernde Verformungen als kleine Dellen auf, die naturgemäß einen unruhigen Lauf zur Folge haben.

Bei Längslagern und rein axial belasteten Querlagern liegen die Verhältnisse für die Bemessung der Vorspannung verhältnismäßig einfach, weil sich die Kugeln bzw. Rollen fast gleichmäßig an der Druckübertragung beteiligen. Ganz anders und viel verwickelter ist aber die Druckverteilung, sobald man es ausschließlich oder nur in beachtenswertem Anteil mit Radialdruck zu tun hat. In Bild (710) ist der Übergang von einem zum anderen



(710) Größe der belasteten Zone in Abhängigkeit von Querdruck und Längsdruck.

Grenzfall schematisch dargestellt, wobei in allen Fällen der höchste Kugeldruck gleich groß ist. Im Fall a liegt reine Radialbelastung vor bei normaler Lagerluft und im Fall f reine Axialbelastung. Mit dem Anwachsen der Axialbelastung bzw. der Vorspannung nimmt die Länge des belasteten Bogens in der Außenlaufbahn bzw. die Zahl der Rollkörper, die sich an der Druckübertragung beteiligen, zu. Dies bedeutet gleichzeitig ein Starrerwerden des Lagers; d bildet einen Sonderfall, weil jetzt alle Rollkörper unter Druck stehen. Fall e bedeutet eine weitere Steigerung. Im Fall f ist die Beanspruchung aller Rollkörper rundum gleich. Die Angaben auf Tafel 9,61 gestatten, diesem Umstande Rechnung zu tragen.

**4,2333 Einfluß der Laufgenauigkeit.** Wie schon in Abschnitt 3,22 S. 123 auseinandergesetzt wurde, ist es im allgemeinen erwünscht, die unbeabsichtigte Vorspannung, die durch Abweichungen von der Rundheit hervorgerufen werden könnte, dadurch auszuschalten, daß den Lagern ein gewisses Mindestspiel gegeben wird. Soll dieser Betrag nicht nur unterschritten, sondern sogar negativ werden, dann wirkt sich eine Unrundheit und ein radialer und axialer Schlag je nach der Größe als mehr oder weniger hohe Zusatzbelastung aus, entsprechend der Federung der Einbauteile. Selbstverständlich müssen auch die auf die Laufgenauigkeit einwirkenden Fehler aller anderen Teile in engen Grenzen gehalten werden. Es ist daher für ein geringes Spiel gleichzeitig ein möglichst genauer Rundlauf erforderlich.

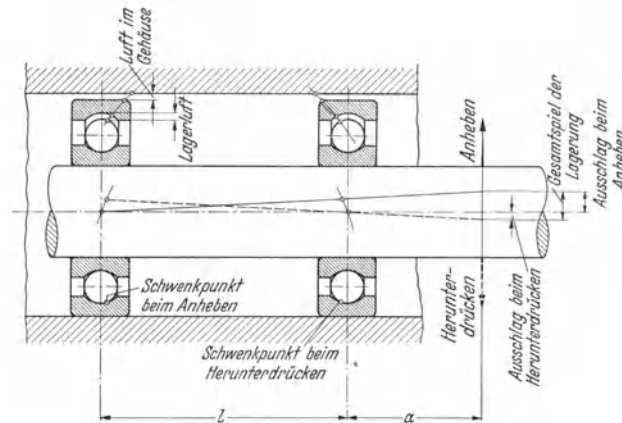
**4,2334 Spielvergrößerung durch Verschleiß.** Im Verlauf einer gewissen Betriebszeit ist mit einem Nachlassen der Vorspannung oder einer Spielvergrößerung zu rechnen. Diese bewegt sich jedoch bei Wälzlagern in engen Grenzen, da es sich nicht um eine allmähliche Abnutzung handelt, einwandfreie Schmierung und Dichtung vorausgesetzt, sondern um ein Glätten der Oberfläche. Wenn eine merkbare Spielvergrößerung, also ein Verschleiß beobachtet werden kann, so ist dies fast immer die Folge irgendeiner Verschmutzung. Soll das Spiel über eine möglichst lange Laufzeit hinweg unveränderlich bleiben, so muß auf die Sauberkeit des Schmiermittels allergrößter Wert gelegt werden.

Wie außerordentlich stark die Wirkung eines geringen Schmirgelzusatzes zum Schmieröl ist, geht aus einem Versuch mit Kegelrollenlagern hervor, bei welchem dem Öl drei Gewichtsprozent Schmirgel zugesetzt wurden. Die Lager wurden mit 3000 U/min und einer Axialbelastung von 300 kg in Betrieb gesetzt. Die Temperatur stieg jedoch

schon nach einer kurzen Zeit auf  $120^\circ$ , so daß die Belastung auf 100 kg ermäßigt werden mußte. Nach einer Laufzeit von 4 Stunden waren die Laufbahnen stark mattiert und die Seitenflächen erheblich abgenutzt. Der Verschleiß betrug ungefähr 0,5 mm, bezogen auf die Gesamtbreite des Lagers. Wenn auch eine derartige Verunreinigung im Betrieb selten vorkommen dürfte, so geht doch daraus hervor, daß alle schmirgelnden Bestandteile ferngehalten werden müssen, um eine unzulässig große Veränderung der Radialluft oder Axialluft zu verhindern.

Bei Zylinderrollenlagern, Kegelrollenlagern und Pendelrollenlagern tritt allerdings auch bei bester Schmierung ein gewisser Verschleiß an den Rollenseitenflächen und den entsprechenden Bordflächen auf, da hier reine Gleitreibung stattfindet. Der Verschleiß ist im Anfang größer, bis die tragenden Flächen „eingelaufen“ sind und alle Rollen gleichzeitig über die zur Verfügung stehende Bordhöhe anliegen. Bei Lagern mit Flächenberührung am Bord ist der im Anfang auftretende Verschleiß aber bedeutend geringer als bei Lagern mit Punktberührung. Ein Versuch mit Lagern gleicher Größe bei  $n = 3000$  U/min und einer Belastung von 700 kg axial ergab einen Verschleiß bei der Ausführung mit Flächenberührung von 0,01 und 0,02 mm, bei der Ausführung mit Punktberührung dagegen von 0,10 und 0,13 mm.

**4,2335 Messen des Führungsspiels.** Bei Lagerungen, für die ein sehr kleines Spiel verlangt wird, kann es vorkommen, daß das gesamte Lagerspiel sowohl in radialer als auch in axialer Richtung festgestellt werden muß. Die Kontrolle des Axialspiels ist unabhängig von der Anordnung der Lager dadurch möglich, daß die Welle unter einer gewissen Last in Achsrichtung hin- und herbewegt wird. Bei kleinen Maschinen ist es oft leichter, die Messung in vertikaler Lage durchzuführen. Wegen der Verschiedenartigkeit der Konstruktionen können aber nur Vergleichsmessungen mit gleichen Aggregaten vorgenommen werden. Dabei darf nicht außer acht gelassen werden, daß sich beim Drehen der Welle wesentlich höhere Werte ergeben als im Stillstand.



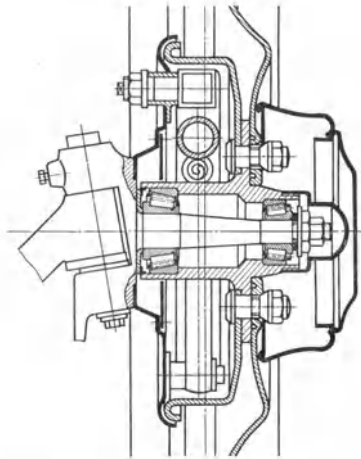
(711) Darstellung des Spiels einer Lagerung.

Das Radialspiel einer Lagerung kann ebenfalls nur vergleichsweise bestimmt werden, entweder durch Anheben des Wellenstückes zwischen beiden Lagern oder durch Kippen außerhalb der einen oder anderen Lagerstelle. Weder in dem einen noch in dem anderen Falle erhält man das Spiel einer einzigen Lagerstelle. Greift die Kraft beim Anheben der Welle im Schwerpunkt an, so ergibt das Maß der Bewegung eines Punktes nicht das Spiel einer der beiden Lagerstellen, weil ihre Luft immer verschieden ist. Wird die Welle, deren Schwerpunkt zwischen den beiden Lagerstellen liege, außerhalb der Lagerstellen belastet, so handelt es sich, wie Bild (711) zeigt, um ein Kippen. Die Verschiebung eines Punktes an dem Wellenende ist größer als das Spiel des einzelnen Lagers, da die Welle beim Anheben oder Senken um eine oder zwei Kugeln des einen oder anderen Lagers geschwenkt wird.

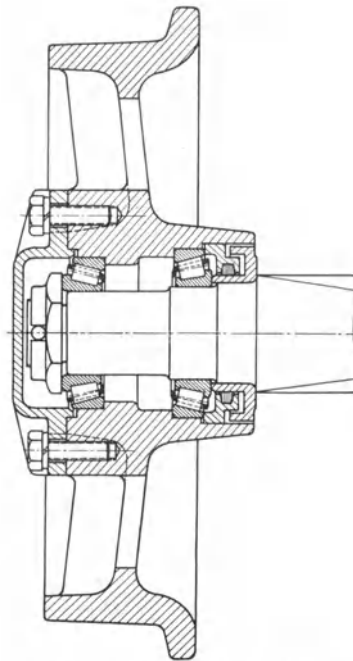
Das Maß des Gesamtausschlages hängt sowohl von der Luft beider Lager ab als auch von dem Abstand der beiden Wälzlager und der Entfernung der Meßstelle von dem Lager. Hinzu kommt ferner die Luft zwischen Laufringen und Sitzflächen und die Federung unter der Meßlast und dem Gewicht der Teile. In der Praxis kommt es nicht auf das Spiel einer einzelnen Lagerstelle an, sondern auf die Bewegungsmöglichkeit der Welle. Das geschilderte Meßverfahren entspricht zwar nicht den wirklichen Verhältnissen, insofern als die Betriebsbelastung gewöhnlich höher ist als die statische.

Es gibt aber einen guten Vergleich und gestattet nicht nur die Feststellung der gesamten Bewegung in *einer* Druckrichtung, sondern ringsherum, einschließlich der Federung an verschiedenen Stellen unter Belastung.

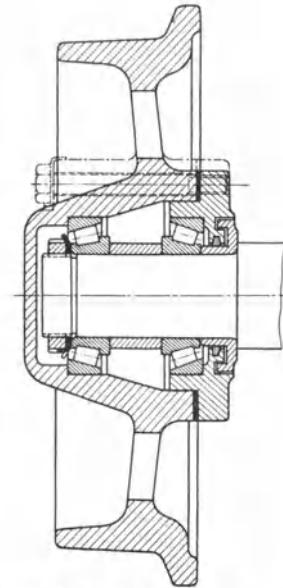
**4,2336 Anwendungsbeispiele.** Eine möglichst spielfreie Lagerung kann aus



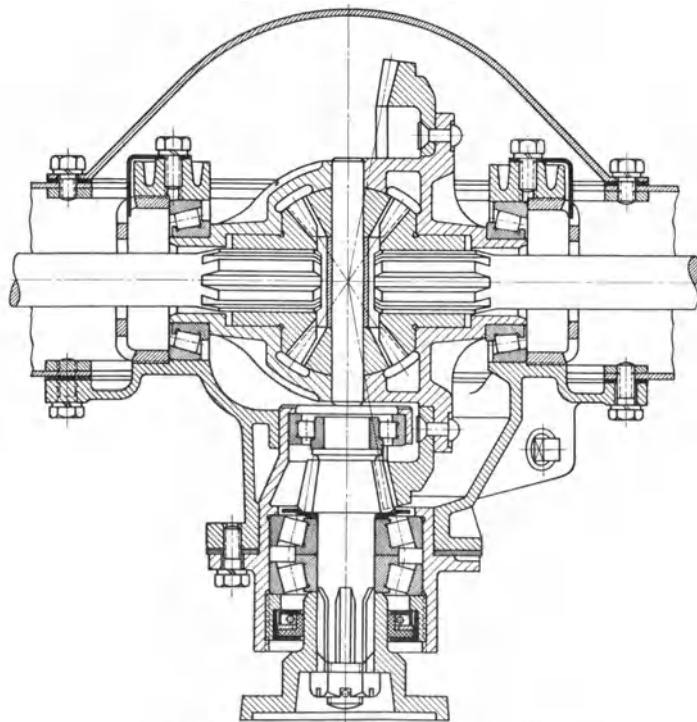
(712) Lagerung des Vorderrades eines Kraftwagens.



(713) Losrad für Förderwagen, Kegelspitze innen.



(714) Losrad für Förderwagen, Kegelspitze außen.



(715) Hinterachs Antrieb eines Kraftwagens.

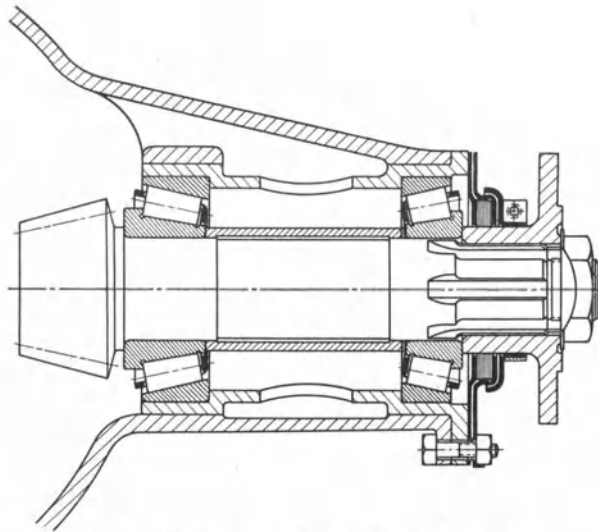
verschiedenen Gründen erwünscht sein. Bei Automobilvorderrädern verwendet man meistens Kegelrollenlager oder Schrägkugellager (712). Die Anstellung der Lager mit Hilfe einer Achsmutter soll so erfolgen, daß einerseits keine unzulässig hohe Vorspannung erzeugt wird, andererseits aber auch ein Wackeln des Rades nicht zu beobachten ist. Da die Luft der Lagerung deutlich fühlbar ist, läßt sich eine zu lockere Anstellung verhältnismäßig leicht erkennen. Bei zu starker Vorspannung merkt man beim Drehen des Rades einen zu schweren Lauf. Da die Mutter nicht stramm angezogen werden darf, ist im Betrieb mit einem nachträglichen „Setzen“ der Lagerung zu rechnen, das bei der Montage von vornherein berücksichtigt werden muß.

Bei Losrädern von Förderwagen (713) liegen ähnliche Verhältnisse vor. Bei der geringen Lagerentfernung äußert sich auch ein kleines Spiel deutlich am Radumfang. Es ist nicht zweckmäßig, die Lager entsprechend Bild (714) einzubauen,

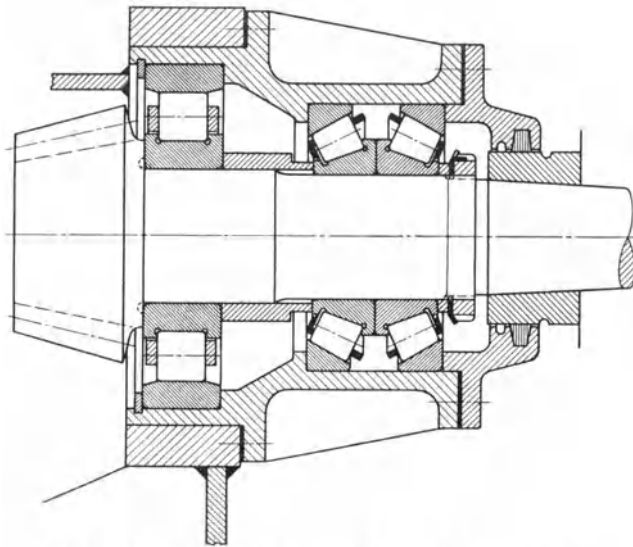
da diese Anordnung weniger starr ist als die Bauart (713).

Je höher die Drehzahl ist, um so wichtiger ist der genaue Zahneingriff bei allen Getrieben. Bei Stirnrädern mit Geradverzahnung spielt die Luft in Achsrichtung keine Rolle. Ein gewisser Betrag an radialer Luft ist sogar zweckmäßig, um unvermeidbare Herstellungsfehler ausgleichen zu können. Bei Kegelrädern ist die Lagerluft deshalb von Bedeutung, weil eines der Räder meistens fliegend angeordnet ist. Dann kippt die Achse in den Lagern, und der Ausschlag am Ritzel ist größer als die Lagerluft. Die bogenverzahnnten Räder sind ganz besonders empfindlich, weil sich die Druckrichtung ändern kann. Dies bedingt ein möglichst geringes Spiel. Zur Erreichung eines geräuschkchwachen Laufes sollte also sowohl die Lagerung des Ritzels als auch die des Tellerades möglichst starr sein, damit unzulässige Veränderungen im Zahneingriff verhindert werden. Abgesehen davon, daß das Tellerrad unter einseitiger Belastung federt und den Zahneingriff verändert, kann es auch um den Betrag der Lagerluft kippen. Eine Lagerung mit geringem Spiel ist daher für beide Räder erforderlich. Die Bilder (715), (716), (717) und (718) zeigen verschiedene Lösungen für die Ritzellagerung bei verschiedenen Wagentypen. Da die zweireihigen Schrägkugellager für diesen Fall mit geringem Spiel verwendet werden müssen, darf durch die Passung keine nennenswerte zusätzliche Luftverminderung eintreten. Die Herstellung der Lagersitzflächen im Gehäuse und auf der Welle erfordert daher einen hohen Grad von Genauigkeit. Kegelrollenlager sollten nach Möglichkeit so angeordnet werden, daß bei Vorwärtsfahrt keine Spielvergrößerung des neben dem Ritzel sitzenden Lagers eintritt (716).

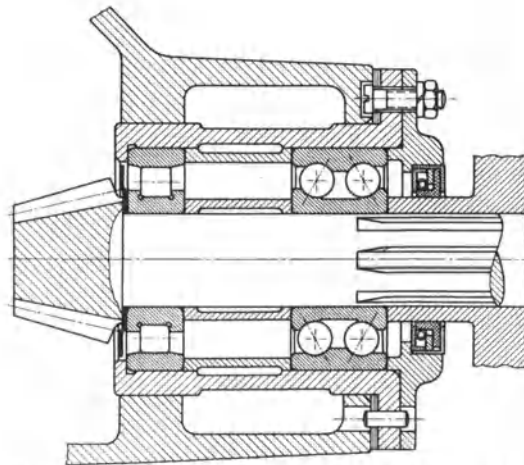
Die Änderung der Belastungsrichtung bei den Hauptlagern von Kurbelwellen (719) verlangt eine geringe radiale Lagerluft. Deshalb ist es günstig, Lager mit kegeliger Bohrung zu verwenden (720). Bei



(716) Ritzellagerung mit zwei Kegelrollenlagern.



(717) Ritzellagerung mit einem Zylinderrollenlager und zwei Kegelrollenlagern auf einer Seite.

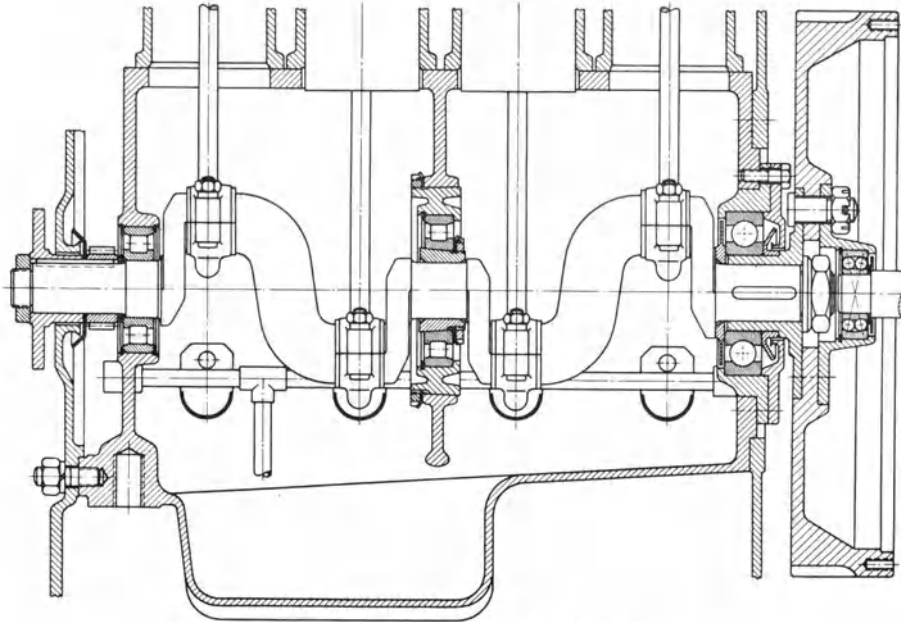


(718) Ritzellagerung mit einem Zylinderrollenlager und einem zweireihigen Schrägkugellager.



Pleuellagern ist die Einhaltung einer geringen Luft möglich, da die Bolzen, Rollen und Außenringe nicht austauschbar sein müssen, sondern zusammengesucht werden können.

Profilierte Walzen sollen in Achsrichtung möglichst spielfrei geführt werden, um ein genaues Walzgut zu erhalten. Da gleichzeitig hohe Axialdrücke auftreten können, sind sehr tragfähige Lager erforderlich. Diese müssen mit einer gewissen Vorspannung an- gestellt werden können, um die im Betrieb auftretende Federung wenigstens teilweise auszugleichen. Man verwendet deshalb auf der einen Seite ein zweireihiges Pendelrollen- lager mit einem Außenring für jede Rollenreihe (721). Durch Verschieben der Ringe in Achsrichtung läßt sich das Spiel beliebig verändern.



(719) Kurbelwellenlager eines Vierzylindermotors.

Druckzylinder müssen möglichst rund und spielfrei laufen, wenn ein gleichmäßiger Druck erzielt werden soll. Zuerst wurden Zylinderrollenlager mit geringem Spiel benutzt. Dabei stieß man aber auf den unvermeidlichen Einfluß der Passung. Man zog daher die Verwendung von zweireihigen Pendelrollenlagern vor, bei denen die Luft durch entsprechend starkes Auftreiben auf den kegeligen Sitz beseitigt wurde. Seit einigen Jahren werden aber auch hier ausschließlich Pendelrollenlager mit je zwei Außenringen benutzt (722).

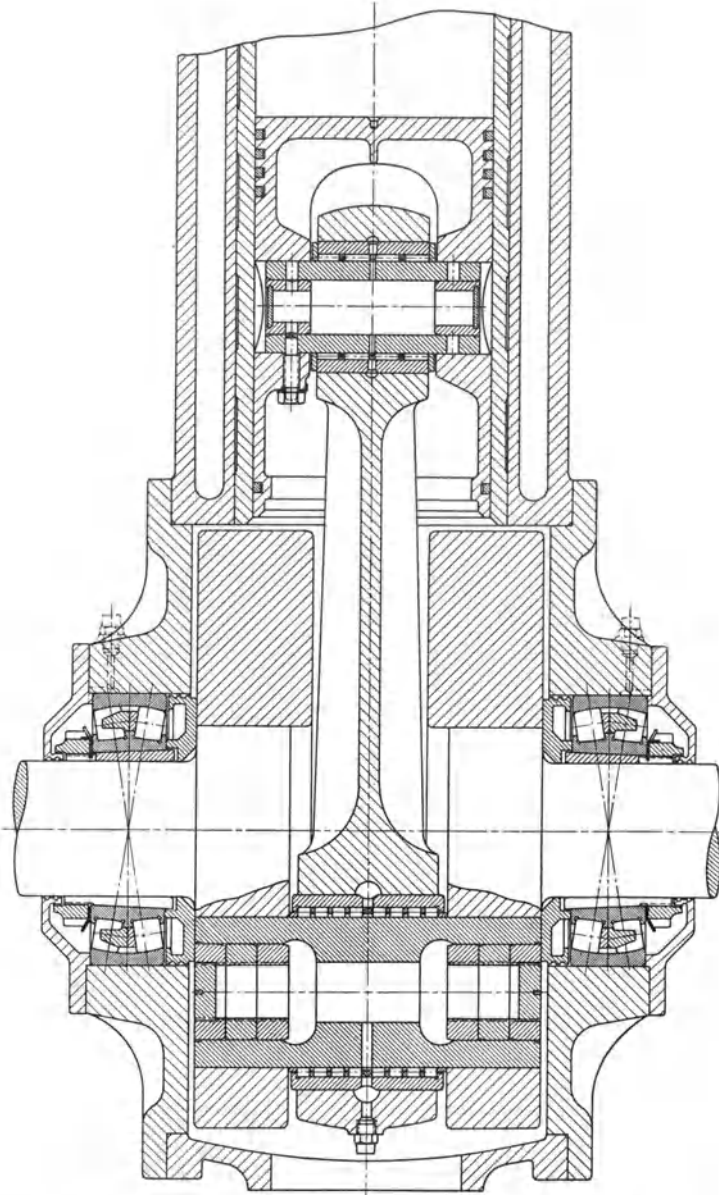
Interessant ist in diesem Zusammenhang die Lagerung von Rotationskompressoren (723). Läufer und Gehäuse sollen an den Seitenwänden eine geringe Betriebsluft aufweisen, um den Druckverlust soweit wie möglich zu verringern. Es müssen daher Lager verwendet werden, die nach beiden Richtungen mit möglichst kleinem Spiel eingestellt werden können und eine geringe Federung ergeben. Dies wird durch die Anordnung eines zweiseitigwirkenden Längslagers erreicht, bei dem die beiden Wellenscheiben durch eine genau auf Länge geschliffene Büchse distanziert sind.

Eine möglichst spielfreie Lagerung ist für die meisten Arbeitsspindeln von Werkzeugmaschinen von großer Bedeutung, damit ein genauer Rundlauf erzielt wird, der für die Oberflächenbeschaffenheit und Genauigkeit der Werkstücke unerlässlich ist. Schwierig sind die Verhältnisse bei Schleifspindeln. Wegen der Anforderungen in bezug auf Arbeitsgenauigkeit und Drehzahl sind Lager mit hoher Laufgenauigkeit und geringem Spiel notwendig. Je genauer der Rundlauf der Lager ist, um so geringer ist die Zusatzbelastung, um so geringer aber auch die Temperatursteigerung.

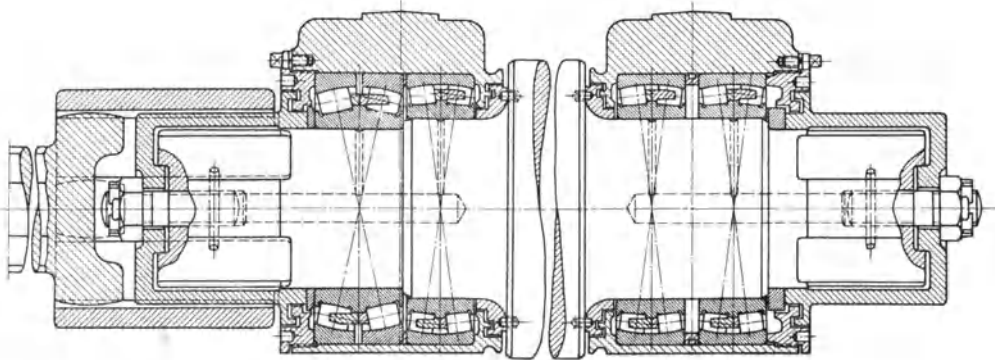
Eine der bekanntesten Ausführungen zeigt Bild (580). Auf jeder Seite sitzen zwei Paar Schulterkugellager, die mit der größten Sorgfalt hergestellt und zusammengesucht werden,

damit sie sich möglichst gleichmäßig an der Belastungsaufnahme beteiligen. Sie müssen also nicht nur einen genauen Rundlauf aufweisen, sondern auch in bezug auf ihre Maßgenauigkeit eine fast absolute Übereinstimmung zeigen. Die Vorspannung wird durch eine Schraubenfeder bewirkt, die den Druck auf der einen Seite über das Gehäuse und nach der anderen Seite über eine Büchse auf die Außenringe überträgt. Bei der Spindel Bild (724) liegen die Laufrillen im Spindelschaft. Das Spiel ist von der Herstellung der Außenringe abhängig. Bei der Konstruktion (725) erfolgt die Anstellung der Lager nicht von Hand mittels eines Schraubdeckels, sondern mit Hilfe von Federn, deren Spannung bekannt ist.

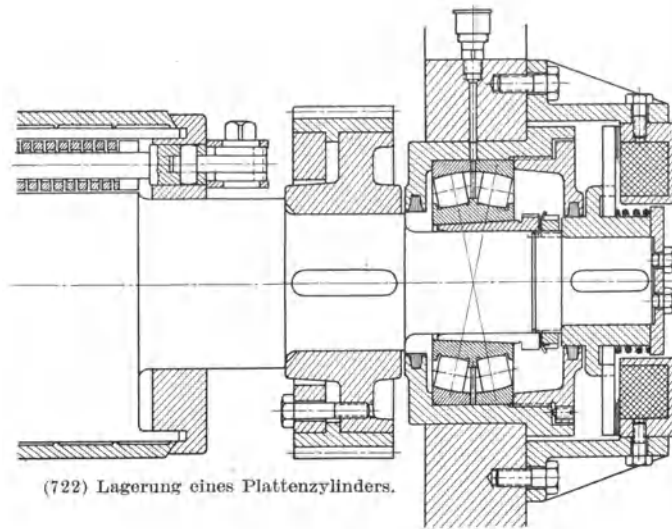
Ein besonders gutes Ergebnis sowohl in bezug auf Genauigkeit und Oberflächenbeschaffenheit als auch in bezug auf die Haltbarkeit der Lager hat man neuerdings mit Pendelkugellagern erzielt, die entsprechend Bild (726) eingebaut wurden. Hierbei wird die Zentrifugalkraft der Kugeln, die sich zwischen die zueinander geneigt stehenden Laufbahnen



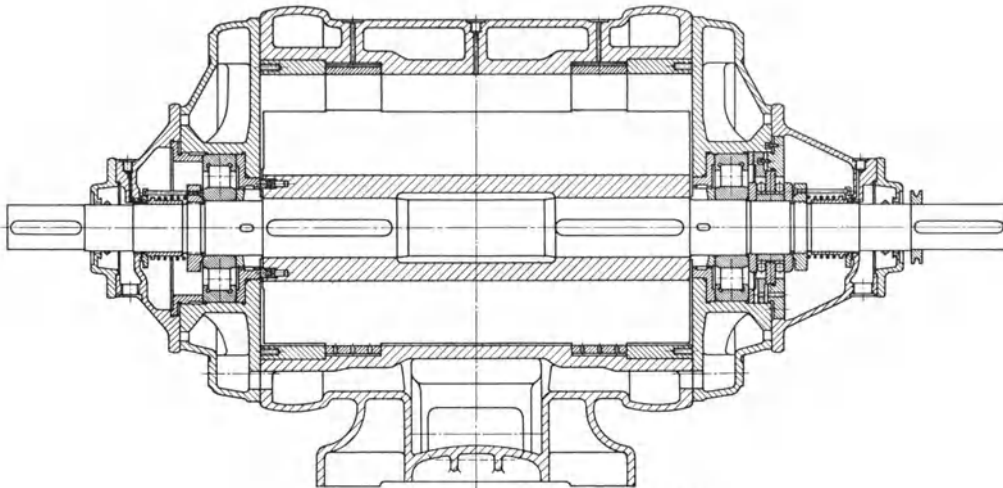
(720) Kurbelwellenlagerung eines zweizylindrigen Zweitakt-Benzinmotors.



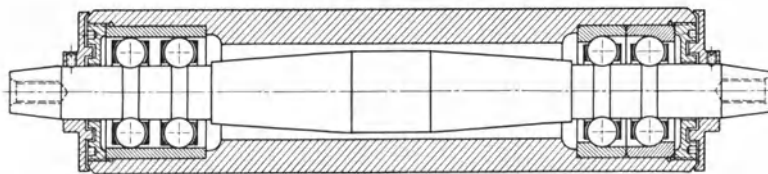
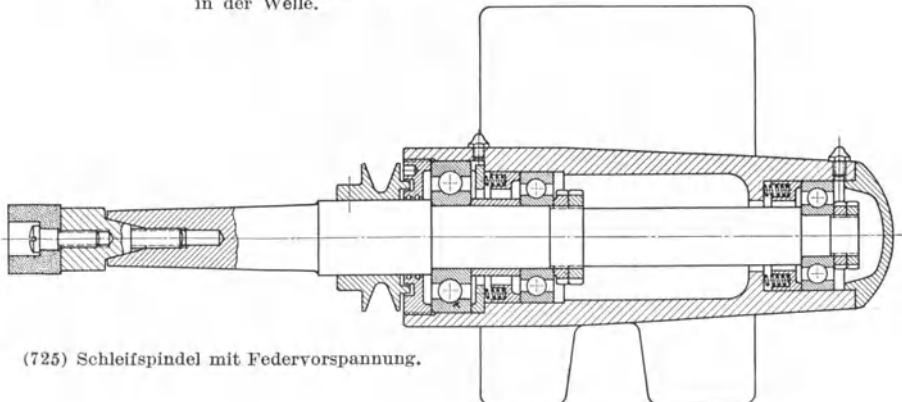
(721) Lagerung eines Kaliberwarmwalzwerkes.



(722) Lagerung eines Plattenzylinders.



(723) Lagerung eines Rotationskompressors.

(724) Schleifspindel mit Laufrillen  
in der Welle.

(725) Schleifspindel mit Federvorspannung.

drängen, für die möglichst spielfreie Führung ausgenutzt. Die Innenringe sind seitlich nicht festgespannt, um den Einfluß des Schlages der Seitenflächen auszuschalten.

Bei Arbeitsspindeln von Drehbänken benutzte man vor einigen Jahren fast ausschließlich Kegelrollenlager in der Anordnung nach Bild (727). Diese Bauart hat den Nachteil,

daß bei veränderlicher Drehzahl so große

Temperaturschwankungen auftreten, daß eine Nachstellung des Spiels erforderlich werden kann. Günstiger ist in dieser Beziehung die Bauart

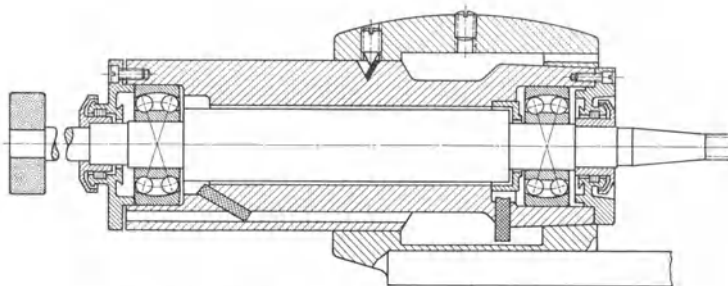
(728), bei welcher der Axialdruck von einem Längslager aufgenommen wird und eine

höhere Temperatur der Welle spielverkleinernd wirkt. Bei der Lagerung nach Bild

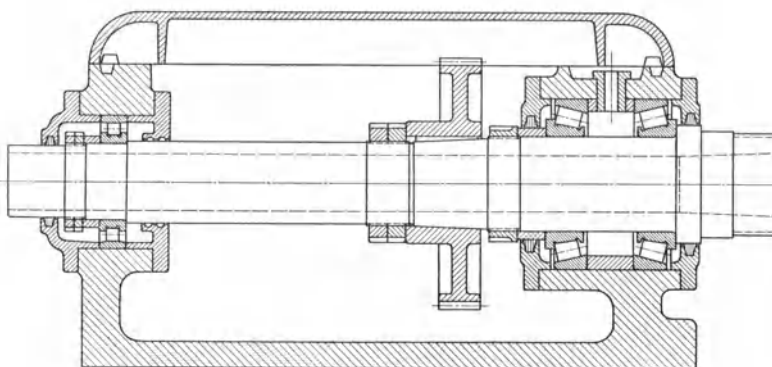
(729) wird der Radialdruck auf der Werkstückseite von einem Zylinderrollenlager

mit Außenbord übertragen, dessen Innenring mit kegeliger Bohrung auf einer entsprechend kegeligen Fläche der Spindel sitzt. Auf der anderen Seite läuft die Spindel ebenfalls in einem Zylinderrollenlager. Die axialen Drücke übernehmen zwei einseitig wirkende oder ein zweiseitig wirkendes Längslager. Der fast

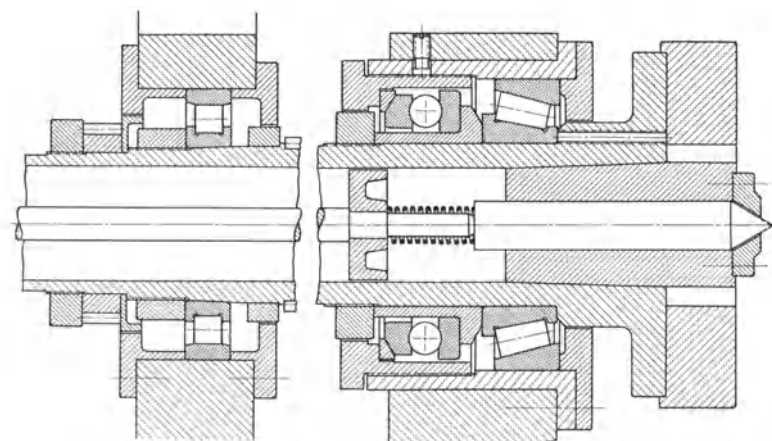
in Betriebsstellung aufgedornte Innenring des Lagers an der Arbeitsseite wird auf der Spindel fertiggeschliffen und dann möglichst spielfrei eingestellt. Da die Außenringe der Zylinderrollenlager Preßsitz erhalten, kann sich der Schlag derselben nicht auswirken. Die Längslager sind in Achsrichtung verhältnismäßig starr. Diese Anordnung ermöglicht also einen nahezu spielfreien Lauf. Für große Drehbänke kann mit Vorteil eine Bauart entsprechend Bild (730) verwendet werden. Die Begrenzung des Spiels wird dabei durch die Anspannung der beiden Außenringe des Pendelrollenlagers bewirkt.



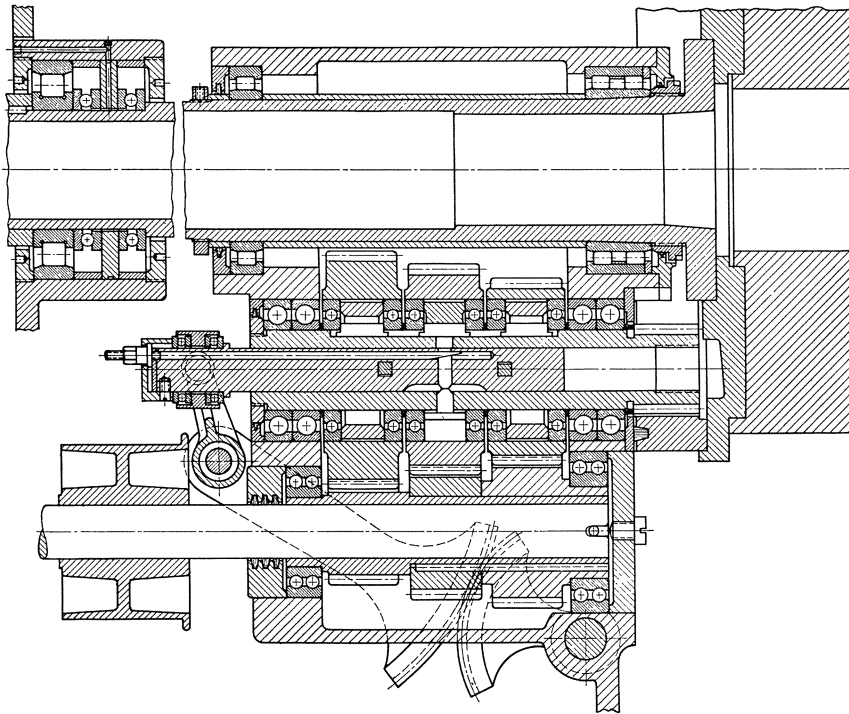
(726) Schleifspindel mit zwei Pendelkugellagern.



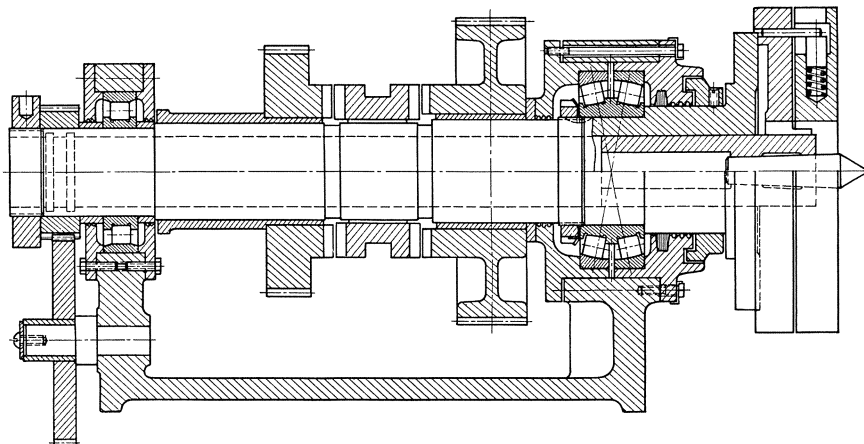
(727) Lagerung der Hauptspindel einer Drehbank mit zwei Kegelrollenlagern auf der Arbeitsseite, Anstellung über die Innenringe.



(728) Lagerung der Hauptspindel einer Drehbank mit einem Kegelrollenlager und einem Längslager auf der Arbeitsseite.



(729) Lagerung der Hauptspindel und des Antriebes eines Halbautomaten.



(730) Lagerung der Hauptspindel einer schweren Drehbank mit einem Pendelrollenlager auf der Arbeitsseite.

#### 4,24 Führung bei genauem Rundlauf.

##### 4,241 Allgemeine Bemerkungen.

Für Arbeitsspindeln von Werkzeugmaschinen und Holzbearbeitungsmaschinen, für Druckzylinder und teilweise auch für Walzwerke wird je nach ihren Arbeitsbedingungen nicht nur ein fast spielfreier Lauf, sondern auch ein mehr oder weniger genauer Rundlauf verlangt. Neuerdings wird diese Forderung auf Elektromotoren ausgedehnt, die zum direkten Antrieb von Arbeitsspindeln dienen. Auch an die Getriebewellen von Werkzeugmaschinen stellt man erhöhte Ansprüche in bezug auf den Rundlauf. Die Ursachen für diese Forderungen liegen bei Werkzeugmaschinen in der verlangten Genauigkeit und Oberflächenbeschaffenheit des Werkstückes. Davon ausgehend, wird als durchaus verständliche Bedingung ein Rundlauf der Arbeitsspindeln verlangt, der die an das Werkstück gestellten Forderungen zu erfüllen verspricht.

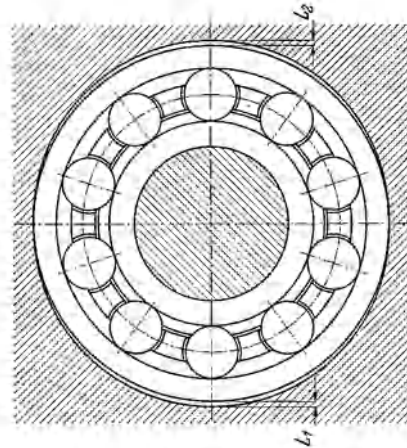
Rückwirkend hat man daher auch für die Wälzlager der Hauptspindeln und teilweise für die Lager der Getriebewellen Vorschriften über den Rundlauf und Axialschlag aufgestellt. Die als zulässig erachteten Werte für die Abweichungen vom Idealzustand wurden im Laufe der Jahre immer mehr und mehr eingengt, da das mit Wälzlagern erzielte Drehbild oder Schleifbild nicht den gewünschten Forderungen entsprach. Ohne genaue Untersuchung glaubte man auf diese Weise das Ziel erreichen zu können. Es stellte sich jedoch heraus, daß auch bei Innehaltung sehr enger radialer und axialer Schlagwerte kein gleichmäßig befriedigendes Ergebnis erzielt wurde. Dieser Zustand und die unangenehmen Schwierigkeiten mit den Abnehmern der Maschine führten zu einem Widerstand gegen die Verwendung von Wälzlagern, der, wie die folgenden Überlegungen zeigen, durchaus unbegründet ist.

#### 4,242 Den Rundlauf beeinflussende Faktoren.

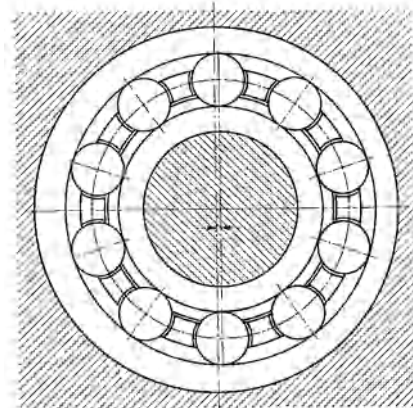
Der Rundlauf einer Spindel ist nicht nur von den Lagern, sondern insgesamt von folgenden Faktoren abhängig:

- a) von der Rundheit und Form der Sitzfläche der Welle,
- b) von der Schwankung der Wandstärke des Innenringes,
- c) von dem Unterschied der Dicke der Rollkörper,
- d) von der Schwankung der Wandstärke des Außenringes,
- e) von der Rundheit und Form der Sitzfläche des Gehäuses,
- f) von dem Axialschlag der Lager,
- g) von dem Schlag der Seitenflächen des Lagers,
- h) von dem Schlag der Anlageflächen der Gegenstücke,
- i) von dem Fluchten der Gehäusebohrungen,
- k) von der Belastungsschwankung oder Federung,
- l) von der Lagerluft jedes einzelnen Lagers,
- m) von der Schwankung der Belastung infolge des Rollkörperabstandes.

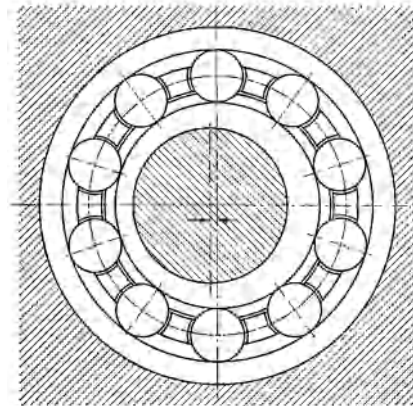
Zu a und e. Die Laufringe sind so elastisch, daß eine Ovalität der Laufringe vor dem Einbau keinen Einfluß hat auf die Gestalt der Laufbahn. Anders ist es aber mit der Form der Sitzflächen der Welle und des Gehäuses. Irgendwelche Abweichungen von der mathematisch genauen Form, wie Ovalität, Konizität, Welligkeit oder lokale Vertiefungen, übertragen sich unter Belastung oder bei festem Sitz auf die Laufbahn der Ringe oder Scheiben. Während die Fehler der Welle infolge der Bearbeitungsverfahren gering gehalten werden können, ist die Erzielung einer runden Gehäusebohrung schwierig. Abweichungen von der Rundheit der Gehäusebohrung zeigen sich besonders bei „Umfangslast“ (731). Aber auch bei stillstehender Belastung kann die Unrundheit der Sitzfläche des Gehäuses in Erscheinung treten, wenn sich die Höhe der Belastung ändert und nicht groß genug ist, um den



(731) Runder Außenringmantel, unrunde Gehäusebohrung.



(732) Runde Gehäusebohrung, Dicke des Außenringes schwankt.



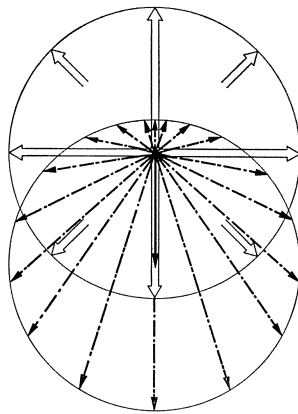
(733) Runde Gehäusebohrung, Dicke des Innenringes schwankt.

Widerstand des Laufringes zu überwinden. Der Außenring unterliegt dann ähnlich wie bei lokalen Vertiefungen einer dauernden Federung.

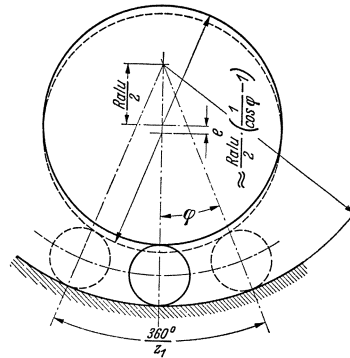
Zu b und d. Die Schwankung der Dicke eines Laufringes (radialer Schlag) äußert sich nur, wenn er gedreht wird (732) und (733). Die Verwendung von Hülsen ist nach Möglichkeit zu vermeiden, da die unterschiedliche Dicke dieses Teiles den Gesamtschlag beeinflusst. In Sonderfällen kann durch Ausmessen des Ringes und der Hülse ein Ausgleich herbeigeführt werden.

Zu c. Der Unterschied in der Dicke der Rollkörper einer Reihe ist so gering (bei Kugellagern bis zu 0,001 mm, bei Zylinderrollenlagern bis zu 0,002 mm), daß dieser Faktor praktisch keine Rolle spielt. Außerdem ist diese Abweichung bei der Messung des Schlages des Innenringes oder Außenringes einbegriffen.

Zu f, g, h, i. Der Schlag der Schultern oder Borde der Seitenflächen und Anlageflächen sowie das Nichtfluchten beeinflussen den radialen Schlag der Laufringe insofern,



(734) Lage der Resultierenden aus  $P_s$  und  $P_u$ , wenn  $P_s < P_u$ .



(735) Lage der Innenringlaufbahn bei Abstützung auf einem Rollkörper oder zwischen zwei Rollkörpern.

als die Kugeln oder Kegelrollen mit der Änderung ihrer axialen Lage auch in ihrem Abstand von der Achse schwanken. Da eine ganze Reihe von Faktoren in dem gleichen Sinne zusammenfallen können, besteht die

Möglichkeit einer starken Einwirkung. Wenn die Schiefstellung der Rille bei einem Lager 6308 z. B.  $\frac{1}{3}^\circ$  beträgt, ergibt sich ein Durchmesserunterschied des „Laufkreises“ von  $\sim 0,004$  mm. Die Mittenverlagerung als Folge dieses Fehlers ist aber bedeutend größer.

Zu k und l. Selbst wenn die Laufbahnen im eingebauten Zustand keine Abweichungen zeigen würden, kann ein unrunder Lauf durch eine Schwankung der Belastung hervorgerufen werden. Je nach der Starrheit der Wellen und Gehäuse wird eine mehr oder weniger große Federung eintreten. Daß diese Einwirkung einen starken Einfluß ausübt, geht aus den Untersuchungen von TÖRNEBOHM (Abschnitt 4,243 S. 251) hervor. Die Änderung der Last läßt auch Bearbeitungsfehler ganz besonders deutlich in Erscheinung treten.

Die Belastungsschwankung kann nicht nur durch äußere Einflüsse hervorgerufen werden, wie z. B. durch Riemenverbindung, Zahnteilungsfehler oder bei Werkzeugmaschinen durch Unterbrechungen in der Oberfläche oder durch unhomogenes Material, sondern auch durch das Zusammenwirken von einer ruhenden und umlaufenden Last. Wie Bild (734) zeigt, entsteht dann sowohl eine Schwankung der Belastungshöhe als auch der Belastungsrichtung. Der Unterschied der größten und kleinsten Last ergibt sich aus  $P_s + P_u$  und  $P_s - P_u$ , wenn  $P_s$  die ruhende Kraft ist und  $P_u$  die umlaufende Kraft darstellt. Wahrscheinlich ist in dieser periodischen Zunahme und Abnahme der Belastung die Ursache für die bekannten „Schummerungen“ zu suchen.

Eine weitere Einwirkung besteht in der Änderung der Belastungsrichtung. Der Innenring mit Welle „schauzelt“ oder „pendelt“ im Außenring um den Betrag der Lagerluft. Dabei macht die Achsmittle ebenfalls die gleiche Bewegung. Auch in diesem Umstand

liegt ein nicht unwesentlicher Einfluß auf den Rundlauf. Ganz besonders unangenehm wird der Einfluß, wenn  $P_s \cong P_u$  ist. Dann tritt bei jeder Umdrehung zeitweise ein labiler Zustand ein, welcher der Achse eine beliebige Bewegung nach jeder Richtung um den Betrag der Lagerluft ermöglicht.

Die Radialluft hat also auf den Rundlauf keinen Einfluß, solange die Resultierende der Lagerdrücke ihre Richtung nicht ändert. Sie hat aber, wie Bild (735) zeigt, zur Folge, daß sich die Mitte des Innenringes verlagert, je nachdem, ob ein Rollkörper oder die Lücke zwischen zwei Rollkörpern in der Lastrichtung liegt. Diese Mittenverlagerung ergibt für das Radiallager 6308 in Abhängigkeit von der Lagerluft ohne Berücksichtigung einer Verformung folgende Werte:

Lagerluft	Mittenverlagerung
0	0
0,005	0,000206
0,010	0,000412
0,015	0,000618

Die Verlagerung ist also verhältnismäßig klein.

Zu m. Theoretisch wird die Mittenverlagerung infolge der Lagerluft dadurch vermindert, daß eine Kugel in Lastrichtung einen größeren Kugeldruck erhält, als wenn die Kugellücke in Lastrichtung liegt. Die Nachrechnung zeigt für dasselbe Lager und 1000 kg Radialbelastung einen Unterschied in der elastischen Verformung von 0,00005 mm. Hierin kann also nicht die Ursache für eine ungenügende Oberflächenbeschaffenheit bei der Anwendung von Wälzlagern in Werkzeugmaschinen spindeln gesucht werden.

Da alle Fehler in der gleichen Richtung liegen können, ist eine sorgfältige Herstellung sämtlicher Teile, nicht nur der Wälzlager erforderlich. Gleichzeitig sollte für eine geringe Federung gesorgt werden. Sicher ist jedenfalls, daß eine genügende Starrheit ebenso wichtig ist wie eine ausreichende Laufgenauigkeit. Man darf auch nie vergessen, daß die Laufbahnen gewissermaßen als Kurvenbahnen zu gelten haben, deren Form sich auf dem Werkstück markiert. Diese Einflüsse sind zum ersten Male systematisch von H. TÖRNEBOHM, Göteborg, untersucht worden /135/. Wegen der großen Bedeutung seiner Beobachtungen soll der betreffende Teil seines Aufsatzes im folgenden Abschnitt wiedergegeben werden:

#### 4.243 Untersuchungen von TÖRNEBOHM.

„Um eine möglichst hohe Genauigkeit und gute Oberflächenbeschaffenheit des Werkstückes zu erzielen, müssen folgende Hauptbedingungen erfüllt werden:

1. Guter Rundlauf bei immer gleichgerichteter Belastung.

Bei immer gleichgerichteter Belastung wird der gute Rundlauf der Spindel oder richtiger gesagt, des Spindelkopfes erzielt, wenn die Lage des Mittelpunktes sich auf einer Geraden in Belastungsrichtung möglichst wenig ändert, und zwar sowohl bei großen und kleinen, als auch bei veränderlichen Belastungen, die entweder durch Aussparungen des Werkstückes oder durch nicht homogenen Werkstoff oder dgl. hervorgerufen werden. Gerade mit Rücksicht auf den letzteren Umstand wird die obige Bedingung offenbar am besten dadurch erfüllt, daß die Spindel und ihre Lagerung möglichst wenig federt. Bei immer gleichgerichteter Belastung wird der gute Rundlauf also auch dann erzielt, wenn Lagerspiel vorhanden ist.

2. Guter Rundlauf bei schwankender oder umlaufender Belastungsrichtung.

Bei schwankender oder umlaufender Belastungsrichtung wird der gute Rundlauf der Spindel oder des Spindelkopfes erzielt, wenn der Mittelpunkt einen möglichst genauen und möglichst kleinen Kreis beschreibt, gleichgültig, ob es sich um eine große oder um eine kleine Belastung handelt. Diese Bedingung kann naturgemäß nur dann erfüllt werden, wenn nicht nur die Federung, sondern auch das Spiel der Spindellagerung unbedeutend ist.

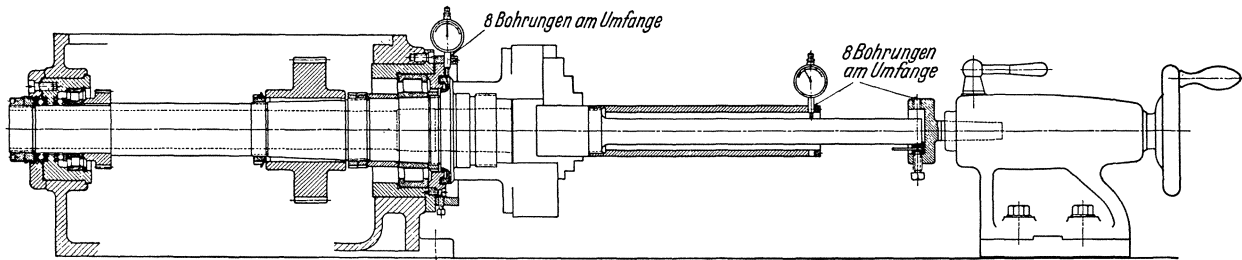
3. Möglichst starre Lagerung in Achsrichtung.

Die Spindel oder der Spindelkopf soll möglichst in Achsrichtung wenig schwanken oder federn, auch nicht bei veränderlicher Längsbelastung. Die Erfüllung dieser Bedingung ist besonders wichtig beim Plandrehen, Rillendrehen und anderem Formdrehen, sowie beim Planfräsen mit Stirnfräsern und Messerköpfen.

Die Untersuchungen bei Drehbänken und Fräsmaschinen erfolgten mit der in Bild (736) gezeigten Anordnung. In einer Hülse ist ein Wellenstück aus Federstahl angebracht, das mittels eines gewöhnlichen Dreibaackenfutters an der Spindel befestigt wird. Die Belastung erfolgt entweder durch ein Gewicht auf dem Verlängerungsstück der Spindel oder durch eine an der Reitstockspitze



befestigte Anordnung. Bei Senkrecht-Fräsmaschinen oder anderen Werkzeugmaschinen kann eine, besonders für ihren Zweck hergestellte ähnliche Vorrichtung verwendet werden. Die durch die Belastung am Ende des Stabes hervorgerufene Durchbiegung wird an einer Meßuhr, die in einem gewissen Abstand vom Spindelkopf in der schraffierten Hülse angebracht ist, abgelesen. Aus der elastischen Durchbiegung des Wellenstückes wird die Lagerbelastung in üblicher Weise berechnet. Die Federung in der Spindellagerung wird auf einer anderen, auf dem Spindelstock oder dem Fräsmaschinengestell befestigten Meßuhr abgelesen. Bei der Prüfung der Bedingung 1 bleiben beide Meßuhren während des einzelnen Prüfungsvorganges jeweils in der gleichen Lage, da auch die Belastungsrichtung sich nicht ändert. Beispielsweise wird immer in senkrechter Ebene in Richtung des Eigengewichtes belastet, wobei die Spindel dann in verschiedene Lagen gedreht, jeweils belastet und das Maß der Federung an der Meßuhr am Spindelkopf abgelesen wird. Hierbei müssen sich also Fehler in bezug auf Rundlauf zeigen, die der Spindel bzw. dem Wälzlagerinnenring angehören.



(736) Prüfanordnung für den Rundlauf von Werkzeugmaschinenspindeln unter gleichgerichteter und unter umlaufender Belastung.

Bei den hier vorliegenden Untersuchungen wurde die Prüfung in Winkelabständen von  $45^\circ$  und bei zwei verschiedenen Belastungen, nämlich 100 kg und 700 kg, vorgenommen. Um das Meßergebnis als Schaubild veranschaulichen zu können, mußte eine Nulllinie gewählt werden. Da die Spindel keine bestimmte Lage bei 0 kg Lagerbelastung einnimmt, wurde als Nulllage die Spindelmitte gewählt, die in der Mitte der beiden Grenzlagen liegt, die sich bei einer Belastung mit +100 und -100 kg in der gleichen Ebene ergeben. Beim Indizieren wurde also die Spindel zunächst mit 100 kg in einer mit  $0^\circ$  bezeichneten Richtung belastet und darauf in der entgegengesetzten Richtung, die mit  $180^\circ$  bezeichnet wird. Die Ausschläge der Meßuhren wurden notiert und die Nullage als in der Mitte zwischen den erhaltenen Ausschlägen liegend, betrachtet. Auf die gleiche Weise wurden in der Ebene  $45^\circ$  und  $225^\circ$ ,  $90^\circ$  und  $270^\circ$ , sowie schließlich  $135^\circ$  und  $315^\circ$  Messungen vorgenommen, und zwar sowohl bei 100 kg als auch bei 700 kg Belastung.

Die Bedingung 2 wird in einer zweiten Messung mit der gleichen Anordnung geprüft, nur mit dem Unterschied, daß die Spindel stillsteht, während die Richtung der Belastung verändert wird. Da immer von der gleichen Durchbiegung der Belastungsanordnung ausgegangen wird, ist das Eigengewicht der Spindel berücksichtigt. Um die größtmögliche Abweichung für die Bedingung 2 zu finden, müßten also die Ausschläge aus der Messung 1 und 2 an den verschiedenen Meßpunkten zusammengezählt werden. Man findet also bei dieser Prüfung die Fehler, die der Gehäusebohrung bzw. dem Wälzlager-Außenring zukommen. Die beiden Meßuhren müssen nach jedem Ablesen in die Winkellage gebracht werden, die der Belastungsrichtung entspricht.

Aus den Prüfungen geht zweifellos hervor, daß bei hoher Belastung nicht der gleiche Rundlauf vorhanden ist wie bei niedriger Belastung. Dies liegt selbstverständlich nicht an der Federung der Spindel selbst oder des Spindelstockes, sondern an der Lagerung. Die wichtigste Ursache für schlechte Diagramme und damit für schlechte Maschinen ist aber nur zu einem sehr geringen Teil bei den eingebauten Wälzlagern zu suchen, vielmehr hauptsächlich in der Beschaffenheit der Gehäusebohrungen. Es ergab sich nämlich ganz eindeutig, daß das schlechte Ergebnis in der Regel von der Unrundheit der Gehäusesitze und der ungeeigneten Passung zwischen Spindelstockbohrung und Außenring herrührte. Lose Sitze ergeben selbstverständlich große Abweichungen in bezug auf Bedingung 2. Unrunde Gehäusebohrungen haben zur Folge, daß die Lageraußenringe in verschiedenen Ebenen bald mehr, bald weniger gut unterstützt werden, so daß je nach der Belastung eine mehr oder weniger große Federung möglich ist. Diese Auffassung wurde auch durch die Prüfungen an einer mit Gleitlagern versehenen Drehbank bestätigt. Eigentlich sollte eine solche Maschine sehr gute Schaubilder ergeben. Es zeigte sich jedoch, daß auch Gleitlager eine stark schwankende Widerstandskraft gegen Federungen in verschiedenen Richtungen besitzen können. Die Erklärung hierfür ist wahrscheinlich in der schlechten Bearbeitung der Sitzflächen des Spindelstockgehäuses und der Lagerschale zu suchen. Eine Vertiefung im Gehäuse von einigen hundertstel Millimeter bedeutet für die Lagerschale in dieser Richtung eine schlechte Unterstützung und damit eine größere radiale Federung der Lagerschale, wenn die Höhe der Belastung schwankt.

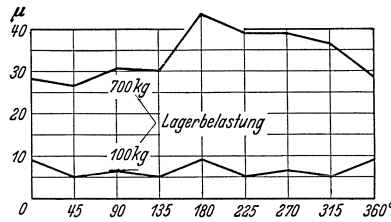
Die Bedingung 3 erfordert eine Prüfung der Lage des Spindelkopfes in Achsenrichtung bei verschiedenen Längsbelastungen. TÖRNEBOHM bediente sich zu diesem Zwecke einer hydraulischen Vorrichtung, die zwischen dem Spindelkopf und dem Reitstock angebracht wurde, bzw. eines besonders

ausgeführten Stützbockes. Auch diese Prüfungen zeigen die große Bedeutung geeigneter Passungen für die Lager im Spindelstock. Mit losem Sitz eingebaute Kegelrollenlager verhalten sich z. B. ähnlich wie Pufferfedern, da sich die Außenringe unter der axialen Belastung entsprechend dem Spiel im Gehäuse aufweiten und dadurch eine ziemlich große axiale Bewegung zulassen.

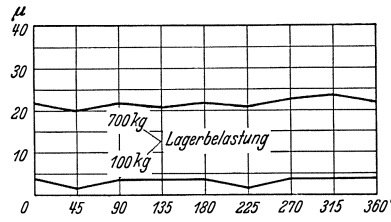
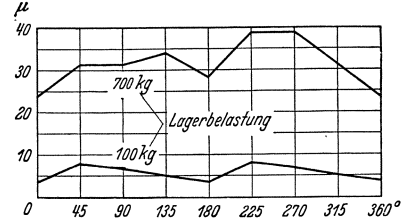
Von den vielen mit der beschriebenen Anordnung aufgenommenen Schaubildern werden hier nur diejenigen veröffentlicht, die als besonders bemerkenswert betrachtet werden können. Die Schaubilder (737) bis (741) stammen von Drehbänken der gleichen Herkunft mit 200 mm Spitzenhöhe. Die Maschinen zu Schaubild (737) und (738) sind vollkommen identisch und mit gleichen Lagern, gleicher Laufgenauigkeit ausgerüstet. Die Schaubilder (739) und (740) stammen von Drehbänken mit anderen Rollenlagereinbauten. Die zu Schaubild (741) gehörige Drehbank ist eine mit Gleitlagern ausgerüstete Drehbank. Es sei darauf hingewiesen, daß die Spindel dieser Maschine schwächer ist als diejenige der anderen Drehbänke, da die SKF bei dem Umbau auf Wälzlager gleichzeitig auch den Spindeldurchmesser vergrößerte. Die stärkere Federung in dieser Drehbank beruht also auf der größeren elastischen Formänderung der Spindel.

Es sei darauf hingewiesen, daß die zu Schaubild (738) gehörige Drehbank schon vor Ausführung der Untersuchungen als eine besonders gute Maschine betrachtet wurde und deshalb für Arbeiten vorbehalten war, bei denen es auf große Genauigkeit ankam. Die praktische Erfahrung bestätigt also die Zuverlässigkeit der Einschätzung des Wertes einer Maschine nach den Schaubildern.

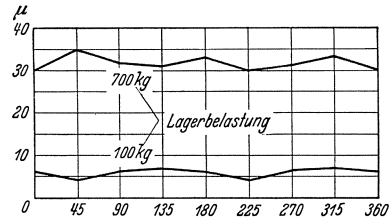
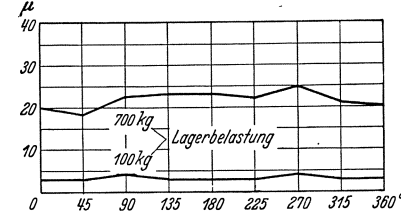
In Bild (742) bis (744) sind die Schaubilder einiger ganz neuzeitlicher amerikanischer Fräsmaschinen wiedergegeben. Erwähnt sei, daß es sich bei den Maschinen Bild (742) bis (744) nach



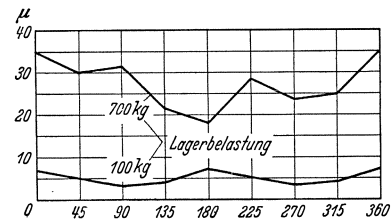
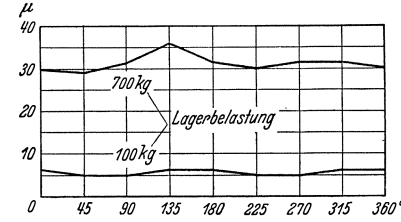
(737) Lagerung: Kegelrollenlager.



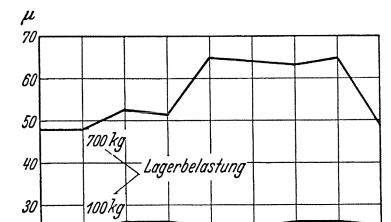
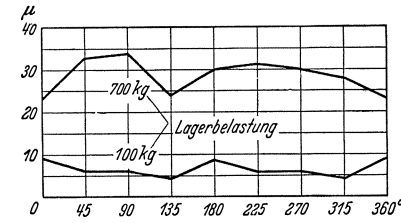
(738) Lagerung: Kegelrollenlager.



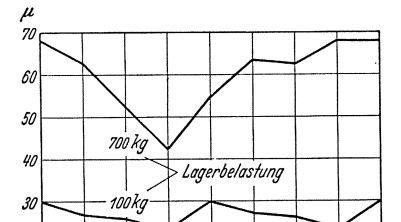
(739) Lagerung: Rollenlager.



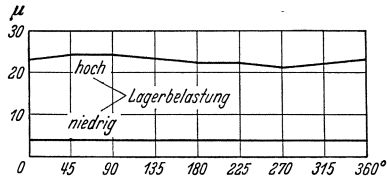
(740) Lagerung: Rollenlager.



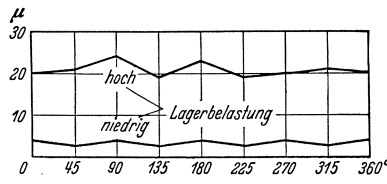
(741) Lagerung: Gleitlager.



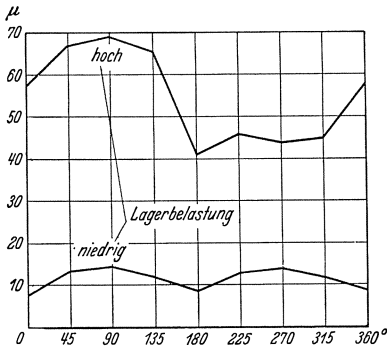
(737—741) Mitterverschiebung bei Drehbanklagerungen, links: bei gleichgerichteter, rechts: bei umlaufender Belastung.



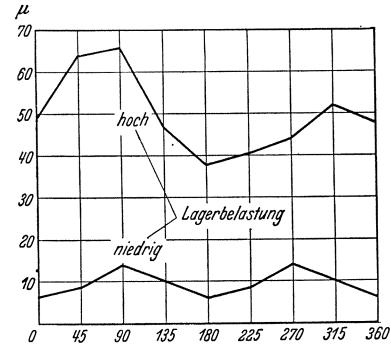
(742) Lagerung: Rollenlager, normale Drehzahlen.



(743) Lagerung: Rollenlager, hohe Drehzahlen.



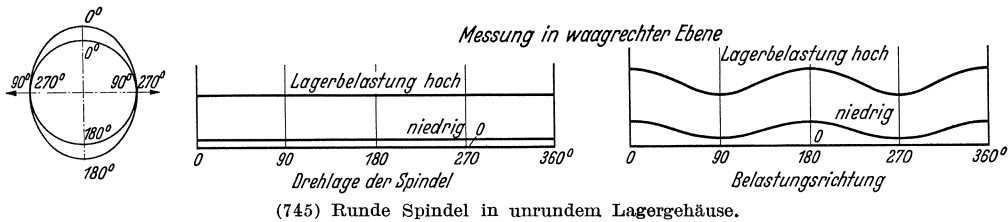
(744) Lagerung: Rollenlager, normale Drehzahlen.



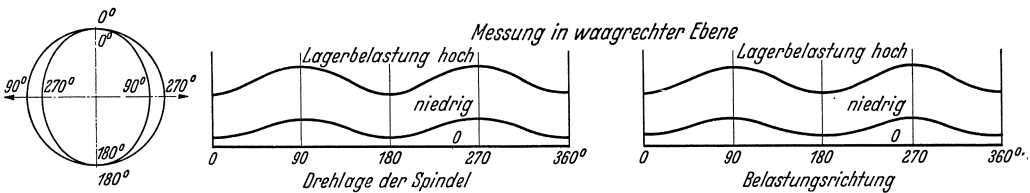
(742—744) Mittenverschiebung bei Fräsmaschinenlagerungen, links: bei gleichgerichteter, rechts: bei umlaufender Belastung.

den Aussagen des Werkstattleiters um besonders hochwertige Maschinen handelt. Das Schaubild (746) bezieht sich ebenfalls auf eine völlig neuzeitliche Konstruktion eines erstklassigen Erzeugnisses. Wie das Schaubild zeigt, ist diese Maschine nicht besonders gut ausgefallen, trotzdem sie bei einer im Leerlauf vorgenommenen Prüfung einen vollkommen ausreichenden Rundlauf aufwies. Es ist offenbar, daß eine derartige Fräsmaschine beim Bohren usw. keine vollwertige Arbeit leisten kann.

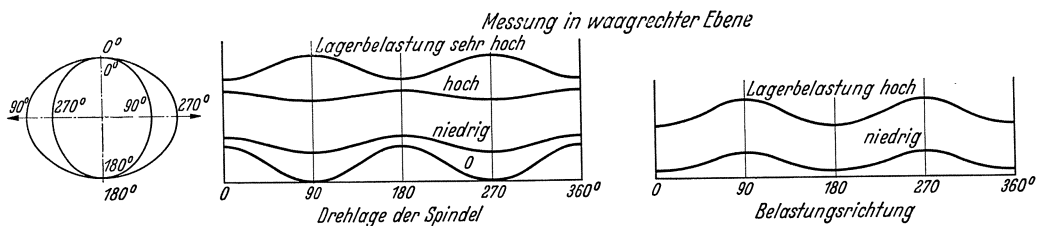
Es wurde bereits darauf hingewiesen, daß die Bearbeitung der Lagergehäuse und besonders die Unrundheit der Gehäusesitze eine wesentliche Ursache für schlechten Rundlauf der Arbeitsspindel darstellen. Um die Richtigkeit dieser Behauptung nachzuweisen und die Ergebnisse der Prüfung deuten und auswerten zu können,



(745) Runde Spindel in unrundem Lagergehäuse.



(746) Unrunde Spindel in rundem Lagergehäuse.



(747) Unrunde Spindel in unrundem Lagergehäuse.

(745—747) Links: Mittenverschiebung bei gleichgerichteter Belastung, rechts: bei umlaufender Belastung.

wurden die Bilder (745) bis (747) aufgestellt. Dem Bild (745) liegt eine vollkommen runde Spindel in einer unrunder Lagerung zugrunde. Dies bedeutet bei Rollenlagereinbauten vollkommen runde Laufbahnen des Innenringes, aber ovale Form der Laufbahn des Außenringes infolge Unrundheit der Gehäusebohrung. Bei Bild (746) liegt gerade das Gegenteil vor; das Lagergehäuse oder die Laufbahn des Außenringes ist vollkommen rund, während die Spindel oder die Laufbahn des Innenringes unrund ist. Bild (747) veranschaulicht schließlich das Zusammentreffen dieser beiden Fälle.

Es sei vorausgesetzt, daß die Luft der Lagerung = 0 ist, daß also nur Bewegungen elastischer Art vorkommen. Es ist klar, daß die radiale Bewegung der Spindel dann in verschiedenen Richtungen verschieden groß ist in Abhängigkeit von der Lagerbelastung. Die Schaubilder würden den in den Bildern angegebenen Verlauf aufweisen. Bei Fehlern entsprechend Bild (747) kann es vorkommen, daß die meßbare radiale Bewegung der Spindel bei einer gewissen Belastung in einer Ebene ihren Größtwert erreicht, wo bei einer anderen Belastung der Kleinstwert erzielt wird und umgekehrt. Dies beruht selbstverständlich darauf, daß bei unrunder Gehäuse und unrunder Welle außer in einer Stellung immer positive Lagerluft vorhanden ist.

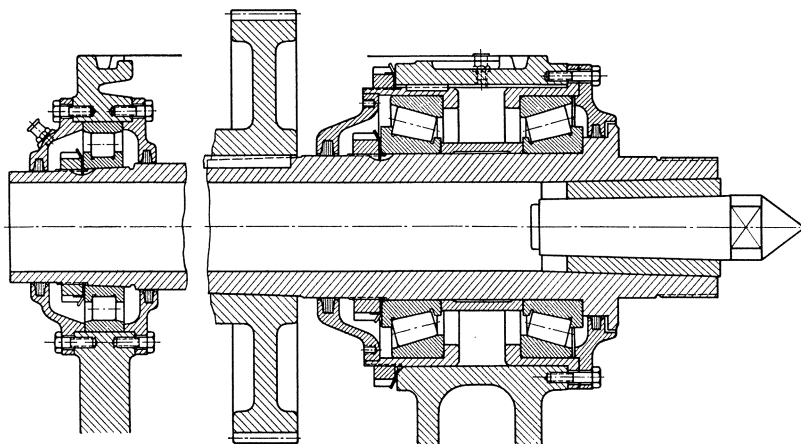
Ein bei der Prüfung gefundenes Schaubild mit diesem Charakter ist in Bild (740) veranschaulicht. Die fragliche Drehbank ist also mit Lagern ausgerüstet, bei denen die Laufbahnen der Innen- und Außenringe die unrunde Form der Gehäusebohrung und der Welle angenommen haben.

Um das Prüfverfahren zu vereinfachen, wäre es selbstverständlich erwünscht, daß die Schaubilder selbsttätig erhalten werden, ungefähr in derselben Weise wie die Fehlerschaubilder bei Zahnradprüfungen. Das oben beschriebene Prüfverfahren ist nur als ein vorläufiges zu betrachten, das zu einem vollwertigeren Zeugnis über die Eigenschaften der Lagerung entwickelt werden kann und welches noch zu vereinfachen ist, um eine Prüfung in möglichst kurzer Zeit zu ermöglichen. Wie die Beispiele zeigen, kann das beschriebene Prüfverfahren mit großem Vorteil ganz allgemein zur Analysierung von Lagerungen verwendet werden, und zwar nicht nur bei Werkzeugmaschinen, sondern auch bei anderen Maschinen, an die große Forderungen hinsichtlich erschütterungsfreien und genauen Laufes bei geringer Federung gestellt werden müssen.“

#### 4,244 Einfluß der Lagerbauart.

Wie aus diesem Aufsatz hervorgeht, war die Ursache eines schlechten Laufes der untersuchten Spindeln in erster Linie auf die Fehler der Gehäusebohrungen zurückzuführen. Der Einfluß der Lageranordnung selbst ist nicht so bedeutend, wie man früher immer geneigt war anzunehmen. Wenn es aber darauf ankommt, ein Optimum zu erreichen, spielt auch die Lageranordnung eine Rolle. Um dies zu veranschaulichen, sei auf die Bilder (748) und (749) verwiesen.

In dem ersteren Falle handelt es sich um die Verwendung von Kegelrollenlagern an der Werkstückseite. Die Außenringe sind in besondere Büchsen



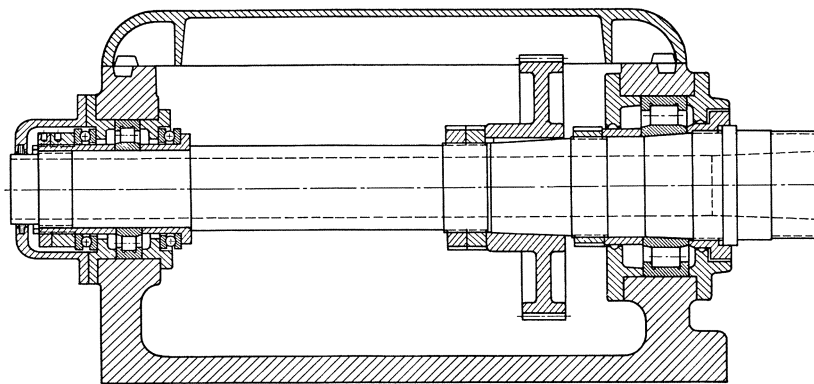
(748) Lagerung der Hauptspindel einer Drehbank mit zwei Kegelrollenlagern auf der Arbeitsseite, Außenringe in Büchsen.

eingepreßt, von denen diejenige an der Werkstückseite fest im Gehäuse sitzt, während die andere eine losere Passung erhält, um das axiale Spiel regeln zu können; sie ist aber gegen Drehen gesichert, damit sich der radiale Schlag des Außenringes nicht auswirken kann. Die Anstellung erfolgt durch Verschieben dieser Büchse. Der radiale und axiale Schlag der Spindel wird also, abgesehen von den durch die Gehäusebohrung hervorgerufenen Fehlern, von dem Schlag der Kegelrollenlager beeinflusst.

In Bild (749) dient ein Zylinderrollenlager zur Aufnahme der radialen Belastung. Der Außenring sitzt fest im Gehäuse, während der Innenring auf eine kegelige Sitzfläche gepreßt wird. Die axiale Belastung wird durch ein Längslager aufgenommen. Der radiale

Schlag der Spindel ist also von dem Zylinderrollenlager, der axiale Schlag von dem Längslager abhängig, abgesehen von den Fehlern des Gehäuses.

Wenn in beiden Fällen vollkommen runde Sitzflächen der Bohrung und Welle vorausgesetzt werden, ist die Frage, welche Bauart günstiger ist. Selbstverständlich können alle Lagerarten mit einem Maximum an Genauigkeit hergestellt werden. Bei laufender Fertigung verdient jedoch die Lagerart den Vorzug, die mit größter Sicherheit auf Grund ihrer Bauart und ihrer Herstellungsmethoden die kleinsten Abweichungen normalerweise erwarten läßt. In dieser Beziehung sind rein zylindrische Laufbahnen kegelförmigen vorzuziehen, da nur die Einhaltung des Laufbahndurchmessers über die Laufbahnbreite hinweg zu beachten ist. Bei Kegelrollenlagern dagegen ist nicht nur der Durchmesser, sondern auch die Kegelsteigung von Einfluß. Die heutigen Fabrikationsmethoden erlauben es, die Zylinderrollen auch bei Massenfertigung mit sehr hoher Genauigkeit in bezug



(749) Lagerung der Hauptspindel einer Drehbank mit einem Zylinderrollenlager mit kegelförmiger Bohrung auf der Arbeitsseite.

auf Durchmesser und Rundheit herzustellen und zu kontrollieren. Bei Kegelrollenlagern ist sowohl die Herstellung als auch die Prüfung auf Durchmesser und Rundheit schwieriger. Das gleiche trifft für die Laufbahnen selbst zu. Zylinderrollenlager können daher leichter mit hoher Genauigkeit hergestellt werden als Kegelrollenlager.

Der axiale Schlag bei Kegelrollenlagern ist abhängig von dem Schlag des großen Bordes an sich und von dem Rollendurchmesser insofern, als eine dickere Rolle früher am Bord zur Anlage kommt als eine dünne Rolle. Dadurch wird der axiale und radiale Schlag des Lagers beeinflusst. Demgegenüber ist die Herstellung und Kontrolle der Scheiben eines Längslagers in bezug auf die Dicke verhältnismäßig einfach. Eine ungenaue Ausführung der seitlichen Anlageflächen erhöht den axialen Schlag sowohl bei Kegelrollenlagern als auch bei Längslagern, wenn auch die Wirkung bei Kegelrollenlagern wegen der breiteren Führung auf dem zylindrischen Teil der Welle geringer sein wird. Längslager ergeben eine geringe axiale Federung. Die Federung bei Kegelrollenlagern ist bei gleicher Last an sich größer und von der Passung und Anstellung abhängig. Ein sehr kleines Spiel oder eine Vorspannung hat aber unzulässig hohe Temperatursteigerungen zur Folge. Die Bauart nach Bild (749) ermöglicht ein Fertigschleifen der Laufbahn des glatten Innenringes nach dem Aufpressen und damit den geringst möglichen radialen Schlag. Außerdem kann durch Verschieben des Ringes auf der kegelförmigen Sitzfläche die Luft in den für die Lagerung wünschenswerten Grenzen verändert werden.

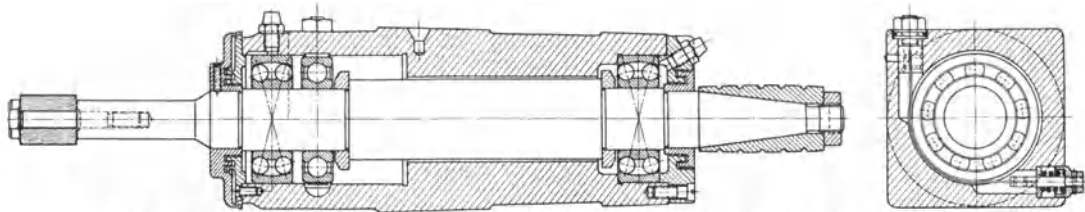
Diese Überlegungen zwingen dazu, der Bauart Bild (749) den Vorzug zu geben. Tatsächlich sind die Ergebnisse mit dieser Lagerung günstig. Es muß jedoch immer wieder darauf hingewiesen werden, daß die Laufgenauigkeit der Lager aufgehoben wird durch die Fehler der Sitzflächen. Bei hohen Drehzahlen scheidet die Verwendung eines Längslagers aus. Es können dann für die axiale Führung zwei vorgespannte Radiallager gewählt werden.

#### 4.245 Geräuscharmer Lauf.

Auch die Geräuschbildung hängt von den Fehlern beim Rundlauf ab. Es ist klar, daß eine mit hoher Frequenz vibrierende Spindel zu unangenehmer Geräuschbildung Veranlassung geben kann. Hinzu kommt die Einwirkung unrunder Bohrungen insofern, als

die Rollkörper infolge der unregelmäßig verengten Lagerluft örtlichen Klemmungen ausgesetzt sind und in ihrer gleichförmigen Rollbewegung durch Gleiten gestört werden. Daß bei diesem Vorgang Geräusch entstehen kann, ist naheliegend. Hiermit hängt auch wahrscheinlich die Beobachtung zusammen, daß die Geräuschbildung bei einer geringen Luft schwächer ist als bei Vorspannung. Je größer die Fehler infolge des Versatzes der Lagerschilde oder der Bearbeitung der Gehäusebohrungen sind, um so größer sollte die Luft sein, um örtliche Klemmungen zu vermeiden.

TÖRNEBOHM hat auch diese Verhältnisse untersucht und einwandfrei festgestellt, daß die Rundheit der Gehäusebohrungen außer einer auffallenden Temperatursteigerung tatsächlich einen großen Einfluß auf die Geräuschbildung ausübt. Gerade diesem Umstand wird aber im allgemeinen zu wenig Beachtung geschenkt. Leider ist es auch bisher nicht üblich, die Bohrungen auf ihre Rundheit hin genau zu untersuchen, so daß der Einfluß dieses Fehlers nicht genügend erkannt wird.



(750) Anordnung eines Belastungslagers zur Schwingungsdämpfung bei einer Schleifspindel.

Bei geteilten Getriebekästen wie überhaupt bei geteilten Gehäusen liegt die Gefahr, unrunde Bohrungen zu erhalten, besonders nahe. Um die Verhältnisse klarzustellen, wurde der Manteldurchmesser und Laufbahndurchmesser der äußeren Lager einer Getriebewelle vorher sorgfältig festgestellt. Nach dem Zusammenbau der Gehäusehälften ergab sich eine starke Verformung. Während der Laufbahndurchmesser der Ringe, an verschiedenen Stellen gemessen, vorher nur zwischen 3 und 5  $\mu$  schwankte, betrug der Unterschied bei der einen Lagerstelle nach dem ersten, zweiten und dritten Zusammenbau

+ 16	+ 14	+ 30 $\mu$
- 18	- 20	- 40 $\mu$

und bei der anderen Lagerstelle

0	- 6	- 8 $\mu$
- 14	- 14	- 12 $\mu$ .

Hieraus geht hervor, daß die Lager selbst nicht als Zentrierung benutzt werden können, und daß der Versatz ein Vielfaches der Lagerluft betragen kann. Eine an dem Gehäuse nachträglich mit großer Sorgfalt angebrachte Zentrierung beseitigte diesen Fehler mit dem Erfolg, daß die früher häufig beobachtete Geräuschbildung fast vollkommen vermieden wurde.

Wenn es darauf ankommt, die Geräuschbildung auf ein Minimum herabzudrücken, hat sich eine Anordnung nach Bild (750) als vorteilhaft erwiesen, bei welcher die Welle durch ein besonderes Belastungslager in eine bestimmte Richtung gedrückt wird. Die geräuschschwächende Wirkung läßt sich durch den Einfluß einer möglichst wenig schwankenden „Pendellast“ entsprechend Abschnitt 4,242 S. 250 erklären. Siehe auch Abschnitt 4,311 312 S. 260.

## 4,3 Befestigung der Laufringe.

### 4,31 Radiale Befestigung der Laufringe (Passung).

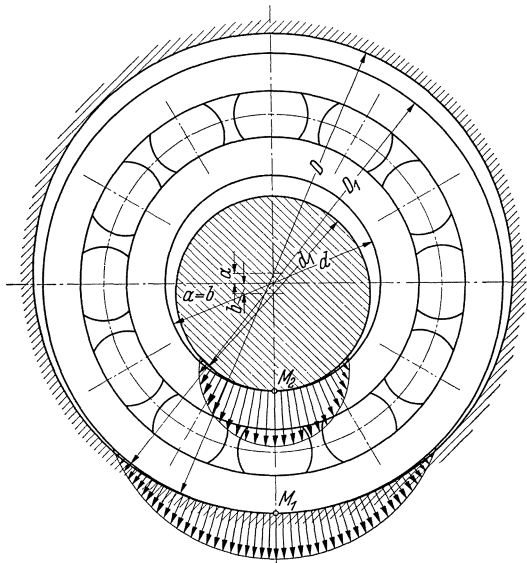
#### 4,311 Radiale Befestigung der Laufringe auf zylindrischen Sitzflächen.

4,3111 Einleitung. Die Bewährung der Wälzlager hängt nicht nur von der zweckmäßigen Lagerart und der richtigen Lagergröße ab. Die Passung der Laufringe mit den Einbaustücken ist ebenfalls von großer Bedeutung. Die Erfahrung hat gezeigt, daß

viele Lager durch fehlerhaften Sitz der Ringe auf der Welle oder im Gehäuse zerstört werden. Die dadurch entstehenden Unkosten können ganz beträchtlich sein. Ein beschädigter Zapfen bedingt nicht nur ein neues Lager sondern auch kostspielige Nacharbeiten. Wird die Achse auf ein kleineres Maß nachgeschliffen, dann müssen Lager mit abnormaler Bohrung beschafft werden, die teuer sind und die notwendige Austauschbarkeit empfindlich stören. Es ist daher erforderlich, in jedem Einzelfall Untersuchungen über die richtige Passung anzustellen unter Berücksichtigung aller Faktoren, die einen Einfluß auf den Sitz der Ringe ausüben.

Die allgemeine Regel, daß die Innenringe fest sitzen müssen, während die Außenringe Schiebesitz oder Gleitsitz haben dürfen, hat schon oft unangenehme Beanstandungen hervorgerufen. Auch die weitergehende Vorschrift, daß die Innenringe auf sich drehenden Wellen festsitzen müssen, während die Außenringe in stillstehenden Gehäusen lose sitzen

sollen, ist nicht immer zutreffend. Die leider so oft geübte Verallgemeinerung irgendeiner für einen ganz bestimmten Fall zutreffenden Erkenntnis hat auch hier zu manchen Schwierigkeiten geführt.



(751) Lastverteilung in der Sitzfläche bei lose sitzendem Innenring und lose sitzendem Außenring.

Schmiegung. Bei stoßweiser Belastung, wie z. B. bei Fahrzeugen, liegen daher besonders kritische Verhältnisse vor. Bild (751) zeigt schematisch die Abhängigkeit des höchsten spezifischen Druckes von der Größe der Luft, vergleichsweise bei beiden Laufringen. Der gleiche Durchmesserunterschied  $D - D_1 = d - d_1$  bedeutet eine Schmiegung von:

$$\begin{aligned} D : D_1 &= 170,050 : 170 &= 1,0003 \text{ für das Gehäuse,} \\ d : d_1 &= 80 : 79,050 = 1,0006 \text{ für die Welle.} \end{aligned}$$

Die spezifische Belastung und damit der höchste Druck in der Berührungsfläche ist also bei der Welle unter gleicher absoluter Last größer als bei dem Gehäuse.

Die Oberflächenbeschaffenheit oder der Grad der Elastizität der Oberflächenschicht ist von großem Einfluß auf den Grad der Verformung. Besonders ungünstig sind nach normalen Verfahren gedrehte Flächen, weil sich die mehr oder weniger feinen Drehriefen leicht verformen, da der Ring zunächst nur von dem Grat der Riefen getragen wird. Aber auch geschliffene Flächen ergeben nicht ohne weiteres eine genügende Oberflächenbeschaffenheit (s. Abschnitt 4,3311 S. 309).

Bei gleicher Last wird die dauernde Verformung um so geringer sein, je härter die Oberfläche ist. Bei Verwendung von Leichtmetall und Bronze ist daher größere Vorsicht geboten als bei Gußeisen und Stahlguß. Aus diesem Grunde kann es zweckmäßig sein, die Sitzflächen bei Leichtmetall nach der spanabhebenden Bearbeitung durch unter hohem Druck angepreßte Rollen zu glätten und zu verdichten.

#### 4,3112 Verformung der Sitzflächen.

**4,31121 Ursachen der Verformung.** Der Lagerdruck kann eine dauernde Verformung der Sitzflächen hervorrufen. Diese Erscheinung ist von der Höhe der Belastung, der Luft zwischen den Paßteilen, der Oberflächenbeschaffenheit und den Werkstoffeigenschaften abhängig. Bei der Last 0 und einer gewissen Luft berühren sich die Sitzflächen nur in einer Mantellinie  $M_1$  bzw.  $M_2$  Bild (751). Unter Belastung entsteht eine mehr oder weniger breite Berührungsfläche. Der größte Druck in der Mitte der Berührungsfläche ist abhängig von der absoluten Höhe der Belastung und der

**4,31122** Folgen der Verformung. Wenn auch die Verformung der Sitzfläche eine Anpassung an die Ringfläche des Lagers mit gleichzeitiger Verdichtung der Oberflächenschicht bewirkt, die den Fortgang der Verformung schließlich begrenzt, so sollte dieser Zustand doch von vornherein verhindert werden, um die Funktion des Lagers nicht zu gefährden. Die Spielvergrößerung bedeutet nicht nur eine Verringerung der normalen Tragfähigkeit des Lagers, sondern auch eine große Gefährdung der Betriebssicherheit der Lagerung und damit der Maschine oder des Fahrzeuges. Hinzu kommt die Behinderung der axialen Bewegungsmöglichkeit, die unvorhergesehene axiale Belastungen zur Folge haben kann. In dieser Weise verformte Wellen besitzen auch eine geringere Bruchfestigkeit, da die Verformung an den Kanten als Kerbe wirkt.

Wie gefährlich eine zu große Luft sein kann, geht aus der Untersuchung von Laufrollen einer Hängebahn hervor. Bei 5 Achsen war eine gleichmäßig starke Verformung von mehr als 0,3 mm eingetreten. Nur eine einzige Achse zeigte keine meßbare Veränderung an den Sitzstellen der Lager, obwohl sie unter den gleichen Verhältnissen gearbeitet hatte. Die Nachmessung zwischen den beiden Lagerstellen ergab, daß die zuerst genannten 5 Achsen mit einem Istabmaß von etwa  $-0,15$  mm hergestellt waren, während das Istabmaß für die 6. Achse nur  $-0,04$  mm betrug.

**4,31123** Mittel zur Verhinderung der Verformung. Wenn auch eine derartige Verformung verhältnismäßig selten vorkommt, sollte doch vor allem bei stoßweiser Belastung und bei lose sitzenden Laufringen auf diese Gefahr geachtet werden. In erster Linie ist dafür Sorge zu tragen, daß die Last die zulässige Grenze nicht überschreitet und die Oberflächenbeschaffenheit den Beanspruchungen entspricht. In dem ISA-System sind mehrere Paßgrade für lose sitzende Laufringe enthalten (s. Tafel 9,62). Wenn aus wirtschaftlichen Gründen eine genügend kleine Luft nicht erreicht und die Oberflächenbeschaffenheit nicht verbessert werden kann, ist ein für die Verhältnisse geeigneter, widerstandsfähiger Werkstoff zu verwenden.

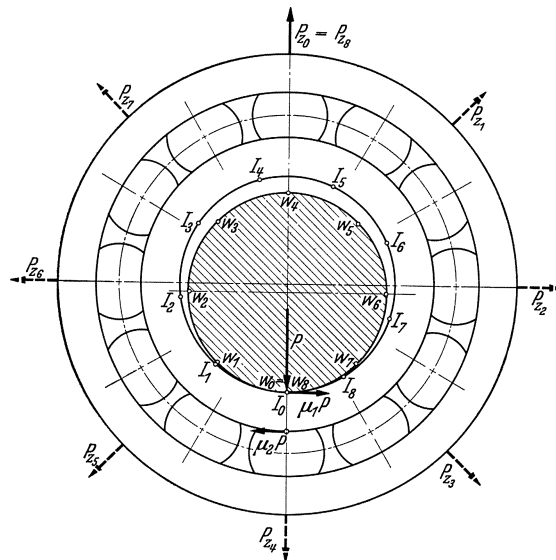
#### 4,3113 Wandern der Laufringe.

##### 4,31131 Ursache des Wanderns.

**4,311311** Erklärung des Vorgangs beim Wandern. Schon bei den ersten Versuchen mit Kugellagern wurde beobachtet, daß ein lose im Gehäuse sitzender, seitlich nicht verspannter Außenring sich langsam entgegen dem Drehsinn der Welle bewegt (wandert), auch wenn er nur einer „Punktlast“ ausgesetzt ist. Diese Bewegung wird durch die tangentialen Reibkräfte der Rollkörper in den Laufbahnen hervorgerufen. Sie tritt daher dann leicht ein, wenn Axialdrücke vorkommen und die Reibung der Ringe auf der Welle oder im Gehäuse durch Erschütterungen zeitweise aufgehoben wird.

Meistens ist der damit in Zusammenhang stehende Verschleiß so unbedeutend, daß der Lauf oder die Wirkungsweise der Lagerung nicht beeinflußt werden. Man kann darin sogar den Vorteil sehen, daß sich die Belastungszone des Laufringes allmählich verschiebt.

Gefährlich ist aber das Wandern eines Laufringes infolge Änderung der Krafrichtung, sei es, daß der Ring unter einer stillstehenden Belastung rotiert oder die Last im Verhältnis zum stillstehenden Ring umläuft. Der betreffende Laufring führt dann eine regelrechte Abrollbewegung auf der Welle oder im Gehäuse aus. Dieser Vorgang ist in Bild (752) veranschaulicht. Wenn man annimmt, daß sich die Welle unter der Last „P“ dreht, dann wird der Innenring von der Reibkraft  $\mu_1 P$  mitgenommen, solange die



(752) Erklärung für das Wandern eines Laufringes.



Reibkraft des Lagers  $\mu_2 P$  kleiner ist als  $\mu_1 P$ . Wenn sich die Welle um das Stück  $W_0 W_1$  gedreht hat, so daß der Punkt  $W_1$  in der Richtung der Last  $P$  liegt, dann ist, falls kein Gleiten eintritt, der Innenring bis  $I_1$  gekommen. Bei weiter fortschreitender Drehung deckt sich  $W_2$  mit  $I_2$ ,  $W_3$  mit  $I_3$  usw. bis schließlich  $W_0$  als  $W_8$  wieder unter der Belastung steht und sich mit  $I_8$  deckt, d. h.  $I_0$  ist um den Bogen  $I_0 I_8 = \pi (d_r - d_w)$  gegenüber  $W_8 = W_0$  zurückgeblieben.

Der gleiche Vorgang ist zu erwarten, wenn die Welle stillsteht und der Außenring mit dem Gehäuse oder der Nabe umläuft, wobei eine Unwucht  $P_z$  hervorgerufen wird, die in bezug auf den Außenring stillsteht, aber im Verhältnis zum Innenring rotiert (752). Hat diese Kraft die Richtung  $P_{z_1}$ , so findet in den Punkten  $W_0$  und  $I_0$  Berührung statt. Wandert die Unwucht nach  $P_{z_2}$ , so liegt die Berührung bei  $W_1$  und  $I_1$  usw. bis sich schließlich  $I_8$  mit  $W_8 = W_0$  deckt. In diesem Falle ist also der Innenring gegenüber der stillstehenden Welle vorgeeilt, und zwar ebenfalls um den Bogen  $I_0 I_8 = \pi (d_r - d_w)$ . Die Drehgeschwindigkeit des Ringes ergibt sich demnach aus

$$n_r = \frac{n_w (d_r - d_w)}{d_r} \text{ für sich drehende Welle}$$

und

$$n_r = \frac{n_w (d_r - d_w)}{d_w} \text{ für sich drehende Last.}$$

Darin bedeutet:

- $n_r$  die Drehgeschwindigkeit des wandernden Ringes,
- $n_w$  die Drehzahl der Welle oder des Gehäuses,
- $d_r$  den Durchmesser der Ringbohrung oder Gehäusebohrung,
- $d_w$  den Durchmesser der Welle oder des Außenringmantels.

Aus dieser Überlegung folgt:

- a) daß ein Laufring die Neigung hat, eine Relativbewegung zu seiner Unterlage, Welle oder Gehäuse, auszuführen, wenn sich die Richtung der Last, bezogen auf den Umfang des Laufringes, ändert,
- b) daß die Bewegung um so schneller vor sich geht, je größer die Drehzahl der Welle oder des Gehäuses ist,
- c) daß ein Ring um so schneller wandert, je größer die Luft ist zwischen Welle und Ringbohrung oder zwischen Mantel und Gehäusebohrung.

**4,311312 Belastungsarten.** Je nach der Richtung der Last im Verhältnis zur Laufbahn eines Ringes können folgende „Belastungsarten“ vorkommen:

1. Der Ring steht still — die Last steht still.
2. Der Ring rotiert — die Last steht still  
oder der Ring steht still — die Last rotiert.
3. Der Ring pendelt — die Last steht still  
oder der Ring steht still — die Last pendelt.

Für den Fall 1 soll der Begriff „Punktlast“,

„ „ „ 2 „ „ „ „Umfangslast“,

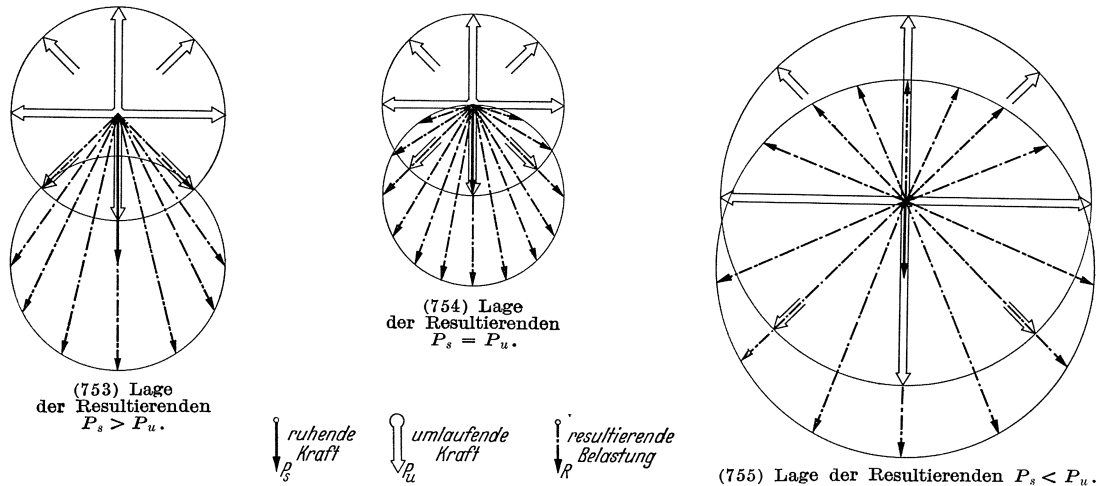
„ „ „ 3 „ „ „ „Pendellast“ eingeführt werden.

Unter „Last“ sei die Resultierende aller radialen Lagerdrücke verstanden.

Wenn sich die Belastung aus einer stillstehenden Kraft etwa aus dem Gewicht irgendwelcher Teile und aus einer umlaufenden Kraft als Folge einer Unwucht zusammensetzt, dann kann entweder eine „Pendellast“ oder eine „Umfangslast“ entstehen, je nachdem ob die Resultierende umläuft oder pendelt. Entsprechend der Größe der Unwucht im Vergleich zur stillstehenden Kraft ergibt sich eine pendelnde oder umlaufende Last.

In Bild (753) ist die stillstehende Kraft „ $P_s$ “ bedeutend größer als die Unwucht „ $P_u$ “. Der Ausschlag ist entsprechend gering. Wächst „ $P_u$ “ im Verhältnis zu „ $P_s$ “, dann wird auch der Ausschlag größer entsprechend (754). Bei „ $P_u = P_s$ “ ist die Grenze

der Pendelung erreicht. Gleichzeitig schwankt die Belastungshöhe zwischen dem Wert  $P_s + P_u$  und  $P_s - P_u$ . In (754) wird  $P_s - P_u = 0$ , d. h. die Belastung ist zeitweise vollkommen aufgehoben. Wird  $P_u > P_s$ , dann ergibt sich, wie (755) zeigt, eine ringsum laufende Resultierende „ $R$ “, deren Größe ebenfalls zwischen  $P_u + P_s$  und  $P_u - P_s$  schwankt.



**4,311313 Passungsfälle.** Für in Betrieb befindliche Lager können sich demnach folgende „Passungsfälle“ ergeben:

1. Die Richtung der „Last“ ändert sich nicht, die Welle dreht sich, das Gehäuse steht still, dann unterliegt der Innenring einer „Umfangslast“ und der Außenring einer „Punktlast“ (756a).

2. Die Richtung der „Last“ ändert sich nicht, die Welle steht still, das Gehäuse dreht sich.

Der Innenring steht unter „Punktlast“, der Außenring unter „Umfangslast“ (756b).

3. Die Belastung setzt sich aus einer die Richtung nicht ändernden Komponente  $P_s$  und einer umlaufenden Komponente  $P_u$  zusammen.  $P_u < P_s$ , d. h. die „Last“ pendelt, die Welle rotiert, das Gehäuse steht still.

Dann unterliegt der sich drehende Innenring einer „Umfangslast“, weil die Resultierende  $R$  bei jeder Umdrehung immer an einem anderen Punkt der Laufbahn angreift. Der stillstehende Außenring ist dagegen einer „Pendellast“ unterworfen, da die Resultierende während einer Umdrehung des Innenringes zwischen zwei Punkten des Außenringes hin- und herpendelt (756c).

4. Die Belastung setzt sich aus einer die Richtung nicht ändernden Komponente  $P_s$  und einer umlaufenden Komponente  $P_u$  zusammen.  $P_u < P_s$ , d. h. die „Last“ pendelt, die Welle steht still, das Gehäuse rotiert.

Dann ist der stillstehende Innenring einer „Pendellast“ unterworfen, während der rotierende Außenring unter einer „Umfangslast“ steht (756d).

5. Die Belastung setzt sich aus einer die Richtung nicht ändernden Komponente  $P_s$  und einer umlaufenden Komponente  $P_u$  zusammen.  $P_u > P_s$ , d. h. die „Last“ rotiert, die Welle rotiert, das Gehäuse steht still.

Für den Innenring ergibt sich „Punktlast“, weil er der mit gleicher Drehzahl rotierenden Belastung ausgesetzt ist. Der stillstehende Außenring unterliegt dagegen einer „Umfangslast“ (756e).

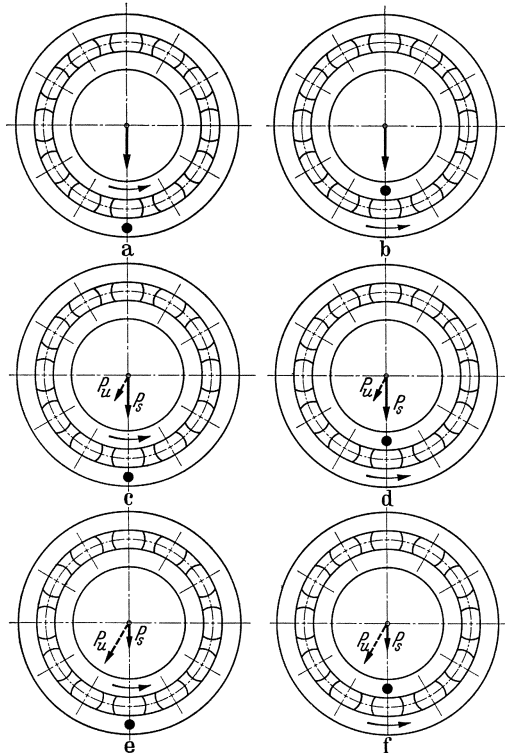
6. Die Belastung setzt sich aus einer die Richtung nicht ändernden Komponente  $P_s$  und einer umlaufenden Komponente  $P_u$  zusammen.  $P_u > P_s$ , d. h. die „Last“ rotiert, die Welle steht still, das Gehäuse rotiert.

Für den Innenring ergibt sich „Umfangslast“, für den Außenring „Punktlast“ (756f).

Der Fall 1 kommt am häufigsten vor und kann daher gewissermaßen als normal bezeichnet werden. Bei allen Fahrzeugen, bei denen die Räder fest auf der Achse sitzen

und die Belastung auf dem stillstehenden Gehäuse abgestützt wird, liegt die Richtung der Last im wesentlichen fest, wenn man von den Zugkräften, die je nach der Anlage der Achsbuchse an den Führungsleisten einer gewissen Schwankung ausgesetzt sind, und der im Vergleich zum Wagengewicht geringen Unbalance der Räder absieht. Die Welle dreht sich, während die Achsbuchse stillsteht.

Ist die Achswelle fest mit dem Wagenkasten verbunden und die Lagerung in der Radnabe angeordnet, dann ist der Fall 2 gegeben. Die Richtung der „Last“ ändert sich nicht, die Welle steht still, das Gehäuse dreht sich. Der gleiche Passungsfall ergibt sich für Vorderräder von Kraftwagen, für Laufrollen oder Losscheiben, bei denen die Lager in der Nabe angeordnet sind.



(756 a—f) Passungsfälle.

Der Fall 3 liegt vor bei normalen Motoren mit horizontal liegendem Anker. Die Belastung setzt sich zusammen aus dem Ankergewicht, dem Riemenzug, dem magnetischen Zug und der Unwucht. Wenn die Anker nicht vollkommen ausgewuchtet sind, stellt sich eine umlaufende Kraft ein, die kleiner sein wird als die stillstehenden Drücke. Die Resultierende pendelt mehr oder weniger stark je nach der Größe der Unwucht und der Drehzahl. Mit diesem Zustand ist immer zu rechnen, wenn es sich um Maschinen handelt, bei denen eine Unwucht mit verhältnismäßig hoher Drehzahl rotiert (Ventilatoren).

Der Fall 4 tritt z. B. bei Elektrorollen mit rotierendem Mantel auf, wenn derselbe nicht vollkommen ausgewuchtet ist. Die Drehzahl ist wahrscheinlich nie so hoch, daß die Unwucht größer wird als das Gewicht.

Fall 5 ist meistens gegeben bei sehr hochtourigen Elektromotoren und Ventilatoren, vor allen Dingen aber bei Maschinen mit vertikaler Welle, weil der radiale Lagerdruck aus dem Gewicht = 0 wird, also z. B. bei vertikalen Frässpindeln, Elektromotoren und

Zentrifugen. Auch bei Schwingsieben, die auf Unwucht aufgebaut sind, liegt dieser Zustand eindeutig vor.

Der Fall 6 kommt selten vor, weil eine Anordnung mit umlaufendem Gehäuse bei hochtourigen Maschinen oder bei Maschinen mit vertikaler Welle als Spezialausführung gelten kann. Er ist möglich bei Zahnradgetrieben mit Losrädern.

**4,31132 Folgen des Wanderns.** Wenn auch das Wandern der Laufringe theoretisch als reine Rollbewegung vor sich geht, so ist doch ein gewisses Gleiten beider Flächen aufeinander nicht zu vermeiden, allein schon mit Rücksicht auf die immer auftretende Formänderung. Außerdem wirken am Umfang des Laufringes Tangentialkräfte von den Rollkörpern, die die Gleitbewegung unterstützen, vor allen Dingen, wenn Erschütterungen auftreten, die die Reibung der Laufringe auf der Welle oder im Gehäuse aufheben. Die unvermeidlichen Gleitbewegungen rufen einen Verschleiß beider sich relativ zueinander bewegenden Teile hervor.

Diese Wirkung wird noch dadurch erhöht, daß bei der unter hoher spezifischer Belastung stattfindenden geringen Bewegung „Reibroste“<sup>1</sup> gebildet wird. Diese Oxydschicht ist identisch mit dem als Polierrot ( $\text{Fe}_2\text{O}_3$ ) bekannten Schleifmittel. Dieses wirkt wegen seiner scharfen Schneidfähigkeit beschleunigend auf den Verschleiß der Sitz-

<sup>1</sup> „Passungsröste“ nach KIRNER /66/.

flächen und beeinträchtigt auch die Form der Laufbahnen, wenn es, mit Fett oder Öl gemischt, in die Lager eindringen kann. SCHOTKY und HILTENKAMP haben neuerdings festgestellt /122/, daß starke örtliche Reibung von Stahlteilen, die Fressen verursacht, auch zur Bindung von Luftstickstoff führt und daß von der verquetschten und versprödeten Oberfläche bei Wechselbeanspruchung Risse ausgehen, die den Ursprung von Dauerbrüchen bilden können.

Die unter Belastung entstehenden Federungen und Dehnungen der Ringe sind häufig die Ursache dafür, daß sich auch solche Laufringe, die zunächst mit einer gewissen Spannung im Gehäuse oder auf der Welle sitzen, im Laufe der Zeit lockern, sobald die durch die Belastung hervorgerufene Dehnung größer wird als die durch das Übermaß erzeugte Spannung. Dieser Zustand kann besonders leicht eintreten, wenn die Spannung durch dauernde Verformung der Sitzfläche beeinträchtigt wird. Bei gedrehten Sitzflächen wird man daher leicht mit einem Lockern rechnen müssen, auch wenn der Ring zunächst festzusitzen schien, weil die Kuppen der Drehriefen schon bei der Montage oder im Betrieb deformiert werden. Die auf Grund der Messung angenommene Pressung ist in Wirklichkeit nicht vorhanden.

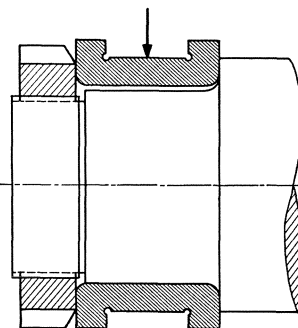
Bei Laufringen, die seitlich festgespannt werden, ist mit einem Fressen oder Verschleiß der Anlagefläche zu rechnen, weil bei jeder Bewegung des Laufringes ein Gleiten unter hoher Last hervorgerufen wird. Auch wenn das Wandern des Laufringes verhältnismäßig gering ist, verursacht die große Reibung sowohl in der Bohrung des Innenringes als auch am Mantel des Außenringes, vor allen Dingen aber an den Seitenflächen hohe Wärme, die leicht Spannungen in den Ringen auslöst und zur Rißbildung führt. Diese Erscheinung ist sehr gefährlich, weil ein Bruch des Ringes die unmittelbare Folge sein kann. Die feinen Haarrisse lassen sich oft erst durch Ätzen sichtbar machen. Die Ursache eines Bruches wird deshalb leicht an anderer Stelle gesucht. In dem Abschnitt 6,5262 sind Laufringe mit Gleitrisen gezeigt. Man erkennt daraus deutlich die große Gefahr, die das Wandern mit sich bringen kann.

#### 4,31133 Mittel zur Verhinderung des Wanderns.

4,311331 *Klemmkräfte an den Seitenflächen der Laufringe.* Man hat lange die Ansicht vertreten, daß ein Wandern der Laufringe durch seitliche Klemmkräfte behoben werden könne. In einer Veröffentlichung aus dem Jahre 1924 heißt es z. B.:

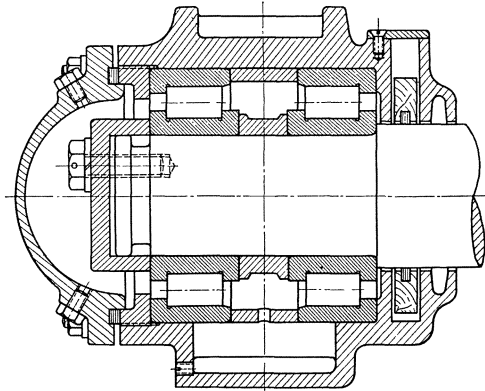
„Die inneren Laufringe mit ihrem Zwischenring werden mittels einer Kappe, welche mit der Welle durch Kopfschrauben verbunden ist, gegen einen Ansatz der Welle gepreßt, ebenso die äußeren Laufringe mit ihrem Zwischenring durch den Deckel, welcher mit dem Gehäuse verschraubt wird, gegen einen Ansatz des Gehäuses. *Ein Mitlaufen der Laufringe ist auf diese Weise unmöglich.*“

Vor einer solchen Auffassung kann nicht ernst genug gewarnt werden, da einwandfreie Beweise vorliegen, daß auch starke, auf die Seitenflächen der Ringe ausgeübte Drücke und die damit in Zusammenhang stehenden Gleitreibungskräfte das Wandern auf die Dauer nicht verhindern können, wenn ein sich drehender Ring einer Belastung mit unveränderlicher Richtung oder ein stillstehender Ring einer Belastung mit am Umfang veränderlicher Richtung also unter „Umfangslast“ lose auf dem Zapfen sitzt. Nimmt man an, daß ein Lager mit 2000 kg belastet ist und der Reibwert zwischen den Seitenflächen des Ringes und den Anlageflächen des Wellenbundes oder der Mutter 0,1 beträgt, so müßte dauernd eine axiale Spannung von mindestens 10000 kg aufgebracht werden, um den Ring in der Schwebe zu halten, Bild (757). Außerdem führt die unvermeidliche Biegung des Zapfens zu einem Verschleiß an den Seitenflächen, so daß die Spannung bald verloren geht. Dann ist das Wandern nicht zu verhindern und ein weiterer starker Verschleiß der Seitenflächen die Folge.

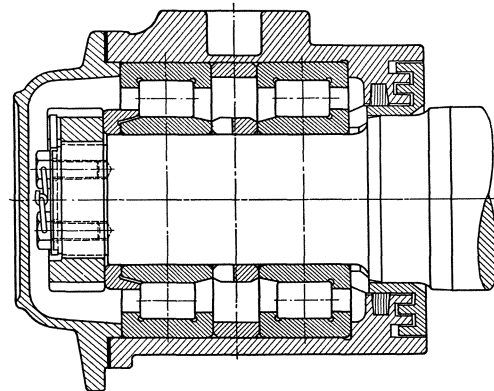


(757) Bewegungsmöglichkeit eines lose sitzenden, aber seitlich verspannten Innenringes.

Als die Norma Co. im Jahre 1919 ihre Versuche mit Achsbuchsen von Straßenbahnwagen wieder aufnahm, wurde zunächst eine Konstruktion nach Bild (758) benutzt. Um einen bequemen Ein- und Ausbau zu ermöglichen, zog es die betreffende Straßenbahn vor, die Innenringe lose auf den Zapfen zu setzen. Obwohl sie mit den Kopfschrauben seitlich sehr fest angespannt wurden, war ein Wandern nicht zu verhindern. Die Achsen mußten wegen des starken Verschleißes mehrfach ausgewechselt werden. Aus diesem



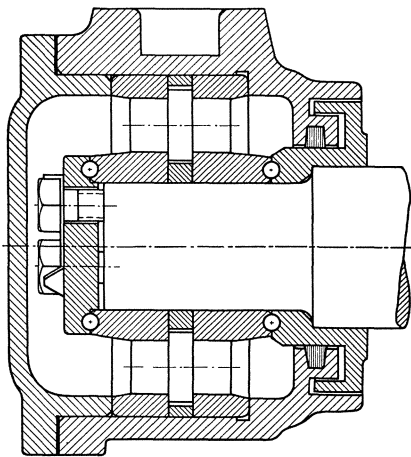
(758) Achslager eines Straßenbahnwagens mit zwei Innenbord-Zylinderrollenlagern.



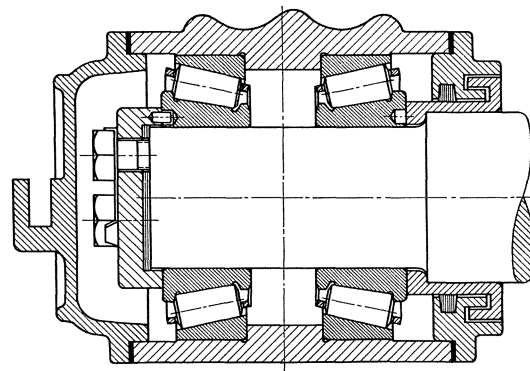
(759) Achslager eines Straßenbahnwagens mit zwei Außenbord-Zylinderrollenlagern.

Grunde entwarf die Norma Co. im Jahre 1920 die Konstruktion (759), bei welcher die Innenringe auch bei der Demontage der Achsbuchse auf dem Achsschenkel sitzen bleiben. Wegen dieses Vorteiles hat sich diese Bauart in großem Maßstabe eingeführt.

**4,311332** *Sicherung der Laufringe durch Kugeln, Stifte, Schrauben oder Keile.* Vor einigen Jahren empfahl eine Firma, die sich mit der Herstellung von Rollenlagern beschäftigt, für Innenringe einen losen Sitz, obwohl sie dauerndem Krafttrichtungswechsel relativ zum Ring



(760) Achslager eines Straßenbahnwagens mit einem Bundrollenlager, Innenring durch Kugeln festgehalten.



(761) Achslager mit zwei Kegelrollenlagern, Innenring durch Stifte festgehalten.

bei stoßweiser, großer Belastung unterworfen waren. Als man immer wieder feststellte, daß die lose Passung zu einem Wandern der Ringe und zu einem Verschleiß des Zapfens führte, versah man die Ringe entsprechend Bild (760) mit Löchern für die Aufnahme von Stahlkugeln, die in der Druckkappe befestigt waren. Es stellte sich jedoch bald heraus, daß auch dieses Mittel das Übel nicht beseitigte. Die Kugeln brachen oder gruben in die Seitenfläche der Druckkappe und des Labyrinthringes lange Rillen. Man schritt deshalb zur zweiten Änderung, indem man den Innenring aus einem Stück herstellte. Diese Bauart ergibt aber eine schwierige Montage. Nach jahrelangen Versuchen, die auch den Abnehmern viel Geld gekostet haben, hat man schließlich vorgezogen, die Bundrollenlager nicht mehr zu empfehlen.

Eine andere Firma machte den Versuch, lose sitzende Innenringe von Kegelrollenlagern bei sich drehender Welle und stoßweiser Belastung durch Stifte zu halten (761). Die Unbrauchbarkeit dieses Mittels stellte sich bald heraus und zwang zu einer grundlegenden Änderung mit aufgepreßten Innenringen (762).

Trotz der zahlreichen Mißerfolge und der klaren Erkenntnis ihrer Ursachen wird immer wieder der Wunsch laut, die Laufringe mit Nuten oder Löchern zu versehen. Abgesehen von der gänzlich unbrauchbaren Befestigung, ist eine solche Maßnahme auch deshalb gefährlich, weil die scharfkantige Unterbrechung des Ringprofils leicht Spannungen auslösen kann, die zu Brüchen Veranlassung geben. Lediglich für untergeordnete Verwendungsgebiete, z. B. leichte Landmaschinen, werden heute noch Lager geliefert, die durch einen Stift, der in eine Nute des Laufringes faßt, gehalten werden (763).

**4.311333 Radiale Spannung der Laufringe durch Übermaß.** Das einzige, wirklich zuverlässige Mittel zur Verhinderung des Wanderns besteht in

einer genügenden Spannung der Laufringe nach dem Einbau. Diese Spannung ist abhängig von dem Übermaß, der Dicke der Laufringe und der Oberflächenbeschaffenheit der Sitzflächen. Es ist aber nicht bekannt, welche Spannung erforderlich ist, um ein Auswalzen, Lockern oder Wandern gerade noch zu verhindern.

Die für Wälzlager zweckmäßigen Übermaße und ihre Abstufung nach den Betriebsverhältnissen sind auf rein empirischem Wege gefunden worden. Irgendwelche Angaben über die Abhängigkeit des kleinsten erforderlichen Übermaßes von der Belastung oder Drehzahl bestehen nicht.

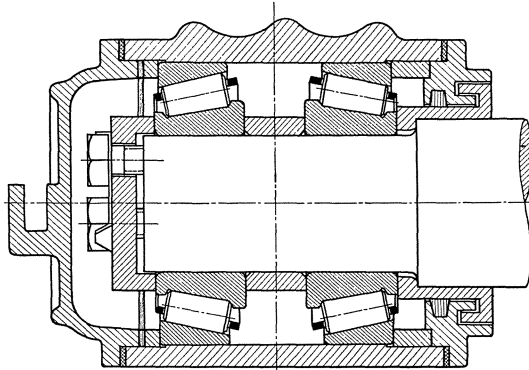
Ein Einfluß der durch das Übermaß in den Laufringen entstehenden Spannung auf die Tragfähigkeit konnte bisher nicht festgestellt werden. Man weiß aber, daß auch die möglichen größten Übermaße nur ein Bruchteil der Spannung hervorrufen, die notwendig ist, um wirklich gesunde Laufringe zum Platzen zu bringen. Wegen der relativ größeren Toleranzen liegen die Verhältnisse bei ganz kleinen Lagern ungünstiger als bei großen. Um einen Überblick über die auftretenden Spannungen zu bekommen, sind in der Tabelle [25] einige Fälle durchgerechnet worden unter Zugrundelegung einer bei Verwendung von Zylinderrollenlagern üblichen Passung.

Nach KIRNER /69/ ist die radiale Pressung in der Paßfläche bei zwei Rohrstücken:

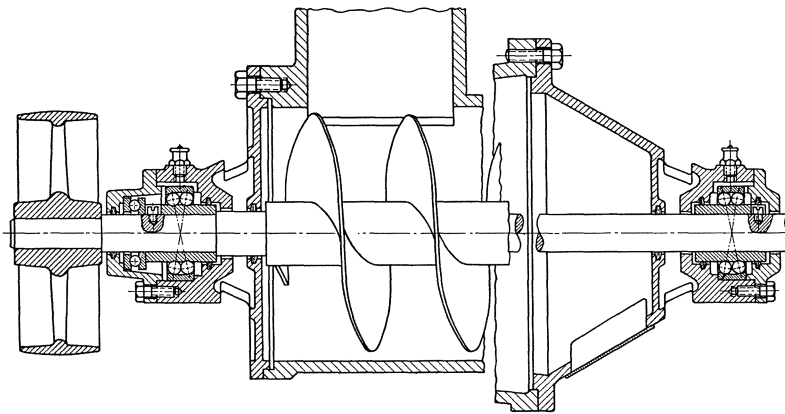
$$p = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\Delta d}{2d} \cdot \frac{(1-s^2)(1-t^2)}{1-s^2 \cdot t^2} \text{ in kg/mm}^2, \quad \{67\}$$

$t = \frac{d_i}{d} = \frac{\text{Durchmesser einer evtl. Bohrung}}{\text{Durchmesser des Mantels}}$  der Welle bei vollem Zapfen ist  $t=0$ , also

$$p = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\Delta d}{2d} (1-s^2) \text{ in kg/mm}^2. \quad \{68\}$$



(762) Achslager mit zwei Kegelrollenlagern, Preßsitz der Innenringe.



(763) Lagerung eines Entgranners.

Die Spannung in Umfangsrichtung wird dann an der

$$\text{Außenfläche } \sigma_{ta} = \frac{2s^2}{1-s^2} \cdot p = \frac{s^2}{\alpha \cdot d} \cdot \Delta d \text{ in kg/mm}^2. \quad \{69\}$$

$$\text{Innenfläche } \sigma_{ti} = \frac{1+s^2}{1-s^2} \cdot p = \frac{1+s^2}{2\alpha \cdot d} \cdot \Delta d \text{ in kg/mm}^2, \quad \{70\}$$

hierbei ist:

$\Delta d$  = Übermaß,

$$s = \frac{d}{d_a} \frac{\text{Durchmesser der Bohrung}}{\text{Durchmesser des Mantels}} \text{ des Ringes,}$$

$$\alpha = \frac{1}{22000} = \text{Dehnungsziffer.}$$

[25] Spannung in Umfangsrichtung bei Zylinderrollenlager-Innenringen.

	NUM 25	NUM 50	NUM 75	NUM 100
Grenzabmaße der Bohrung .	0	0	0	0
„ der Wellen bei k 5	-0,010	-0,012	-0,015	-0,020
	+0,011	+0,013	+0,015	+0,018
	+0,002	+0,002	+0,002	+0,003
Kleinstes $\Delta d$ bei k 5 . . .	0,002	0,002	0,002	0,003
Spannung außen . . . . .	0,90 kg/mm <sup>2</sup>	0,52 kg/mm <sup>2</sup>	0,36 kg/mm <sup>2</sup>	0,40 kg/mm <sup>2</sup>
Spannung innen . . . . .	1,32 kg/mm <sup>2</sup>	0,70 kg/mm <sup>2</sup>	0,47 kg/mm <sup>2</sup>	0,53 kg/mm <sup>2</sup>
Grenzabmaße der Wellen				
bei m 5 . . . . .	+0,017	+0,020	+0,024	+0,028
	+0,008	+0,009	+0,011	+0,013
Größtes $\Delta d$ bei m 5 . . . .	0,027	0,032	0,039	0,048
Spannung außen . . . . .	12,2 kg/mm <sup>2</sup>	8,35 kg/mm <sup>2</sup>	7,10 kg/mm <sup>2</sup>	6,28 kg/mm <sup>2</sup>
Spannung innen . . . . .	17,8 kg/mm <sup>2</sup>	11,20 kg/mm <sup>2</sup>	9,26 kg/mm <sup>2</sup>	8,48 kg/mm <sup>2</sup>

Die Zerreißfestigkeit des Chromstahls beträgt

bei einer Härte von 650 Brinell 235 kg/mm<sup>2</sup> und

bei einer Härte von 600 Brinell 220 kg/mm<sup>2</sup>.

Man kommt also zu dem Ergebnis, daß die errechneten Werte weit unter der Spannung liegen, die einen Bruch zur Folge haben kann. Die Rechnung stimmt auch gut mit dem Ergebnis eines Versuches überein, der mit dem Innenring eines Pendelrollenlagers mit 120 mm Bohrung unternommen wurde. Der Ring platzte erst bei einer Durchmesservergrerung von 0,62 mm, obwohl der Ring vorher dreimal um 0,5 mm aufgeweitet worden war. Die auf Grund der praktischen Erfahrungen ermittelten Übermaße für Wlzlagerinnenringe können also ohne Bedenken verwendet werden.

Wichtiger ist die Einwirkung des Übermaßes auf die Vergrößerung oder Verkleinerung der Laufbahn, weil dadurch die Lagerluft in starkem Maße beeinflußt wird. Rechnerische und praktische Untersuchungen haben gezeigt, daß sich das zwischen Ring und Welle oder Außenring und Gehäuse vorhandene Übermaß nicht in vollem Umfange als Vergrößerung oder Verkleinerung des Laufbahndurchmessers auswirkt. Hierbei spielen folgende Faktoren eine Rolle:

1. Wenn ein Innenring einem inneren Druck ausgesetzt wird, dehnt er sich. Dabei entstehen Spannungen, und zwar die größte in der Schicht, die der Bohrung am nächsten liegt und die kleinste in der Nähe des Mantels. Weil die Dehnung der Spannung direkt proportional ist, weitet sich die Bohrung verhältnismäßig mehr als der Mantel.

2. Das Übermaß bewirkt eine Dehnung des Ringes und eine Zusammendrückung der Welle.

3. Die Unebenheiten in der Bohrung und auf der Welle (z. B. die Schleifriefen) werden ausgeglichen bzw. flachgedrückt.

4. Die Bohrung und die Welle sind immer mehr oder weniger oval oder kegelig.

Das praktisch wirksame Übermaß ist daher kleiner als das theoretische. Die Faktoren 1 und 2 können mathematisch berechnet werden. Der Einfluß des Faktors 3, d. h. der Oberflächenbeschaffenheit, ist schwer zu bestimmen. Man kann aber gewisse Annahmen machen, die annähernd mit den wirklichen Verhältnissen übereinstimmen.

Der Einfluß der Faktoren 3 und 4 kann dadurch berücksichtigt werden, daß man das theoretische Übermaß um einen gewissen Betrag verkleinert. Bei der Berechnung der übrigen Faktoren geht man dann von diesem reduzierten Wert aus. Die Erfahrung zeigt, daß man bei den für Wälzlager in Frage kommenden Sitzen durch Verkleinerung des theoretischen Übermaßes um 20 % einen Wert erhält, der mit der Wirklichkeit übereinstimmt.

In der Berechnung werde der Wälzlagererring durch einen Ring mit rechteckigem Querschnitt ersetzt. Die Breite dieses Ringes sei gleich derjenigen des Wälzlageringringes. Der Mantel werde so gewertet, daß die Profile der beiden Ringe denselben Flächeninhalt bekommen. Die Vergrößerung, die der Durchmesser des Mantels dieses Ringes erleidet, kann mit guter Annäherung gleich der Vergrößerung des Durchmessers der Laufbahn gesetzt werden.

Unter Berücksichtigung dieser Faktoren kann die Aufweitung der Ringe, ausgehend von der von FÖPPL /32/ angegebenen Formel nach der Gleichung bestimmt werden:

$$\Delta l_i = s \cdot \Delta d_p \frac{d}{d + (1 - s^2) \cdot 5,85}, \quad \{71\}$$

darin bedeutet:

$\Delta d_p$  das praktisch wirksame Übermaß (theoretisches Übermaß - 20 %),

$\Delta l_i$  die Vergrößerung des Manteldurchmessers eines Ringes mit rechteckigem Profil von der Breite des Wälzlageringringes und gleicher Fläche,

$d$  den Durchmesser der Bohrung,

$d_a$  den Manteldurchmesser des Ringes mit rechteckigem Profil,

$$s = \frac{d}{d_a}.$$

Mit dieser Formel kann die Vergrößerung des Laufbahndurchmessers für jedes beliebige Lager berechnet werden. Man braucht nur die Werte von  $s$  und  $d$  einzusetzen. Bei einer Untersuchung der verschiedenen Lagerreihen zeigt sich, daß  $s$  für verschiedene Größen innerhalb derselben Reihe annähernd konstant ist. Man kann also mit ziemlich guter Annäherung einen Mittelwert von  $s$  berechnen und in die Formel einsetzen, die dann für die ganze Reihe gilt.

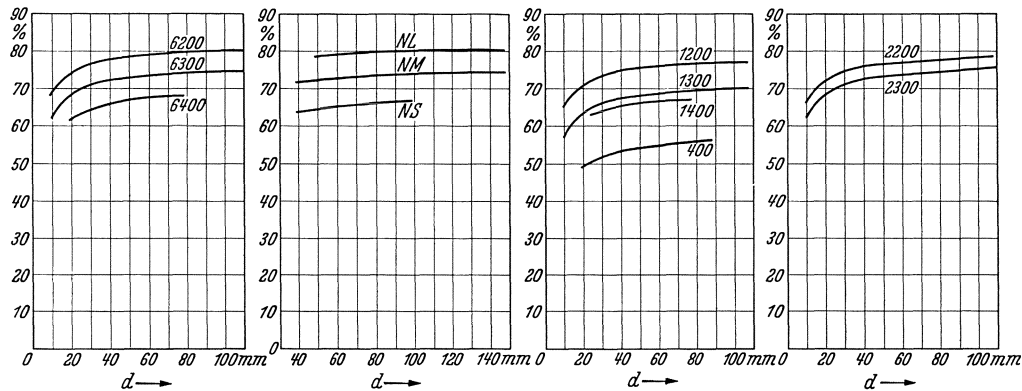
In der folgenden Tabelle sind die berechneten Mittelwerte von  $s$  und die durch Einführung der Konstanten vereinfachten Gleichungen für  $\Delta l_i$  eingetragen.

[26] Formeln für die Aufweitung der Innenringlaufbahn verschiedener Reihen.

Lagerreihe	$s$	Gleichung für $\Delta l_i$	Lagerreihe	$s$	Gleichung für $\Delta l_i$
1200	0,79	$\Delta l_i = \Delta d_p \cdot \frac{0,79 \cdot d}{d + 2,2}$	6200	0,81	$\Delta l_i = \Delta d_p \cdot \frac{0,81 \cdot d}{d + 2,0}$
2200	0,8	$\Delta l_i = \Delta d_p \cdot \frac{0,8 \cdot d}{d + 2,1}$	6300	0,76	$\Delta l_i = \Delta d_p \cdot \frac{0,76 \cdot d}{d + 2,5}$
1300	0,72	$\Delta l_i = \Delta d_p \cdot \frac{0,72 \cdot d}{d + 2,8}$	6400	0,7	$\Delta l_i = \Delta d_p \cdot \frac{0,7 \cdot d}{d + 3,0}$
2300	0,77	$\Delta l_i = \Delta d_p \cdot \frac{0,77 \cdot d}{d + 2,4}$	NL	0,81	$\Delta l_i = \Delta d_p \cdot \frac{0,81 \cdot d}{d + 2,0}$
1400	0,70	$\Delta l_i = \Delta d_p \cdot \frac{0,70 \cdot d}{d + 3,0}$	NM	0,75	$\Delta l_i = \Delta d_p \cdot \frac{0,75 \cdot d}{d + 2,5}$
400 (10400)	0,58	$\Delta l_i = \Delta d_p \cdot \frac{0,58 \cdot d}{d + 3,9}$	NS	0,68	$\Delta l_i = \Delta d_p \cdot \frac{0,68 \cdot d}{d + 3,1}$



Die Schaulinien (764) zeigen, wie  $\Delta l_i$  bei den verschiedenen Lagergrößen in den verschiedenen Lagerreihen schwankt. Wie aus den Kurven hervorgeht, wird die prozentuale Innenringaufweitung kleiner, je dicker der Ring ist und je kleiner  $d$  ist. Um zu



(764) Aufweitung der Innenringe verschiedener Lagerreihen in Abhängigkeit von der Bohrung.

prüfen, wie diese Formeln mit den wirklichen Werten übereinstimmen, sind einige Versuche ausgeführt worden. Dabei ergab:

Lager 2308 . . . . .	76,7 %,
Lager 1408 . . . . .	68,4 %,
und Lager 408 (10408) . . . . .	58,3 %.

Die entsprechenden Kurvenwerte betragen

für Lager 2308 . . . . .	72,8 %,
für Lager 1408 . . . . .	65,1 %,
und für Lager 408 (10408) . . . . .	53,0 %.

Wie man sieht, herrscht eine ziemlich gute Übereinstimmung zwischen den Versuchswerten und den berechneten. Die ersteren sind deshalb etwas größer, weil der beim Versuch benutzte Dorn poliert war. Es wurde somit der Betrag nicht aufgebraucht, der für die Zusammendrückung der auf der „weichen“ Welle befindlichen Schleifriefen vorgesehen war.

Nach KIRNER [69] ergibt sich für die Aufweitung  $\Delta l_i$  nur unter Berücksichtigung des theoretischen Übermaßes die Formel:

$$\Delta l_i = \frac{2s}{1-s^2} \cdot \alpha \cdot d \cdot p,$$

wobei

$$p = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\Delta d}{2d} \cdot (1 - s^2),$$

also

$$\Delta l_i = s \cdot \Delta d, \quad \{72\}$$

wo

$$\Delta d = \text{theoretisches Übermaß,}$$

$$s = \frac{d}{d_a} = \frac{\text{Durchmesser der Bohrung}}{\text{Durchmesser des Mantels}} \text{ des Ringes.}$$

In der Tabelle [27] sind die Vergleichswerte der Aufweitung für die Innenringe einiger NU-Lager nach den Formeln {71}, {72} und dem Mittelwert aus Tabelle [26] eingetragen.

Auch bei den Außenringen hat die Passung einen Einfluß auf die Lagerluft, wenn sie einen festen Sitz erhalten. Um den Einfluß der Passung auf die Stauchung eines Außenringes festzustellen, wurde der Außenring eines Zylinderrollenlagers mit zylindrischer Laufbahn in einem Gehäusering aus Silumin eingepreßt, bei vorher möglichst genau bestimmten Maßen für die Bohrung des Gehäuses, für den Mantel- und den

Laufbahndurchmesser des Ringes. Bei mehreren Versuchen wurde festgestellt, daß die Verminderung des Laufbahndurchmessers

etwa 60% des Übermaßes betrug. Bei Außenringen wird man aber mit einer viel größeren Schwankung von  $\Delta l_a$  rechnen müssen als

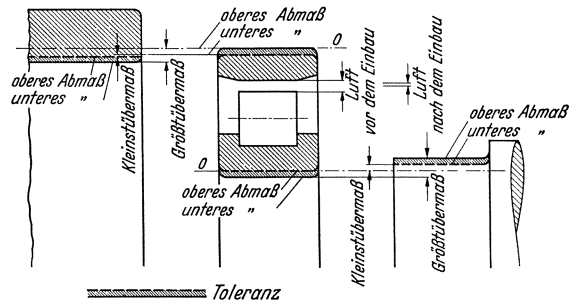
bei Innenringen von  $\Delta l_i$ , weil die Gehäusewandungen in der Dicke sehr verschieden sind und je nach ihrer Federung die prozentuale Stauchung des Außenringes beeinflussen.

Auch die Formfehler der Gehäusesitzflächen sind größer als die der Wellen. Aus den Versuchen geht hervor, daß bei der Bemessung der Lagerluft auch auf die Stauchung des Außenringes Rücksicht genommen werden muß, wenn man verhindern will, daß die Rollkörper von vornherein unter eine erhebliche Vorspannung gesetzt werden.

Um den Einfluß der Aufweitung und Stauchung auf die Lagerluft zu zeigen, sei auf das Bild (765) und die Tabelle [28] verwiesen, in welcher die Aufweitung und Stauchung bei beliebigem Austausch, also bei Zusammentreffen der äußersten Grenzfälle, auf Grund der angenommenen Grenzabmaße ausgerechnet wurden.

[27] Vergleich der Aufweitung nach {71}, {72} und [26].

	NUM 20	NUM 40	NUM 60	NUM 80	NUM 100
$d$	20	40	60	80	100
$d_a$	28,5	53,5	77	103	129,5
$s = \frac{d}{d_a}$	0,703	0,75	0,78	0,777	0,772
Aufweitung {72}	70,3 %	75 %	78 %	77,7 %	77,2 %
„ {71}	61,4 %	71 %	75,3 %	75,5 %	75,3 %
„ [26]	66,8 %	70,7 %	72 %	72,8 %	73,2 %



(765) Einfluß der Aufweitung und Stauchung auf die Lagerluft.

[28] Einfluß der Aufweitung und Stauchung auf die Lagerluft in mm.

Lagertype	Toleranz		Größt- übermaß	Aufweitung der Innen- laufbahn	Toleranz		Größt- übermaß	Verkleine- rung der Außen- laufbahn	Gesamt- verminde- rung der Lagerluft
	Lager- bohrung	Welle			Lager- mantel	Gehäuse			
NM 20	+ 0	+ 0,017	0,027	0,019	+ 0	+ 0,006	0,007	0,003	0,022
	- 0,010	+ 0,008			- 0,013	- 0,007			
„ 40	+ 0	+ 0,020	0,032	0,024	+ 0	+ 0,006	0,009	0,004	0,028
	- 0,012	+ 0,009			- 0,015	- 0,009			
„ 60	+ 0	+ 0,024	0,039	0,030	+ 0	+ 0,007	0,011	0,0045	0,0345
	- 0,015	+ 0,011			- 0,018	- 0,011			
„ 80	+ 0	+ 0,024	0,039	0,030	+ 0	+ 0,007	0,011	0,0045	0,0345
	- 0,015	+ 0,011			- 0,025	- 0,011			
„ 100	+ 0	+ 0,028	0,048	0,037	+ 0	+ 0,008	0,013	0,005	0,042
	- 0,020	+ 0,013			- 0,030	- 0,013			

Für die Aufweitung der Innenlaufbahn gelten volle Wellen.

Für die Aufweitung der Außenlaufbahn gelten Wandstärken von 2 bis 1,1mal Ringdicke.

Wenn eine Vorspannung in jedem Fall vermieden werden soll, darf die Aufweitung plus Stauchung nicht größer sein als die Lagerluft vor dem Einbau plus der unter der Betriebsbelastung entstehenden Federung. Da die Federung der Kugellager wesentlich größer ist als die der Rollenlager, kann die zulässige Passung der ersteren von der spezifischen Belastung abhängig gemacht werden.

Bei Schrägkugellagern, Kegelrollenlagern und Pendelrollenlagern mit einem besonderen Laufring für jede Rollenreihe wird die Lagerluft durch die seitliche Verschiebung des einen Laufringes geregelt. Die Passung oder Aufweitung der Ringe wird daher nicht durch die Lagerluft begrenzt. Die obere Grenze der Pressung ist nur bestimmt durch die Sicherheit gegen Bruch oder die Möglichkeit des Ausbaues.

**4,3114 Zusammenpassen.** Um die richtige Pressung der Laufringe zu erzielen, kann man die Sitzflächen einzeln nach den Lagern bearbeiten, für die sie bestimmt sind. Dieses Vorgehen bringt jedoch große Nachteile mit sich. Es ist zeitraubend, für jedes einzelne Lager das Istmaß zu bestimmen und danach die Sitzfläche zu schleifen. Wird das Lager selbst für die Kontrolle der Sitzflächen benutzt, dann besteht die Gefahr, daß keine genügende Pressung erzielt wird, da das Lager sich nur über die Sitzfläche der Welle schieben läßt, wenn diese kleiner ist als die Bohrung. Hinzu kommt, daß eine Verschmutzung der Lager bei der Verwendung als Meßwerkzeug nicht zu vermeiden ist. Trotzdem wurde diese Methode früher häufig angewendet, als die Bedeutung der Passung noch nicht genügend bekannt war und auch von seiten der Wälzlagerfirmen normalerweise eine Art Schiebesitz vorgeschrieben wurde.

Da diese Art des Zusammenpassens der einzelnen Lager auch heute noch in solchen Werkstätten angewendet wird, die keine geeigneten Meßwerkzeuge besitzen, sei auf die Nachteile dieses Verfahren ausführlich hingewiesen. Meistens ist nicht bekannt, welches Istmaß die Bohrung oder der Mantel wirklich besitzt. Es ist daher auch nicht möglich, von diesem Maß bei der Bearbeitung der Sitzflächen auszugehen. Selbst wenn der zum Prüfen benutzte Ring auf den nach ihm hergestellten Sitzflächen eine befriedigende Passung erhalten hat, können die übrigen Ringe entweder zu fest oder zu lose sitzen, je nach dem Istmaß des Prüfringes. Alle anderen Ringe ergeben einen zu losen Sitz, wenn sie zufällig an der Ausschußseite liegen, der Prüfring aber an der Gutseite. Es kann aber auch der umgekehrte Fall eintreten, daß die Laufringe einen zu festen Sitz erhalten. Die Abnehmer beklagen sich dann gewöhnlich über die große Ungenauigkeit der Lager, ohne zu bedenken, daß auch bei diesen Teilen eine Toleranz nicht zu vermeiden ist.

Eine weitere Schwierigkeit besteht darin, daß ein einziger Laufring, der als Meßwerkzeug benutzt werden soll, immer einen verhältnismäßig losen Sitz ergeben muß, weil das Prüfen mit einem Ring nur dann möglich ist, wenn die Sitzfläche kleiner ist als die Bohrung oder größer als der Mantel.

Soll ein einigermaßen zufriedenstellendes Ergebnis erzielt werden, dann müssen wenigstens zwei Laufringe benutzt werden, von denen der eine an der Gutseite, der andere an der Ausschußseite liegt. Dies bedingt aber ein langwieriges Ausschuchen der Ringe oder eine sehr genaue Herstellung, die mit großen Kosten verbunden ist, ohne wirklich zuverlässige Werte zu ergeben, da die schwachen Laufringe sich leicht verziehen und dann keine einwandfreie Kontrolle ermöglichen.

Vor dieser Methode des Zusammenpassens der einzelnen Lager oder der Verwendung von Laufringen als Lehren muß daher dringend gewarnt werden. In Sonderfällen kann eine ganz bestimmte Passung notwendig sein, etwa zur Erzielung eines gewissen Spiels. Dann mag das Zusammenpassen von Ringbohrung und Welle oder von Mantel und Gehäuse angebracht sein.

#### **4,3115 Passung bei beliebigem Austausch.**

**4,31151** Die ISA-Toleranzen für die Gegenstücke. Mit der zunehmenden Verwendung der Wälzlager und der allgemeinen Einführung des Austauschbaues hat man die Methode des Zusammenpassens mehr und mehr verlassen. Abgesehen von einzelnen kleinen Werkstätten, ist man auch für die Einbaustücke von Wälzlagern, Welle und Gehäuse, zur toleranzhaltigen Herstellung übergegangen. Diese Umstellung wurde wesentlich beschleunigt durch die Normung der Grenzabmaße der Hauptabmessungen der Wälzlager und Einbaustücke.

Ausgehend von der Bedeutung der weitverbreiteten Wälzlager als „primäre Marktware“ /62/ hat man für diese, je nach dem Durchmesser, einheitliche Werte für alle Lagerarten (ausgenommen Schulterkugellager) festgelegt, während für die Gegenstücke (Welle und Gehäuse) unter Berücksichtigung der verschiedenartigen Betriebsverhältnisse, denen die Wälzlager unterliegen können, eine große Anzahl von Toleranzstufen nach Größe und Lage aufgestellt wurden, die sich aber in das allgemeine Passungssystem einordnen.

Bild (766) zeigt die verschiedenen Toleranzfelder für Wellen; Bild (767) diejenigen für Gehäuse für eine Durchmesserstufe<sup>1</sup>.

Es besteht also die Möglichkeit, die Toleranz der Lagerbohrung mit 12 Toleranzfeldern der Wellensitzfläche zu 12 verschiedenen „Paßgraden“ zu kombinieren. Für Gehäuse sind 11 Toleranzfelder vorhanden, die 11 verschiedene Sitzarten ergeben. Die feine Abstufung ermöglicht geringe, aber wichtige Schwankungen in dem Sitzcharakter. Durch die verschiedenen Gütegrade wird einer wirtschaftlichen Herstellung Rechnung getragen. Jedes Toleranzfeld ist durch einen kleinen oder großen Buchstaben und eine Ziffer gekennzeichnet. Die kleinen Buchstaben gelten für Zapfen, die großen für Gehäuse. Der Buchstabe weist auf die Lage der Toleranz hin, während die Ziffer die Größe der Toleranz (Qualität, Gütegrad) angibt.

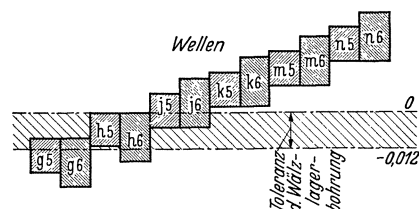
**4,31152** Richtlinien für die Auswahl der Passung. Bei der Auswahl einer Passung aus dem ISA-System sind folgende Punkte zu beachten:

1. die Richtung des Druckes,
2. die Höhe des Druckes,
3. der Ein- und Ausbau,
4. die Arbeitsbedingungen,
5. die Lagerart und Lagerluft.

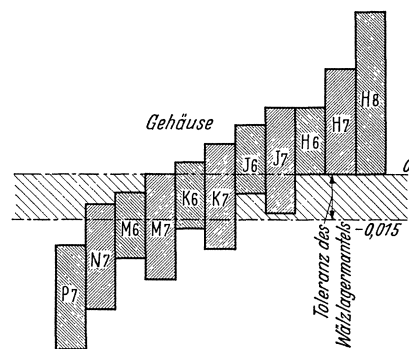
In erster Linie ist für jeden Laufring die *Richtung des Druckes* zu untersuchen, um festzustellen, ob ein Ring festsitzen muß oder lose sitzen kann. Aus der Höhe des Druckes ergibt sich dann das notwendige Übermaß oder die zulässige Luft. Mit Rücksicht auf den Ein- und Ausbau ist oft entgegen den Betriebsbedingungen ein loserer Sitz zu wählen, während die Arbeitsbedingungen der Maschinen einen festeren Sitz erfordern können. Sowohl die Qualität als auch die Lage der Toleranz ist von der Lagerart abhängig.

Wenn die Last ihre Richtung im Verhältnis zum Ringumfang ändert („Umfangslast“), der Ring also entweder unter einer stillstehenden Last rotiert oder eine rotierende Last aus irgendeiner Unwucht auf den stillstehenden Laufring einwirkt, muß ein fester Sitz gewählt werden. Der Laufring darf lose sitzen, wenn die Belastung ihre Richtung im Verhältnis zum Ring nicht ändert („Punktlast“). Er muß aber lose sitzen, wenn er sich axial verschieben muß, um den Wärmedehnungen zu folgen oder wenn, wie bei Kegelrolllagern oder Schrägkugellagern, mit diesem Laufring die Lagerluft eingestellt werden soll. In vielen Fällen ist nicht deutlich erkennbar, ob die aus der stillstehenden Belastung und der Unwucht herrührende Resultierende wirklich umläuft oder nur eine mehr oder weniger große Pendelung ausführt („Pendellast“). Auch in diesen „unbestimmten“ Fällen sollte man lieber einen festen Sitz wählen, um ganz sicher zu gehen. Bei hoher Drehzahl ist immer die Möglichkeit für „Umfangslast“ gegeben.

Der Grad des Festsitzes ist von der *Höhe der Belastung* abhängig. Bei stoßweisem Betrieb ist ein besonders fester Sitz erforderlich, weil weniger die zeitliche Dauer entscheidend ist, als die absolute Höhe der Last; da die Stöße nicht in vollem Umfang bei der Lagerwahl berücksichtigt werden, ist die Lagergröße und damit das Ringprofil nicht der höchsten Belastung angepaßt. Die dann auftretenden Spannungen sind daher verhältnismäßig hoch. Leider kann nicht angegeben werden, bei welcher Belastung und welchem Übermaß ein Ring sich aufwalzt. Man kann sich daher nur auf Erfahrungen stützen. Immerhin ist es zweckmäßig, denjenigen Sitz zu wählen, der für die betreffende Lagerart gerade noch verwendbar ist.



(766) Größe und Lage der ISA-Toleranzen für Zapfen von 30—50 mm Dmr.



(767) Größe und Lage der ISA-Toleranzen für Gehäuse von 80—120 mm Dmr.

<sup>1</sup> Siehe auch Tafel 9,62 Passungen.

Die zulässige Größe der Luft der Laufringe im Gehäuse oder auf der Welle ist von der Höhe der Belastung, von der Oberflächenbeschaffenheit und der Widerstandsfähigkeit oder Härte des Werkstoffes abhängig. Bei gleicher Luft ist die spezifische Pressung in der Berührungsfläche des Innenringes auf der Welle wesentlich größer als die des Außenringes im Gehäuse. Infolgedessen ist dort eine weniger große Luft zulässig als am Außenring unter ähnlichen Betriebsverhältnissen. Der Grad der Verformung hängt von der höchsten Belastung ab, die auftreten kann. Stöße sind deshalb besonders gefährlich und bedingen eine kleine Luft. Die Oberflächenbeschaffenheit und die Härte des Werkstoffes sind von Fall zu Fall zu berücksichtigen. Wegen der Verklemmungsgefahr ist ein loser Sitz bei geteilten Gehäusen immer erforderlich. Sie können daher nicht verwendet werden, wenn eine geringe Luft oder sogar ein fester Sitz des Außenringes verlangt wird.

Mit Rücksicht auf einen bequemeren *Ein- und Ausbau* der Lager muß oft auf den durch die Betriebsverhältnisse bedingten Sitz verzichtet werden. Man sollte jedoch bei der Entscheidung möglichst denjenigen Faktor als ausschlaggebend betrachten, der die Betriebssicherheit am meisten beeinflusst. In vielen Fällen kann durch die Wahl einer geeigneten Lagerart auch ein leichter Ein- und Ausbau erzielt werden. Bei ganz kleinen Lagern ist die Passung insofern von dem Einbau abhängig, als die dünnen Wellen leicht krumm gezogen werden. Aus diesem Grunde muß das Übermaß beschränkt werden.

Auch mit Rücksicht auf die *Arbeitsbedingungen* der Maschine kann ein fester Sitz notwendig sein. Wenn z. B. eine hohe Laufgenauigkeit verlangt wird, ist es zweckmäßig, den Außenring am Wandern zu hindern, um den Einfluß des Schlages dieses Ringes auszuschalten. Eine Lagerung mit geringem Spiel kann nur erzielt werden, wenn auch die Laufringe auf der Welle oder im Gehäuse ohne Luft angeordnet sind.

Eine Begrenzung des Übermaßes ist durch die *Lagerart* und *Lagerluft* gegeben. Bei Schrägkugellagern und Kegelrollenlagern ist der Grad des Festsitzes nur von der Montage der Laufringe abhängig. Bei allen anderen Querlagern muß auf die Lagerluft Rücksicht genommen werden. Kugellager besitzen im allgemeinen eine kleinere Luft als Rollenlager. Diese sind aber wesentlich starrer als Kugellager, d. h. der Unterschied zwischen der Radialluft und dem Radialspiel ist bei Kugellagern bedeutend größer. Hierin liegt in passungstechnischer Hinsicht ein großer Vorteil, insofern als mit zunehmender Last eine strammere Passung verwendet werden kann.

*Bei der Wahl der Passung von Kugellagern muß also die spezifische Belastung des Lagers beachtet werden, weil bei relativ kleiner Last ein geringeres Übermaß zugelassen werden darf als bei relativ großer Last. Bei einer spezifischen Belastung von 1—5 kg/mm<sup>2</sup> kann für alle Kugellager über 17 mm Bohrung die Passung k5 verwendet werden. Ist die spezifische Belastung noch größer als 5 kg/mm<sup>2</sup>, kann man sogar auf m5 übergehen.*

Da die spezifische Belastung nicht aus den Katalogen der Wälzlagerfirmen zu finden ist, sei darauf hingewiesen, daß für  $s=2$  eine genügend hohe spezifische Belastung bei Radiallagern bis 1500 Umdrehungen und für  $s=3$  eine genügende Ausnutzung bis 500 U/min gegeben ist. Für  $s=4$  liegt die Grenzdrehzahl bei etwa 150 U/min. Bei höheren Drehzahlen muß bei der betreffenden Sicherheit eine weniger feste Passung als k gewählt werden.

Bei Zylinderrollenlagern ist zu empfehlen

für die leichte Reihe . . . . k  
für die mittlere Reihe . . . . m  
für die schwere Reihe . . . . n.

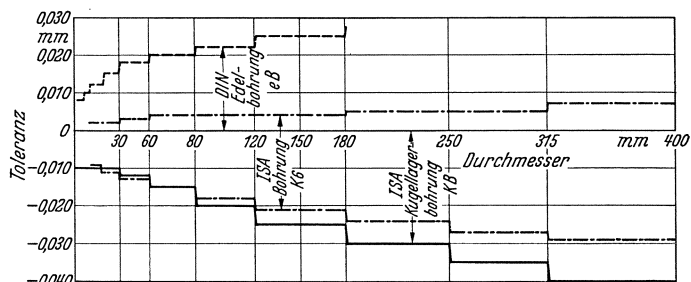
Für Pendelrollenlager kann in allen Fällen die Passung m gewählt werden.

Die „Qualität“ oder die zulässige Größe der Toleranz richtet sich nach der Lagerart und den Betriebsverhältnissen. Kleine „geschlossene“ Kugellager — Rillengerundete Lager — bedingen in vielen Fällen wegen der hohen Drehzahl und der damit verbundenen „unbestimmten“ Druckrichtung einen genügend festen Sitz. Die Einwirkung auf die Lagerluft darf aber ein gewisses Maß nicht überschreiten. Aus diesem Grunde wird die „Qualität 5“ verwendet, zumal das Schleifen der Sitzflächen innerhalb der zur Verfügung

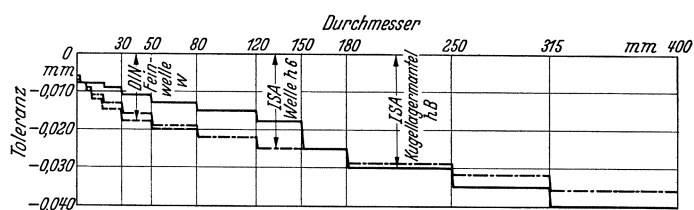
stehenden Toleranz keine besonderen Schwierigkeiten macht und die Kosten eines Ausschußstückes nicht sehr ins Gewicht fallen. Auch für größere Lager wird diese Qualität benutzt, wenn die Aufweitung mit Rücksicht auf die Lagerluft beschränkt werden muß. Dies ist immer der Fall bei Zylinderrollenlagern und Kugellagern. Bei Schrägkugellagern und Kegelrollenlagern fällt der Einfluß der Lagerluft fort. Es ist also auch ein großes Übermaß jederzeit zulässig. Wenn k 5 für Zylinderrollenlager notwendig ist, kann für Kegelrollenlager unter den gleichen Verhältnissen k 6 verwendet werden. Das gleiche gilt für m 5 und m 6 bzw. n 5 und n 6. Die geschlitzten Spannhülsen und Abziehhülsen ermöglichen die Überbrückung einer recht großen Toleranz. Bei dieser Befestigung der Lager kann daher unbedenklich der Gütegrad 7 Anwendung finden. Wenn die Ovalität beschränkt wird, ist sogar die Qualität 10 geeignet.

Für Gehäusesitzflächen gilt Qualität 6 als feinsten Gütegrad. Eine weitere Beschränkung hielt man offenbar nicht für möglich wegen der wesentlich größeren Bearbeitungsschwierigkeit und der Gefahr des Verziehens, die eine enge Toleranz illusorisch machen würde. Die größeren Qualitäten 7 und 8 sind immer zulässig, wenn Belastung und Drehzahl gering sind. Die Qualität 6 bei den Toleranzfeldern M, K, J und H ist in erster Linie für kleine und mittlere Lager vorzusehen, bei denen die Lagerluft in empfindlicher Weise beeinflußt werden kann.

Wenn bei Wälzlagern von ISA-Passungen gesprochen wird, ist zu beachten, daß die Toleranz des Mantels nicht genau mit eW oder W „Einheitswelle“ übereinstimmt und die Grenzabmaße der Bohrung vollkommen von der „Einheitsbohrung“ abweichen, weil die Nulllinie das obere Grenzabmaß darstellt (768)



(768) Lage der Toleranz der DIN-Edelbohrung eB, ISA-Wälzagerbohrung KB und ISA-Bohrung k 6.



(769) Lage der Toleranz der DIN-Feinwelle W, des ISA-Wälzagermantels hB und der ISA-Welle h 6.

und (769). In der Passungstafel 9,62 sind unter den Toleranzen Richtlinien und Beispiele für die Auswahl der verschiedenen Passungen angegeben; außerdem wurden die von TÖRNEBOHM vorgeschlagenen Passungsbilder aufgenommen. Auf die Bezeichnung der Sitze wurde verzichtet, da sie nicht genügend eindeutig sind und zu Irrtümern Anlaß geben können.

**4,31153 Passungsbeispiele.** Im folgenden soll an Hand einiger typischer Einbaubeispiele die zweckmäßige Passung im einzelnen begründet werden. Die dabei angestellten Überlegungen können als Richtlinien dienen und erleichtern die Auswahl der Passung in ähnlichen Fällen.

*Stützrolle einer Trockentrommel (770).* Auf der Rolle liegt ein Teil des Trommelgewichtes. Die Drehzahl ist gering. Der Druck ändert seine Richtung nicht. Die Welle dreht sich, die Außenringe stehen still, also „Umfangslast“ für die Innenringe (fester Sitz), „Punktlast“ für die Außenringe (loser Sitz). Wegen der Wärmedehnungen der Welle, die von der Rolle her eine Temperatursteigerung erfährt, muß ein Außenring seitlich verschiebbar sein. Auch aus diesem Grunde ist für den Außenring dieses Lagers ein loser Sitz erforderlich. Wegen der bequemeren Montage sind die Gehäuse in der Horizontalebene geteilt. Zu empfehlen ist:

für die Welle . . . . h 7 bzw. h 10,  
für das Gehäuse . . H 7.

*Stützrolle einer Trockentrommel (771).* Betriebsverhältnisse wie bei (770). Die Lager sitzen aber in der Nabe der Rolle. Die Rolle dreht sich unter einer bestimmten, ihre

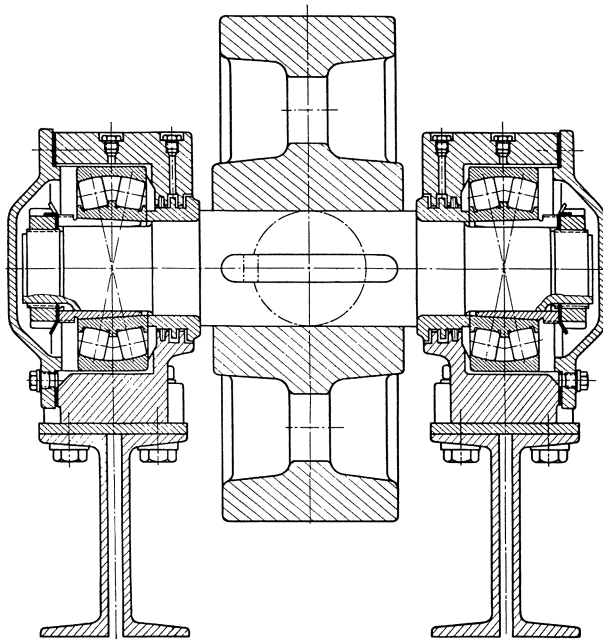
Richtung nicht ändernden Last. Der Außenring dreht sich, der Innenring steht still, also: „Punktlast“ für die Innenringe, und „Umfangslast“ für die Außenringe, daher:

für die Welle . . . . . h 6,  
für das Gehäuse . . . P 7.

h 6 wurde gewählt, weil die Rollen nicht nur hoher Last ausgesetzt sind, sondern auch starken Erschütterungen unterliegen. Dadurch ist zwar die Montage etwas schwieriger, aber die Sicherheit gegen Verformung gegeben. Auf Wärmedehnung braucht keine Rücksicht genommen zu werden, da die Lagerentfernung gering ist.

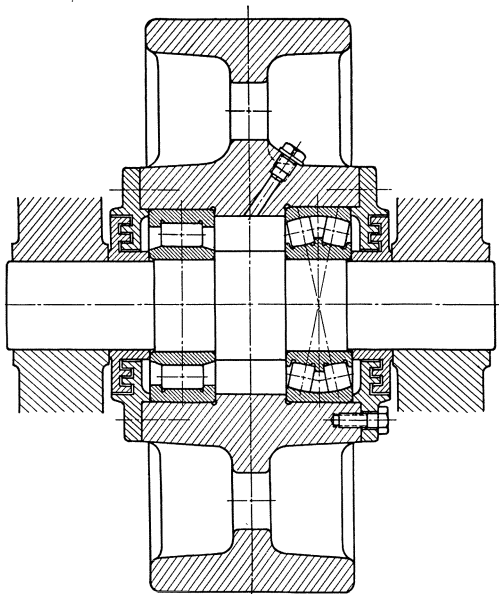
*Schwingsieb (772).* Die Welle wird außerhalb der Lager angetrieben und von zwei Pendelrollenlagern getragen. Auf dem exzentrischen Teil der Welle sitzen zwei weitere Pendelrollenlager, deren Gehäuse an dem Siebkasten befestigt sind. Eine Schwungmasse auf jeder Seite verhindert die Übertragung der Schleuderkräfte auf die äußeren Lager. Die Außenringe benötigen daher keinen strammen Sitz, aber wegen der außerordentlich starken Erschütterung bei nicht genügender Auswuchtung eine möglichst geringe Luft. Die Innenringe drehen sich unter einer ihre Richtung nicht ändernden Belastung. Sie müssen daher einen festen Sitz erhalten („Punktlast“ für die Außenringe, „Umfangslast“ für die Innenringe). Die beiden Sieblager sind infolge der Exzentrizität der Welle einer rotierenden Last ausgesetzt. Die Außenringe müssen sehr fest sitzen. Die Innenringe sollten auch festsitzen, da sie sich unter dem Gewicht des Siebes drehen („Umfangslast“ für die Außenringe, „Umfangslast“ für die Innenringe). Um den Wärmedehnungen nachgeben zu können, muß ein Innenring lose sitzen oder auf einer Seite ein Zylinderrollenlager benutzt werden. Zu empfehlen:

für das Gehäuse bei A und D J 6  
für die Welle bei A und D h 7  
für das Gehäuse bei B und C P 7  
für die Welle bei B . . . k 5 oder h 6.  
für die Welle bei C . . . h 6



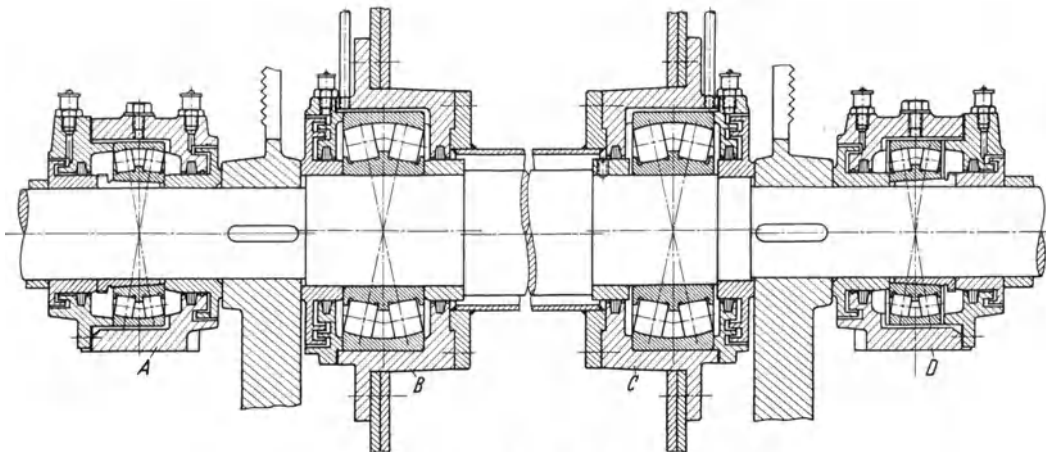
(770) Lagerung der Stützrolle einer Trockentrommel.

hülle an dem Siebkasten befestigt sind. Eine Schwungmasse auf jeder Seite verhindert die Übertragung der Schleuderkräfte auf die äußeren Lager. Die Außenringe benötigen daher keinen strammen Sitz, aber wegen der außerordentlich starken Erschütterung bei nicht genügender Auswuchtung eine möglichst geringe Luft. Die Innenringe drehen sich unter einer ihre Richtung nicht ändernden Belastung. Sie müssen daher einen festen Sitz erhalten („Punktlast“ für die Außenringe, „Umfangslast“ für die Innenringe). Die beiden Sieblager sind infolge der Exzentrizität der Welle einer rotierenden Last ausgesetzt. Die Außenringe müssen sehr fest sitzen. Die Innenringe sollten auch festsitzen, da sie sich unter dem Gewicht des Siebes drehen („Umfangslast“ für die Außenringe, „Umfangslast“ für die Innenringe). Um den Wärmedehnungen nachgeben zu können, muß ein Innenring lose sitzen oder auf einer Seite ein Zylinderrollenlager benutzt werden. Zu empfehlen:



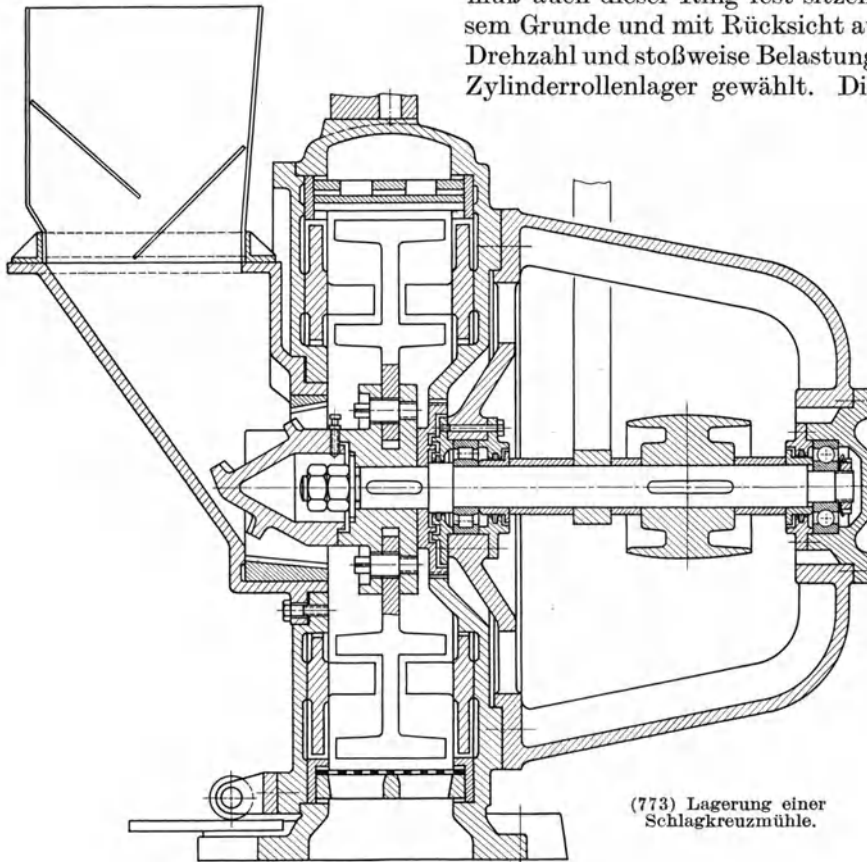
(771) Lagerung der Stützrolle einer Trockentrommel.

*Schlagkreuzmühle (773).* Der Antrieb erfolgt durch Riemen zwischen beiden Lagern. Das Schlagkreuz ist fliegend angeordnet und schlecht ausgewuchtet. Deshalb ist mit hoher Schleuderkraft für das daneben angeordnete Lager zu rechnen. Für den Innenring ergibt sich ein unbestimmter Zustand, je nach der Größe der Schleuderkraft im Verhältnis



(772) Lagerung eines Schwingsiebes.

zum Riemenzug „Pendellast“ oder „Umfangslast“. Ein fester Sitz ist daher aus Gründen der Sicherheit erwünscht. Der gleiche Zustand liegt für den Außenring vor. Deshalb muß auch dieser Ring fest sitzen. Aus diesem Grunde und mit Rücksicht auf die hohe Drehzahl und stoßweise Belastung wurde ein Zylinderrollenlager gewählt. Die Führung



(773) Lagerung einer Schlagkreuzmühle.

erfolgt durch ein Radiaxlager, das nur einen Teil des Riemenzuges und einen geringen Teil der vom Schlagkreuz herrührenden Belastung aufzunehmen hat. Zu empfehlen:

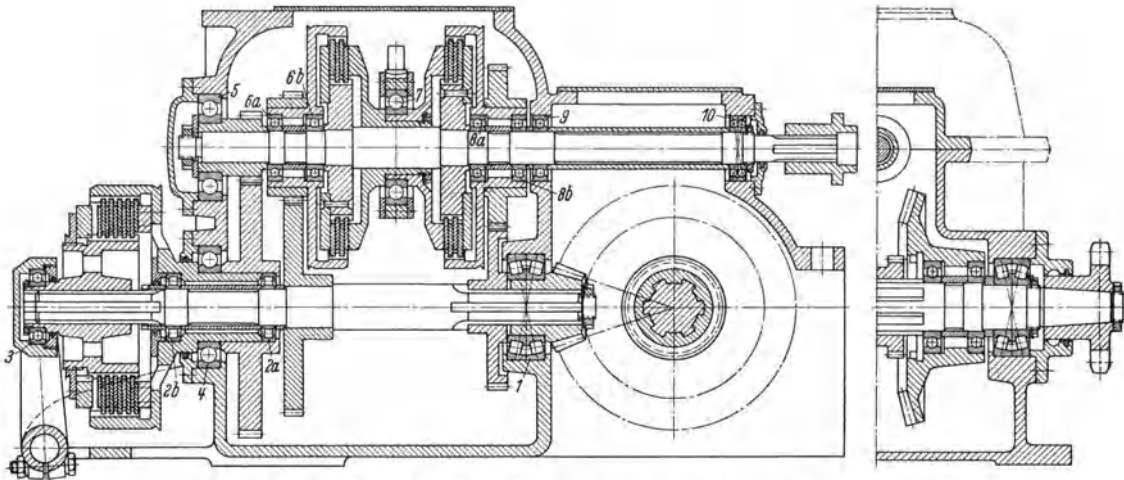
für das Zylinderrollenlager:	Gehäuse N 7
	Welle k 5 bzw. m 5,
für das Radiaxlager:	Gehäuse J 6
	Welle k 5.



*Wechselgetriebe einer Motorkleinlokomotive (774).* Diese Lagerung ist in bezug auf die Passungsfrage insofern lehrreich, als gleichzeitig verschiedene Belastungsarten vorkommen. Die untere Welle ruht in den Lagern 1, 2a und 2b bzw. 4. Die beiden letzteren tragen gleichzeitig die eine Kupplungshälfte und ein Stirnrad. Der Druck vom Ritzel wird fast ausschließlich von dem Pendelrollenlager aufgenommen. Der Innenring des Lagers 1 unterliegt also einer „Umfangslast“, der Außenring einer „Punktlast“. Der Innenring muß festsitzen, der Außenring kann lose sitzen, was bei dem geteilten Gehäuse sogar notwendig ist.

Welle . . . . . m 5,  
Gehäuse . . . . . H 7.

Die Außenringe und Innenringe der Lager 2a und 2b drehen sich mit verschiedener Geschwindigkeit, wenn der 2. oder 3. Gang der oberen Welle eingeschaltet ist. Bei



(774) Lagerung des Wechselgetriebes einer Motorkleinlokomotive.

Betätigung der Kupplung der unteren Welle rotieren die Laufringe beider Lager mit gleicher Drehzahl; sie stehen dann relativ still. In beiden Fällen unterliegen die Laufringe einer „Umfangslast“. Der Zahndruck ändert seine Richtung nicht. Die Laufringe beider Lager müssen daher einen festen Sitz erhalten. Die Verwendung von Zylinderrollenlagern ist aus diesem Grunde zweckmäßig. Der Einbau kann trotz des festen Sitzes beider Laufringe leicht durchgeführt werden.

Welle . . . . . k 5,  
Gehäuse . . . . . K 6.

Die obere Welle liegt in den Lagern 5, 9 und 10. Die Belastung ändert ihre Richtung nicht, die Welle dreht sich. Die Innenringe unterliegen einer „Umfangslast“, die Außenringe einer „Punktlast“. Also fester Sitz für die Innenringe und loser Sitz für die Außenringe,

für das große Lager (5): Welle . . . . . k 5 } mit Rücksicht auf die Lagerluft  
für die beiden kleinen (9) und (10): Welle . . . . . j 5 }  
Gehäuse . . . . . H 7.

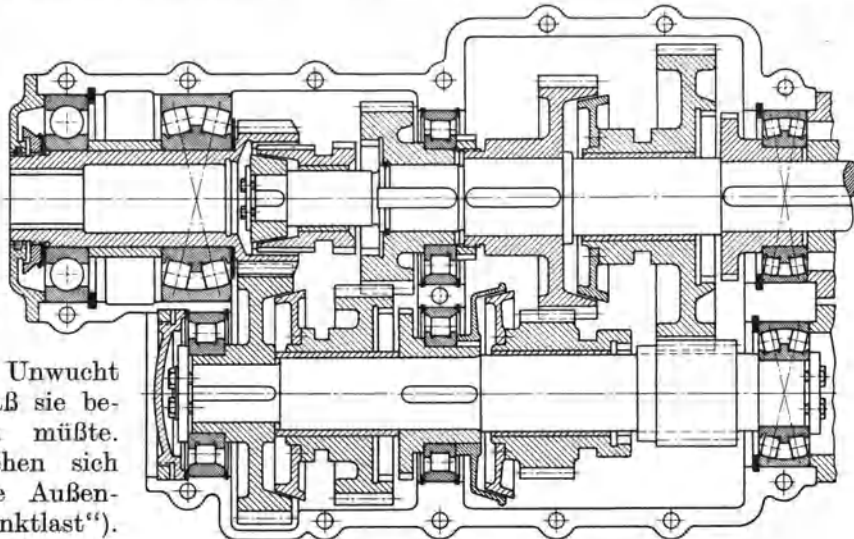
Wenn die Lager 6a und 6b bzw. 8a und 8b umlaufen, tragen sie nur das Gewicht je einer Kupplungshälfte und des mit der Kupplung schaltbaren Zahnrades. Die Belastung ist gering. Bei Kupplungsschluß wird Welle und Zahnrad verbunden. Die Lager stehen dann relativ still. Die Innenringe und Außenringe drehen sich im Verhältnis zur stillstehenden Last aus dem Zahneingriff, also „Umfangslast“ für die Innenringe und „Umfangslast“ für die Außenringe,

für die Welle . . . . . k 5,  
für die Gehäuse . . . . . J 6 mit Rücksicht auf Einbau und Lagerluft.

Die beiden Kupplungslager 3 und 7 haben nur eine axiale Belastung aufzunehmen. Die Innenringe drehen sich dauernd. Man sollte daher einen schwachen Festsitz wählen, die Außenringe können und sollen lose sitzen wegen der axialen Belastung beim Kuppeln.

Welle . . . . j 5,  
Gehäuse . . . H 7.

*Wechselgetriebe eines Triebwagens (775).* Der Zahn-  
druck ändert seine Richtung nicht. Die Unwucht ist zu gering, als daß sie berücksichtigt werden müßte. Die Innenringe drehen sich („Umfangslast“), die Außenringe stehen still („Punktlast“). Das Gehäuse ist geteilt. Für die Innenringe ist also ein fester Sitz notwendig, während für die Außenringe ein loser Sitz gewählt werden kann, eine Teilung des Gehäuses ist daher zulässig.



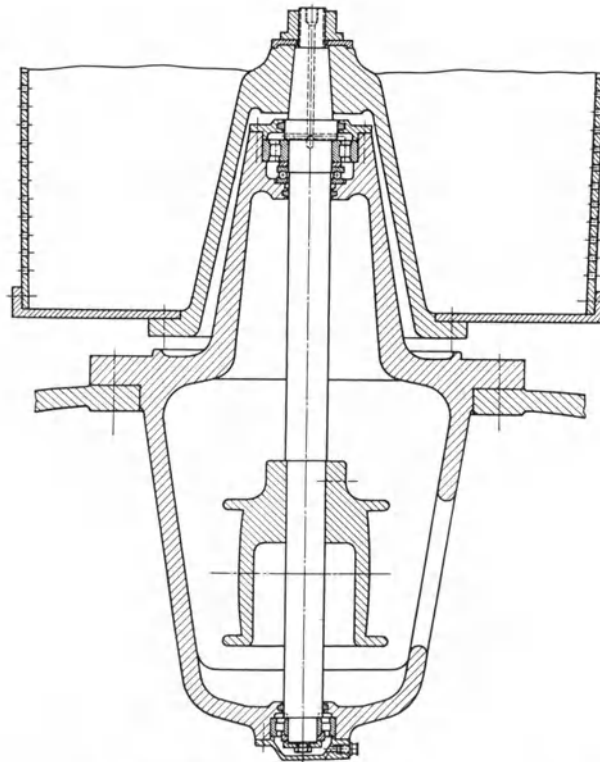
(775) Lagerung des Wechselgetriebes eines Triebwagens.

Zu empfehlen ist:

- für die Welle . . . k 5 bei Zylinderrollenlagern,
- für die Welle . . . m 5 bei Pendelrollenlagern,
- für das Gehäuse . . H 7.

Um eine leichte Bearbeitung der Sitzflächen zu ermöglichen, erfolgt die axiale Fixierung der Lager durch eingelegte Ringe. Die glatten, durchgehenden Bohrungen ergeben größte Gewähr für Gleichachsigkeit.

*Zentrifuge (776).* Auf der vertikalen Welle sitzt oben die große, nicht vollkommen ausgewuchtete Zentrifugentrommel, die immer ungleichmäßig beladen wird. Der Antrieb erfolgt unten mittels Riemen. Die Belastung der Lager wird also verursacht durch den Riemenzug und die Unwucht der Trommel und der Beladung. Das untere Lager hat zur Hauptsache den einseitig wirkenden Riemenzug aufzunehmen. Ein fester Sitz des Innenringes ist daher erwünscht. Da die von der Unwucht herrührenden Kräfte hauptsächlich

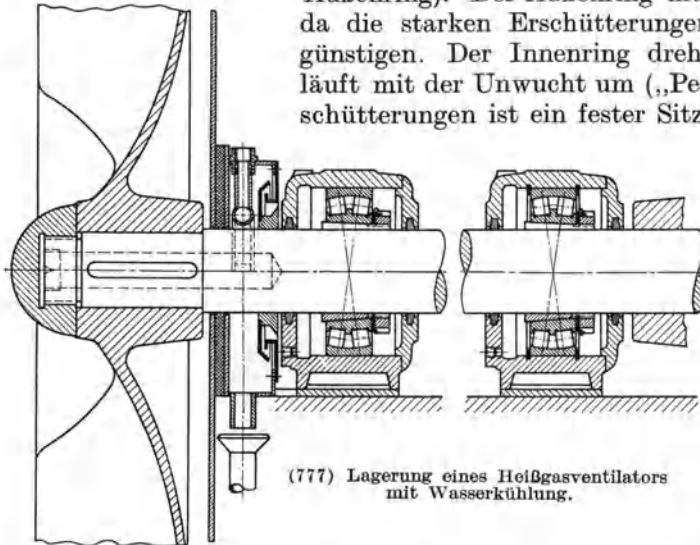


(776) Lagerung einer Zentrifuge mit Zylinderrollenlagern.

von dem oberen Lager aufgenommen werden, könnte der Außenring des unteren Lagers im stillstehenden Gehäuse lose sitzen. Wegen des unübersichtlichen Einbaues sind aber Zylinderrollenlager geeigneter als Kugellager. Es kann daher ohne

Schwierigkeit ein fester Sitz gewählt werden („Umfangslast“ für den Innenring, „Pendellast“ für den Außenring).

Das obere Lager unterliegt in erster Linie den Belastungen, die von der Unwucht der Trommel herrühren. Der Riemenzug ist demgegenüber gering („Umfangslast“ für den Außenring). Der Außenring muß in diesem Falle sehr fest sitzen, da die starken Erschütterungen ein Lockern und Wandern begünstigen. Der Innenring dreht sich unter dem Riemenzug und läuft mit der Unwucht um („Pendellast“). Wegen der starken Erschütterungen ist ein fester Sitz günstiger. Mit Rücksicht auf den



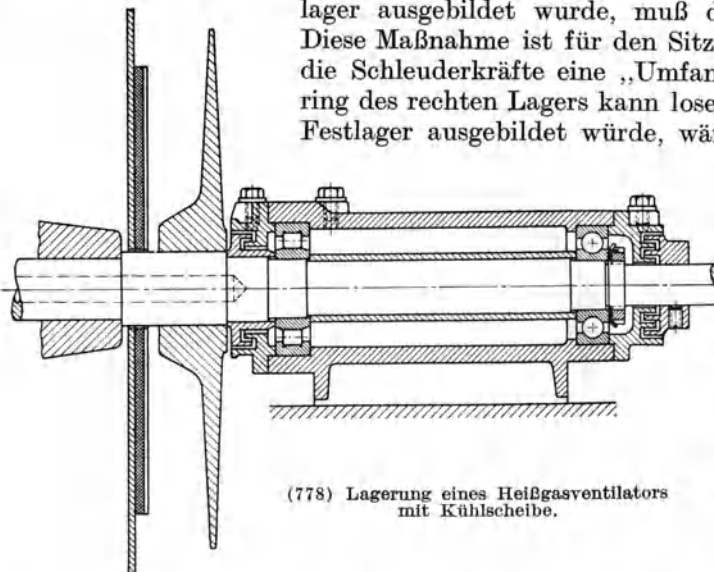
(777) Lagerung eines Heißgasventilators mit Wasserkühlung.

festen Sitz beider Laufringe wurden Zylinderrollenlager vorgesehen, die es ermöglichen, die Laufringe einzeln in das Gehäuse oder auf die Welle zu pressen. Zu empfehlen:

für die Welle oben und unten k 5  
für das Gehäuse oben . . . P 7  
für das Gehäuse unten . . . K 7.

*Heißgasventilator (777).* Die Resultierende der Lagerdrücke setzt sich zusammen aus dem Gewicht der sich drehenden Teile, dem Riemenzug und den Schleu-

derkräften. Wenn überhaupt Unwucht vorhanden ist, dürfte diese bei dem linken Lager größer sein als der Anteil des Riemenzuges. Bei dem rechten Lager sind klare Verhältnisse vorhanden insofern, als der Riemenzug überwiegt. Da das linke Lager als Loslager ausgebildet wurde, muß der Außenring verschiebbar sein. Diese Maßnahme ist für den Sitz des Außenringes gefährlich, wenn die Schleuderkräfte eine „Umfangslast“ hervorrufen. Der Außenring des rechten Lagers kann lose sitzen. Wenn das linke Lager als Festlager ausgebildet würde, wäre zu empfehlen:



(778) Lagerung eines Heißgasventilators mit Kühleibe.

Gehäuse links . . . . . M 7,  
Gehäuse rechts . . . . . H 7,  
Welle . . . . . h 7.

*Heißgasventilator (778).* Diese Anordnung ist für eine zweckmäßige Passung wesentlich günstiger, da das Zylinderrollenlager sowohl für den Innenring als auch für den Außenring einen genügend strammen Sitz ermöglicht, ohne daß der Ein- und Ausbau oder die Wärmedehnung erschwert wird. Die Anwendung dieses Lagers wäre aber in dem

Fall Bild (777) unmöglich gewesen, weil die beiden Stehlagergehäuse keine genügende Gleichachsigkeit erwarten lassen. Für die Bauart (778) können folgende Toleranzen gewählt werden:

Zylinderrollenlager: Gehäuse . . . N 7,  
Welle . . . . m 5,  
Radiaxlager: Gehäuse . . . J 6,  
Welle . . . . k 5.

*Laufrolle einer Drahtseilbahn* (779). Die Belastung ändert ihre Richtung nicht. Die Welle steht still, das Gehäuse (die Rolle) dreht sich. Für die Außenringe liegt also „Umfangslast“, für die Innenringe „Punktlast“ vor. Die Außenringe müssen fest sitzen. Die Innenringe können lose sitzen. Eine Verspannung der Außen- und Innenringe (779a) ist wegen des geringen Lagerabstandes möglich. Zu empfehlen sind folgende Toleranzen:

Nabenbohrung . . . N 7,  
Welle . . . . . g 6.

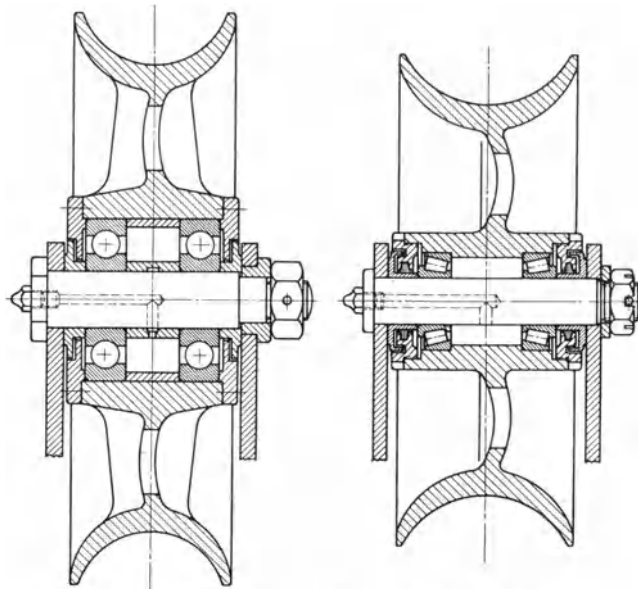
Bei Verwendung von Kegelrollenlagern (779b), kann die Bearbeitung der Nabe nach P 7 vorgenommen werden, da die Rücksichtnahme auf die Lagerluft ausscheidet.

Die gleichen Überlegungen gelten für Losräder von Förderwagen. Wegen der stark stoßweisen Belastung kann es aber empfehlenswert sein, beide Innenringe oder nur den innen liegenden mit h 5 zu befestigen. Für die Nabenbohrung ist N 7 zweckmäßig.

*Walzwerkslagerungen* (780) bis (782). Die Belastung ergibt sich aus dem Walzdruck als „Umfangslast“ für die Innenringe und „Punktlast“ für die Außenringe. Diese können also lose sitzen, während die Innenringe festsitzen sollten. Nach den bisher erläuterten Grundsätzen ist die Bauart, Bild (780), ausgeführt.

Sie ergibt mit Sicherheit einen zuverlässigen Sitz der Innenringe. Da bei Walzwerken ein häufiger Ausbau der Walzen notwendig werden kann, die großen schweren Lager aber nur schwer zu handhaben sind, verwendet man entgegen den bisher gegebenen Richtlinien auch die Bauart nach Bild (781). Das Fressen der Sitzflächen und der Verschleiß sollen dadurch vermieden werden, daß die Lagerbohrung von innen her selbsttätig geschmiert wird. Um bei den starken Erschütterungen ein vollkommenes Gleiten in den Sitzflächen zu verhindern, ist es zweckmäßig,

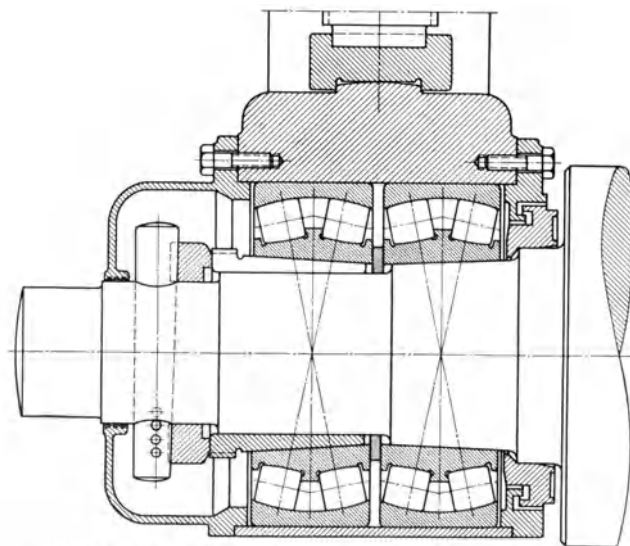
die Innenringe seitlich zu verspannen. In Wirklichkeit bestätigt also auch diese Bauart die Richtigkeit der in diesem Abschnitt vertretenen Auffassung, daß Ringe unter „Umfangslast“ festsitzen müssen. Wenn in diesem Falle der lose Sitz angewendet wird, so geschieht dies nur unter dem Zwang der Verhältnisse und unter Zuhilfenahme besonderer Vorsichtsmaßnahmen. Außerdem ist die Drehzahl sehr gering. Bei Warmwalzwerken liegen die Verhältnisse im allgemeinen schwieriger. Die Drehzahl ist höher und der



(779a) Mit Radiaxlagern.

(779b) Mit Kegelrollenlagern.

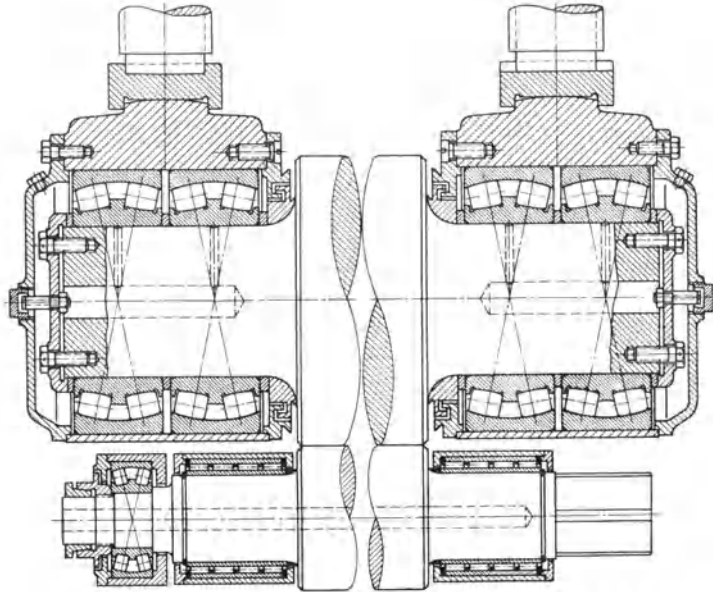
(779a u. b) Lagerung der Laufrollen einer Drahtseilbahn.



(780) Lagerung eines Kaltwalzwerkes mit aufgeschraubten Innenringen.

Zutritt von Wasser zu den Sitzflächen gefährlich. Deshalb ist die Bauart, Bild (782), in manchen Fällen vorzuziehen.

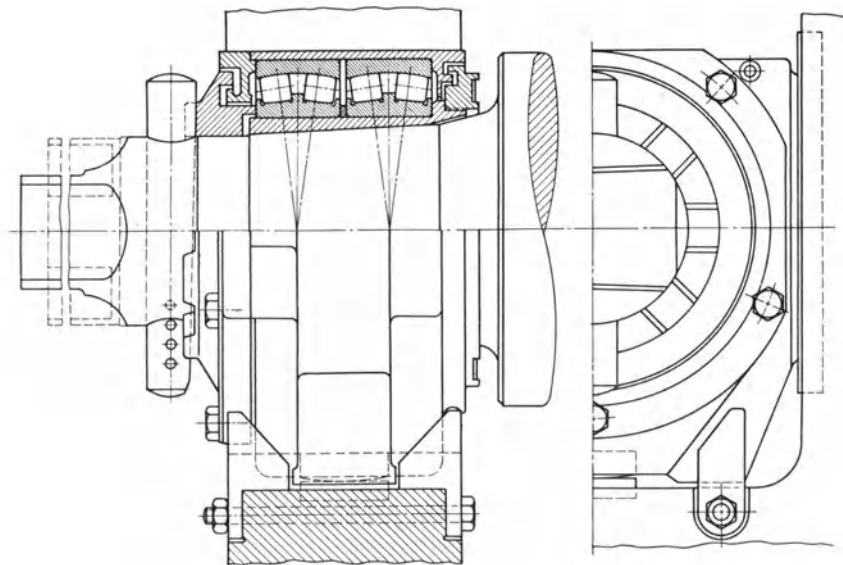
*Horizontalgatter* (783a). Die Lagerdrücke setzen sich zusammen aus dem Riemenzug des Antriebes, den Massenkräften und dem Gewicht der Kurbelwelle mit dem Schwungrad. Bei ausgeglichener Kurbel unterliegen die Außenringe der Hauptlager, vorwiegend aber das Lager neben der Kurbel, einer sich über die ganze untere Hälfte erstreckenden „Pendellast“ entsprechend der Darstellung in Bild (783b), während sich für den Außenring des Stelzenkopflagers eine in ihrer Größe schwankende „Umfanglast“ einstellt. Die sich drehenden Innenringe der Hauptlager sind einer „Umfanglast“ ausgesetzt, deren Größe ebenfalls veränderlich ist. Der Innenring des Stelzenkopflagers unterliegt nur einer „Pendellast“, weil die Unwucht aus dem Gewicht der Stelze mit der Welle umläuft. Bei Zweistelzen-Vollgattern liegen die Verhältnisse ähnlich, nur daß beide Lager gleichmäßig belastet werden und die Last vorwiegend nach oben und unten gerichtet ist.



(781) Lagerung der Stütz- und Arbeitswalzen eines Kaltwalzwerkes.

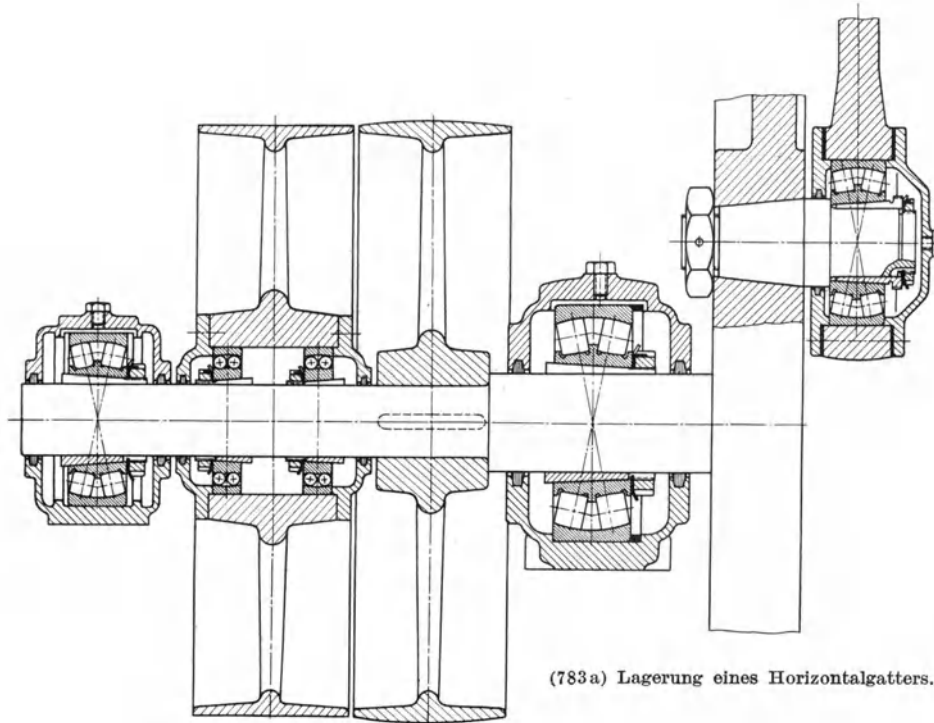
Bei ausgeglichener Kurbel unterliegen die Außenringe der Hauptlager, vorwiegend aber das Lager neben der Kurbel, einer sich über die ganze untere Hälfte erstreckenden „Pendellast“ entsprechend der Darstellung in Bild (783b), während sich für den Außenring des Stelzenkopflagers eine in ihrer Größe schwankende „Umfanglast“ einstellt. Die sich drehenden Innenringe der Hauptlager sind einer „Umfanglast“ ausgesetzt, deren Größe ebenfalls veränderlich ist. Der Innenring des Stelzenkopflagers unterliegt nur einer „Pendellast“, weil die Unwucht aus dem Gewicht der Stelze mit der Welle umläuft.

Bei Zweistelzen-Vollgattern liegen die Verhältnisse ähnlich, nur daß beide Lager gleichmäßig belastet werden und die Last vorwiegend nach oben und unten gerichtet ist.

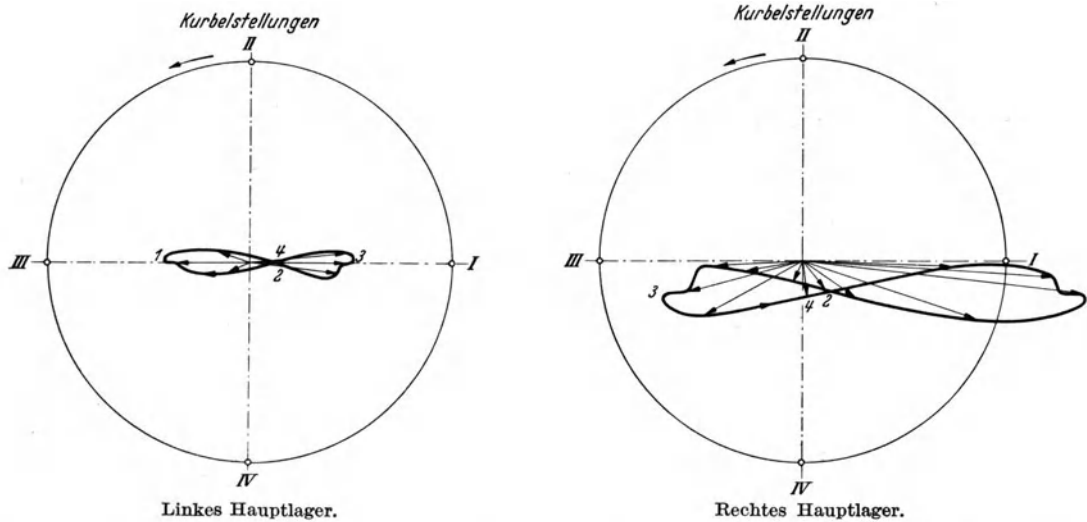


(782) Lagerung eines Bandwalzwerkes.

Aus diesen Überlegungen ergibt sich die Notwendigkeit eines festen Sitzes für die Innenringe der Hauptlager. Weil die Montage keine Schwierigkeiten bereitet, wird man aber auch den Innenring des Stelzenkopflagers mit strammer Passung befestigen. Der Außenring des Stelzenkopflagers muß sehr fest sitzen, während die Luft der Außenringe



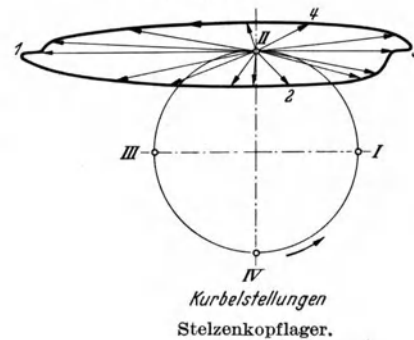
(783a) Lagerung eines Horizontalgatters.



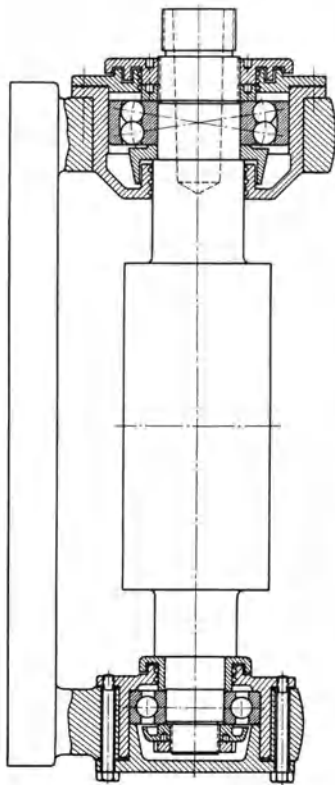
(783b) Belastungsdiagramme für die Lager eines Horizontalgatters.

der Hauptlager beschränkt werden sollte. Zu empfehlen ist:

- Welle ohne Hülse . . . . . n 6,
- Welle mit Hülse . . . . . h 7,
- Hauptlagergehäuse . . . . . J 7,
- Stelzenkopf geteilt . . . . . N 7,
- Stelzenkopf ungeteilt . . . . . P 7,
- Stelzenkopf aufgeschnitten . . . . . M 8.



Senkrechte Frässpindel (784). Bei vertikalen Wellen muß man mit der Wahl der Passung besonders vorsichtig sein. Der Zustand „Umfangslast“ für den Außenring kann



(784) Lagerung einer senkrechten Frässpindel.

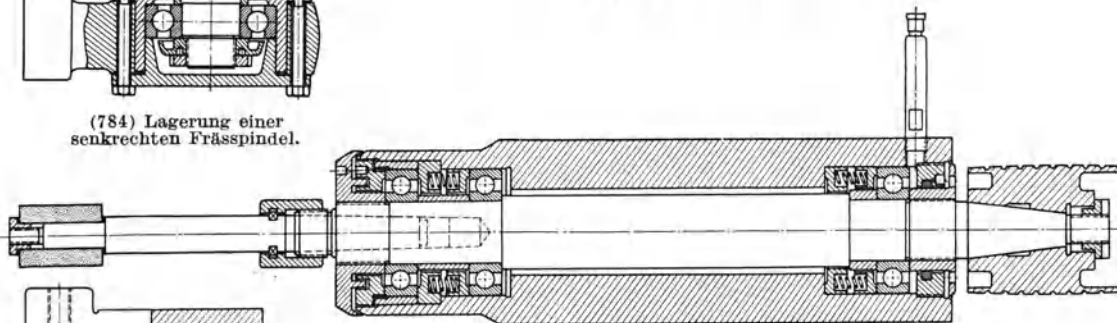
leicht eintreten, da die radiale Belastung durch das Gewicht der sich drehenden Teile ganz wegfällt. Auch bei der Frässpindel ist der Radialdruck gering, die Drehzahl hoch und die Höhe der Unwucht unbestimmt, „Umfangslast“ für den Innenring, „Umfangslast“ für den Außenring

Gehäuse . . . . . J 6 für das Loslager,  
 Gehäuse . . . . . K 6 für das Festlager,  
 Wellentoleranz . . . . . j 5.

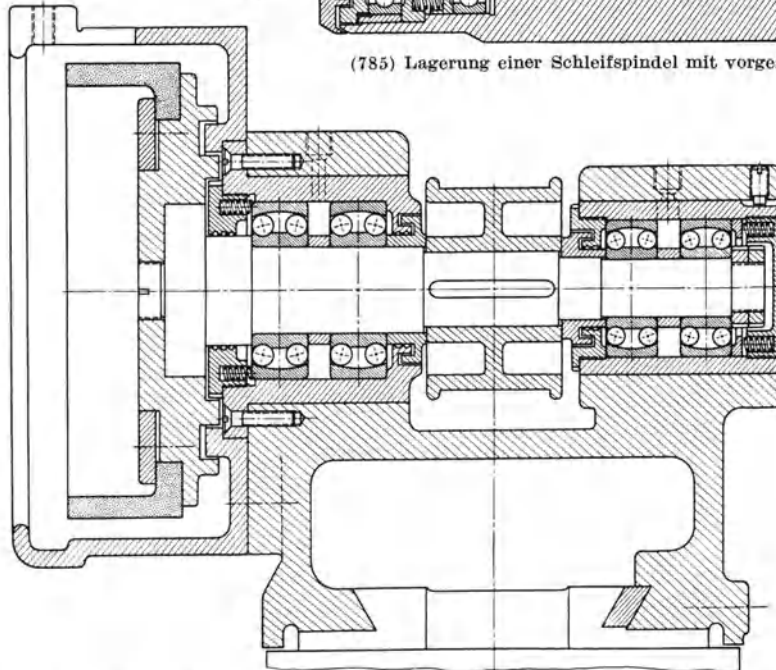
Ein festerer Sitz als J 6 ist für das Loslager wegen der notwendigen Verschiebungsmöglichkeit nicht zulässig.

*Innenschleifspindel* (785). Die Belastung ist gering, die Drehzahl sehr hoch, die Druckrichtung also unbestimmt, „Umfangslast“ für die Innenringe, „Pendellast“ oder „Umfangslast“ für die Außenringe. Deshalb ist für die Außenringe ein Sitz erforderlich, der das Wandern verhindert, die seitliche Verschiebung aber gestattet, um die Lagerung spielfrei einstellen zu können. Die Innenringe müssen am Wandern verhindert werden, die Einwirkung auf die Lagerluft darf aber nicht zu groß sein. Empfehlenswerte Toleranzen sind:

Festlager-Gehäuse . . . . . K 6,  
 Loslager-Gehäuse . . . . . J 6,  
 Welle . . . . . j 5.



(785) Lagerung einer Schleifspindel mit vorgespannten Radialagern.



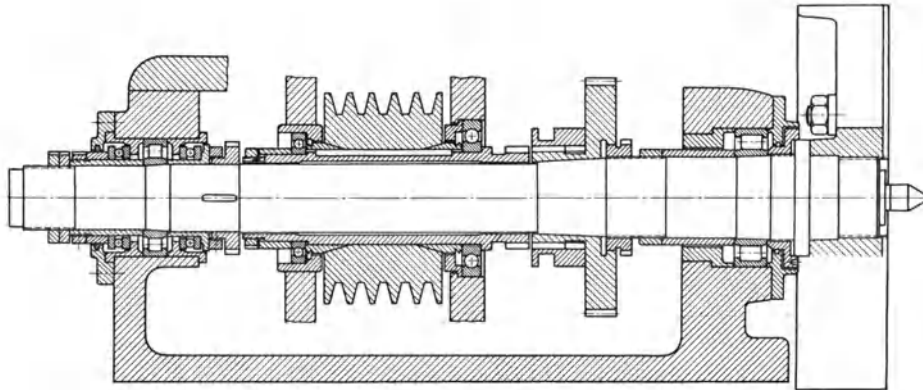
(786) Lagerung einer Flächenschleifmaschine mit vorgespannten Pendelkugellagern.

*Flächenschleifmaschine* (786). Der Lagerdruck ist gering. Er setzt sich zusammen aus dem Gewicht der sich drehenden Teile, dem Riemenzug und den Schleuderkraften. Wegen der hohen Drehzahl ist die Druckrichtung für die Außenringe unbestimmt, „Umfangslast“ für die Innenringe, „Pendellast“ oder „Umfangslast“ für die Außenringe. Der Sitz soll so sein, daß ein Wandern verhindert wird, die axiale Ver-

schiebung aber noch möglich ist. Die Innenringe müssen fest sitzen, ohne zu große Luftverminderung. Empfehlenswerte Sitze:

Welle . . . . . j 5  
Gehäuse . . . . . J 6.

*Hauptspindel einer Drehbank (787).* Der Lagerdruck wird hervorgerufen durch das Gewicht der Spindel mit allen darauf sitzenden Teilen, den Schnittdruck und die Unwucht der rotierenden Teile. Die Richtung des Schnittdruckes schwankt je nach der Operation. Die Höhe der Unwucht ist nicht bekannt. Der Schlag der Laufringe und die Federung

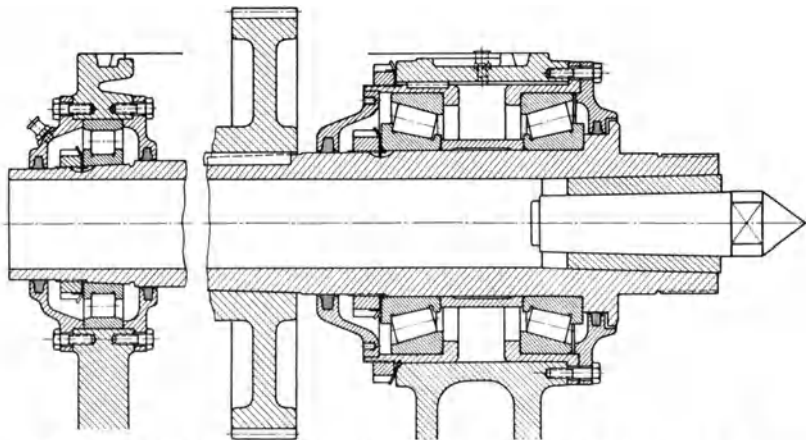


(787) Lagerung der Hauptspindel einer Drehbank mit zwei Zylinderrollenlagern.

einschließlich der Lagerluft sollen nach Möglichkeit ausgeschaltet werden. Für alle Laufringe ist daher ein fester Sitz wünschenswert. Die Verwendung von Zylinderrollenlagern gestattet dies bei einfachem Ein- und Ausbau. Damit die Luft auf ein Minimum verringert werden kann, sitzen die Innenringe auf Kegelflächen. Die Riemenscheibe ist besonders gelagert, um eine Biegung der Spindel zu vermeiden. Wegen des großen Einflusses der Unrundheit der Gehäusebohrung ist eine kleine Toleranz notwendig.

Gehäuse (Rollenlager) N 6,  
Gehäuse (Radiaxlager) J 6,  
Gehäuse (Längslager) H 10,  
Welle (Längslager) . . j 5,  
Welle (Radiaxlager) . j 5.

*Hauptspindel einer Drehbank mit Kegelrollenlagern (788).* Die sich drehenden Innenringe müssen fest sitzen. Die Außenringe sollen auch am Wandern gehindert werden, damit sich die Schwankung der Dicke nicht auswirken kann. Um die Einstellung zu ermöglichen, sitzen die Außenringe fest in weichen Büchsen, von denen die eine mit Festsitz, die andere axial verschiebbar angeordnet ist. Ein Keil verhindert das Drehen. Da die Luft nachträglich bei der Montage eingestellt wird, ist ein strammer Sitz der Laufringe möglich. Mit Rücksicht auf einen geringen Schlag wird die Toleranz beschränkt.



(788) Lagerung der Hauptspindel einer Drehbank mit zwei Kegelrollenlagern.

Um die Einstellung zu ermöglichen, sitzen die Außenringe fest in weichen Büchsen, von denen die eine mit Festsitz, die andere axial verschiebbar angeordnet ist. Ein Keil verhindert das Drehen. Da die Luft nachträglich bei der Montage eingestellt wird, ist ein strammer Sitz der Laufringe möglich. Mit Rücksicht auf einen geringen Schlag wird die Toleranz beschränkt.

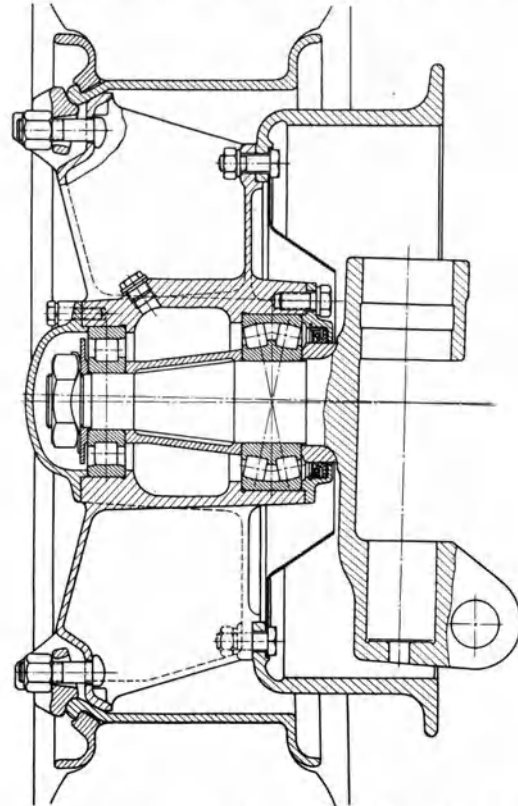
Welle . . . . . m 5,  
Gehäuse . . . . . N 6.

*Vorderrad eines Kraftwagens (789), (790) und (659).* Die Belastung ergibt sich aus dem Wagengewicht und den Stößen. Die Richtung schwankt nur unwesentlich. Die

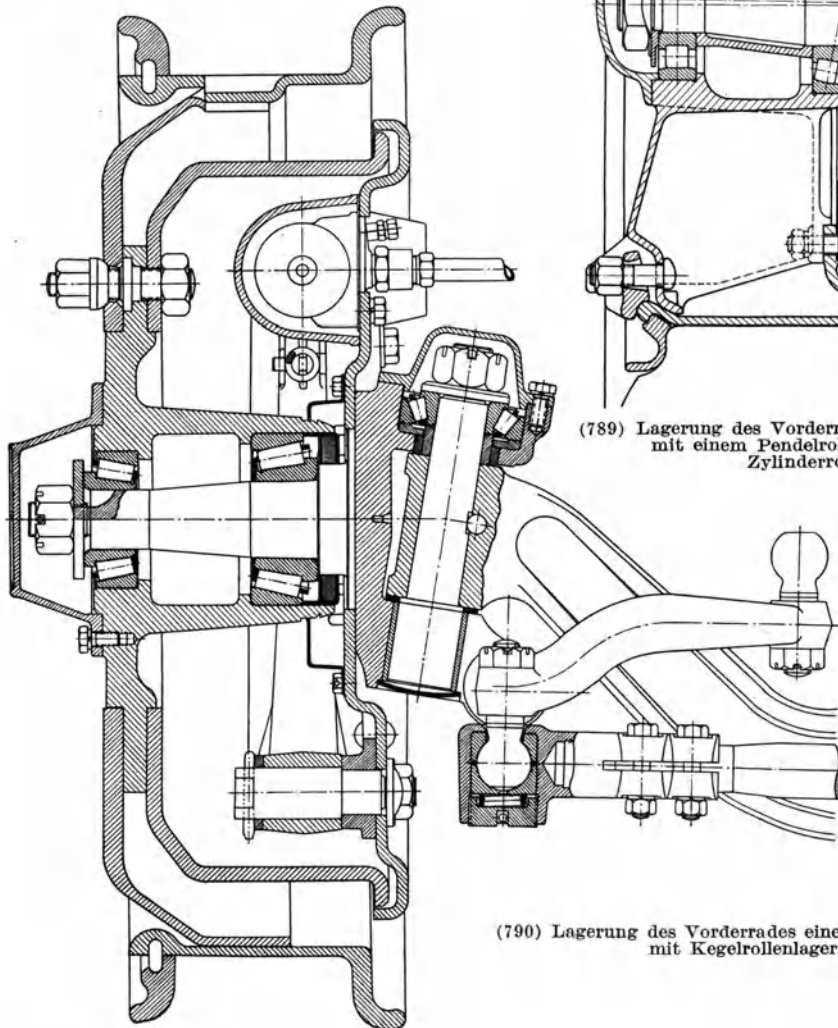


Achse steht still, das Rad dreht sich. Da die Naben verhältnismäßig dünnwandig sind und stark federn, ist ein fester Sitz der Außenringe notwendig. Die Innenringe können lose sitzen, weil ein legierter und damit verhältnismäßig harter Stahl verwendet wird. Der innere Laufring könnte einen festeren Sitz erhalten als der außenliegende, der angestellt werden muß. Als zweckmäßig können folgende Toleranzen empfohlen werden:

Gehäuse (Schrägkugellager und Kegelrollenlager) . . . . .	P 7,
Gehäuse („geschlossene“ Lager und Zylinderrollenlager) . . . . .	N 7,
Welle . . . . .	g 6.



(789) Lagerung des Vorderrades eines Lastkraftwagens mit einem Pendelrollenlager und einem Zylinderrollenlager.



(790) Lagerung des Vorderrades eines Lastkraftwagens mit Kegelrollenlagern.

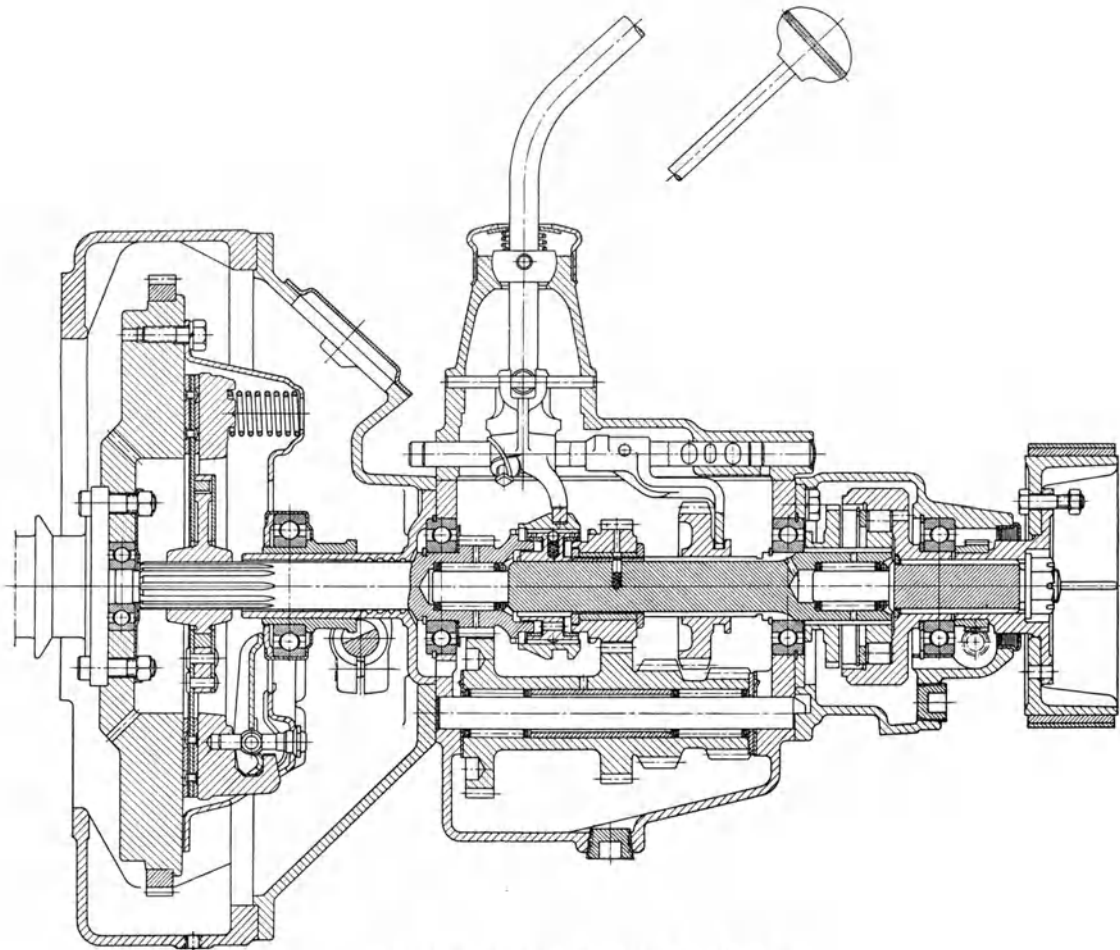
Getriebekasten (791) und (792).

Die Antriebs- und Hauptwelle laufen mit verhältnismäßig hoher Drehzahl. Die Belastung aus den Zahndrücken ist immer gleichgerichtet. Für die Innenringe liegt also „Umfangslast“ vor, für die Außenringe „Punktlast“. Wegen der Geräuschbildung ist eine gewisse Radialluft notwendig. Durch die Passung der Innenringe darf daher keine

zu große Aufweitung herbeigeführt werden, zumal die Belastung bei direktem Gang gering ist. Wegen der hohen Drehzahl ist eine kleine Luft für die Außenringe im Gehäuse wünschenswert. Zu empfehlen:

Welle . . . . . j 6 bzw. j 5,  
Gehäuse: . . . . . J 7 bzw. J 6.

Bei Leichtmetallgehäusen müssen Stahlbüchsen verwendet werden, wie in Bild (792), oder eine sorgfältig geglättete und möglichst verdichtete Oberfläche bei strammer Passung K 6 oder sogar M 6, um der größeren Wärmedehnung des Leichtmetalls vorzubeugen.



(791) Getriebekasten für Personenkraftwagen.

#### *Hinterachsgetriebe (793).*

Bei den Differentiallagern unterliegen die Innenringe einer „Umfangslast“, die Außenringe einer „Punktlast“.

Um ein zu großes Ausweichen der Zahnräder zu vermeiden, ist eine geringe Luft der Außenringe im Gehäuse zweckmäßig. Zu empfehlen:

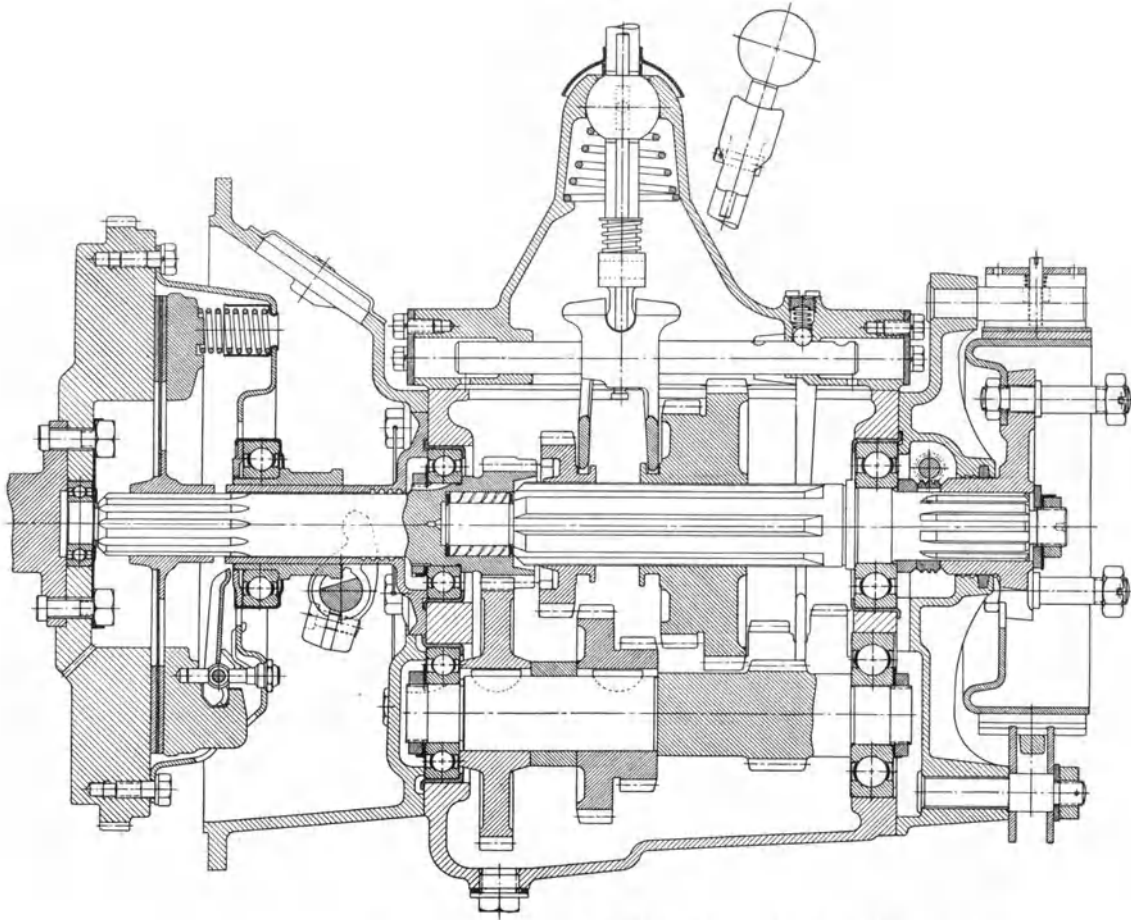
bei Kugellagern

Welle . . . . . j 6 bzw. j 5,  
Gehäuse . . . . . J 7 bzw. J 6,

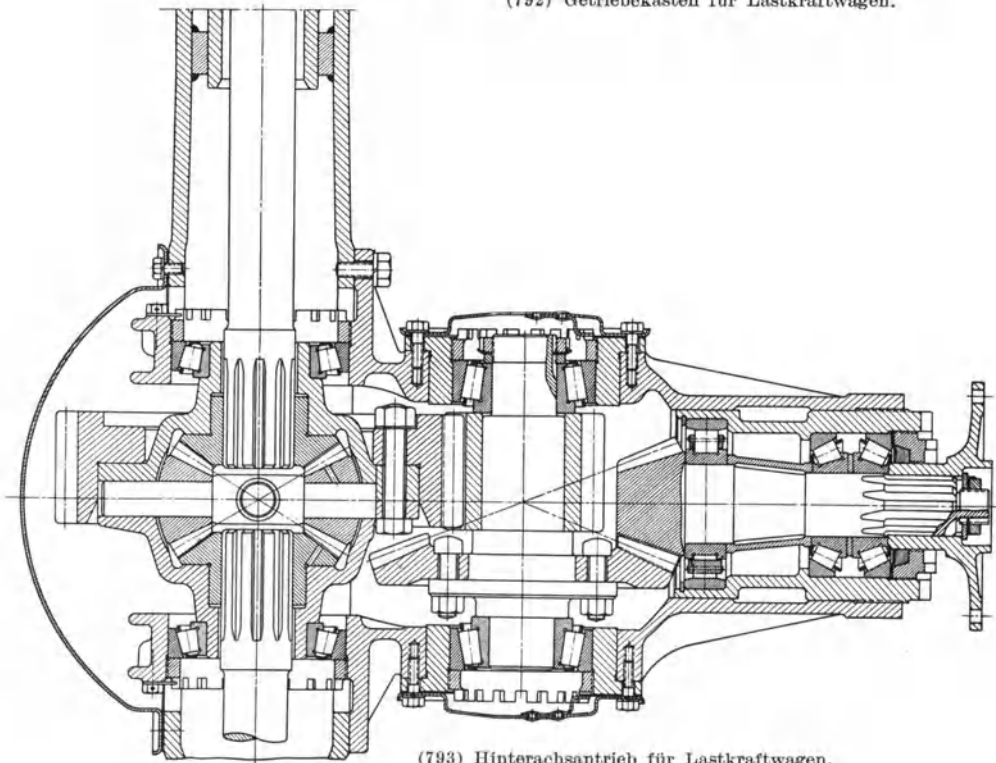
bei Kegelrollenlagern

Welle . . . . . k 6,  
Gehäuse . . . . . J 6 oder J 7 bzw. K 6 oder K 7.

Das gleiche gilt für die Lager der Zwischenwelle in Bild (793).



(792) Getriebekasten für Lastkraftwagen.



(793) Hinterachs Antrieb für Lastkraftwagen.

Für die Lager des Antriebsritzels gelten die obigen Überlegungen in bezug auf geringe Federung und geringe Betriebsluft in besonderem Maße. Auch wegen der hohen Belastung ist ein fester Sitz für die Außenringe wünschenswert, zumal die radiale Beweglichkeit des fliegend angeordneten Ritzels größer ist als die Lagerluft. Zu empfehlen:

für Kegelrollenlager

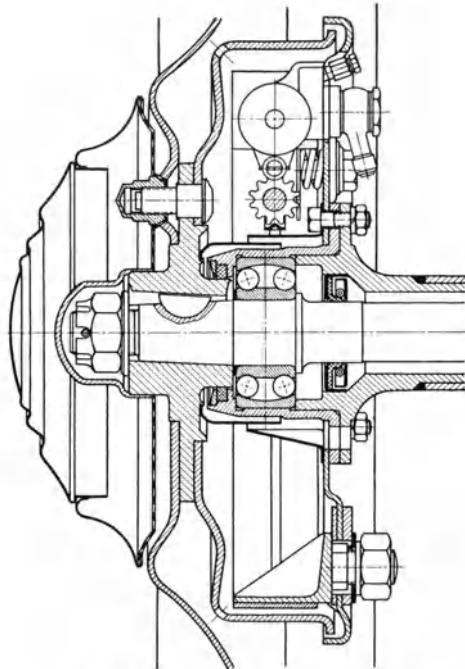
- Welle . . . . . k 6 bzw. k 5 Laufringe nicht anstellbar  
g 5 evtl. h 5 Laufringe anstellbar
- Gehäuse . . . . . K 6 bzw. N 6 nicht anstellbar  
J 6 anstellbar

für Zylinderrollenlager

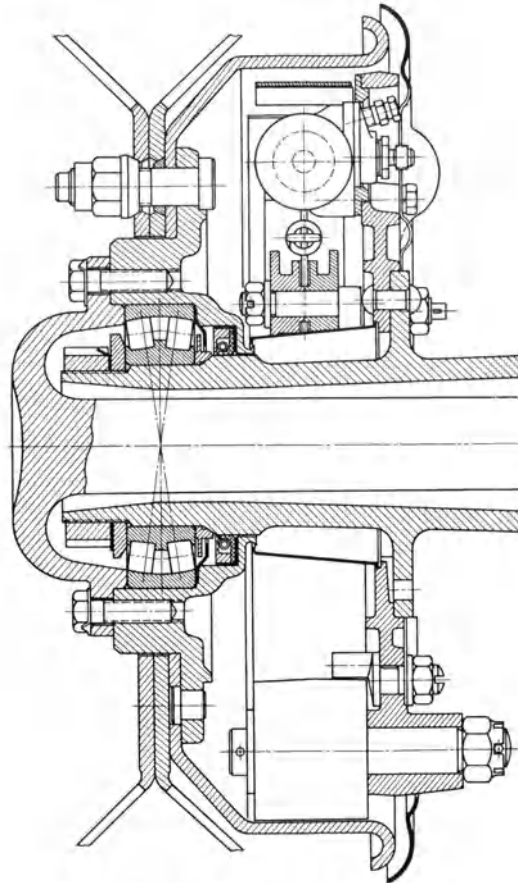
- Welle . . . . . k 5
- Gehäuse . . . . . K 6 bzw. K 7

für Kugellager

- Welle . . . . . j 6 bzw. j 5
- Gehäuse . . . . . J 7 bzw. J 6



(794) Hinterradlagerung für Personenkraftwagen, semi floating.



(795) Hinterradlagerung für Lastkraftwagen,  $\frac{3}{4}$  floating.

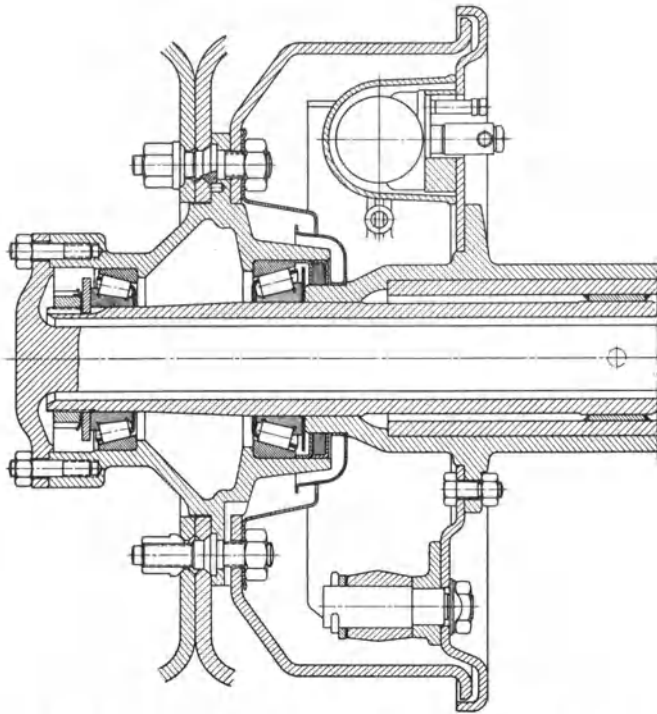
*Hinterrad semi floating (794).*

Die Welle dreht sich, das Gehäuse steht still. Die Kraft ändert ihre Richtung nur unwesentlich, „Umfangslast“ für den Innenring, „Punktlast“ für den Außenring. Wegen der relativ hohen Belastung ist ein strammer Sitz der Innenringe zweckmäßig.

	Kugellager	Pendelrollenlager	Zylinderrollenlager	Kegelrollenlager
Welle . . . . .	k 5	m 5	k 5 bzw. m 5	m 6
Gehäuse . . . . .	J 7 bzw. H 7	J 7 bzw. H 7	K 6	J 7

*Hinterrad  $\frac{3}{4}$  floating (795).*

Die Radnabe, in welcher der Außenring sitzt, ist starr mit der Welle verbunden. Der Innenring sitzt auf dem Achsrohr und dreht sich nicht. Die Kraft ändert ihre Richtung nur unwesentlich,



(796) Hinterradlagerung eines Lastkraftwagens, full floating.

zweiteiligen Köpfen ist aber wegen der Verklemmungsgefahr ein weniger fester Sitz vorzusehen als für einteilige Köpfe.

„Punktlast“ für den Innenring, „Umfangslast“ für den Außenring. Empfehlenswerte Passung:

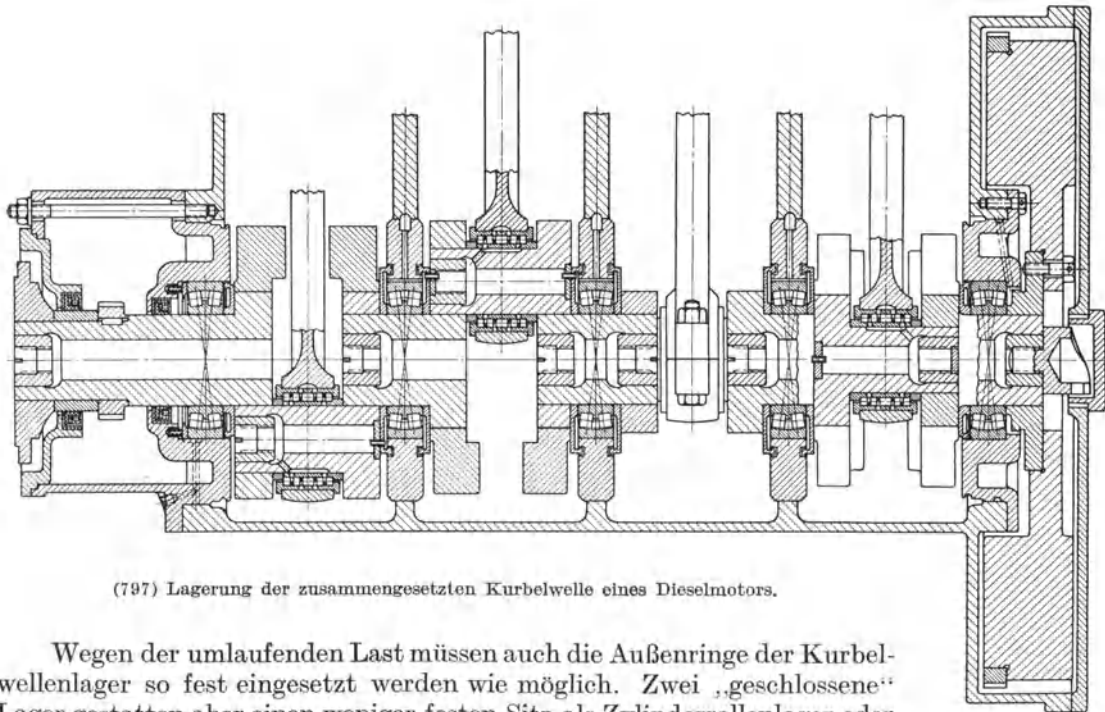
Welle . . . g 6 evtl. h 6,  
Gehäuse N7 für Pendelrollenlager  
M 6 für Kugellager.

*Hinterrad full floating* (796)  
Passungsfall wie bei (795)

Welle . . . g 6 evtl. h 6,  
Gehäuse . . M 6 für Kugellager  
N 7 bzw. P 7 für  
Kegelrollenlager.

*Dieselmotor* (797). Die Belastung ergibt sich aus den Explosionsdrücken und Massenkräften. Die Innenringe der Pleuellager unterliegen einer „Umfangslast“, während die Außenringe einer „Pendellast“ ausgesetzt sind.

Sowohl für die Außenringe als auch für die Innenringe ist ein fester Sitz erforderlich. Bei



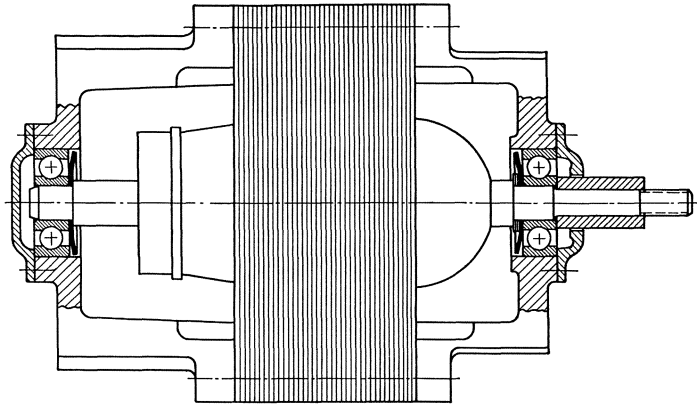
(797) Lagerung der zusammengesetzten Kurbelwelle eines Dieselmotors.

Wegen der umlaufenden Last müssen auch die Außenringe der Kurbelwellenlager so fest eingesetzt werden wie möglich. Zwei „geschlossene“ Lager gestatten aber einen weniger festen Sitz als Zylinderrollenlager oder ein „geschlossenes“ Lager und ein Zylinderrollenlager. Empfehlenswerte Toleranzen sind:

für den Pleuelstangenkopf:	zweiteilig . . . . .	M 7,
	unteilt . . . . .	P 7,

Kurbelwellenlager-Gehäuse:	2 „geschlossene“ Lager . . . . .	J 7,
	1 „geschlossenes“, 1 „offenes“ Lager (Pendelrollenlager und Zylinderrollenlager) . . . . .	N 7,
Wellen:	Kugellager . . . . .	k 5,
	Rollenlager . . . . .	m 5.

*Motor eines Staubsaugers (798).* Gehäuse aus Leichtmetall. Drehzahl etwa 6000 U/min. Die Belastung setzt sich zusammen aus Ankergewicht und Unwucht, deren Größe nicht bekannt ist. Die Druckrichtung ist also unbestimmt. „Umfangslast“ für den Innenring, „Pendellast“ oder „Umfangslast“ für den Außenring. Wegen der hohen Drehzahl ist „Umfangslast“ wahrscheinlich. Der Unterschied in der Wärmedehnung ist gering, da die höhere Temperatur der Welle ausgeglichen wird durch die höhere Wärmedehnungszahl des Leichtmetalls. Die Führung des Ankers kann daher von beiden Lagern gemeinsam erfolgen.

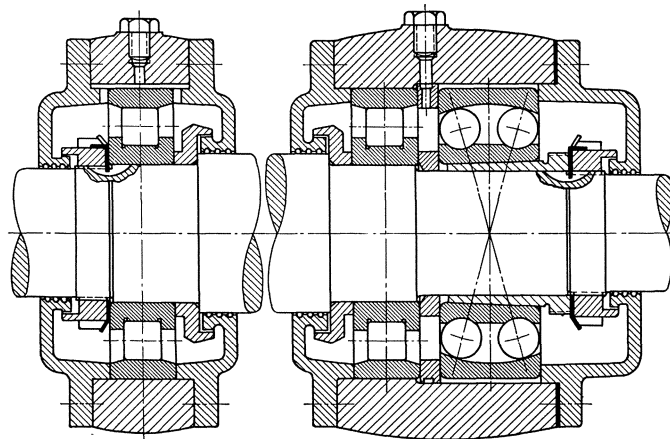


(798) Lagerung des Motors eines Staubsaugers.

Für die Außenringe und Innenringe ist ein Sitz erforderlich, der das Wandern verhindert, aber einen geringen Einfluß auf die Lagerluft ausübt, da die Belastung so gering ist, daß sie eine Klemmung nicht ausgleichen kann. Zu empfehlen:

für die Welle . . . . .	h 5,
für das Gehäuse . . . . .	K 7.

*Hochfrequenzgenerator (799).* Auf die Lager wirkt eine große Belastung und hohe Drehzahl. Die Innenringe der Rollenlager unterliegen einer „Umfangslast“. Wegen der hohen Drehzahl ist für die Außenringe „Pendellast“ bis „Umfangslast“ zu erwarten. Ein fester Sitz beider Laufringe läßt sich besonders leicht anwenden bei Zylinderrollenlagern, die auch für hohe Geschwindigkeit gut geeignet sind. Zur axialen Führung dient ein Radiaxlager oder Pendelkugellager. Um ein radiales Tragen dieser Lager zu verhindern, sitzen sie mit großer Luft im Gehäuse. Der Sitz des Innenringes von Radiaxlagern soll ziemlich lose sein, wenn das Lager nur zur axialen Führung dient. Eine Luftverminderung würde seine axiale Tragfähigkeit herabsetzen.



(799) Lagerung eines Hochfrequenzgenerators.

Für das Radiaxlager oder Pendelkugellager ohne AH: Welle . . . . .	j 5,	
für die Zylinderrollenlager: Welle . . . . .	m 5,	
	Gehäuse . . . . .	K 6.

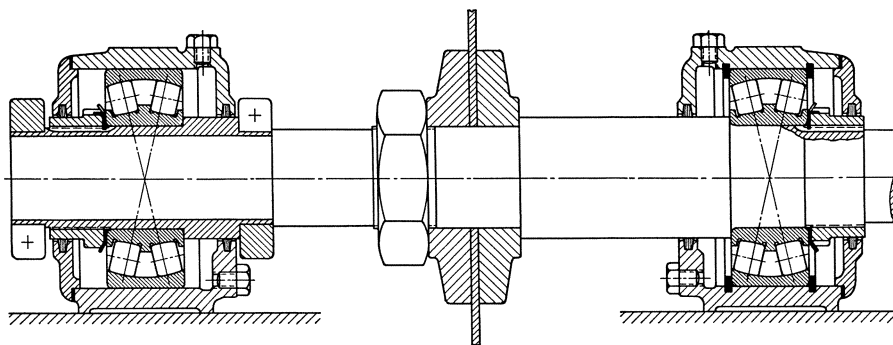
Allgemein können für elektrische Maschinen die in der Tabelle [29] angegebenen Passungen verwendet werden.

[29] Elektrische Maschinen: Passungen.  
Wellen.

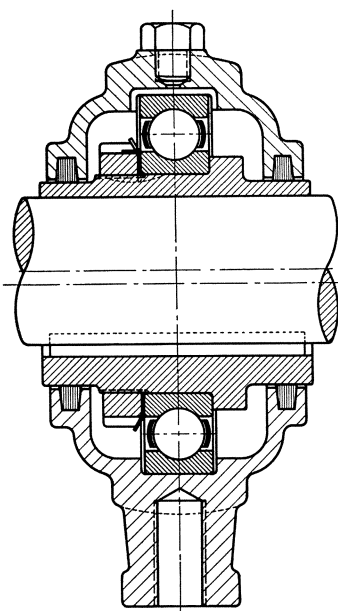
Lagergruppe	Wellendurchmesser in mm	ISA-Toleranz
Kugellager, alle Reihen . . . . .	unter 20	j 5
Kugellager, alle Reihen . . . . .	20 und aufwärts	k 5
Zylinderrollenlager, leichte Reihen . . . . .	unter 85	k 5
Zylinderrollenlager, leichte Reihen . . . . .	85 und aufwärts	m 5
Zylinderrollenlager, mittelschwere Reihen.	alle Größen	m 5
Zylinderrollenlager, schwere Reihen . . . . .	„ „	n 6
Pendelrollenlager, leichte Reihe . . . . .	„ „	m 5
Pendelrollenlager, mittelschwere Reihe . . . . .	„ „	n 6
Lager mit kegeliger Hülse . . . . .	„ „	h 7
Längskugellager, alle Reihen . . . . .	„ „	j 6

Einteilige Gehäuse. Werkstoff: Stahlguß, Gußeisen.

Maschinengruppe	Lagerkombinationen	ISA-Toleranz
Ortsfeste Maschinen mit Riemenantrieb { Ortsfeste Zahnradmotoren und direkt gekuppelte Maschinen . . . . . Bahnmotoren . . . . .	zwei „geschlossene“ Kugellager ein „geschlossenes“ und ein Zylinderlager	J 6 K 6
	alle Kombinationen von Wälzlagern ein „geschlossenes“ und ein Zylinderrollenlager	K 6 M 7

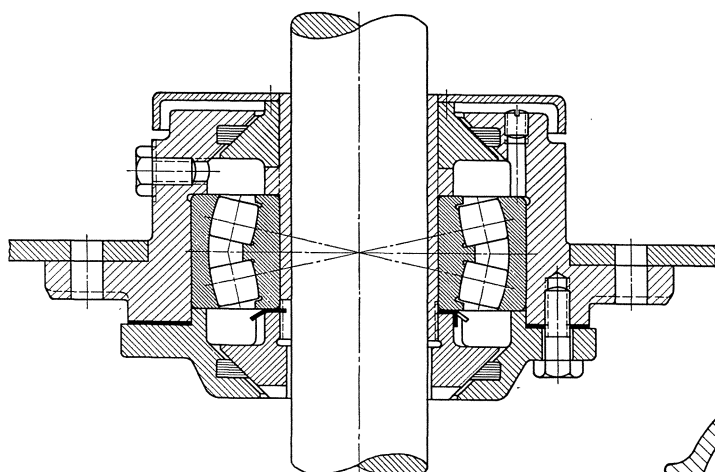


(800) Lagerung einer Metallsäge.

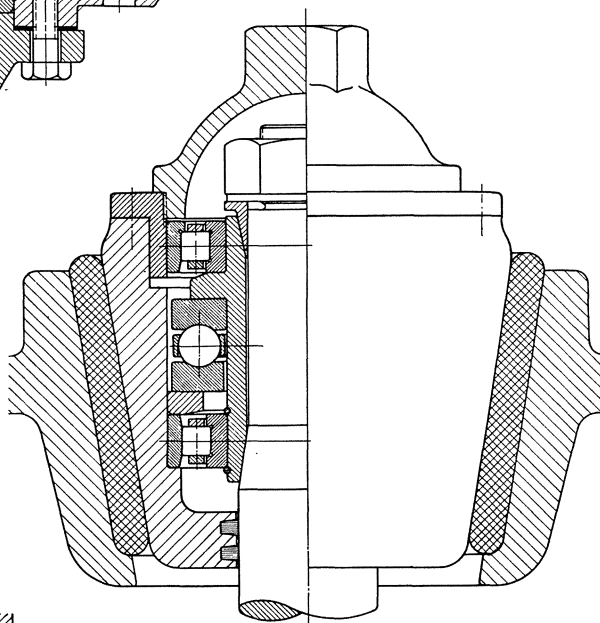
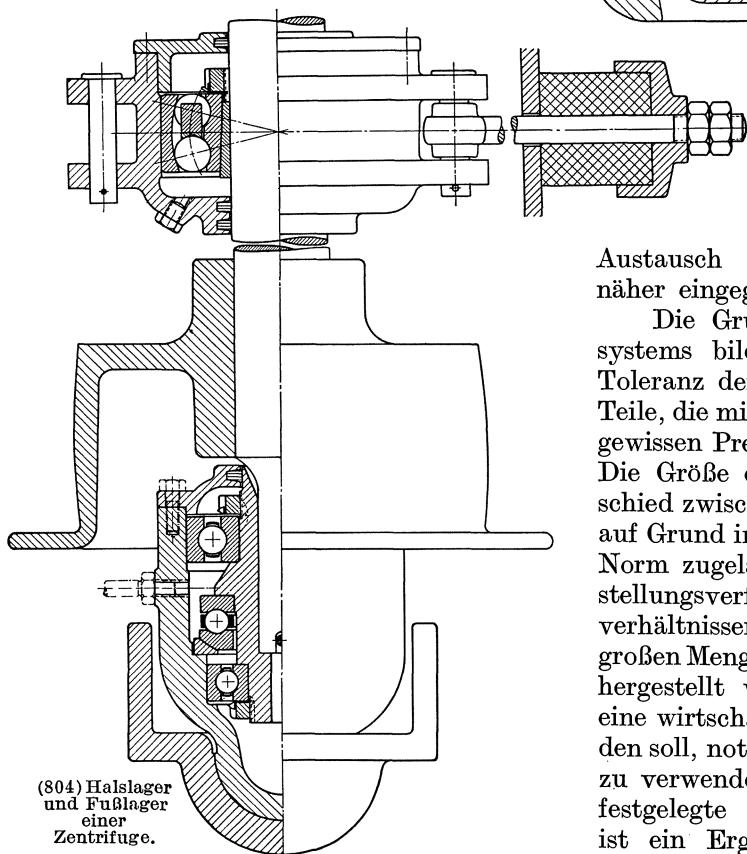


(801) Lagerung eines Windsichters.

*Lager auf zylindrischen Hülsen.* Bei einer Reihe von Anwendungsgebieten bedingt der häufige Ein- und Ausbau eine leicht lösbare Verbindung zwischen Lagern und Welle. Um diese Forderung zu erfüllen, kann man die Innerringe in üblicher Weise auf zylindrischen Hülsen befestigen, die entweder außerhalb des Lagergehäuses festgeklemmt werden oder lose auf der Welle sitzen. Die erstere Ausführung zeigt Bild (800). Durch eine Schelle auf jeder Seite wird die Hülse auf dem Zapfen festgespannt. In Bild (801) wird eine Hülse verwendet, die durch einen Keil am Wandern verhindert ist. In diesem Falle handelt es sich um das Exzenterlager eines Windsichters. Bild (802) zeigt das Kurbellager eines Plansichters mit einer langen Hülse. Bei dem Halslager einer Zentrifuge (803) sitzen die beiden Querkugellager und das Längslager auf einer Hülse, ähnlich wie in Bild (804) für das Fußlager. Durch einen zylindrischen Stift soll das Drehen des Zapfens in der Hülse vermieden werden. Die langen Hülsen verhindern zwar wegen der geringen spezifischen Belastung eine

(802) Kurbellager eines  
Plansichters.

4.31154 Größe der Maß- und Paßtoleranz. Obwohl heute durch das ISA-System für fast alle Betriebsverhältnisse geeignete Passungen zur Verfügung stehen, kommen immer wieder Fälle vor, wo engere Toleranzen für die Lager vorgeschrieben werden, um einen gleichmäßigeren Sitz zu erzielen und den Einfluß auf die Lagerluft zu

(803) Halslager einer  
Zentrifuge.(804) Halslager  
und Fußlager  
einer  
Zentrifuge.

unzulässige Verformung der Wellen; sie sind aber nur für geringe Lasten verwendbar und nicht so zuverlässig wie ein Schrumpfsitz der Innenringe oder eine Befestigung mit geschlitzten Kegelhülsen.

vermindern. Es sei daher im folgenden auf gewisse Erscheinungen bei dem beliebigen Austausch der Lager und Gegenstücke näher eingegangen.

Die Grundlage eines jeden Passungssystems bildet die Größe und Lage der Toleranz derjenigen Flächen verschiedener Teile, die mit einer gewissen Luft oder einer gewissen Pressung zusammen passen sollen. Die Größe der Toleranz, d. h. der Unterschied zwischen dem größten und kleinsten auf Grund irgendeiner Vorschrift oder einer Norm zugelassenen Maß, ist von den Herstellungsverfahren und von den Betriebsverhältnissen abhängig. Da die Lager in großen Mengen für viele Anwendungsgebiete hergestellt werden müssen, ist es, wenn eine wirtschaftliche Fertigung erreicht werden soll, notwendig, einheitliche Toleranzen zu verwenden. Auch die durch die Norm festgelegte Toleranzgröße der Wälzlager ist ein Ergebnis jahrelanger praktischer



Erfahrungen und eingehender Untersuchungen. Irgendwelche Wünsche nach einer anderen Toleranzlage oder -größe stören die normale Fabrikation und erfordern erhebliche Mehrkosten.

Die Tatsache, daß eine gewisse Toleranz bei der Bearbeitung mehrerer Stücke unvermeidlich ist, bewirkt, daß auch die Passung Schwankungen unterliegt. Je nach der Lage und Größe der „Maßtoleranz“ ergibt sich entweder ein größtes und kleinstes Übermaß, Übermaß und Luft oder eine größte und kleinste Luft. Die Größe der Schwankung oder die „Paßtoleranz“ ist abhängig von der Toleranz der einzelnen Stücke.

[30] Einfluß der Paßtoleranz auf die Lagerluft.

	Normale Toleranz in mm	50 % der normalen Toleranz in mm
<i>Lagerbohrung:</i>		
Oberes Abmaß . . . . .	0	0
Unteres Abmaß . . . . .	-0,015	-0,007
<i>Welle:</i>		
Oberes Abmaß . . . . .	+0,024	+0,018
Unteres Abmaß . . . . .	+0,011	+0,011
<i>Passung:</i>		
Größt-Übermaß . . . . .	0,039	0,025
Kleinst-Übermaß . . . . .	0,011	0,011
Paßtoleranz . . . . .	0,028	0,014
<i>Innenlaufbahn:</i>		
Größte Weitung (70 %) .	0,027	0,018
Kleinste Weitung (70 %) .	0,008	0,008
<i>Lagermantel:</i>		
Oberes Abmaß . . . . .	0	0
Unteres Abmaß . . . . .	-0,015	-0,008
<i>Gehäuse:</i>		
Oberes Abmaß . . . . .	-0,010	-0,010
Unteres Abmaß . . . . .	-0,045	-0,028
<i>Passung:</i>		
Größt-Übermaß . . . . .	0,045	0,028
Kleinst-Übermaß . . . . .	0	0,002
Paßtoleranz . . . . .	0,045	0,026
<i>Außenlaufbahn:</i>		
Größte Stauchung (50 %) .	0,023	0,014
Kleinste Stauchung (50 %) .	0	0,001
<i>Rollenlager:</i>		
Größte Luftverminderung	0,050	0,032
Kleinste Luftverminderung	0,008	0,009
Lufttoleranz . . . . .	0,042	0,023

Das obere Grenzabmaß der Lagerbohrung sei  $\pm 0,000$ , das untere Grenzabmaß  $-0,010$  mm, das obere Grenzabmaß der Welle  $+0,010$  mm und das untere  $\pm 0,000$ . Bei einer genügend großen Anzahl von Lagern und beliebigem Austausch besteht theoretisch die Möglichkeit, daß die kleinste Bohrung mit der dicksten Welle und die größte Bohrung mit der dünnsten Welle zusammentrifft, dann ergibt sich als größtes Übermaß  $0,020$  mm und als kleinstes Übermaß  $\pm 0,000$ . Die Paßtoleranz beträgt also  $0,020$  mm.

Für die Passung der Außenringe ergibt sich das gleiche Verhältnis. Die Grenzabmaße des Mantels seien  $+0,000$  und  $-0,015$  mm; die der Gehäusebohrung  $+0,005$  und  $+0,025$  mm. Dann weist die Passung folgende Schwankung auf: größte Luft  $0,040$  mm und kleinste Luft  $0,005$  mm. Die Paßtoleranz beträgt  $0,035$  mm. Es gilt also der Satz:

Paßtoleranz = Summe der Maßtoleranzen.

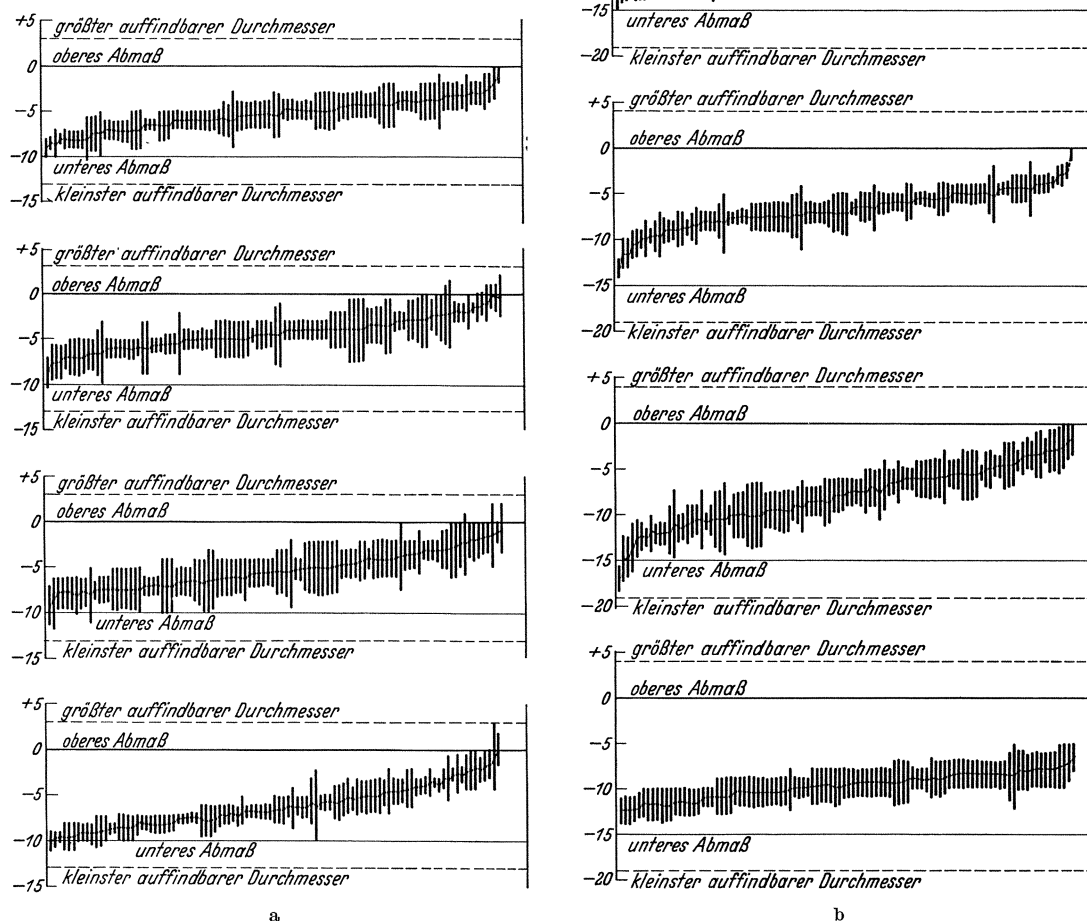
Die Kenntnis dieser Tatsache ist wichtig, wenn es sich darum handelt, eine Lagerung zu entwerfen, die ein gleichmäßig geringes „Betriebsspiel“ besitzt. Auch

eine sehr weitgehende Verringerung der Maßtoleranzen führt dann nicht zum Ziel.

Wie aus der Gegenüberstellung der Tabelle [30] hervorgeht, ist selbst bei Verringerung aller Maßtoleranzen auf den halben Wert der normalen Beträge die Schwankung der Lufttoleranz verhältnismäßig groß. Aus dieser Überlegung folgt, daß es nicht möglich ist, auf diese Art und Weise eine Lagerung mit gleichmäßig geringem Spiel zu erreichen. Grundsätzlich sollte man daher, wenn diese Bedingung erfüllt werden muß, zu Anordnungen greifen, bei denen sich die Luft einstellen läßt. Die Methode der Beschränkung der Maßtoleranz führt jedenfalls nicht zum Ziel und ist außerdem mit sehr hohen Kosten verbunden.

**4,31155** Streuung der Maß- und Paßtoleranz. Bild (805a) zeigt das Ergebnis der Maßkontrolle der Bohrung und Bild (805b) das Ergebnis der Maßkontrolle des Mantels von 400 Lagern. Das durch DIN 620 festgelegte Toleranzgebiet ist in beiden

Fällen durch waagerechte Linien gekennzeichnet. Das mittlere Abmaß eines jeden Lagers aus dem größten und kleinsten aufgefundenen Durchmesser ist durch einen Punkt dargestellt. Der davon nach oben und unten ausgehende Strich ergibt mit den beiden Endpunkten den größten und kleinsten aufgefundenen Durchmesser. Die Länge des Striches stellt also das Maß der Abweichung von der zylindrischen Form (Ovalität) dar. Man erkennt daraus, daß die weitaus meisten Istabmaße sowohl für den Mantel als auch für die Bohrung in der Mitte des Toleranzbereiches liegen. Nach dem oberen und unteren Grenzabmaß zu nimmt die Häufigkeit mehr und mehr ab. Dieser Zustand kann als normal betrachtet werden. Um



(805 a u. b) Streuung der Maße von Bohrung und Mantel bei 400 Radiaxlagern 6306, a Bohrung, b Mantel.

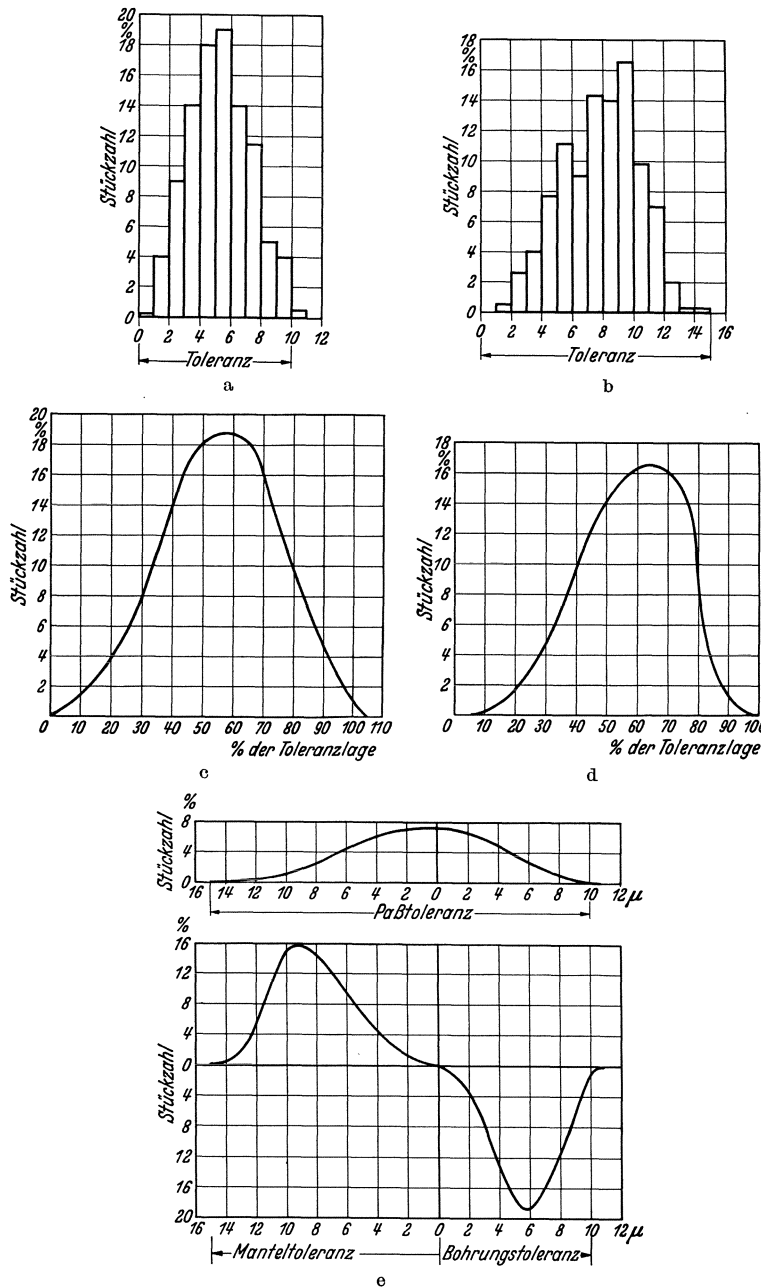
die tatsächliche Streuung besser erkennen zu können, wurde der Toleranzbereich in mehrere gleiche Zonen unterteilt und die Anzahl der in jeder Zone liegenden Lager in einem Diagramm Bild (806 a u. b) eingetragen. Auf der Abszisse ist die Toleranz angegeben, die Länge der Säulen entspricht der Anzahl der Lager in %, die in den einzelnen Zonen aufgefunden wurden. Je mehr Lager geprüft werden und je kleiner die Zonen sind, um so vollkommener wird die tatsächliche Streuung zu erkennen sein. Einer Großzahlforschung würden die Bilder (806c u. d) entsprechen. Die Kurve kann als Streukurve bezeichnet werden<sup>1</sup>. Sie hat für die Sitzflächen von Welle und Gehäuse ein ganz ähnliches Aussehen.

<sup>1</sup> Siehe KIRNER: Die Passung der Wälzlager /65/.

Die Streuung der Paßtoleranz bei beliebigem Austausch ergibt sich aus der Streuung der Maßtoleranz der zu verbindenden Flächen. Die Basis ist gleich der Paßtoleranz. Da der Inhalt der von der Streukurve umschlossenen Fläche gleich der einer einzigen

Maßstreufläche sein muß, ergibt sich ein langgezogenes, weniger hohes und an den Grenzen sehr spitz zulaufendes Feld (806e).

Daraus geht hervor, daß die Wahrscheinlichkeit für das Zusammenreffen der äußersten Grenzfälle sehr gering ist. Man kommt daher zu einer ganz falschen Vorstellung, wenn man bei der Beurteilung des Sitzcharakters einer Passung von den Grenzfällen ausgeht, die praktisch äußerst selten oder nie auftreten. Die Unkenntnis über diese Verhältnisse führt leider oft zu durchaus unbegründeten Forderungen nach Toleranzeinschränkungen.



(806a-e) Streubilder von 400 Lagern für Bohrungs- und Mantelabmaße. a Bohrung, b Mantel, c Streukurve der Bohrungsabmaße, d Streukurve der Mantelabmaße, e Streukurve der Passung.

gleiche (807). Die Zapfen und Lager sind mit den Ziffern 1—11 gekennzeichnet. Das Lager  $R_1$  werde mit dem Zapfen  $Z_1$ , das Lager  $R_2$  mit dem Zapfen  $Z_2$  kombiniert usw. Es ergibt sich in allen Fällen das gleiche Übermaß oder die gleiche Luft. Die Paßtoleranz ist = 0. Bei einer Kombination von  $Z_1$  mit  $R_{11}$  bis  $Z_{11}$  mit  $R_1$ , wie auf der rechten Seite dargestellt, beträgt die Paßtoleranz dagegen die Summe der Maßtoleranzen.

Es ist klar, daß das Aussuchen immer in einem für die Paßtoleranz günstigen Sinne vorgenommen werden kann. Wenn man glaubt, eine gewisse Paßtoleranz nicht über-

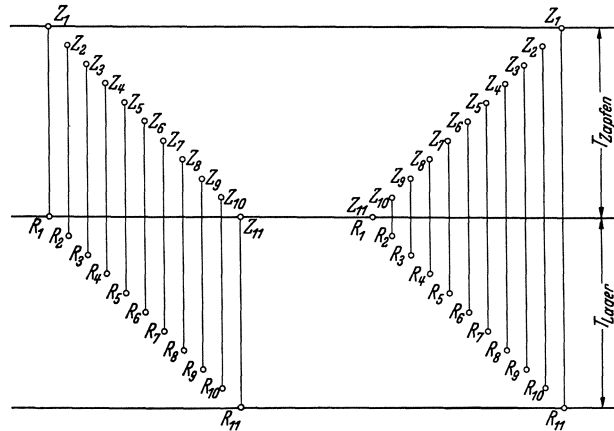
**4,3116 Zusammen-suchen.** Soll eine Verkleinerung der Paßstreuung durch Aussuchen erfolgen, so kann man offenbar den günstigsten Zustand erreichen, wenn sich die beiden Maßstreuflächen genau decken und jedes Lager dem entsprechenden Zapfen zugeordnet wird. Dies ist an einem einfachen Beispiel zu erkennen.

Angenommen, es seien 11 Lager vorhanden, die mit 11 Sitzflächen kombiniert werden sollen. Die Streuung sei die

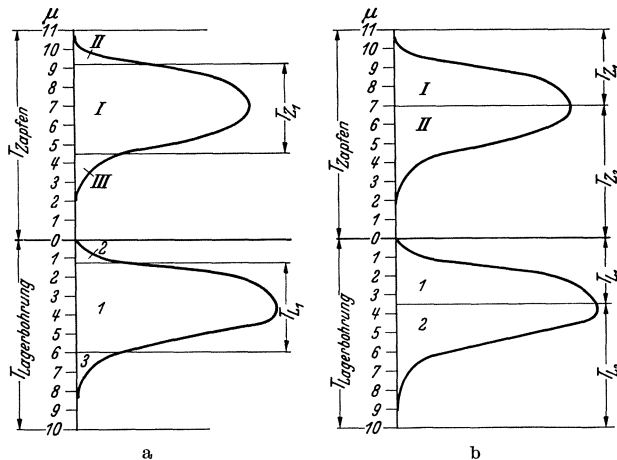
schreiten zu können, wird man am einfachsten zum Ziel kommen, wenn das gesamte Toleranzgebiet aufgelöst wird in einen Bereich mit beliebigem Austausch und ein anderes Gebiet, in welchem die Teile zusammengesucht werden (808a). Es werde angenommen, daß die Lager der Gebiete 1 und I beliebig gepaßt werden, während für die anderen Gebiete insofern ein Zusammensuchen stattfindet, als Gebiet III mit 3 und II mit 2 gepaart werden. Dann wird die Paßtoleranz von  $T_{Z_1} + T_{L_1}$  bestimmt nicht überschritten. Man kann aber auch entsprechend (808b) in Gruppen unterteilen und innerhalb der Gruppen beliebig zusammensetzen. Die Paßtoleranz ist dann  $T_{Z_1} + T_{L_1}$  bzw.  $T_{Z_2} + T_{L_2}$ .

Bei diesen Überlegungen darf nicht vergessen werden, daß das Zusammensuchen nur dann aufgeht, d. h. nur dann für jeden Zapfen ein entsprechendes Lager vorhanden ist, wenn die Streuung genau gleich ist. Aus diesem Grunde wäre es geradezu widersinnig, die Toleranz des einen Teiles kleiner zu machen als die des anderen Teiles. Trotzdem läuft man Gefahr, daß das Zusammensuchen nicht wie gewünscht aufgeht, vor allen Dingen, wenn zu geringe Mengen zur Verfügung stehen. Die Forderung, für die restlichen Stücke passende Lager zu erhalten, bedeutet nichts anderes als eine wesentliche Toleranzverkleinerung.

Von manchen Abnehmern wird darüber Klage geführt, daß die Lager der einen Firma mehr am oberen Grenzabmaß liegen, die der anderen dagegen mehr am unteren Grenzabmaß und der Wunsch nach einer Vereinheitlichung ausgesprochen. Eine solche Forderung ist nicht ohne wesentliche Mehrkosten zu erfüllen. Eine Vorschrift über die Streuung, gleich welcher Art, ist immer gleichbedeutend mit einer Toleranzeinschränkung. Deshalb ist auch eine Angabe wie „das untere Grenzabmaß anstreben“ zu verwerfen. Wenn eine Toleranz angegeben wird, dann muß man sich auf den Standpunkt stellen, daß jedes Stück, gleichgültig, wo es in dem Toleranzgebiet liegt, gleich gut ist, andernfalls muß dem Betrieb von vornherein eine engere Toleranz vorgeschrieben werden.



a Paßtoleranz =  $T_L - T_Z = 0$       b Paßtoleranz =  $T_L + T_Z$   
(807) Paßtoleranz beim Zusammensuchen der einzelnen Teile.



(808 a u. b) Paßtoleranz bei Unterteilung der Toleranz in Gruppen.  
a Zusammensuchen an der Gutseite und Ausschlußseite, b beliebiger Austausch in jeder Gruppe.

### 4,312 Radiale Befestigung der Laufringe auf kegeligen Sitzflächen.

**4,3121 Grenzen der Aufweitung.** Bei zylindrischen Sitzflächen wird der Charakter des Sitzes, gleichgültig ob Übermaß oder Luft vorhanden ist, durch die Größe und Lage der Toleranz der Sitzflächen bestimmt, bei kegeligen Flächen dagegen von dem Maß der Verschiebung des einen Teiles gegenüber dem anderen, also von dem auf die Seitenflächen ausgeübten Druck. Bei Verwendung von Kegelhülsen muß ebenfalls zwischen der Bohrungsfläche und Wellensitzfläche eine genügend hohe Pressung erzeugt werden,

um ein Wandern zu verhindern. Aus diesem Grunde ist es erforderlich, die Grenzen zu kennen, die bei dem Aufpressen von Laufringen mit kegeliger Bohrung gesetzt sind. Bei „geschlossenen“ Querlagern und Zylinderrollenlagern ist die zulässige Aufweitung, genau wie bei zylindrischem Sitz, von der Lagerluft abhängig. Kegelrollenlager und Schrägkugellager werden nur äußerst selten auf kegeligen Sitzflächen von Wellen oder Hülsen befestigt. Die durch die Betriebsverhältnisse und den Lauf des Lagers als zulässig angesehene geringste radiale Luft darf nicht unterschritten werden. Aus diesem Grunde ist es erforderlich, die Aufweitung bei der Montage in jedem Einzelfall in irgendeiner Weise zu prüfen. Es kann aber auch wünschenswert sein, den Zusammenhang zwischen Verschiebung, Aufweitung und Aufpreßdruck zu kennen.

**4,3122 Größe der Aufweitung.** Um eine genügende Aufweitung zu erhalten, geht man, wenn sonst keine Angaben vorliegen, zweckmäßig von den Übermaßen aus, die sich bei zylindrischem Sitz unter Zugrundelegung der notwendigen Passung bei Zusammentreffen der kleinsten Bohrung und des dicksten Zapfens ergeben können. Für normale Verhältnisse kann die Aufweitung bei der leichten Reihe  $= 0,003 - 0,004 \sqrt{d}$  mm, bei der mittelschweren Reihe  $= 0,005 - 0,006 \sqrt{d}$  mm gesetzt werden:  $d =$  Bohrungsdurchmesser (Nennmaß). Aus der Kegelsteigung 1:12 ergibt sich für eine bestimmte Aufweitung eine gewisse Verschiebung des Laufringes. Dabei muß berücksichtigt werden, daß genau wie bei zylindrischen Laufringen nicht der volle Betrag des Übermaßes als Aufweitung in Erscheinung tritt. Im allgemeinen kann ein Verhältnis 1:15 bei der leichten Reihe und 1:16 bei der mittelschweren Reihe zugrunde gelegt werden.

Bei genau gleicher Steigung der Paßflächen muß theoretisch mit einer stärkeren Aufweitung an der Seite der größeren Bohrung, also der kleineren Wandstärke des Ringes, gerechnet werden. Wenn man annäherungsweise nach der Formel {72} für die radiale Dehnung zwei dünne Scheiben vergleicht, deren Bohrungsdurchmesser sich verhalten wie die kleinste und größte Bohrung eines kegeligen Innenringes NUM 30 in einem Abstand gleich der Rollenbreite, dann ergibt sich ein Unterschied in der Aufweitung von 0,0005 mm. Bei einem Lager WUM 110 und einer Rollenbreite von 52 mm ist die Aufweitung auf der einen Seite 0,0018 mm größer als auf der anderen. Der Unterschied in der Aufweitung ist also bei kleinen Lagern praktisch bedeutungslos. Bei großen Lagern mit zylindrischer Laufbahn kann darin aber die Ursache für eine frühzeitige Ermüdung liegen.

**4,3123 Größe der Aufpreßdrücke.** Über die Größe der zum Aufpressen und Abziehen erforderlichen Kräfte bei zylindrischen Sitzflächen geben die Untersuchungen von HUGGENBERGER /55/ wertvolle Aufschlüsse. Er fand beim Bestreichen der Paßflächen mit einer Mischung von 10 % Talg und 90 % Leinöl folgende aufgerundete Werte:

Während des Aufpressens . . . . .  $\mu_{\text{auf}} = 0,1$   
 Beim Abziehen, unter starkem Fressen der Flächen . .  $\mu_{\text{ab}} = 0,15$ .

Die zum Aufpressen und Abdrücken erforderlichen Höchstkräfte  $P_{\text{auf}}$  bzw.  $P_{\text{ab}}$  lassen sich berechnen nach der Formel:

$$P_{\text{auf}} = \mu_{\text{auf}} \cdot P_{\text{rad}} = \mu_{\text{auf}} \cdot p \cdot \pi \cdot d \cdot b,$$

$$P_{\text{ab}} = \mu_{\text{ab}} \cdot P_{\text{rad}} = \mu_{\text{ab}} \cdot p \cdot \pi \cdot d \cdot b,$$

die Berechnung von  $p$  ergibt sich aus der Formel {68}.

Die Untersuchungen von HUGGENBERGER beziehen sich nur auf zylindrische Sitze; sie können aber auch auf kegelige Flächen angewendet werden, wenn man voraussetzt, daß die Kegelsteigungen ebenso genau übereinstimmen wie die untersuchten zylindrischen Flächen. Es darf aber nicht vergessen werden, daß diese Werte starken Schwankungen, je nach der Oberflächenbeschaffenheit und der Schmierung der Paßflächen unterliegen.

In der Tabelle [31] sind die dem Verfasser bekannten Versuchswerte zusammengetragen. Daraus geht hervor, daß bei kegeligen Sitzflächen im trockenen Zustand (mit Benzin gereinigt) im Mittel mit einem Reibwert  $\mu = 0,20$  und bei geschmierten Flächen im Mittel mit einem Reibwert von  $\mu = 0,10$  gerechnet werden kann.

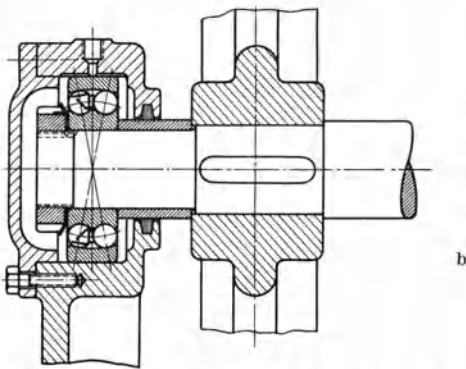
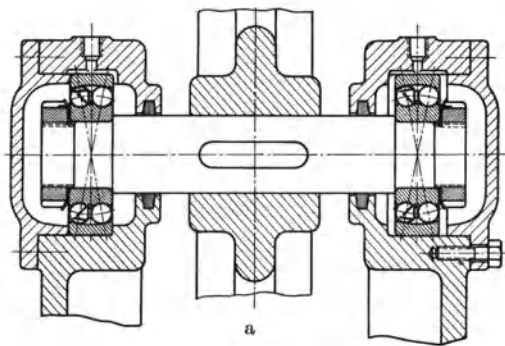
[31] Aufpreßdrücke bei kegeligem Sitz.

	Kegel	Über- maß $\Delta d$ mm	Laufbahn- Aufweitung $\Delta h$ mm	Verschiebedruck für		Zustand der Reibfläche	Reibwert $\mu$
				Ring kg	Hülse kg		
Versuch mit Lager 110×240×80	1:12	—	0,01	—	5000	gereinigt	0,18
		—	0,02	—	10000	„	0,18
		—	0,035	—	17000	„	0,17
		—	0,053	—	25000	„	0,17
Versuch mit Lager 120×240×80	1:12	—	0,05	5700	—	geölt	0,08
		—	0,05	6600	—	„	0,1
		—	0,042	—	11500	„	0,1
		—	0,055	6500	—	„	0,09
		—	0,055	—	11000	„	0,07
		—	0,06	6700	—	„	0,08
		—	0,06	18000	—	mit Benzin gereinigt desgl.	0,22
Versuch mit Lager 120×260×55	1:12	0,042	—	4000	—	geölt	0,11
		0,125	—	7000	—	„	0,07
		0,21	—	12500	—	„	0,09
		0,042	—	7800	—	mit Benzin gereinigt desgl.	0,21
		0,125	—	11800	—	desgl.	0,11
		0,17	—	21000	—	desgl.	0,12
KRAMER /72/ . . . . .	Lageraußenringe in Gußgehäusen					geölt mit Benzin gereinigt	0,11 — 0,16 0,18 — 0,23
	W. DONATH, Beiträge zur Bestimmung des Maßes von Rachenlehren. Dissertation Dresden 1935	Schmierstoff	Talg schw. Motoren-Öl Vaseline Maschinen-Öl Spindel-Öl			gut einge- fettet bzw. geölt	0,048 0,069
				desgl.	0,079		
				desgl.	0,098		
				desgl.	0,113		
				mit Benzin gereinigt	0,172		

Bei Versuchen mit Pendelrollenlagern 22322 K (110 × 240 × 80), in welche eine Abziehhülse eingepreßt wurde, ergaben sich die ebenfalls in der Tabelle [31] wiedergegebenen Aufpreßdrücke. Hierbei wurde gleichzeitig festgestellt, daß auch ein großer Unterschied in den Abmaßen der Welle — der Durchmesser betrug in dem einen Falle 100,03 mm und in dem anderen 99,90 mm — fast keinen Einfluß auf die Größe der Aufpreßdrücke ausübt.

Bei dem Einpressen von Abziehhülsen sind die Aufpreßdrücke etwa doppelt so hoch wie bei dem Verschieben eines Ringes mit kegeliger Bohrung auf einem kegeligen Zapfen oder einer kegeligen Hülse. Die Ursache hierfür liegt darin, daß gleichzeitig vier Flächen unter hohem Druck aufeinander verschoben werden müssen, und zwar die Mantelfläche der Abziehhülse in der kegeligen Bohrung des Lagers und die Bohrung der Hülse auf der Welle.

**4,3124** **Passung bei geschlitzten Kegelhülsen.** Die Hülsen mit kegeligem Mantel, also Spannhülsen, Abziehhülsen und Klemmhülsen, gestatten wegen des durchgehenden Schlitzes eine wesentlich größere Toleranz der Zapfen als Laufringe mit zylindrischer Bohrung. Je nach dem Verwendungszweck kann entweder h 7 oder sogar h 10 zugrunde gelegt werden, wenn die Unrundheit beschränkt wird. Für schwer belastete Lagerstellen sollte die Qualität h 7 vorgezogen werden.

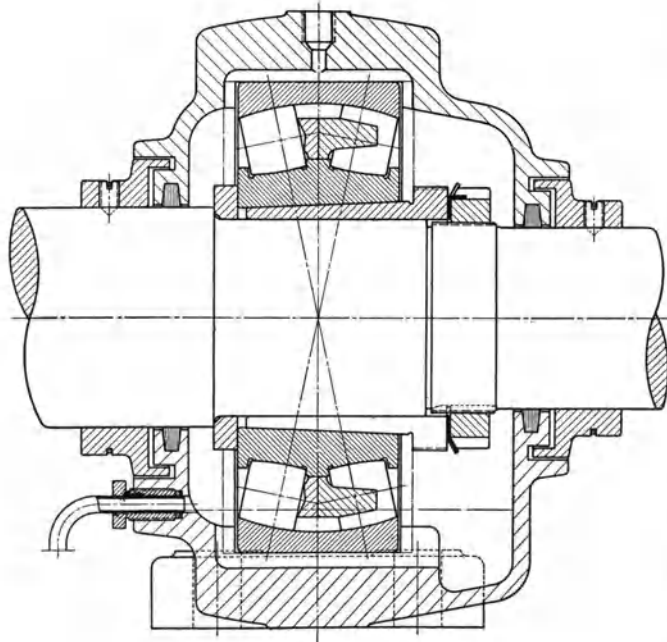
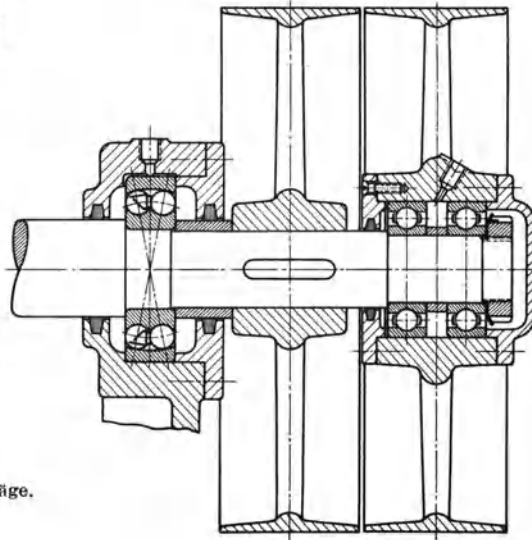


(809 a u. b) Lagerung einer Bandsäge.

#### 4,32 Axiale Befestigung und Sicherung der Laufringe.

##### 4,321 Axiale Befestigung bei zylindrischem Sitz und Abziehhülsen.

Obwohl man annehmen kann, daß sich die axiale Lage aufgepreßter Lauf-  
ringe nicht ändert, ist es aus Gründen



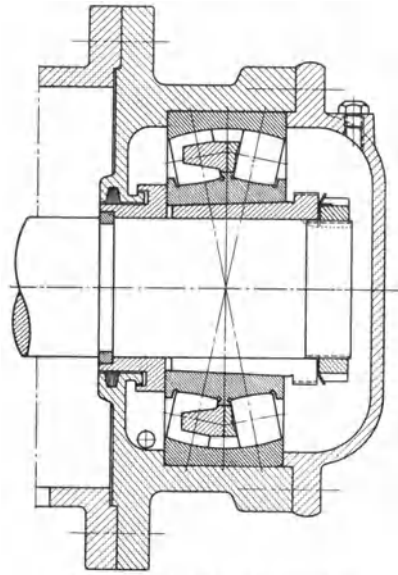
(810) Lager einer Hämmermühle.

der Sicherheit in den meisten Fällen notwendig, eine Begrenzung in Achsrichtung vorzunehmen. Die dafür in Betracht kommenden Befestigungsanordnungen sind verschiedenartig, je nach der Bauart der Maschine und ihrer Teile. Eine normale Ausführung zeigt Bild (809a). Der zylindrische Innenring liegt auf der einen Seite an einem Wellenbund, auf der anderen Seite sitzt eine Ringmutter, die mit mehreren Nuten versehen ist, um in möglichst vielen Stellen durch einen Lappen des Sicherungsbleches festgehalten werden zu können. Statt der Wellenbunde werden auch häufig Abstandshülsen benutzt (809b). Die Befestigung von Lagern mit Abziehhülsen kann in ähnlicher Weise erfolgen wie die von

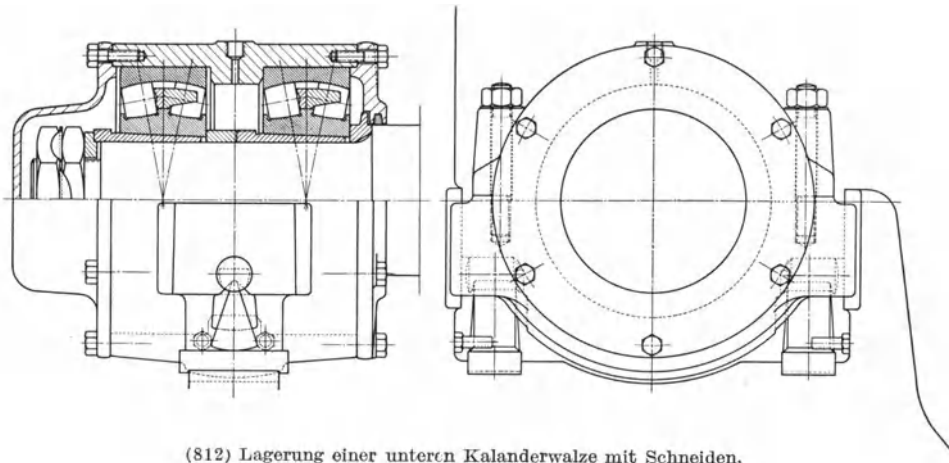
aufgeschrumpften Innenringen. Bild (810) zeigt die Sicherung der Hülsenstellung nach dem Einpressen unter Verwendung einer Ringmutter mit Nuten. Um eine unnötig dicke Welle zu vermeiden, ist zwischen dem Wellenbund und der Seitenfläche des Innenringes eine Scheibe angeordnet. Der Übergang von der zylindrischen Bohrung in die Seitenfläche

ist abgeschrägt, damit die Scheibe nur an dem ebenen Teil des Bundes zur Anlage kommt. Um eine glatte Welle benutzen zu können, wurde im Bild (811) ein geteilter Ring eingelegt. Zwei hintereinander geschaltete Lager auf Abziehhülsen können, wie Bild (812) zeigt, gleichzeitig gesichert werden. Die eine Abziehhülse liegt mit ihrer größeren Seitenfläche entweder direkt oder mittels einer Abstandshülse an der Seitenfläche des äußeren Lagers, so daß eine axiale Bewegung der inneren Hülse durch den Innenring des äußeren Lagers verhindert wird. Als Sicherung werden in diesem Falle zwei Sechskantmutter benutzt. Zwischen der inneren Mutter und der Abziehhülse ist eine Scheibe angeordnet, damit eine einwandfreie Anlage erzielt wird.

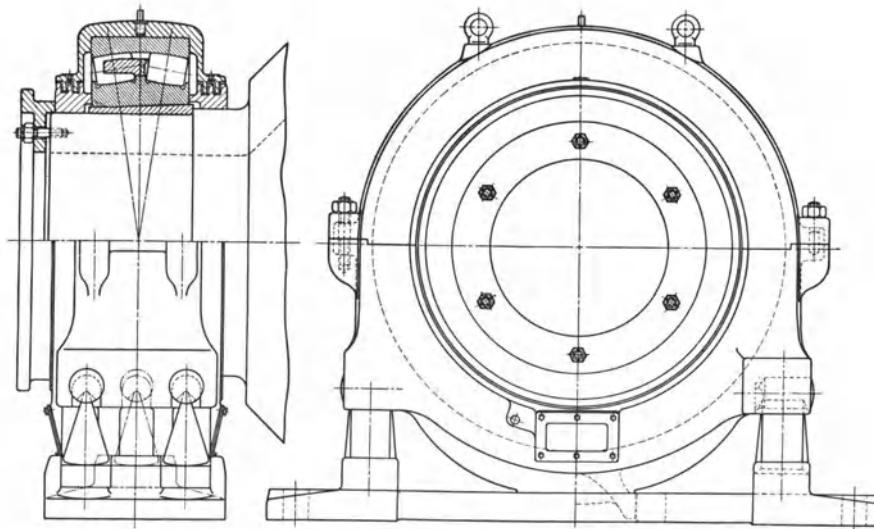
Bei sehr großen Lagern, z. B. Halslagern von Rohrmühlen, lassen sich Abziehhülsen nicht mehr verwenden. Man begnügt sich dann mit einer Anordnung, wie sie in Bild (813) dargestellt ist. Auf der einen Seite stützt sich die Kegelhülse an dem Wellenbund



(811) Hauptlager einer liegenden Wasserturbine.



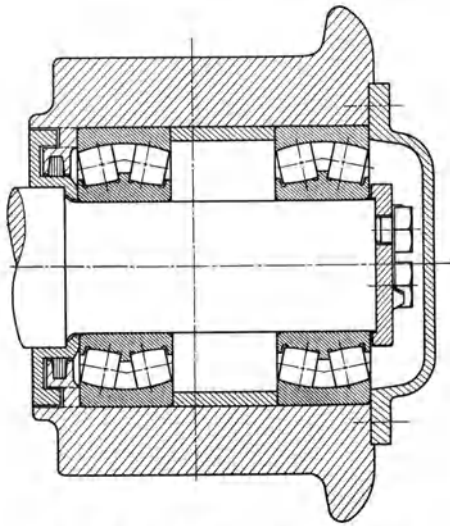
(812) Lagerung einer unteren Kalandrierwalze mit Schneiden.



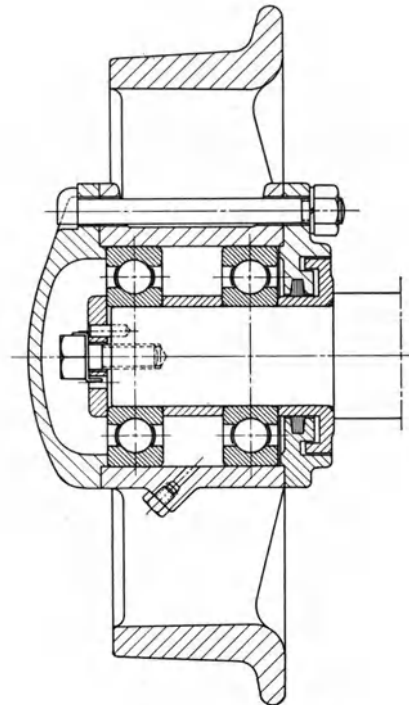
(813) Halslager einer Rohrmühle auf Schneiden.



ab, auf der anderen Seite ist die Begrenzung durch eine Scheibe gegeben, die mit Schrauben an der Seitenfläche des Zapfens befestigt ist unter Verwendung eines Abstandsringes, der gleichzeitig als Labyrinthring dient. Eine ähnliche Befestigung zeigt Bild (814). Auch hier wird eine Scheibe mit Druckschrauben zur Befestigung benutzt. Auf der anderen Seite stützt sich der Innenring gegen die Seitenfläche

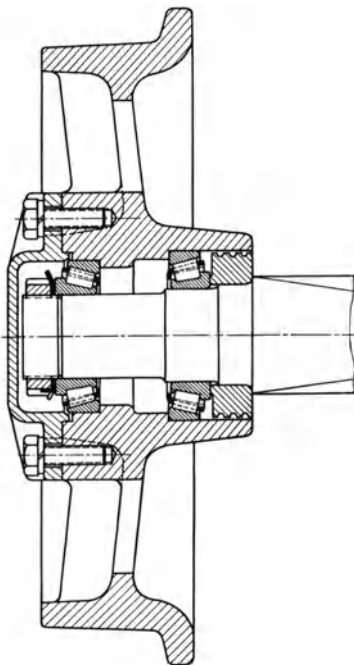


(814) Laufrolle für das Raupenband eines Baggers.

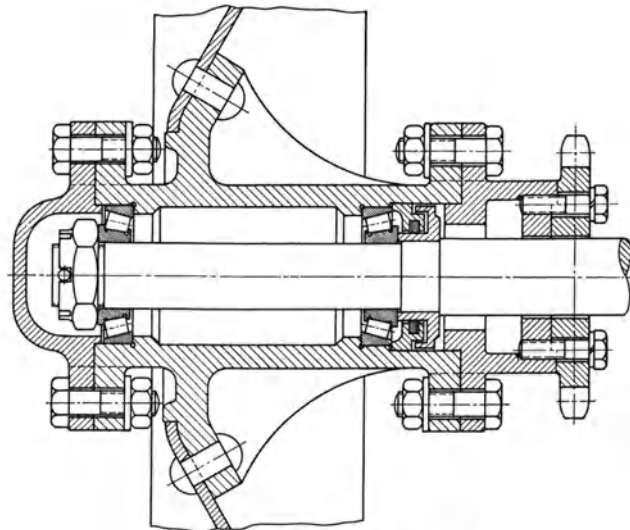


(815) Losrad für Förderwagen mit zwei Radialagern.

des Labyrinthringes ab, der seinerseits an einem Wellenbund liegt. In solchen Fällen ist darauf zu achten, daß die Abstandshülse, also hier der Labyrinthring, gegenüber der Hohlkehle genügend weit vorsteht, um zu vermeiden, daß die Rundungsfläche des Lagers die Hohlkehle berührt. Auch die innere Hülsenkante darf nicht in der Hohlkehle aufsitzen. Bei Verwendung einer einzigen Schraube muß



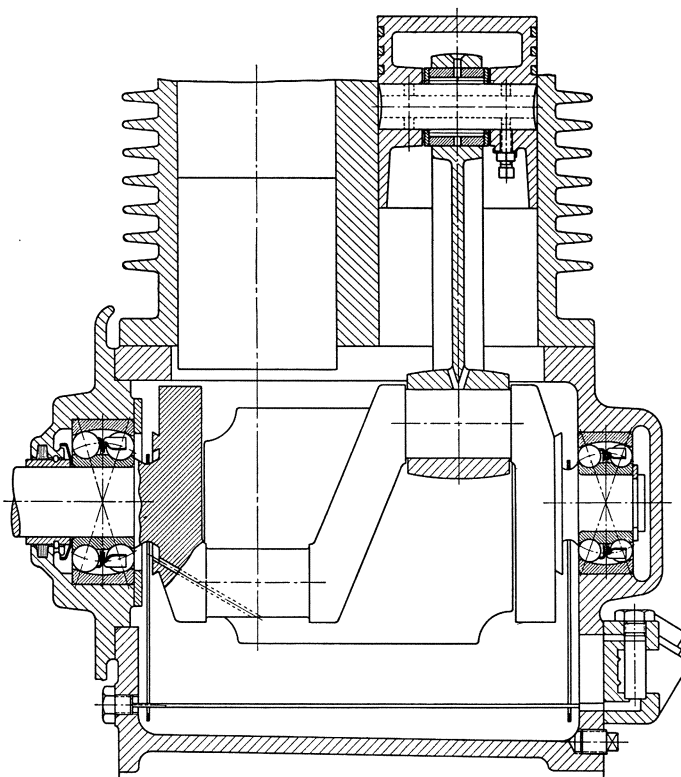
(816) Losrad für Förderwagen mit zwei Kegelrollenlagern.



(817) Radnabe eines Motorpfluges mit Kegelrollenlagern.

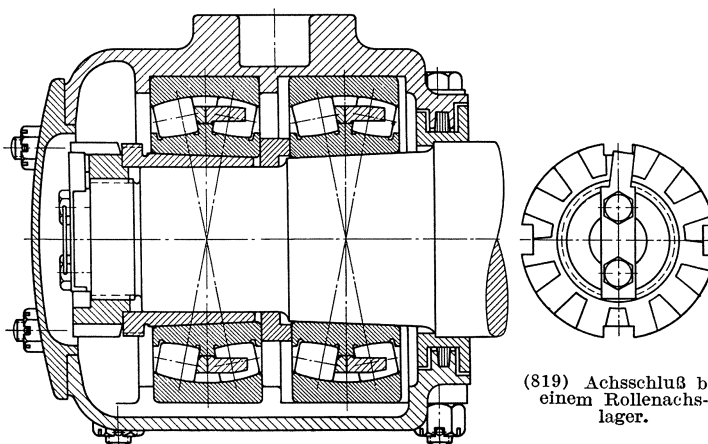
dafür gesorgt werden, daß die Scheibe am Drehen gehindert wird. In Bild (815) geschieht dies, wie ersichtlich, durch einen zylindrischen Stift.

Besondere Beachtung verdient die Befestigung der Innenringe von Kegelrollenlagern bei Vorderrädern von Kraftwagen oder Losrädern von Förderwagen. Eine Anordnung wie Bild (816) mit einer verhältnismäßig schmalen Ringmutter und der normalen Blechsicherung genügt in vielen Fällen nicht. Da die Innenringe nur lose angestellt werden können, erhält das Gewinde der Mutter keine genügende Spannung, um sich einem Lockern zu widersetzen. Deshalb muß in solchen Fällen für eine kräftige Sicherung gesorgt werden, Bild (817). Eine andere Anordnung ist in Bild (796) zu erkennen. Damit die aus einem Wandern des Innenringes herrührenden Reibkräfte nicht auf die Mutter übertragen werden, ist zwischen Innenring und Mutter eine Scheibe eingeschaltet, die mit einer Nase in eine Nut der Welle faßt. Dadurch wird gleichzeitig der Vorteil erreicht, daß das Sicherungsblech nicht beansprucht und ein Abscheren des Lappens vermieden wird. Bei geringen Längsdrücken kann als axiale Befestigung ein Sprengring benutzt werden, Bild (818). Dann muß aber ein gewisses Spiel in Achsrichtung in Kauf genommen werden, weil sich solche Sprengringe nicht mit axialer Spannung einsetzen lassen. Für untergeordnete Fälle können auch Stellringe mit Madenschraube, Splinte, Kerbstifte oder Spannstifte als Sicherung verwendet werden. Bei schweren axialen Beanspruchungen, wie z. B. bei Achslagern von Schienenfahrzeugen, ist für eine unbedingt zuverlässige Befestigung und Sicherung Sorge zu tragen. Die Achsmutter in Bild (819) ist durch einen kräftigen Keil gesichert, der seinerseits durch Schrauben am Achsende gehalten wird. Der Keil liegt in einer Nut am Achsende, so daß die selbst wieder gesicherten Schrauben nur das Herausfallen verhindern sollen. Das innere Lager sitzt unmittelbar auf einer Kegelfläche und stützt sich durch einen Zwischenring an dem Innenring des zweiten Lagers ab, der auf einer Abziehhülse befestigt ist.



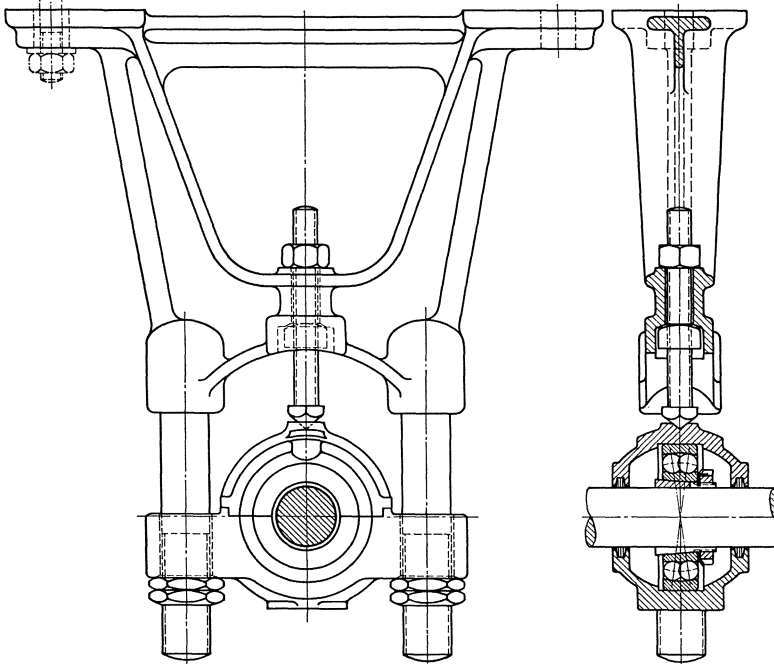
(818) Lagerung der Kurbelwelle eines zweizylindrigen Luftkompressors.

Bild (780) stellt eine Lagerung für Stützwalzen von Vierwalzen-Kaltwalzwerken dar, die ebenfalls mit zwei Pendelrollenlagern versehen ist. Zur axialen Befestigung dient hier ein Keil mit einem besonderen Druckstück. Durch mehr oder weniger tiefes Einschlagen



(819) Achsschluß bei einem Rollenachslager.

Bild (780) stellt eine Lagerung für Stützwalzen von Vierwalzen-Kaltwalzwerken dar, die ebenfalls mit zwei Pendelrollenlagern versehen ist. Zur axialen Befestigung dient hier ein Keil mit einem besonderen Druckstück. Durch mehr oder weniger tiefes Einschlagen

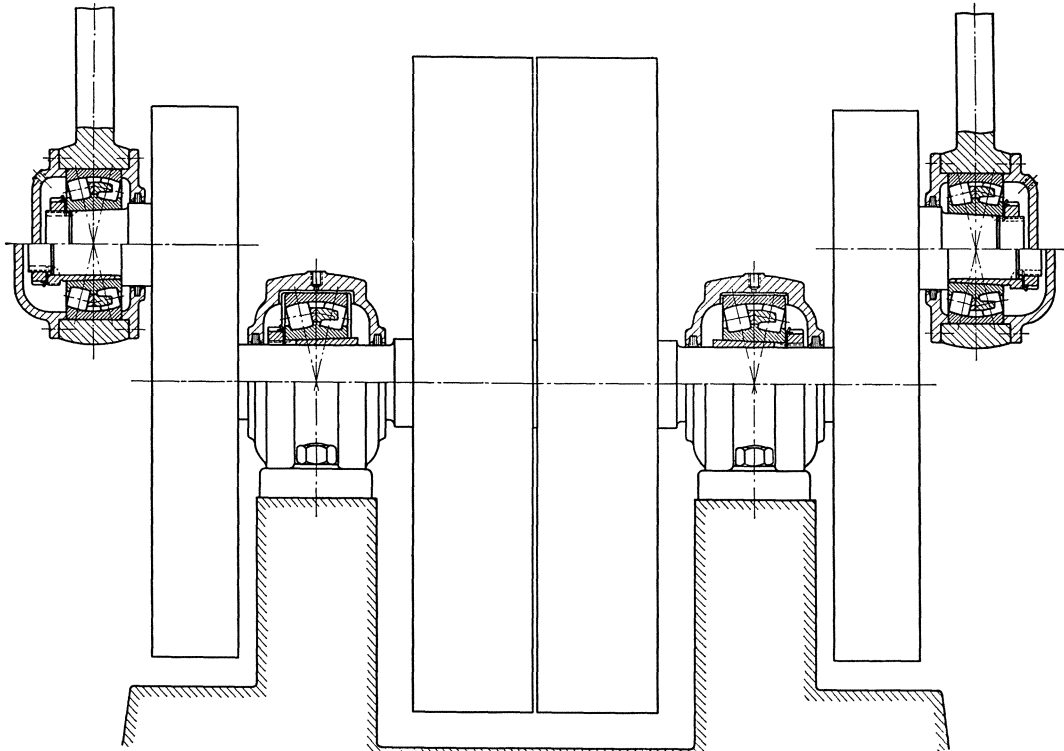


(820) Hängelager einer Transmission.

wird die Hülse in die Lagerbohrung gedrückt. Ein Splint sichert den Keil gegen Herausfallen. Diese Befestigung wird angewendet, weil die Walzen häufig ein- und ausgebaut werden müssen und das Gewinde leicht beschädigt werden könnte. Eine Verletzung des Keilloches ist dagegen nicht zu erwarten. Hinzu kommt, daß das Eintreiben und Lösen des Keiles ohne Bedenken durch Hammerschläge bewerkstelligt werden kann.

#### 4,322 Axiale Befestigung bei Spannhülsen und Klemmhülsen.

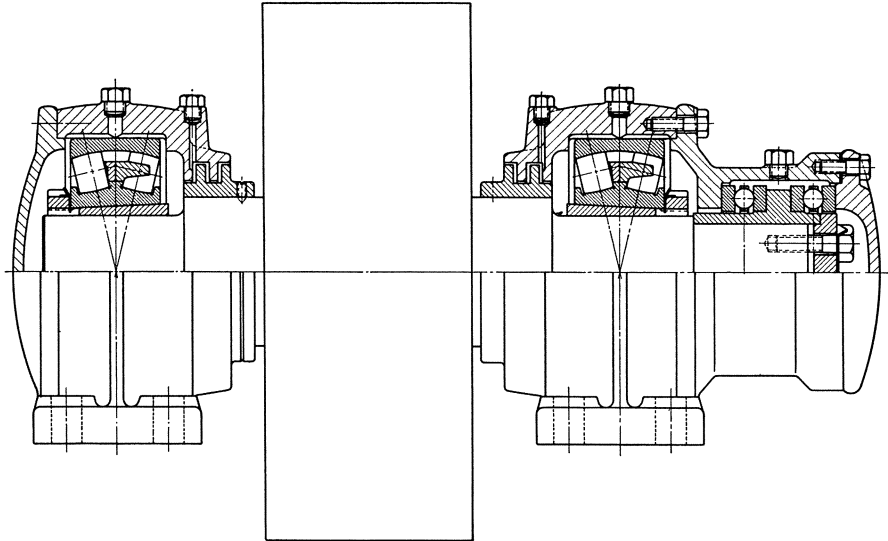
Bei Spannhülsen (820), (821) und (822) wird normalerweise keine axiale Begrenzung vorgesehen. Man rechnet damit, daß die Reibung zwischen Hülse und Zapfen genügt, um die normalen Schubkräfte, etwa aus der



(821) Lagerung eines Zweistelzengatters.

Wärmedehnung, aufzunehmen. Das gleiche ist der Fall bei den sog. Klemmhülsen (823), die durch Umbiegen der dünnen Ecken gesichert werden. Für hohe axiale Belastung sind diese Befestigungsanordnungen nicht verwendbar, es sei denn, daß eine Sicherung

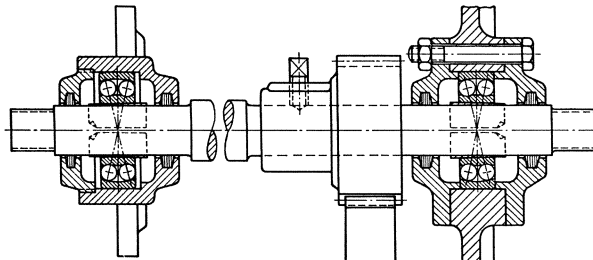
gegen seitliche Bewegungen vorgesehen wird (824). An sich gehören zwar erhebliche Kräfte dazu, um die durch die Spannung erzeugte Reibung zu überwinden. Da diese



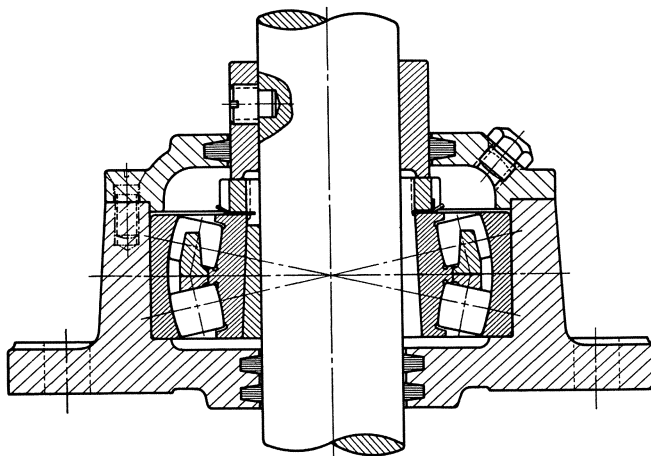
(822) Lagerung der Stützrolle einer Rohrmühle.

jedoch von dem Grad des Festspannens abhängt, besteht keine genügende Sicherheit dafür, daß die vorkommenden Schubkräfte tatsächlich aufgenommen werden können.

Die Anordnung von Spannhülsen hat den Vorteil, daß eine axiale Befestigung durch Muttern oder Schrauben nicht erforderlich ist. Es ist aber schwierig, die Lage in Achsrichtung genau zu bestimmen. Deshalb muß in den Gehäusen seitlich genügend Luft vorgesehen werden. Um diesen Mangel zu beseitigen,



(823) Lagerung einer Getreidereinigungsmaschine.



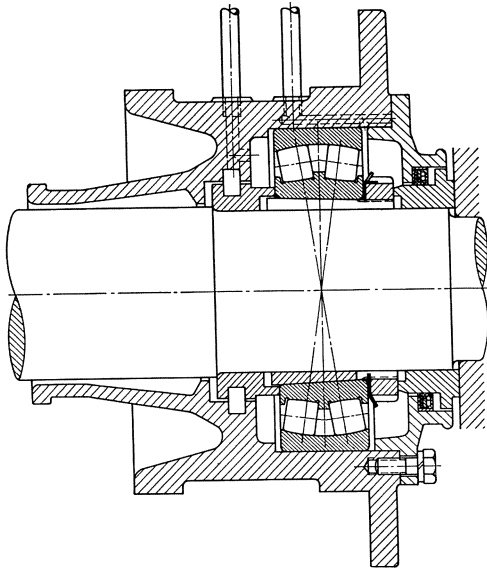
(824) Lager einer kleinen vertikalen Wasserturbine.

kann auch eine Ausführung entsprechend den Bildern (825) und (826) gewählt werden, bei welcher sich die Seitenfläche des Innenringes gegen einen Abstandsring stützt. Diese Anordnung gewährt gleichzeitig einen leichten Ausbau. Ein anderes

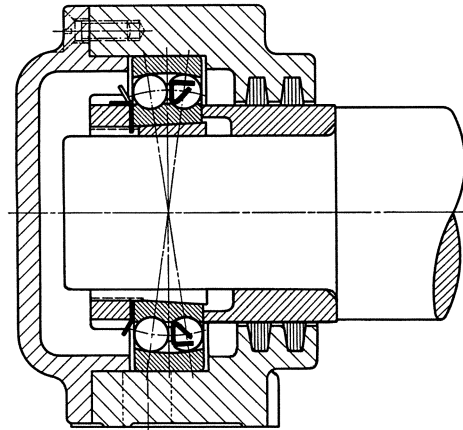
Mittel zur Begrenzung der axialen Bewegungen besteht in einem Einschnitt von der Länge der Hülse (827), die dann zweiteilig ausgeführt werden muß, um zwischen die

Wellenschultern eingelegt werden zu können. Eine ähnliche Ausführung zeigt Bild (828). Hier ist auch auf der anderen Seite der Hülse eine Mutter vorgesehen, die nur den Zweck hat, den Innenring leicht von dem Konus abtreiben zu können.

Diese Aufgabe hat auch die Mutter an der Außenseite des größeren Lagers in Bild (729). Es handelt sich um die Arbeitsspindel eines Automaten, bei welchem die radiale Luft dieses

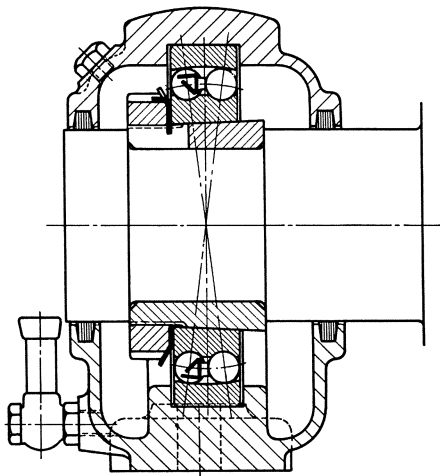


(825) Lager einer Antriebswelle für Turas.

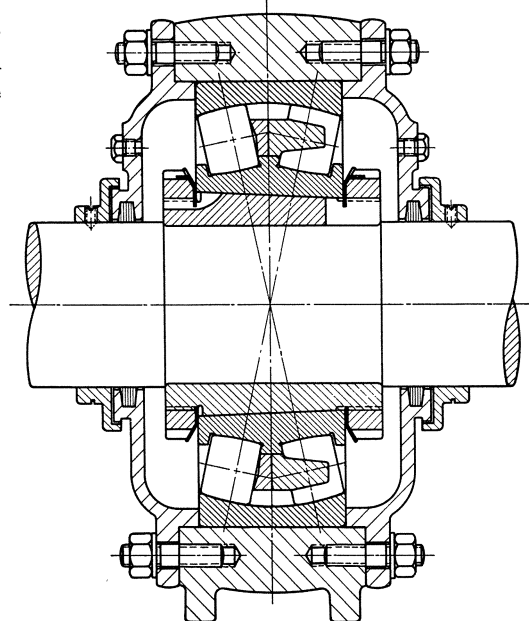


(826) Lager für eine Kirchenglocke.

Lagers durch ein mehr oder weniger weites Auftreiben auf den Kegel der Sitzfläche geregelt werden soll. Da sehr geringe Luftbeträge gewünscht werden, kann es vorkommen, daß das Spiel zu gering eingestellt wurde. Dann muß der Laufring etwas zurückgedrückt werden, nachdem die Mutter auf der anderen Seite gelöst wurde. Außerdem hat diese



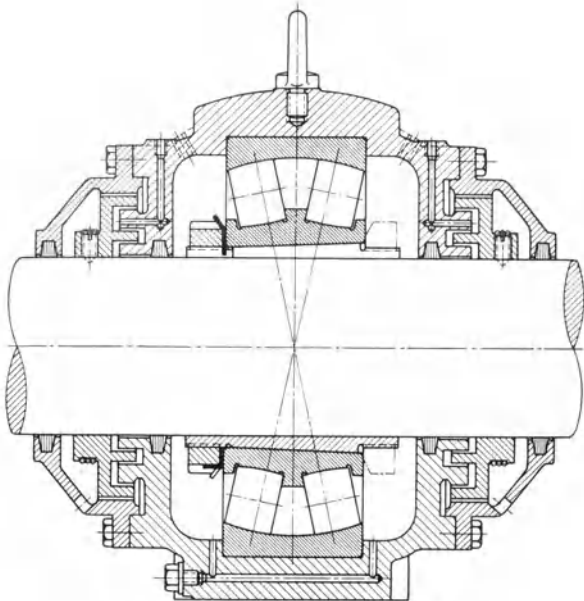
(827) Lager für die Trommel einer Schlichtmaschine.



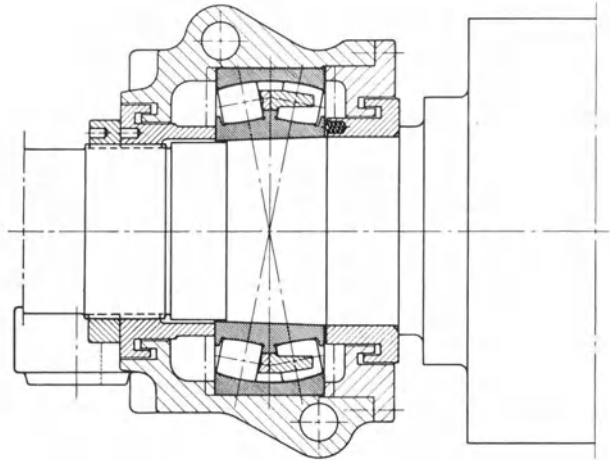
(828) Schiffsdrucklager für kleine Schiffe.

Mutter den Zweck, ähnlich wie in Bild (828) und (829) den Innenring vollkommen vom Kegel entfernen zu können.

Um das Abpressen des Pendelrollenlagers in Bild (830) zu erleichtern, erhielt der Labyrinthring einen losen Sitz. Er wird aber durch einige Federn an die Wellenschulter gedrückt, um eine bessere Dichtung zu erzielen.



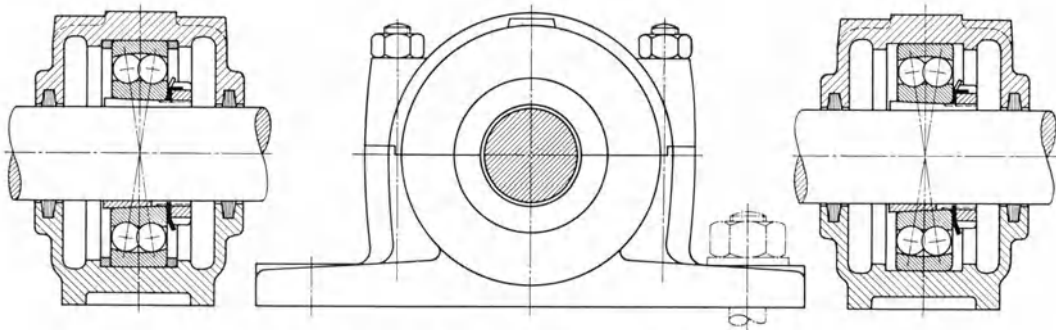
(829) Lager für einen Holzschleifer.



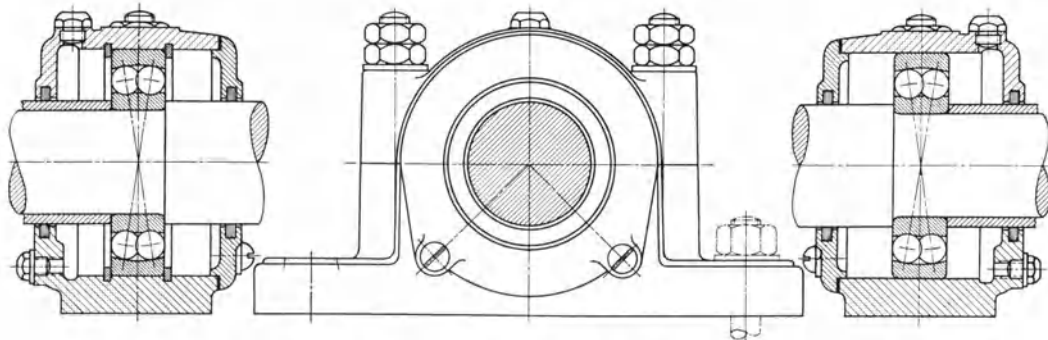
(830) Lager der Zwischenwalze eines Glättwerkes.

#### 4,323 Axiale Befestigung der Außenringe.

Die axiale Befestigung der Außenringe erfolgt durch Anlageflächen des Gehäuses oder der Deckel. Bei geteilten Stehlagergehäusen werden zur axialen Begrenzung Festringe



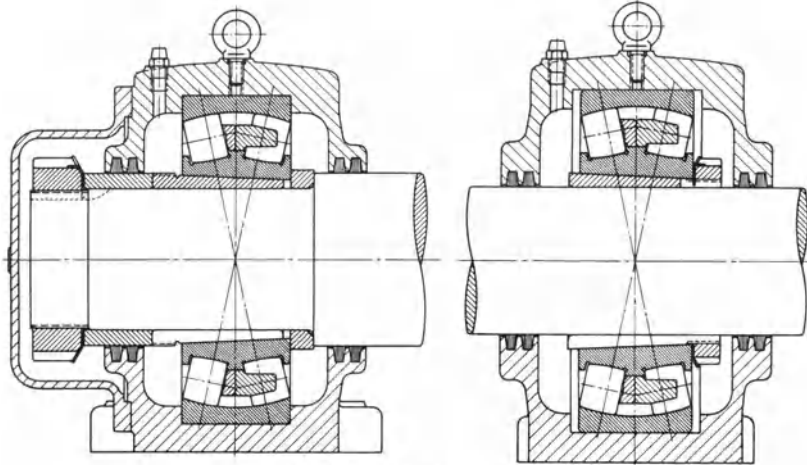
(831) Stehlager (Festlager-Loslager), Stehlagergehäuse geteilt.



(832) Stehlager (Festlager-Loslager), Stehlagergehäuse geteilt mit besonderem Deckel.

vorgesehen, die entweder an den Gehäuseschultern abgestützt werden oder in Nuten liegen (831), (832), damit die gleichen Gehäuse für die Loslager Verwendung finden können. Bei Spezialgehäusen, die nur in einzelnen Stücken angefertigt werden, bilden die Seitenflächen

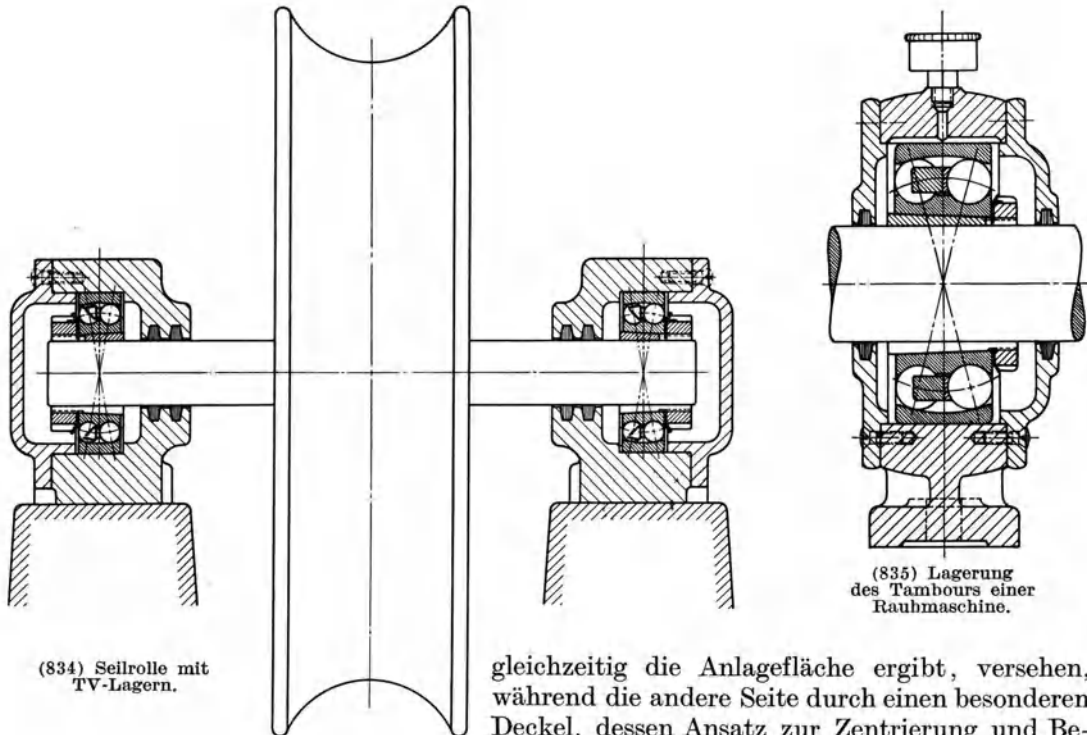
unmittelbar die Begrenzung für die Bewegung des Außenringes (833). Das Loslagergehäuse wird mit entsprechend größerer Entfernung der Anlageflächen ausgeführt. Wenn geteilte Gehäuse zur Aufnahme von zwei Lagern dienen, wird das eine Lager, wie Bild (819) zeigt, durch Anlageflächen mit geringem Spiel begrenzt, während der Außenring des anderen Lagers seitlich frei beweglich ist. Bei geteilten Gehäusen mit beiderseits angegossenen Seitenwänden ist also eine genaue Festlegung des Führungslagers nicht möglich; es bleibt immer eine gewisse Luft wegen der notwendigen Toleranz der Außenringbreite und des Maßes zwischen den Anlageflächen.



(833) Stehlager für Holzhackmaschine.

Bei Gehäusen mit einteiligen Tragkörpern benutzt man entweder eine Ausführung nach Bild (834) oder die Form Bild (835). Die Gehäuse (834) sind auf der einen Seite mit einer angegossenen Wand, die

gleichzeitig die Anlagefläche ergibt, versehen, während die andere Seite durch einen besonderen Deckel, dessen Ansatz zur Zentrierung und Begrenzung dient, abgeschlossen ist. Die Lageraußenringe haben in diesem Falle nach beiden Seiten große Luft, da eine genaue Zentrierung der Seilrolle nicht erforderlich ist. Die Bauart Bild (835) zeigt ein Gehäuse mit je einem Deckel auf jeder Seite. Die Ansatzhöhe bei dem Loslagergehäuse ist so groß, daß der Außenring die notwendige Luft erhält. Die Ansätze der Deckel des Festlagers sind so zu bemessen, daß der Lauftring entweder festgespannt wird oder

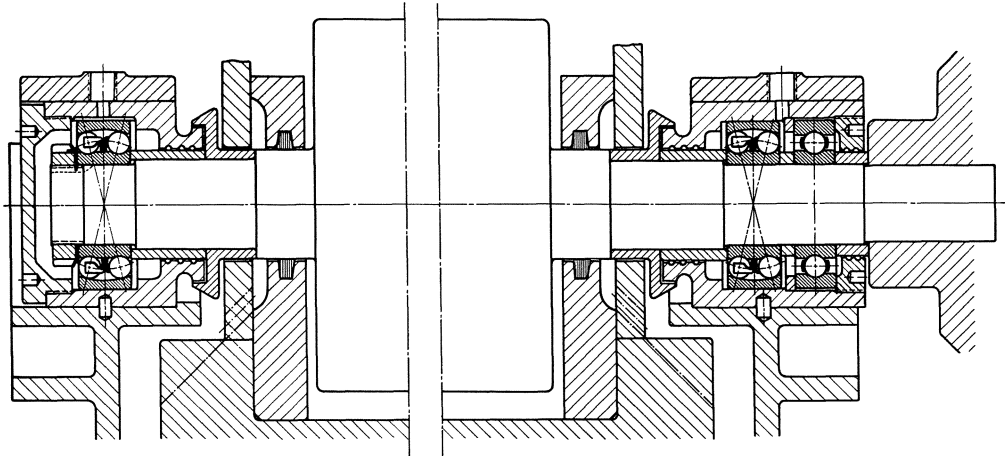


(834) Seilrolle mit TV-Lagern.

(835) Lagerung des Tambours einer Raubmaschine.

gleichzeitig die Anlagefläche ergibt, versehen, während die andere Seite durch einen besonderen Deckel, dessen Ansatz zur Zentrierung und Begrenzung dient, abgeschlossen ist. Die Lageraußenringe haben in diesem Falle nach beiden Seiten große Luft, da eine genaue Zentrierung der Seilrolle nicht erforderlich ist. Die Bauart Bild (835) zeigt ein Gehäuse mit je einem Deckel auf jeder Seite. Die Ansatzhöhe bei dem Loslagergehäuse ist so groß, daß der Außenring die notwendige Luft erhält. Die Ansätze der Deckel des Festlagers sind so zu bemessen, daß der Lauftring entweder festgespannt wird oder

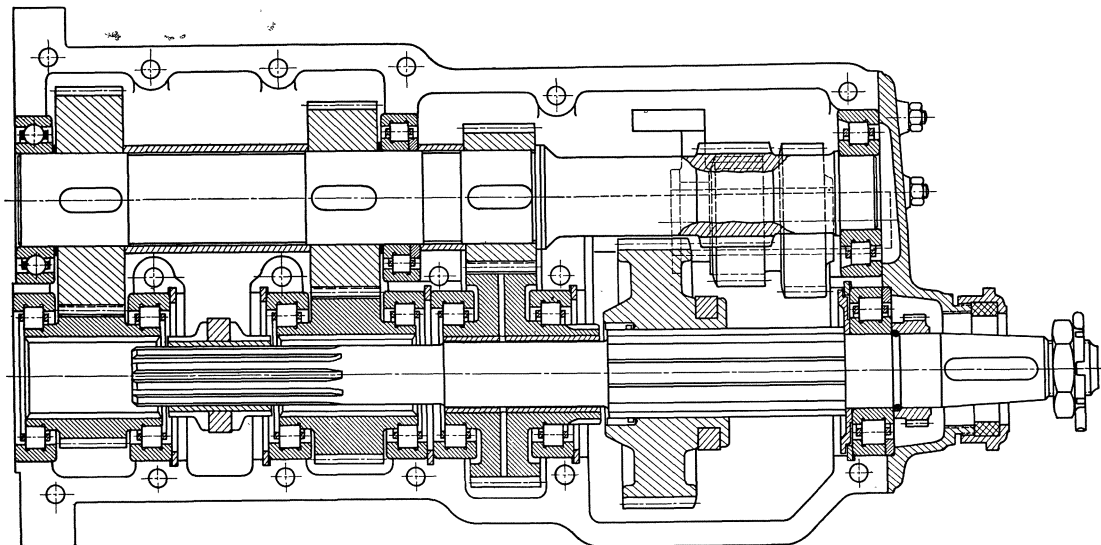
eine seitliche Luft von etwa 0,1—0,2 mm besitzt. Die letztere Ausführung hat den Vorteil, daß die Deckelflanschen fest am Gehäuse liegen und eine einfache Papierscheibe als Dichtung genügt. Sie kann aber nur verwendet werden, wenn die dabei entstehende Luft auf Grund der Arbeitsbedingungen der Maschine zulässig ist. Werden



(836) Lagerung der Schlichtwalze einer Schlichtmaschine.

die Außenringe mit den Ansätzen der Deckel festgespannt, dann entsteht Luft zwischen dem Flansch und dem Gehäuse, die durch eine elastische Packung ausgeglichen werden muß.

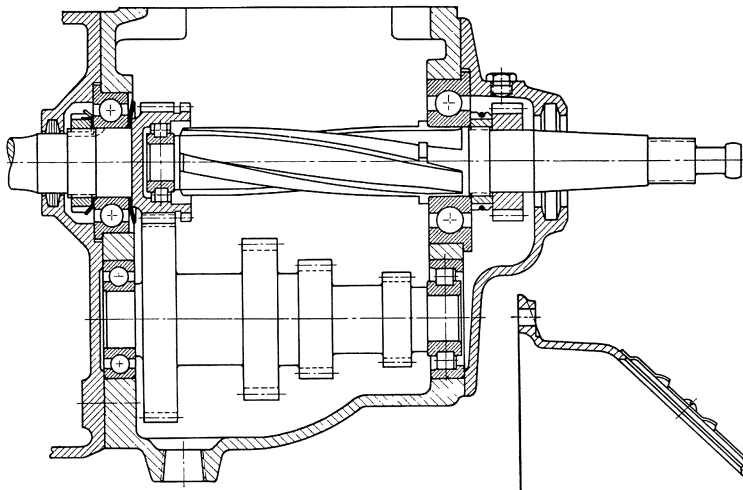
Bei kleinen Gehäusen werden statt der Flanschdeckel vielfach Gewindedeckel benutzt (836). Bei geteilten Gehäusen sind eingelegte Ringe für die axiale Befestigung



(837) Lagerung eines Aphongetriebes.

von Vorteil, weil sie eine glatte zylindrische Bohrung zulassen, die es ermöglicht, die Sitzflächen beider Lagerstellen in einer Aufspannung zu bearbeiten (837). Eine solche Ausführung zeigt auch Bild (775). Da es nicht zweckmäßig ist, Gewinde in dem geteilten Gehäuse zu verwenden, wurde bei der einen Lagerstelle ein einteiliger Ring eingelegt, der innen mit Gewinde zur Aufnahme des Deckels versehen ist. Bild (793) zeigt eine Sicherung der Ringmutter durch einen am Deckel vernieteten Blechstreifen. Die Anwendung besonderer Hülsen (792) ermöglicht glatte, durchgehende Bohrungen und damit eine

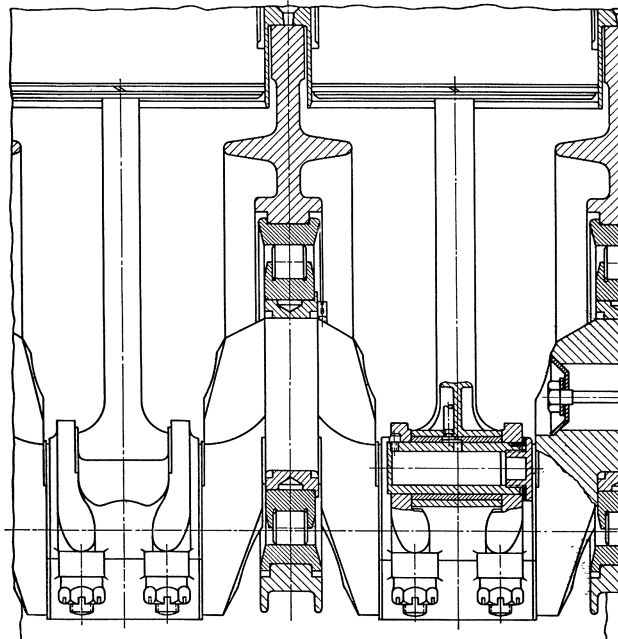
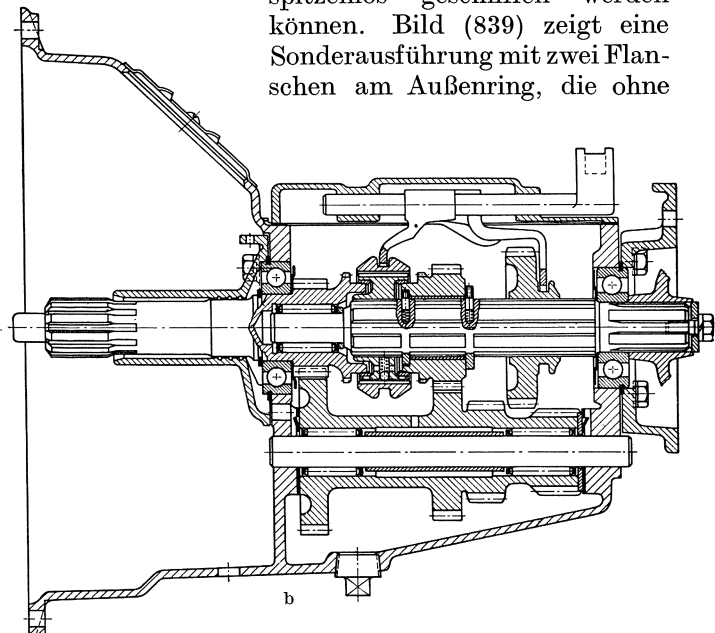




(838a, b) Wechselgetriebe eines Kraftwagens;  
a mit Radiaxlagern mit Flansch, b mit  
Radiaxlagern mit Ringnut.

andere Hilfsmittel den Ring seitlich halten.

Die axiale Befestigung von Längslagern geschieht in ähnlicher Weise wie bei Querlagern durch Ansätze der Deckel oder Gehäuse. In den meisten Fällen ist es jedoch erforderlich, besondere Abstandsringe oder -scheiben zu verwenden, wenn die



(839) Lagerung einer Kurbelwelle.

leichte Bearbeitung. Der gleiche Zweck wird mit den Bauformen Bild (838 a und b) verfolgt. Diese Ausführungen gestatten bei glatten Bohrungen der Gehäuse gleichzeitig eine kürzere Baubreite als normale Lager. Die Lager mit einer Nut sind aber vorzuziehen, da die Außenringe spitzenlos geschliffen werden können. Bild (839) zeigt eine Sonderausführung mit zwei Flanschen am Außenring, die ohne

Anlageflächen an den Bunden nicht hoch genug sind. Um ein Durchsacken der Scheiben bei Druckwechsel zu vermeiden, werden Federn benutzt, die die Scheiben zusammenhalten (636).

#### 4,33 Beschaffenheit der Sitzflächen.

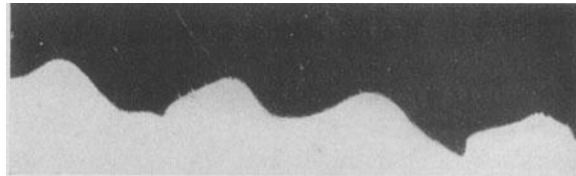
##### 4,331 Beschaffenheit der Sitzflächen auf der Welle.

**4,3311 Oberflächenbeschaffenheit.** Die Bearbeitung der Sitzflächen in bezug auf Genauigkeit und Oberflächenbeschaffenheit erfordert große Sorgfalt. Wenn die wünschenswerte Passung auf die Dauer erhalten bleiben soll, ist es notwendig, daß mindestens eine dem Schliff der Lagerbohrung gleiche Oberflächenbeschaffenheit

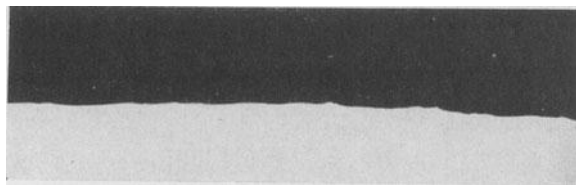
erzielt wird. Bei gedrehten Wellen ist die Oberflächenbeschaffenheit im allgemeinen nicht genügend, da der Stahl Riefen erzeugt, die in Wirklichkeit ein feines Gewinde

darstellen, wenn nicht, wie bei Bearbeitung mit Widia und anderen Hartmetallen, eine der geschliffenen Fläche gleichwertige Oberfläche erzielt wird. Die normal gedrehte Fläche zeigt bei starker Vergrößerung 1:200 ein Profil entsprechend Bild (840). Man sieht daraus den großen Unterschied gegenüber einer geschliffenen und einer polierten Oberfläche (841) und (842).

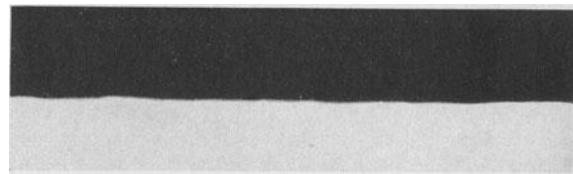
Schon bei der Montage der Ringe werden die Kuppen platt gedrückt, so daß der etwa bei der Kontrolle mit Rachenlehren festgestellte Durchmesser in Wirklichkeit nicht mehr vorhanden ist. Die Welle besitzt also tatsächlich nicht das berechnete Übermaß. Ein Lockern der Laufringe ist leicht möglich, vor allen Dingen, wenn das Istmaß an der unteren Grenze der Toleranz liegt. Noch gefährlicher wird dieser Zustand bei einer an sich zulässigen losen Passung, die aber im Betrieb keine Erweiterung der Luft erfahren darf. Wenn bei einer gedrehten Fläche zunächst nur die Kuppen als Auflage dienen, dann ist eine schnell fortschreitende Verformung und damit eine unzulässige Vergrößerung der Luft bestimmt zu erwarten. Bei stillstehenden Wellen und stoßweiser Belastung ist daher auf die Oberflächenbeschaffenheit großer Wert zu legen.



(840) Profil der Längsschnittkante einer gedrehten Fläche.



(841) Profil der Längsschnittkante einer geschliffenen Fläche.



(842) Profil der Längsschnittkante einer polierten Fläche.

**4,3312 Bedeutung der genauen Zylinderform.** Für die Toleranz der Sitzflächen sind, wie aus dem Abschnitt 4,31151 S. 271 hervorgeht, mehrere Stufen nach Größe und Lage vorgesehen. Es genügt aber nicht, wenn die Toleranz, an irgendeiner Stelle gemessen, den Vorschriften entspricht. Von mindestens ebenso großer Bedeutung ist die Einhaltung einer möglichst genauen zylindrischen Form, da sich diese bei festem Sitz in vollem Umfang auf den Laufring und damit auf den Lauf der Welle überträgt. Fehlerhafte Sitzflächen sind von ganz besonders großem Nachteil bei allen Rollenlagern, da die Form der Laufbahn in gleichem Maße gestört wird. Bei Lagern mit Punktberührung, z. B. einreihigen Kugellagern, ist die Einwirkung geringer. Die Kontrolle sollte daher nach den ISA-3-Richtlinien erfolgen.

**4,3313 Folgen der Welligkeit.** Bei wichtigen Lagerstellen genügt die Maßkontrolle an einer Stelle nicht, da sie noch kein Bild über den wirklichen Zustand der Sitzflächen ergibt. Eine eventuell vorhandene Welligkeit kann nur durch sorgfältige Prüfung, über die Breite der Sitzfläche hinweg, beobachtet werden. Derartig geformte Flächen sind von großem Nachteil für den Sitz der Laufringe, da sie den Anlaß für die Bildung des „Reibrostes“ darstellen. Der Laufring kann an den nicht unterstützten Stellen federn. Die geringen Bewegungen unter hoher Last führen zu einer Oxydation der Oberflächen. Gleichzeitig wird durch die nur stellenweise vorhandene wirklich innige Verbindung die zwischen beiden Oberflächen bestehende Pressung wesentlich beeinflusst, so daß eine Lockerung eintreten kann. Außerdem ergibt sich eine Beeinträchtigung der Tragfläche, weil die nicht unterstützten Zonen unter der Belastung federn und der Rest der Laufbahn entgegen dem der Berechnung zugrunde gelegten Zustand eine viel höhere spezifische Last aufnehmen muß. Auch dieser Fehler hat eine geringere Einwirkung bei einreihigen Rillenkugellagern als bei Zylinderrollenlagern. Die Nachteile sind bei Laufringen mit losem Sitz genau die gleichen wie bei solchen, die aufgedreht wurden.

Aus den gleichen Gründen ist es nicht zulässig, die Wellen nach der mechanischen Bearbeitung etwa durch Schmirgeln von Hand auf das richtige Maß zu bringen, da hierbei leicht eine ungleichmäßig verlaufende Oberfläche erzeugt wird, wenn diese Operation nicht mit einer beinahe an Kunstfertigkeit grenzenden Sorgfalt erfolgt. Es kann daher nicht genügend eindringlich auf diesen Fehler hingewiesen werden. Selbstverständlich ist auch eine nachträgliche örtliche Bearbeitung der Sitzfläche unzulässig, weil mit Sicherheit ein Tragen des Laufringes an dieser Stelle verhindert wird. In einem Falle konnte folgende Beobachtung gemacht werden: Um eine durch einen Schlag mit einem harten Gegenstand hervorgerufene Beschädigung des Schenkels zu beseitigen, hatte der betreffende Arbeiter die Hiebnarben mit einer Feile beseitigt. Die dadurch hervorgerufene viel stärkere Beschädigung des Schenkels war deutlich auf der Laufbahn des Innenringes zu erkennen. Die Laufspur besaß an dieser Stelle eine wesentlich geringere Breite. Durch diese Beobachtung wurde man veranlaßt, den Zustand des Schenkels zu untersuchen.

**4,3314 Unterbrechung der Sitzflächen.** Aus dem gleichen Grunde ist es nicht zulässig, wegen irgendeiner Befestigungsanordnung auf einen Teil der Laufbahn zu verzichten. In dem nicht unterstützten Gebiet wird der Laufring keine oder nur einen geringen Teil der Last aufnehmen können, so daß nur die unterstützte Lauffläche zum Tragen herangezogen wird. Die höhere spezifische Belastung verringert die Lebensdauer je nach dem Maß der verbleibenden Unterstützung. Es hilft auch nichts, wenn die Mutter oder eine Distanzbüchse so ausgebildet wird, daß sie den betreffenden Raum ausfüllt, wenn nicht die Oberflächen dieser Teile gleichzeitig mit der Sitzfläche bearbeitet sind und ihre Lage wirklich einwandfrei festliegt. Dies ist aber bei Muttern nie der Fall, weil das Gewinde in radialer Richtung keine genügend starre Verbindung ergibt.

**4,3315 Aufrauen der Sitzflächen.** Wenn man die große Einwirkung der Form und Beschaffenheit der Sitzfläche auf die Tragfähigkeit des Lagers kennt, muß man das in manchen Werkstätten benutzte Mittel der Aufrauhung der Sitzflächen durch Körnerschläge oder Ränderieren verurteilen, da eine derartig behandelte Sitzfläche sowohl eine große Gefahr für die Tragfähigkeit des Lagers bedeutet als auch eine schnelle Lockerung und einen starken Verschleiß des Ringes hervorruft. Grundsätzlich sollte daher in allen Fällen, wo die Toleranz der Sitzfläche entweder bei der Bearbeitung oder durch vorhergegangenen Verschleiß unterschritten ist, ein Nachschleifen der Sitzfläche erfolgen. Damit eine gewisse Einheitlichkeit erzielt wird, ist zu empfehlen, als Zwischenstufe ein Maß mit der Endziffer 8 oder 3 zu wählen. Wenn dieses Verfahren allgemein geübt würde, könnte man mit größerer Wahrscheinlichkeit auf eine kürzere Lieferzeit rechnen. Noch günstiger ist es natürlich, vor allen Dingen im Interesse des Besitzers der Maschine oder des Fahrzeuges, wenn auf die Verwendung nichtmaßhaltiger Wellen überhaupt verzichtet wird.

**4,3316 Mittel zur Veränderung des Durchmessers.** Bei großen Lagern kann es allerdings wirtschaftlich sein, nach Mitteln und Wegen zu suchen, um die Welle oder Walze wieder verwendungsfähig zu machen. Mit dem Spritzverfahren ist es möglich, auch dünne Schichten bis 0,5 mm aufzutragen und eine bei Preßsitz der Laufringe durchaus genügende Verbindung des alten und neuen Materials zu erhalten. Dieses Verfahren wurde bereits in mehreren Fällen bei großen Teilen verwendet. Ein Aufschweißen von Material ist meistens bedenklich, vor allen Dingen, wenn der normale Durchmesser der Welle bereits bis zur zulässigen Grenze beansprucht ist. Bei geringen Fehlern kann im Notfall durch Verchromen oder Verzinnen eine Verengung oder Erweiterung erzielt werden. Dieses Verfahren ist nur bei großen Lagern wirtschaftlich. Die Chromschicht kann 0,2 mm betragen.

**4,3317 Beschaffenheit der Sitzflächen bei Kegelhülsen.** Wenn auch die Durchmessertoleranz der Sitzflächen von Hülse und Welle wesentlich größer sein kann als bei Verwendung von Lagern mit zylindrischer Bohrung, so bedeutet dies nicht, daß die Abweichungen von der Rundheit, der Zylinder- oder Kegelform, die gleiche Größenordnung haben dürfen. Sowohl für die Zuverlässigkeit des Sitzes als auch für die Laufgenauigkeit

müssen die gleichen Anforderungen gestellt werden wie bei Lagern mit zylindrischer Bohrung. Ganz besonders trifft dies auf die Kegelflächen zu, die möglichst genau gleiche Steigung haben sollten, um eine gleichmäßige Aufweitung über die ganze Breite des Laufringes zu ergeben und damit gleichzeitig einen gleichmäßigen Sitz der Kegelflächen. Bei nicht übereinstimmenden Kegeln findet man den vom zylindrischen Sitz her bekannten Reibrost. Außerdem besteht die Gefahr, daß sich die Hülsen allmählich lockern. Das gleiche trifft selbstverständlich für den Sitz der Hülsenbohrung auf dem Zapfen zu. Auch diese Flächen sollen möglichst vollkommene Zylinder sein. Bei welliger Oberfläche trägt die Hülse nur an einigen Stellen. Ein rauher Zapfen kann leicht ein Fressen hervorrufen, wenn eine andere Fläche auf ihm unter hohem Druck verschoben wird. Bei Spannhülsen ist die Oberflächenbeschaffenheit der Welle nicht von derselben Bedeutung wie bei Abziehhülsen, weil das Lager auf die Hülse gepreßt wird.

Die Durchmessertoleranz kegeliger Sitzflächen spielt eine geringe Rolle, da für die Verschiebung des Innenringes immer genügend Platz zur Verfügung steht. Wichtig ist aber die Prüfung der Kegelsteigung und der Erzeugenden des Kegels. Die erstere Kontrolle kann nur mit einem Konuslehrring, der für diesen Zweck besonders angefertigt ist, vorgenommen werden. Es ist nicht zulässig, nur von der Kegelsteigung auszugehen, da bei der Einstellung des Supports mit einem zu großen Fehler gerechnet werden muß. Der Lehrring sollte von dem Lagererzeuger hergestellt oder nach einer zur Verfügung gestellten Urlehre gefertigt werden, wenn eine genügend genaue Übereinstimmung zwischen dem Kegel der Lagerbohrung und des Zapfens erzielt werden soll. Ein Wälzlagerring darf nur im Notfall als Lehre benutzt werden, da er immer mehr oder weniger von der Urlehre abweicht. Wegen dieser Schwierigkeiten verwendet man den kegeligen Sitz in erster Linie dort, wo die Festigkeit bis zum äußersten ausgenutzt ist und ein gleich starker zylindrischer Zapfen, der größere Lager bedingt, mit Rücksicht auf den zur Verfügung stehenden Raum nicht verwendet werden kann.

#### **4,332 Beschaffenheit der Sitzflächen im Gehäuse.**

Auch für die Bearbeitung der Gehäusesitzflächen sind nach dem ISA-Passungssystem mehrere Stufen nach Lage und Größe festgelegt worden, wie aus dem Abschnitt 4,31151 S. 271 hervorgeht. Die Gehäusebohrungen sind meistens schwieriger zu bearbeiten als die Sitzflächen der Wellen. Befinden sich mehrere Lagerstellen in einem Gehäuse, so muß mit erhöhten Abweichungen gerechnet werden, da gewöhnlich ein Umspannen erforderlich ist. Bei angeflanschten Gehäusen beeinflußt die Toleranz aller Zentrierflächen die Lage der Sitzflächen. Bei voneinander unabhängigen Gehäusen auf getrennten Unterlagen ist eine genaue Ausrichtung notwendig, um Gleichachsigkeit zu erzielen. Die Form der Sitzflächen wird also durch die Bearbeitung, ihre Lage durch den Zusammenbau beeinflußt. Abweichungen von der zylindrischen Form in bezug auf die Rundheit, Konizität oder Welligkeit spielen die gleiche Rolle wie bei den Sitzflächen der Wellen. Auch kleine Unebenheiten markieren sich auf der Laufbahn und beeinflussen den Lauf in ungünstiger Weise. Wegen der Schwierigkeit bei der Herstellung und Kontrolle sind im allgemeinen größere Abweichungen zu erwarten als bei den Sitzflächen einer Welle. Immer, wenn ein genauer Rundlauf oder eine geräuschkchwache Lagerung verlangt wird, muß dem Herstellungsverfahren große Beachtung geschenkt werden.

Die Oberflächenbeschaffenheit hat bei den Gehäusesitzflächen die gleiche Bedeutung wie bei den Sitzflächen der Welle. Infolge des größeren Umfanges ist die spezifische Belastung geringer, die Luft der lose sitzenden Außenringe ist aber im allgemeinen größer. Die Verformung in der Breite des Außenringes bedeutet eine große Gefahr, weil sich der Ring festsetzen kann und dann die etwa durch die Wärmedehnung hervorgerufene axiale Beanspruchung in voller Höhe von dem Lager aufgenommen werden muß.

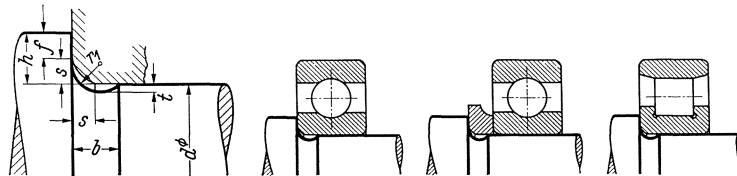
#### **4,333 Beschaffenheit der seitlichen Anlageflächen.**

Die Anlageflächen müssen genügend hoch sein, damit sie ohne Verformung den Spanndruck der Mutter oder die im Betrieb auftretenden Axialdrücke aufnehmen können. Die Höhe der Anlagefläche ist genormt und sollte nicht unterschritten werden. Der Radius

der Hohlkehle an dem Übergang zum Wellenbund muß kleiner sein als der Kantenabstand des Lagers, da sonst die Gefahr besteht, daß der Innenring sich in der Hohlkehle festsetzt, bevor er an der Bundfläche zur Anlage kommt. Dieser Zustand kann dazu führen, daß im Betrieb allmählich unter der auftretenden Belastung eine Verschiebung stattfindet. Der schweizerische Normenausschuß VSM hat sich der Ausbildung des Überganges am Wellenbund besonders angenommen und Normen dafür aufgestellt, die allgemein empfohlen werden können, Tabelle [32].

[32] Rundungshalbmesser für Wellen.

Nachstehende Angaben sind dem Schweizer Normblatt VSM 15006 Bl. 5<sup>1</sup> entnommen.



Alle Radien- und Hinterstechungsflächen sind glatt zu bearbeiten. (Maße in mm.)

Absatz- höhe <i>h</i>	Rundungen von Wellen für Wälzlager																
	Leichte Reihe			Mittelschwere Reihe			Leichte und mittelschwere Reihe				Schwere Reihe						
	<i>d</i>		<i>r</i> <sub>1</sub> <sup>2</sup>	<i>d</i>		<i>r</i> <sub>1</sub> <sup>2</sup>	<i>t</i> max <sup>3</sup>	<i>b</i> max	<i>s</i> <sup>4</sup>	<i>f</i>	<i>d</i>		<i>r</i> <sub>1</sub> <sup>2</sup>	<i>t</i> max <sup>3</sup>	<i>b</i> max	<i>s</i> <sup>4</sup>	<i>f</i>
	über	bis		über	bis						über	bis					
2,5	7	15	1	9	10	1	0,3	2	1	1,5	—	—	—	—	—	—	
3	15	30	1	10	17	1	0,3	2	1,5	1,5	—	—	—	—	—	—	
3,5	30	50	1,5	17	30	1,5	0,4	3	2	1,5	—	—	—	—	—	—	
4,5	50	75	2	30	45	2	0,4	3,5	2,5	2	15	20	1,5	0,4	3	2	2,5
5	75	90	2,5	45	55	2,5	0,5	5	3	2	20	35	2	0,4	3,5	2,5	2,5
5,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	35	45	2,5	0,5	5	3	2,5
6	90	120	3	55	80	3	0,5	6	3,5	2,5	—	—	—	—	—	—	—
6,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	45	65	3	0,5	6	3,5	3
7	120	160	3,5	80	120	3,5	0,5	6,5	4	3	—	—	—	—	—	—	—
7,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	65	80	3,5	0,5	6,5	4	3,5
9	160	240	4	120	180	4	0,5	7	5	4	—	—	—	—	—	—	—
9,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	80	110	4	0,5	7	5	4,5
11	240	320	5	180	240	5	0,5	8	6	5	—	—	—	—	—	—	—
12	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	110	170	5	0,5	8	6	6
14	—	—	—	240	280	7	0,5	11	8	6	—	—	—	—	—	—	—
15	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	170	240	7	0,5	11	8	7

<sup>1</sup> Tabellenwerte nur gültig für Radial- (Quer-) Lager. Schulterradien zu Ausführung ohne Hinterstechung VSM 15722.

<sup>2</sup> Mit Ausnahme von *h* = 3 vergrößert gegenüber Ausführung ohne Hinterstechung VSM 15722.

<sup>3</sup> Tiefe der Hinterstechung *t* nicht unter 0,25 mm. Tabellenwerte möglichst einhalten.

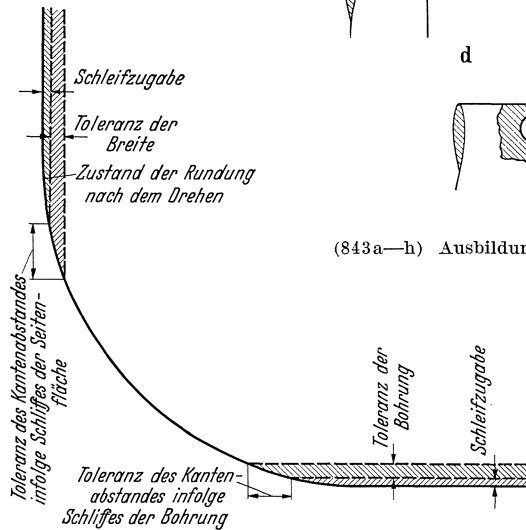
<sup>4</sup> Kantenverkürzung (Kantenabstand) an Wälzlager VSM 15722.

Auch für andere Teile, z. B. Kupplungen und Riemenscheiben, werden Vorschläge für die Ausbildung der Wellenschultern gemacht. Die in dem Normblatt VSM 15006 enthaltenen Ausführungsformen sind in Bild (843) wiedergegeben.

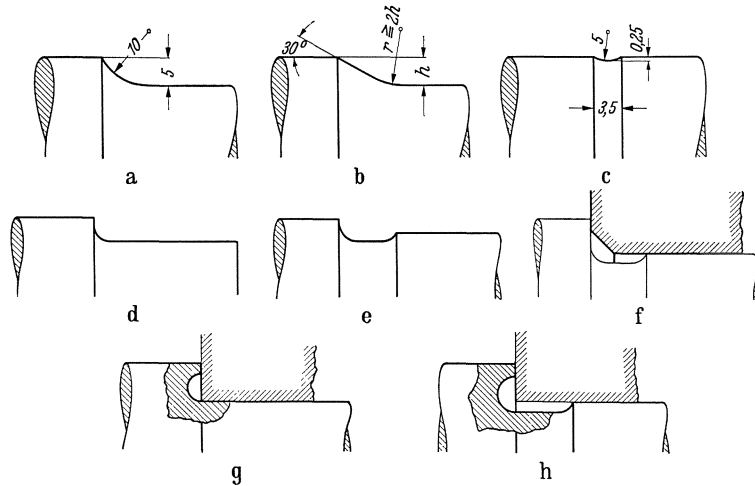
In den Katalogen der Wälzlagerfirmen werden Werte für den Kantenabstand angegeben und Größtwerte für den Profilhalbmesser der Hohlkehlen aufgeführt. Diese Beträge dürfen nicht überschritten werden, weil der Kantenabstand der Wälzlager infolge der Herstellungsart eine große Toleranz bedingt. Beim Schleifen der Seitenflächen und der Bohrung ergibt sich nämlich die Notwendigkeit, ohne Rücksicht auf die nur gedrehte Rundungsfläche soviel Material wegzunehmen, daß die Toleranz eingehalten wird (844). Wenn aus irgendwelchen Gründen die Rundung größer sein muß als sie nach den Listen

der Wälzlagerfirmen zulässig ist, sollte ein Abstandsring eingeschaltet werden, der die Hohlkehle überbrückt. Läßt sich diese Maßnahme nicht durchführen, dann muß dem Fabrikanten eine größere Breitentoleranz zugestanden werden, damit vorrätige Ringe nachgearbeitet werden können.

Der Beschaffenheit der Seitenflächen wird oft zu geringe Beachtung geschenkt. Dies ist ein Fehler, da die Lage des Laufringes durch die Anlagefläche beeinflußt werden kann. Infolge der starken seitlichen Anspannung hat der Ring das Bestreben, sich der Seitenfläche des Bundes, der Abstandshülse oder der Mutter vollkommen anzupassen. Dadurch entstehen Drücke, die den Laufring in eine schiefe Lage bringen oder, falls dies durch den Preßsitz verhindert wird, zu einem Verziehen der Welle führen. Wenn ein genauer Rundlauf der Lagerung verlangt wird,



(844) Rundung der Laufringkanten.



(843a—h) Ausbildung der Wellenabsätze und Wellenschultern nach VSM 15006 Bl. 1 und 2.

muß daher ganz besonders scharf darauf geachtet werden, daß die Anlageflächen genügend genau rechtwinklig zur Achse stehen. Um dem Einfluß dieses Fehlers zu entgehen, kann man in gewissen Fällen auf eine axiale Begrenzung der Innenringe durch Wellenbunde oder Muttern verzichten und sich mit dem Preßsitz der Innenringe begnügen.

#### 4.34 Beanspruchung und Werkstoff von Wellen und Gehäusen.

##### 4.341 Beanspruchung und Werkstoff der Wellen.

Die Beanspruchung der Wellen kann bei Verwendung von Wälzlagern infolge der Spannung fest aufgepreßter Laufringe höher werden als bei Gleitlagern. Im allgemeinen wird dieser Nachteil durch die kürzere Baulänge der Lager bei weitem ausgeglichen. Wenn jedoch an einer Lagerstelle zwei Lager nebeneinander angeordnet sind, wie z. B. bei Walzwerken und Achsen für Fahrzeuge, ist auch die Baubreite der Lagerstelle annähernd die gleiche wie bei Gleitlagern. In solchen Fällen ist daher die Festigkeit der Achse zu untersuchen und auf die Wahl des Werkstoffes Rücksicht zu nehmen.

Angaben über zulässige Biegebeanspruchungen können nicht gemacht werden, da die Verhältnisse zu verschieden sind. Es sei aber darauf hingewiesen, daß bei Achsschenkeln für Bahnfahrzeuge heute ein  $\sigma_b$  von max  $450 \text{ kg/cm}^2$  bei Personenwagen nicht überschritten wird. Bei Güterwagen läßt man wegen der geringeren Geschwindigkeit ein  $\sigma_b$  von max  $550 \text{ kg/cm}^2$  zu. Bei Walzwerken beträgt die wirklich vorkommende Biegebeanspruchung, wenn es sich um geringe Geschwindigkeiten handelt, wie bei Quartogerüsten,  $\sigma_b = 1000 \text{ kg/cm}^2$ . In kritischen Fällen ist es zweckmäßig, die Schwingungsfestigkeit nachzuprüfen. Um einen möglichst dicken Schenkel zu erzielen, kann die

Sitzfläche für das innere Lager kegelig ausgebildet werden. Die dadurch erzielbare Verstärkung ist sehr wesentlich. Dieses konstruktive Mittel wird sowohl bei Walzwerken als auch bei Schienenfahrzeugen benutzt.

Ganz besonders wichtig ist der Übergang zu dem dickeren Schenkelteil neben dem Lager. Bei relativ hohen Beanspruchungen muß für eine gute Rundung Sorge getragen werden. Die Oberfläche soll möglichst glatt sein. Riefen oder Druckstellen sind oft der Ausgangspunkt von Rissen. Es ist bekannt, daß derartige Fehler die Dauerfestigkeit stark herabsetzen. Eine ähnliche Wirkung hat Korrosion oder Reibrost. Deshalb muß in kritischen Fällen für einen guten Sitz der Laufringe gesorgt werden.

Wenn wegen Platzmangels auf die Verwendung besonderer Innenringe verzichtet wird, muß ein besonderer Werkstoff vorgesehen werden. Am günstigsten ist Wälzlagerstahl, da dessen Eigenschaften für die vorkommenden Beanspruchungen bekannt sind und auch genaue Angaben über die Warmbehandlung gemacht werden können. Die Formgebung des Wellenstückes oder der Preis zwingen jedoch oft dazu, einen einsatzfähigen Werkstoff zu benutzen. Am besten eignen sich die Chromnickelstähle ECN 25, ECN 35 und ECN 45 nach DIN 1662 mit 0,10—0,17 C, 2,5—4,5 Ni, 0,75—1,1 Cr, max 0,5 Mn und 0,35 Si. Die Einsattiefe muß je nach dem Durchmesser verschieden sein. Die vollharte Schicht  $S_{ch}$  soll mindestens die Tiefe besitzen von

$$S_{ch} = 0,8 \cdot (0,100 + 0,002 \cdot d_w) \cdot d_w \quad (d_w = \text{Rollendurchmesser}),$$

also für  $d_w = 15$  mm,  $S_{ch} \sim 1,6$  mm.

Gleichzeitig muß auf die Bearbeitung der Laufbahn größter Wert gelegt werden, damit sowohl die Toleranz und Lagerluft als auch die Oberflächenbeschaffenheit möglichst den gleichen Ansprüchen genügen wie bei einem normalen Lager. Die Grenzabmaße der Laufbahn müssen gemeinsam mit dem Lagerhersteller festgelegt werden.

Man sollte aber nur im äußersten Falle auf die Laufringe verzichten, da sowohl die Bearbeitung als auch der Werkstoff und die Härtung eine große Rolle für die Lebensdauer des Lagers spielen. Allein schon durch die Organisation ist in jeder Wälzlagerfabrik größere Sicherheit für die Vermeidung von Fehlern gegeben.

Bei der Kurbelwellenkonstruktion Bild (720) können die Pleuelzapfen, die gleichzeitig die Laufbahnen für die Rollkörper tragen, mit Hilfe von besonderen zylindrischen Hülsen in die Kurbelarme eingeschrumpft werden. Die glatten zylindrischen Zapfen lassen sich aus Wälzlagerstahl auf normalen Maschinen herstellen. Für die gehärteten Preßhülsen wird ebenfalls Wälzlagerstahl verwendet.

#### 4,342 Beanspruchung und Werkstoff der Gehäuse.

Bisher wurde die Verformung der Gehäuse wenig beachtet. Bei hohen Drücken oder großer Genauigkeit muß diesem Punkt aber erhöhte Aufmerksamkeit geschenkt werden. Wenn eine Veränderung der Form des Gehäuses durch die Belastung oder durch ein Verziehen infolge ungleicher Spannungen eintritt, wird sich dies auch auf die Sitzflächen und damit auf die Laufringe übertragen. Die dadurch herbeigeführte Ovalität beeinflusst den Lauf der Welle und verhindert die Einhaltung der an die Maschine gestellten Forderungen in bezug auf den Rundlauf. Ein Verziehen der Gehäuse durch Belastung oder Temperaturschwankung führt auch zu einem ungünstigen Zustand für die Tragfähigkeit des Lagers. Wenn der Ring nur in der Mitte oder an den Kanten unterstützt wird, erfolgt in der belasteten Zone entsprechend der Form des Gehäuses eine ununterbrochen wirkende elastische Verformung. Für derartige Beanspruchungen ist der Ring nicht bemessen. Die normale Tragfähigkeit bedingt, daß der Mantel über die ganze Breite gleichmäßig unterstützt wird. Die Beanspruchung auf Biegung bedeutet für jeden Laufring einen gefährlichen Zustand, da die Festigkeit der Laufringe gegen eine solche Belastungsart außerordentlich gering ist. Gewöhnlich zeigt sich nach kurzer Zeit als Folge der Ermüdung ein Riß, der meist in Umfangsrichtung verläuft (s. Abschnitt 6,5261). Man sollte sich in solchen Fällen nicht damit begnügen, den Schaden auf einen Werkstoff- oder Herstellungsfehler des Lagers zurückzuführen, sondern Wert darauf legen, den Zustand

des Gehäuses zu prüfen. In vielen Fällen läßt bereits das Aussehen des Mantels einen Schluß zu über den Zustand der Sitzfläche. Dabei ist zu bedenken, daß der gleiche Fehler auch durch die Bearbeitung der Sitzflächen hervorgerufen sein kann.

Wegen der günstigeren Querschnittsform sind geteilte Stehlagergehäuse mit angesetzten Seitenwänden im allgemeinen widerstandsfähiger als Gehäuse mit einteiligen, ringförmigen Tragkörpern und eingesetzten Deckeln. Trotzdem kann es auch bei geteilten Gehäusen notwendig sein, für eine möglichst große Steifheit zu sorgen. Die normalen, in der Horizontalebene geteilten Stehlagergehäuse sollten nur in einer Richtung belastet werden, die zur Vertikalen nicht mehr als  $45^\circ$  nach jeder Seite schwankt, da sich sonst ein wesentlich geringeres Widerstandsmoment ergibt. Wenn der Druck mehr als  $45^\circ$  schräg verlaufen kann, ist es zweckmäßig, die Teilfuge senkrecht zur Belastungsrichtung zu verlegen. Drücke auf die Oberhälfte müssen von den Schrauben aufgenommen werden und sind daher entsprechend zu begrenzen.

Als Werkstoff für die Gehäuse kommt je nach den Betriebsverhältnissen und der Bauart der Maschine Gußeisen, Stahlguß, Flußstahl, Leichtmetall oder Rotguß in Frage. Für die Funktion der Lager ist es gleichgültig, ob Gußeisen oder Stahlguß zur Anwendung kommt. Die Auswahl des einen oder anderen Materials hängt im wesentlichen von den Betriebsverhältnissen der Maschine ab. In solchen Fällen, wo eine gewisse Dehnung des Werkstoffes wegen der stoßartigen Beanspruchung erwünscht ist, sollte Stahlguß vorgesehen werden. Bei gleichförmiger Belastung genügen gußeiserne Gehäuse.

Die Anwendung von Leichtmetall hat in den letzten Jahren eine immer größere Bedeutung gewonnen, vor allen Dingen im Fahrzeugbau und für kleine elektrische Apparate. Der wesentlich größere Dehnungsfaktor dieses Materials gegenüber Stahl führt dazu, daß der bei der Montage vorgesehene Sitz durch die Erwärmung im Betrieb wesentlich geändert werden kann. Dieser Unterschied in der Ausdehnung ist in Abhängigkeit von der Betriebstemperatur so groß, daß auch ein im kalten Zustand stramm sitzender Laufring gelockert wird. Wenn keine besonderen Stahlbüchsen, die dieses Übel nur teilweise beseitigen, verwendet werden können, müssen eingehende Untersuchungen über die zweckmäßige Bearbeitung der Sitzflächen und den im kalten Zustande erforderlichen Sitz vorgenommen werden. Die Widerstandsfähigkeit von Leichtmetall gegen Druck ist geringer als von Gußeisen und Stahlguß. Bei losem Sitz muß daher auch mit einer größeren Verformung durch schlagartig wirkende Belastung gerechnet werden. In einzelnen Fällen kann die Wahl des Werkstoffes auch durch die Verschleißfestigkeit beeinflusst sein, wenn z. B. ein Wandern der Laufringe oder eine dauernde seitliche Verschiebung nicht zu vermeiden ist.

## 4,4 Schmierung.

### 4,41 Die Aufgabe der Schmierung

besteht darin:

- a) ein Fressen der Rollkörper auf den Laufbahnen zu verhindern und den Rollwiderstand zu vermindern,
- b) einen Druckausgleich auf den die Belastung aufnehmenden nicht vollkommen glatten Flächen herbeizuführen,
- c) die Reibung und damit den Verschleiß der Rollkörper an den Käfigtaschen und der Käfigbohrung oder dem Käfigmantel auf den Schultern oder Borden der Laufringe möglichst klein zu halten,
- d) die Reibung und den Verschleiß oder ein Fressen an den Bordflächen zu verringern,
- e) die Reibung des Außenringes im Gehäuse oder des Innenringes auf der Welle bei Verschiebung durch Wärmedehnung zu vermindern,
- f) das Lager vor Verunreinigungen und Wasser zu schützen.

Zu a. Wie bereits in dem Abschnitt 3,3 S. 130 auseinandergesetzt, entstehen auch beim Rollen Gleitbewegungen. Da diese unter ungewöhnlich hohem spezifischen Druck erfolgen, würde ein „Anschmieren“ oder Fressen eintreten, wenn kein Öl zwischen den Berührungsflächen der Laufbahnen vorhanden wäre. Die Gleitbewegungen sind jedoch



sehr klein. Die Schmierung übt daher keinen wesentlichen Einfluß auf den gesamten Rollwiderstand aus.

Zu b. Auch durch Schleifen und Polieren ist es nicht möglich, eine vollkommen glatte Oberfläche herzustellen. Wegen der ungewöhnlich hohen spezifischen Belastung muß dafür gesorgt werden, daß die der Berechnung zugrunde gelegte Berührungsfläche auch praktisch wirklich vorhanden ist. Der Ölfilm ist daher äußerst wichtig als Druckausgleich für die kleinsten Ungleichmäßigkeiten der Oberfläche.

Zu c. Der Verschleiß des Käfigs muß verhindert werden. Eine Erweiterung der Taschen führt zum Durchsacken des Käfigs und schließlich zur Beschädigung des Lagers. Wegen der außerordentlich hohen Gleitgeschwindigkeit zwischen Käfig und Rollkörper ist eine gute Schmierung erforderlich. Manche Käfigbauarten, wie z. B. die normalen Massivkäfige für Pendelrollenlager und Zylinderrollenlager, aber auch solche für hochtourige Kugellager, werden auf den Schultern der Borde zentriert. Die dabei entstehenden Gleitbewegungen bedingen eine gute Schmierung, ganz besonders wenn der Käfig, wie z. B. bei Pleuellagern und Schüttelsieben, starken Massenbeschleunigungen ausgesetzt ist.

Zu d. Der hohe spezifische Druck und die hohe Gleitgeschwindigkeit an den Borden von Rollenlagern erfordern eine sorgfältige Schmierung, wenn Fressen oder Verschleiß vermieden werden soll. Auch eine Verschmutzung des Schmiermittels muß verhindert werden, da schon geringe Mengen Staub oder andere Verschleißpartikelchen genügen, um Abnutzungserscheinungen hervorzurufen. Bei Kegelrollenlagern und Pendelrollenlagern beträgt der Borddruck nur einen geringen Teil des Axialdruckes. Zylinderrollenlager sind dagegen bei dauerndem Axialdruck empfindlich, da der Druck in voller Höhe von den Bordflächen aufgenommen werden muß.

Zu e. Bei Wärmedehnungen verschiebt sich der Außenring oder der Innenring aller geschlossenen Querlager seitwärts im Gehäuse oder auf der Welle. Die dabei auftretende Reibung muß von den Lagern als Axialdruck aufgenommen werden. Es liegt daher im Interesse der Lebensdauer der Lager, diese Kräfte so klein wie möglich zu halten. Das im Lagergehäuse befindliche Schmiermittel, das immer, wenn auch in geringen Mengen, unter die Ringe dringt, soll ein Fressen verhindern und die Verschiebung erleichtern.

Zu f. Um Rostbildung zu vermeiden, ist es dringend erforderlich, daß alle Flächen, in erster Linie die Laufbahnen, dauernd mit Öl oder Fett benetzt sind. Roststellen in der Laufbahn verringern die Tragfähigkeit, weil sie die Berührungsfläche verringern. Außerdem übt Rost eine stark schleißende Wirkung aus. Die Rostbildung kann dadurch zustande kommen, daß von außen Wasser eindringt, wenn die Abdichtung nicht genügend ist oder die Lager Witterungseinflüssen ausgesetzt sind. In vielen Fällen werden die Lager schon bei der Montage durch Rost beschädigt, wenn sie nicht sorgfältig geschützt sind oder säurehaltige Waschmittel benutzt werden. Das Schmiermittel füllt den Spalt aus zwischen Gehäuse und Welle. Schmutz- und Staubteilchen werden daher schon außen festgehalten. In vielen Fällen bildet sich eine Kruste, die wie eine Dichtung wirkt. In besonders staubigen Betrieben kann man eine besondere Schmierung für den Spalt vorsehen. Das Fettpolster neben dem Lager dient als Schutz gegen ein weiteres Vordringen von Schmutzteilchen.

## 4,42 Richtlinien für Fett- und Ölschmierung.

### 4,421 Allgemeine Gesichtspunkte.

Da die Reibung in einem Wälzlager von viel geringerer Bedeutung ist als in einem Gleitlager, wird auch die Auswahl des Schmiermittels nach anderen Gesichtspunkten vorgenommen. Die Viskosität des Öles z. B. spielt bei Wälzlagern nur eine geringe Rolle. Grundsätzlich können alle Schmiermittel verwendet werden, die keinen Rost erzeugen und keine schmirgelnden Teile enthalten. In erster Linie kommen natürlich Öle und Fette in Betracht. Gleitlager erfordern im allgemeinen ständige Wartung und häufige Nachschmierung, da die für die Bildung des Ölfilms benötigte Menge verhältnismäßig groß ist. Außerdem ist in den meisten Fällen mit einem allmählich fortschreitenden Verschleiß zu rechnen. Die in immer größerer Menge in den Schmierstoff dringenden, feinen Metall-

teilchen erhöhen diese Wirkung im Laufe der Zeit. Hinzu kommt, daß die Dichtung in vielen Fällen ungenügend ist. Das Schmiermittel wird dann auch von außen her in starkem Maße mit schmirgelnden Bestandteilen gemischt. Bei Wälzlagern ist dagegen die Beanspruchung des Schmiermittels und auch der Verschleiß äußerst gering und die Dichtung im allgemeinen sehr wirksam. Vielfach ist eine Erneuerung des Schmiermittels nur erforderlich, wenn ein zu großer Verlust eingetreten ist. Dann kommt es darauf an, die Lagergehäuse nach außen so gut wie möglich abzudichten oder dasjenige Schmiermittel zu verwenden, das die größte Sicherheit gegen Austreten bietet. Für die Wahl des einen oder anderen Schmiermittels sind folgende Faktoren maßgebend:

1. Eine einmalige Füllung des Lagergehäuses soll möglichst lange Zeit mit Sicherheit vorhalten.
2. Die Erneuerung des Schmiermittels muß einfach bewerkstelligt werden können.
3. Das Lager muß auch unter ungewöhnlichen Verhältnissen vor Rost geschützt werden.
4. Die jeweiligen Betriebsverhältnisse: hohe Drehzahl, hohe Temperatur, Witterungs- oder chemische Einflüsse, dürfen die Schmierung nicht beeinträchtigen.
5. Die Konstruktionsbedingungen — leichte Zugänglichkeit, gute Abdichtung, auch bei vertikaler Anordnung, geringer Platzbedarf — müssen erfüllt werden.

#### 4,422 Vorteile und Nachteile der Fettschmierung.

Für die weitaus meisten Anwendungsgebiete wird Fettschmierung verwendet, da der Schutz gegen Schmiermittelverlust mit einfachen Mitteln meistens vollkommen betriebssicher zu erreichen ist. In vielen Fällen genügt ein einfacher Spalt zwischen Welle und Gehäuse oder ein Filzring. Bei Betriebstemperaturen unter  $70^{\circ}$  kann Fett in vielen Fällen mit Vorteil genügend betriebssicher und für lange Laufzeiten verwendet werden. Um einen Vergleich zu ermöglichen, sei darauf hingewiesen, daß die Deutsche Reichsbahn bisher eine Laufstrecke von 200 000 km, neuerdings sogar 300 000 km, ohne Nachschmierung zuläßt. Dies entspricht 100 Millionen Umdrehungen. Die Versuche zeigten, daß nach einer Laufstrecke von 200 000 km noch 700–800 g und nach 300 000 km noch etwa 400 g Fett in dem Lagergehäuse vorhanden war bei einer Anfangsfüllung von 1700 g. Es ist sicher, daß auch auf vielen anderen Gebieten mindestens die gleiche Anzahl Umdrehungen zugrunde gelegt werden kann. Voraussetzung ist dabei aber, daß die Dichtung eine Verschmutzung des Fettes einwandfrei verhindert. Bei kleinen Lagern geht man heute soweit, die Lager während der ganzen Lebensdauer nicht nachzusehen. Die Reinigung eines mit Fett geschmierten Lagers kann nur dann wirklich einwandfrei und sachgemäß durchgeführt werden, wenn es ausgebaut und ausgewaschen wird. In den meisten Fällen begnügt man sich daher damit, frisches Fett nachzudrücken, wobei man erwartet, daß das alte, verbrauchte Fett verdrängt wird. Bei geteilten Gehäusen ist es nach dem Abheben der oberen Hälfte möglich, wenigstens das Fett neben den Lagern zu erneuern, bei einteiligen Gehäusen ist die Zugänglichkeit meistens so schlecht, daß ein Ausbau erfolgen muß. Dieser Zustand ist besonders unangenehm bei großen Lagern, weil diese Arbeit mit erheblichen Kosten verbunden ist.

Ist das Fett zu fest, dann bleibt es neben dem Lager stehen, so daß nur ein geringer Teil des Vorrates zur Schmierung herangezogen wird. Ist es aber zu weich, dann müssen sich die Rollkörper dauernd einen Weg durch die Fettmasse bahnen. Das Fett wird zur Seite gequetscht und sackt je nach dem Grad der Konsistenz immer wieder in das Lager zurück. Je dünner das Fett ist, um so schneller findet das Zurückfließen statt. Bei hoher Drehzahl tritt daher eine starke Rührwirkung ein. Dadurch steigt die Temperatur und ruft eine weitere Verdünnung des Fettes und ein noch schnelleres Zurückfließen hervor. Durch die Wechselwirkung von Temperatursteigerung und Verdünnung des Fettes kann leicht die kritische Grenze für den vollkommenen Zerfall des Schmiermittels erreicht werden. Es ist daher erforderlich, die Wahl des Fettes von der zu erwartenden höchsten Temperatur abhängig zu machen. Leider stehen im wesentlichen nur drei Fettsorten zur Verfügung, nämlich Vaseline, bis etwa  $30^{\circ}$ , die sog. Kalkseifenfette bis etwa  $45^{\circ}$  und

schließlich die Alkalifette bis etwa 70° Betriebstemperatur. Das Gebiet zwischen 70 und 100° ist für alle Fettsorten mehr oder weniger kritisch, zumal es nicht möglich ist, die Güte und gleichmäßige Beschaffenheit eines Fettes durch chemische oder physikalische Prüfungen mit Sicherheit festzustellen. Das einzige Mittel ist heute noch die Laufprüfung im Laboratorium unter möglicher Anlehnung an die betriebsmäßigen Verhältnisse oder der praktische Versuch mit einer genügend großen Anzahl Maschinen, da die Betriebstemperatur bekanntlich oft um 10° C und mehr schwanken kann.

Der Verwendung von Fett als Schmiermittel für Wälzlager ist auch durch die Drehzahl eine Grenze gesetzt. Einmal wegen der starken Rührwirkung und der damit zusammenhängenden Temperatur und dann wegen der Schwierigkeit, das Fett überhaupt in genügender Menge an die Laufbahnen zu bringen. Bei sehr hoher Geschwindigkeit besteht nämlich die Gefahr, daß das Fett von dem Käfig abgeschleudert wird und keinen Zugang zum Lager findet. Jedenfalls ist es erforderlich, in solchen Fällen eingehende Versuche zu machen, da verbindliche Angaben über die zulässige Drehzahl nicht gemacht werden können. Sicher ist aber, daß die Zuverlässigkeit der Fettschmierung mit steigender Geschwindigkeit abnimmt. Entscheidend ist letzten Endes die Betriebstemperatur.

#### 4,423 Nachteile und Vorteile der Ölschmierung.

Der Nachteil der Ölschmierung besteht in der Schwierigkeit, die Lager bei horizontal liegenden Wellen wirklich zuverlässig abzudichten. Dies ist nur möglich, wenn seitlich genügend Platz zur Verfügung steht. In den meisten Fällen ist es erforderlich, eingehende Versuche anzustellen, da sich allgemein gültige Regeln nicht aufstellen lassen. Sehr günstig liegen dagegen die Verhältnisse bei vertikalen Wellen. Dort ist die Abdichtung verhältnismäßig einfach. Außerdem ergeben sich meistens große Vorteile durch automatische Umlaufschmierung. Wenn die Schwierigkeit, eine geeignete Dichtung zu finden, fortfällt, besitzt die Ölschmierung große Vorteile.

Ein Zerfallen oder Unbrauchbarwerden von Öl kommt bei Wälzlagern und den normalerweise auftretenden Temperaturen fast gar nicht vor. Auch Unterschiede in der Qualität sind nicht zu befürchten. Die Viskosität des Öles spielt nur in einzelnen Fällen eine Rolle, so daß meistens eine ganze Reihe von Marken zur Verfügung stehen. Der Ölstand kann jederzeit mit einfachen Mitteln kontrolliert werden. Er läßt sich auch den jeweiligen Verhältnissen genau anpassen; ebenso einfach kann die Durchflußmenge geregelt werden. Die Reinigung des Lagers ist außerordentlich einfach, da nur das alte, verbrauchte Öl abzulassen ist. Dies kann gegebenenfalls sogar während des Betriebes erfolgen. Aus dem Grad der Verschmutzung des Öles lassen sich auch Rückschlüsse ziehen auf den Zustand des Lagers, was bei größeren Einbauten von Bedeutung ist.

#### 4,424 Zusammenfassung.

Ganz allgemein kann man die Vorteile und Nachteile für die eine oder andere Schmierungsart wie folgt zusammenfassen:

Öl ergibt die günstigsten Reib- und Schmierverhältnisse im Lager, wenn es in geringen Mengen zur Anwendung kommt. Der Unterschied gegenüber Fett ist jedoch gering, so daß nur in Sonderfällen aus diesem Grunde zur Ölschmierung gegriffen werden muß.

Der weitaus größte Teil der im Lager befindlichen Ölmenge wird zur Schmierung herangezogen. Bei Fett wird dieser Zustand nur dann erreicht, wenn die Konsistenz für die Betriebstemperatur richtig gewählt ist. Bei allen langsam laufenden Lagern können die Verhältnisse leicht richtig abgestimmt werden. Bei Lagern mit einer Betriebstemperatur über 50° oder bei hohen Drehzahlen ist dieser Idealzustand jedoch nur schwer zu erreichen. Entweder wird das Fett zu weich und fließt zu schnell ins Lager zurück oder es ist zu steif, so daß nur ganz geringe Mengen an der Schmierung teilnehmen.

Gute Ölarten sind in großer Zahl auf dem Markt. Bei Fetten gibt es dagegen nur wenige brauchbare Marken. Die Schmierfähigkeit des Öles wird auch durch die Temperatur viel weniger beeinflußt als Fett. Bei Fett besteht über 50 bzw. über 70° immer mehr oder weniger die Gefahr des Zerfalles.

Öl kann in ganz geringen Mengen, sogar fein zerstäubt, zugeführt werden. Fett läßt sich nicht so vorsehen, daß mit Sicherheit nur die kleinste wünschenswerte Menge in das Lager gelangt. Am günstigsten wäre es, wenn die Fette so aufgebaut werden könnten, daß die Seife als Ölträger wie ein Schwamm je nach ihrer Struktur bei verschiedenen hohen Temperaturen nur soviel Öl allmählich ausscheidet als gerade zur Schmierung erforderlich ist.

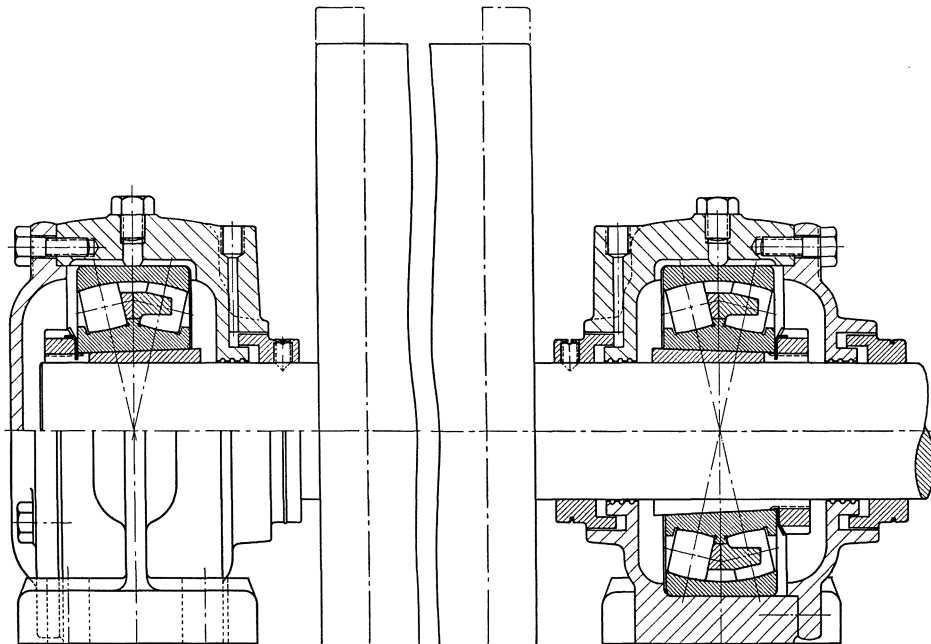
Das Reinigen der Lager bei Fettschmierung ist je nach den Betriebsverhältnissen und Einbaubedingungen meistens unbequem oder sogar schwierig. Öl kann leicht abgelassen und erneuert werden.

Fett bildet mit etwa eindringendem Staub eine schmirgelnde Paste. Bei Öl setzen sich die Fremdkörper auf dem Boden ab, ohne das Lager zu gefährden, wenn nicht durch Förderscheiben der Ölvorrat aufgerührt wird.

Mit Öl geschmierte Lagergehäuse können nur schwer wirklich zuverlässig abgedichtet werden. Es gibt keine bestimmten Konstruktionsregeln. Man ist fast immer auf Versuche angewiesen. Fett hält sich leicht im Gehäuse, solange es nicht flüssig wird. Ölschmierung erfordert daher häufige Kontrolle. Bei Fett können mit ziemlich großer Sicherheit lange Laufzeiten festgelegt werden. Ölschmierung bedingt für die Abdichtung mehr Platz und sorgfältige konstruktive Durchbildung. Bei Fett genügt in vielen Fällen ein einfacher Spalt oder ein Filzring. Im allgemeinen besteht daher bei Fettschmierung und horizontaler Anordnung höhere Betriebssicherheit. Dieser Vorteil ist so groß, daß in den meisten Fällen Fettschmierung vorgezogen wird.

#### 4.425 Gestaltung der Lagerstellen bei Fettschmierung.

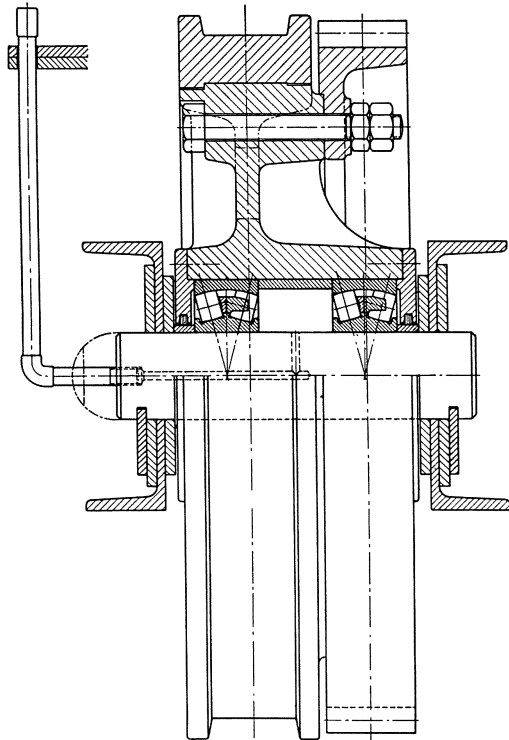
Wenn die Verhältnisse es zulassen, sollte auf beiden Seiten eines jeden Lagers eine ausreichend große Fettkammer vorgesehen werden (845). Bei zwei Lagern in einem Gehäuse



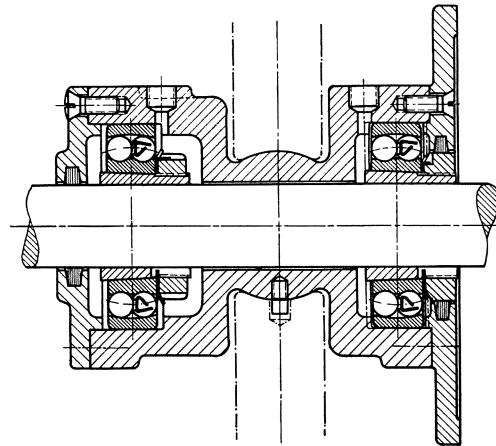
(845) Lagerung einer Stützrolle mit Pendelrollenlagern auf Spannhülsen.

begnügt man sich im allgemeinen mit dem Raum zwischen den beiden Lagern (846), (712), (779), da das Fett auch nach außen dringt. In Bild (847) ist ein Schmierloch für jedes Lager vorgesehen, weil der kleine Spalt nicht genügend Fett von einer Seite auf die andere übertreten lassen würde. Die Fettzufuhr erfolgt in Bild (845) durch ein Loch in dem Gehäuseoberteil, das in eine Nut mündet, die auf beiden Seiten über das Lager hinausführt, so daß beide Kammern gleichmäßig gefüllt werden können. Bei freiliegenden, stillstehenden Wellen kann die Schmierung von innen erfolgen (846).

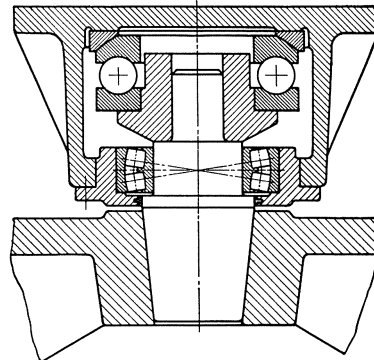
Die Löcher werden durch eine normale Sechskantschraube oder durch eine Spezialschraube, die als Anschluß für eine Fettspritze dient, verschlossen. In wichtigen Fällen ist für eine zuverlässige Sicherung Sorge zu tragen und die Schraube an einer Kette zu befestigen. Wenn mit einer häufigeren Nachschmierung gerechnet wird, lassen sich auch Schmierbüchsen verwenden (848).



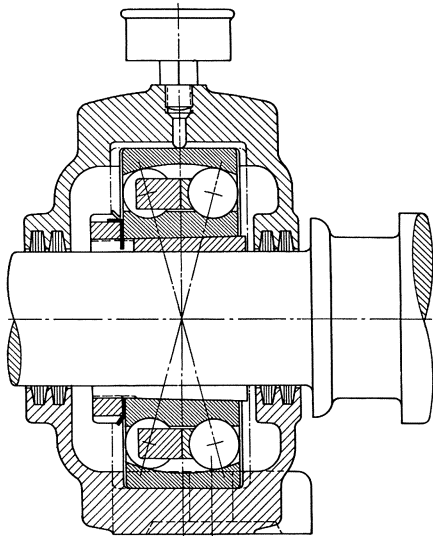
(846) Lagerung eines Kranlaufrades.



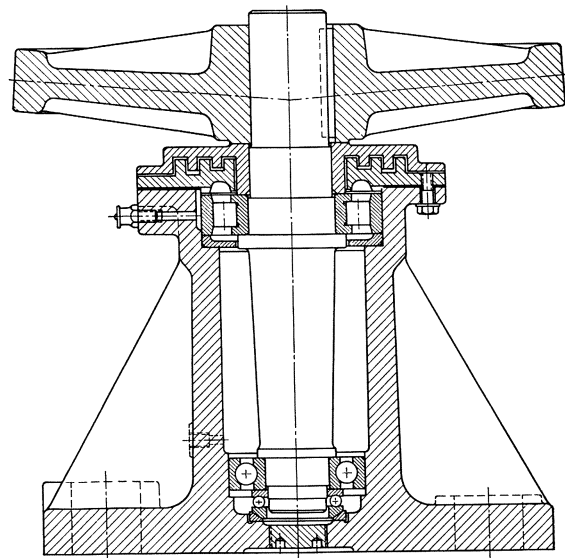
(847) Lagerung von Läufer-, Wender- und Arbeitswalzen von Textilmaschinen.



(849) Spurlager eines Drehkrans.



(848) Lagerung der Schlägerwelle einer Schlagmaschine.

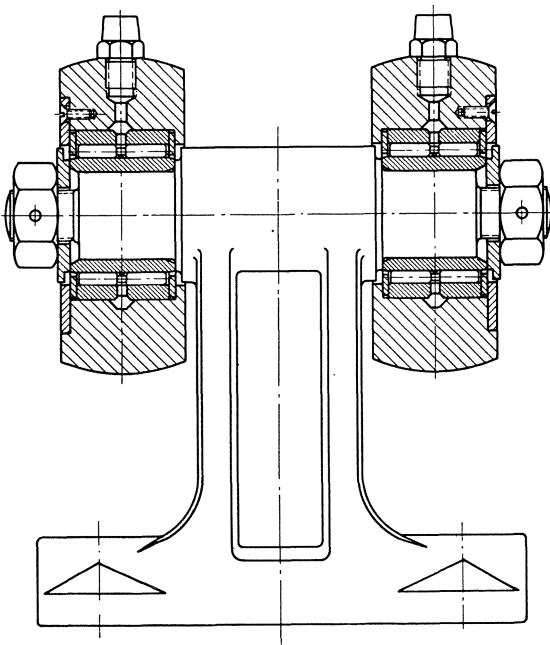


(850) Lagerung der Seitenrolle einer Trockentrommel.

Ganz besonderer Wert ist auf die Zugänglichkeit der Schmierstellen zu legen, da man sonst Gefahr läuft, daß die Schmierung übersehen wird. In Bild (846) ist aus diesem Grunde ein langes Rohr bis über den Boden heraufgezogen.

Für vertikale Wellen ist Fettschmierung meistens unzweckmäßig, da eine zuverlässige Dichtung schwer zu erzielen ist. Außerdem muß das Gehäuse so vollgepackt werden, daß tatsächlich jedes Lager sicher mit Fett in Berührung kommt. Bei geringer Drehzahl ist es möglich, das Gehäuse fast ganz zu füllen (849). Liegen die Lager weit auseinander, wie bei der Seitenrolle einer Trockentrommel (850), dann muß das obere Lager in irgendeiner Weise so abgeschlossen werden, daß sich genügend Fett halten kann. Die beiden unteren Lager-systeme müssen aber fast vollkommen im Fett stehen. Bei höherer Drehzahl ist daher die Fettschmierung, wenn mehrere Lager übereinander sitzen, nicht zu empfehlen.

Die Lager mit langen Rollen ohne Käfig sind von der Seite her so unzugänglich, daß es meistens vorzuziehen ist, das Schmiermittel durch den Außenring zuzuführen (851). Die in der Mitte eingeschnürten Rollen gestatten eine gleichmäßige Verteilung. In vielen Fällen verzichtet man auf eine besondere Schmieröffnung, z. B. bei geteilten Stehlagern, weil es verhältnismäßig einfach ist, die Oberhälfte abzunehmen. Hiermit ist gleichzeitig der Vorteil verbunden, daß bei der Nachschmierung das alte Fett entfernt werden kann und eine zu große Fettfüllung vermieden wird. Bei kleinen Maschinen, die nur stundenweise benutzt werden, z. B. Staubsaugern, genügt eine Fettfüllung so lange Zeit, daß auf eine besondere Schmiervorrichtung verzichtet werden kann.



(851) Lagerung eines Schwinghebels für die Ventilsteuerung von Dieselmotoren.

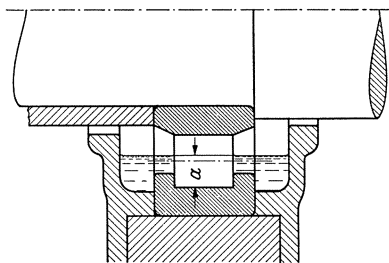
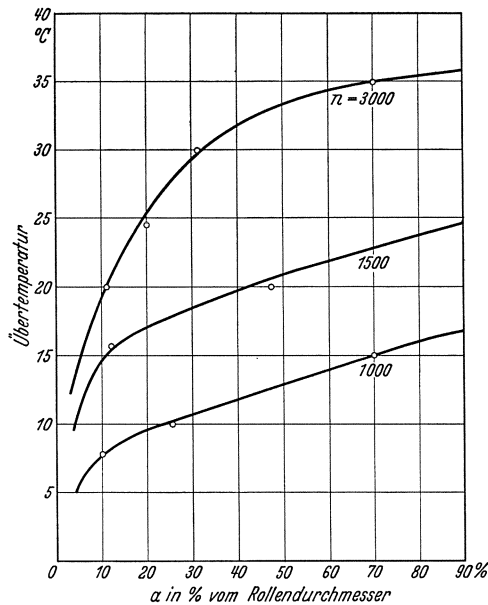
#### 4,426 Gestaltung der Lagerstellen bei Ölschmierung.

Die Ölmenge hängt im wesentlichen von der Drehzahl ab. Je mehr Umdrehungen das Lager in der Minute macht, um so niedriger sollte der Ölstand sein. Den Einfluß der Ölmenge zeigen die Kurven Bild (852). Für sehr hohe Drehzahlen ist Tropfölschmierung zu empfehlen. In den meisten Fällen ist es notwendig, die günstigste Menge durch Versuche festzustellen. Als allgemeine Richtlinie kann gelten, daß der Ölstand bis zur Mitte des untersten Rollkörpers reichen soll. Bei zu großer Menge wird das Öl von dem Käfig wie in einer Zentrifuge herumgeschleudert und zu Schaum geschlagen. Dadurch kann eine unzulässig hohe Temperatur hervorgerufen werden, abgesehen davon, daß das Öl leicht durch die Dichtung herausgedrückt wird.

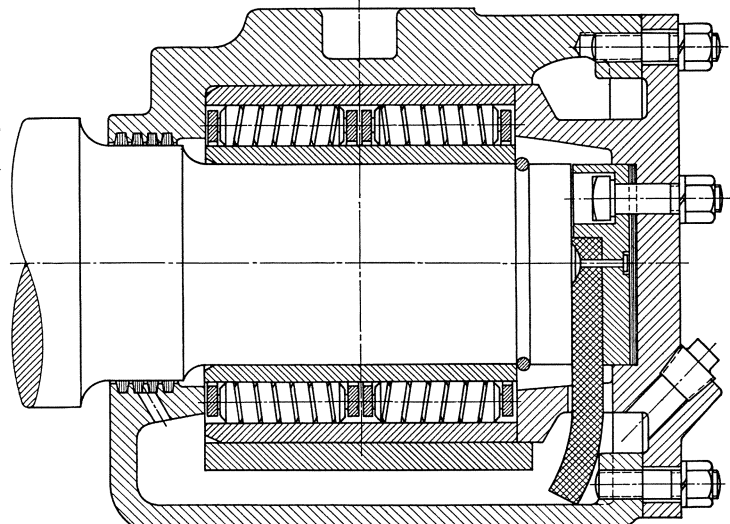
Für horizontal liegende Wellen ergibt sich oft der Nachteil, daß nur eine geringe Ölmenge im Gehäuse untergebracht werden kann und der Abstand zwischen Ölspiegel und unterster Kante der Gehäusebohrung klein ist, so daß beim Lauf des Lagers oder bei Erschütterungen das Öl bis an den Spalt herankommt. Deshalb bleibt im allgemeinen nichts anderes übrig, als eine besondere Ölkammer vorzusehen und das Öl von dort, ähnlich wie bei Gleitlagern, nach oben zu fördern. Hierfür können Filzscheiben mit Abstreifern (853), Förderscheiben (854) oder Förderringe (855) benutzt werden. Um auch beim Anfahren nach langem Stillstand sofort eine gewisse Menge Öl zur Schmierung zur Verfügung zu haben, ist in dem Bild (854) die Anordnung so getroffen, daß der die Lager umschließende Gehäuseteil unten als Becken ausgebildet ist, damit die Rollen auch bei Stillstand in Öl stehen und bei der ersten halben Drehung Öl mit in die belastete Zone nehmen. Bei der Lagerung einer Ritzelwelle (856) wirkt das Tellerrad als Förderscheibe, die das Öl in den Kanal oberhalb der Lager spritzt. Von dort kann es nur durch beide

Lager abfließen. Bei der Lagerung einer Kreiselpumpe erfolgt die Schmierung durch den Zapfen mit einem Kanal für jede Lagerstelle (857).

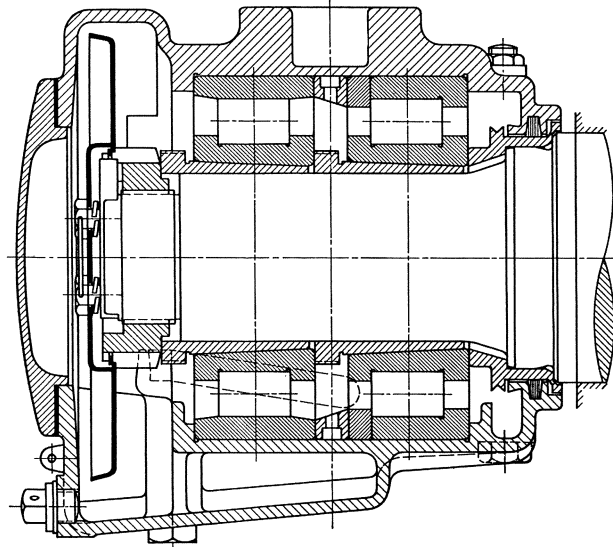
Bei stehenden Wellen macht es keine Mühe, einen sicheren Ölstand zu halten und eine während des Betriebs automatisch wirkende Schmierung einzurichten. Bild (858) zeigt den Einbau bei Vertikalmotoren. Die Lager sitzen auf einer Büchse. In die Gehäuse ist am Achsdurchgang je ein Rohrstück eingesetzt, dessen obere Kante etwa mit der Lagermitte abschneidet. Dadurch



(852) Einfluß der Ölmenge auf die Lagertemperatur in Abhängigkeit von der Drehzahl.



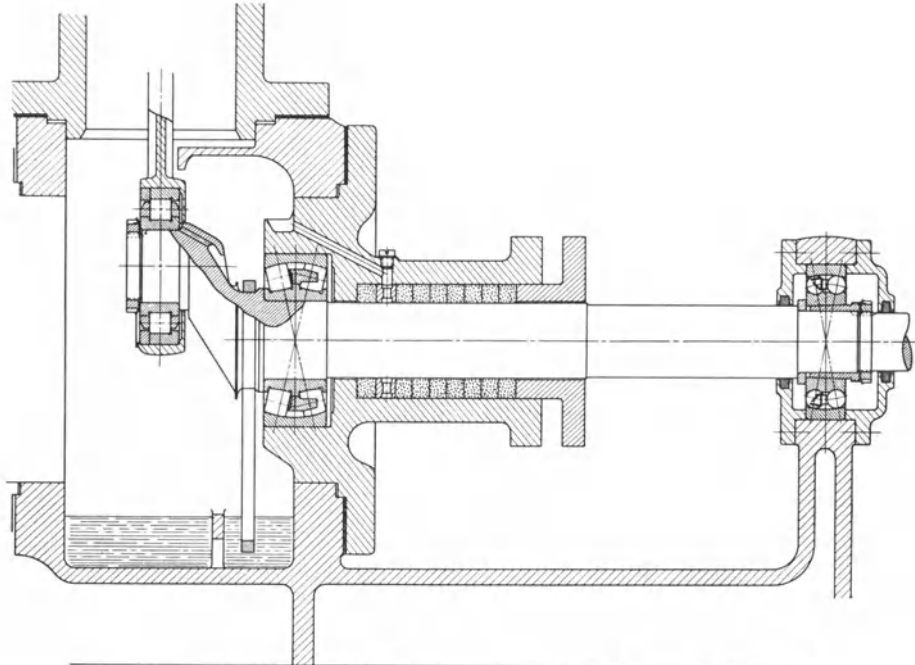
(853) Achslager mit Federrollenlagern und Ölförderung durch Saugfilz.



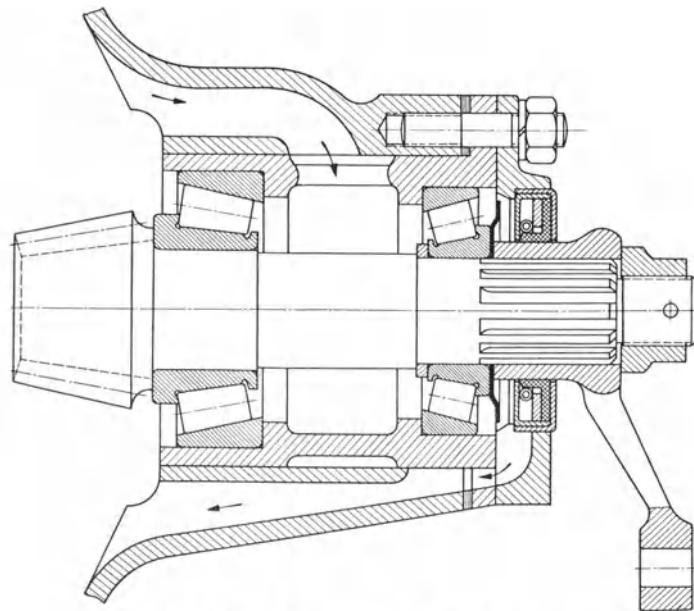
(854) Achslager mit zwei Zylinderrollenlagern auf Abziehhülsen und Ölförderscheibe.

ist der Ölstand im Ruhezustand gegeben, ähnlich wie bei der Lagerung einer Schraubepumpe (859), bei welcher das Längslager und das Pendellager getrennt geschmiert werden. Bei mehreren Lagern unmittelbar übereinander besteht die Möglichkeit, in der Büchse, auf welcher die Querlager sitzen, einen oder mehrere Kanäle vorzusehen, die etwas schräg liegen zur Lagerachse (860). Die Wirkung solcher Einrichtungen kann so stark sein, daß das gesamte im unteren Behälter befindliche Öl nach kurzer Zeit in den Raum über das Lager gedrückt wird. Um eine zu starke Schaumbildung zu verhindern, ist es dann erforderlich, das Öl dort anzusammeln, und ihm nur tropfenweise Zutritt zum Lager zu gestatten (861), (862). In Bild (861) ist für jedes Lager ein besonderer Kanal vorgesehen, dessen Durchflußmenge nach der Beobachtung durch ein Schauglas regelbar ist. Durch die Drehung einer Hülse wird das Öl in den Raum über

den Lagern gedrückt, wo der Ölstand ebenfalls kontrolliert werden kann. Bei der vertikalen Fräse (862) und der Kreiselpumpe (863) ist unten ein kleines Schleuderrad angebracht, das das Öl nach Ingangsetzen der Maschine nach oben drückt. Von dort kann es nur tropfenweise durch den Docht abfließen. Bei dem Bild (864) werden zur Ölförderung



(855) Lagerung eines Kompressors mit Ölförderring.

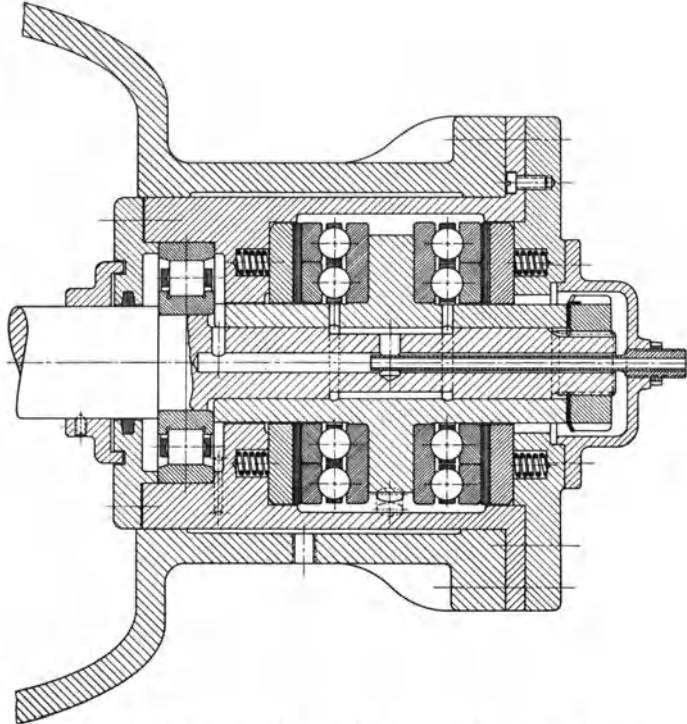


(856) Ritzelwelle mit zwei Kegelrollenlagern.

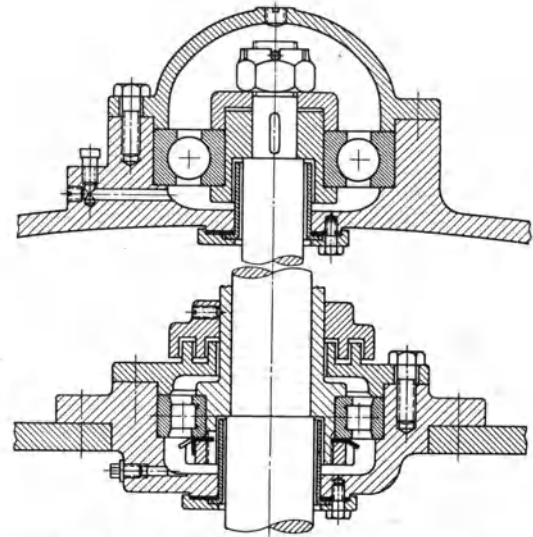
ebenfalls Schleuderringe benutzt, an deren inneren Wänden das Öl ansteigt und in die Lager spritzt. Eine ähnliche Anordnung wird in Bild (865) benutzt. Ein großer Kanal sorgt gleichzeitig für eine genügende Ölmenge und für eine Kontrolle des Ölstandes. Ein Hochschrauben des Öles zeigt Bild (866). Bei vertikalen Wellen kann eine Umlaufschmierung auch dadurch erreicht werden, daß zwei Rohre mit entgegengesetzt gerichteten Öffnungen — bei immer gleicher Drehrichtung genügt auch ein Rohr — in einen Ölbehälter



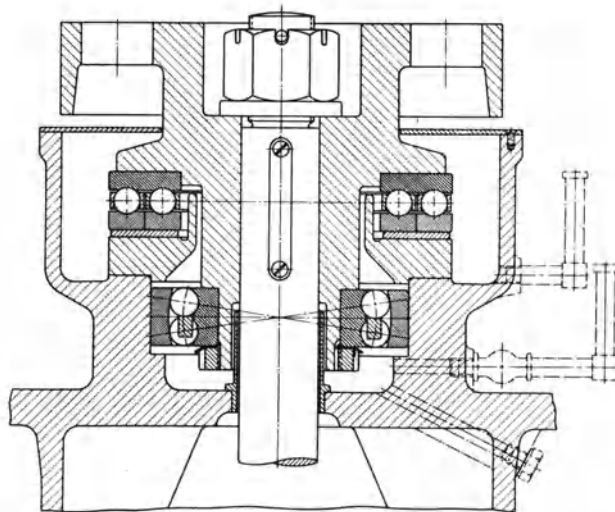
tauchen, der mit der Welle rotiert (867). Der dabei entstehende Druck fördert das Öl in den Raum über dem oberen Lager. Von dort kann es dann, ähnlich wie bei den anderen Anordnungen, in geregelten Mengen dem Lager wieder zufließen. Wie weit man bei



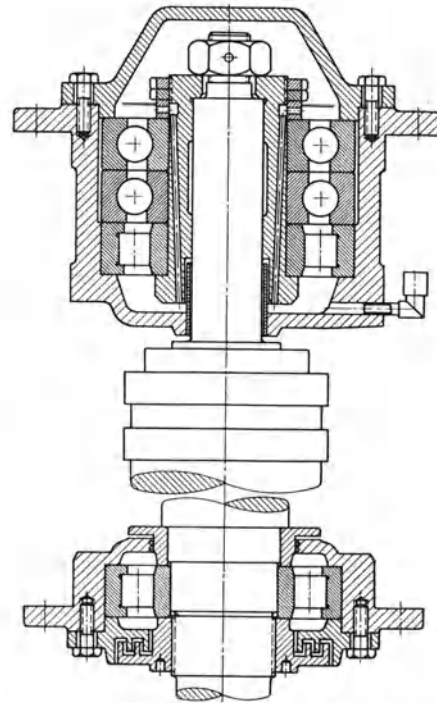
(857) Lagerung einer Kreiselpumpe mit 2 zweireihigen Längslagern.



(858) Lagerung eines Vertikalmotors mit einem Radiallager zur Aufnahme des Radial- und Axialdruckes.

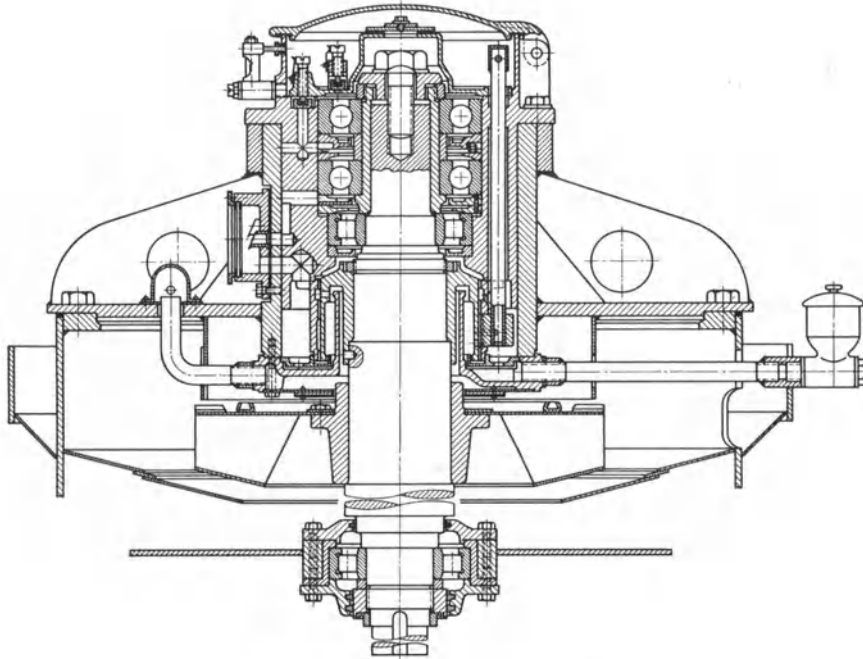


(859) Oberes Lager einer Schraubepumpe mit einem zweireihigen Längslager.

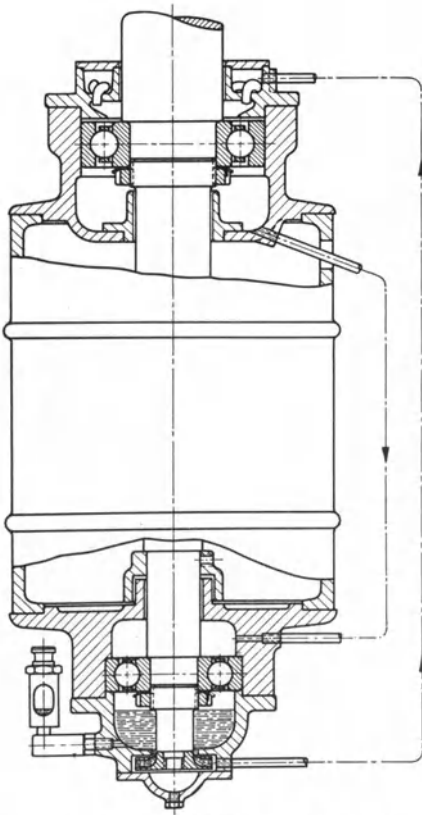


(860) Lagerung eines Vertikalmotors mit zwei Radiallagern zur Aufnahme des Axialdruckes und Ölförderung durch schräg zur Hauptachse liegende Kanäle.

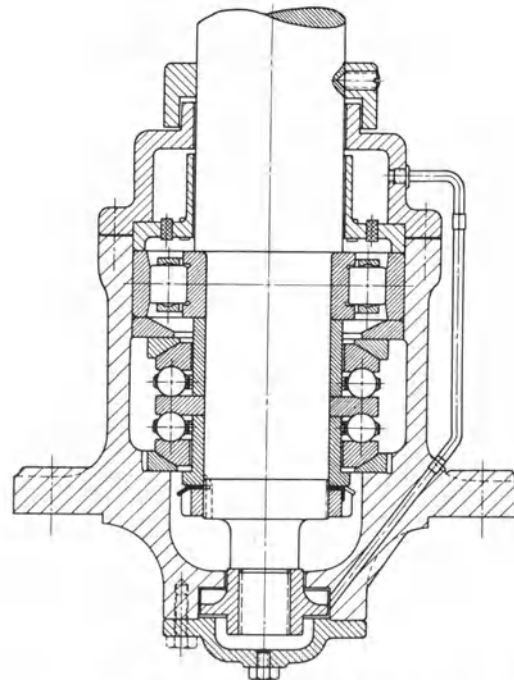
vertikalen Wellen mit Ölschmierung kommen kann, zeigen die Erfahrungen mit der Spinnspindel (868). Das Öl klettert in ganz feinen Mengen an dem konischen Schaft in die Höhe bis zur Laufbahn und bewirkt hier eine vollkommen genügende Schmierung. Eine Erneuerung des Öles ist erst nach etwa 5000 Stunden erforderlich. Bei Umlauf- oder Tropfölschmierung kann die im Lagergehäuse befindliche Ölmenge sehr gering gehalten



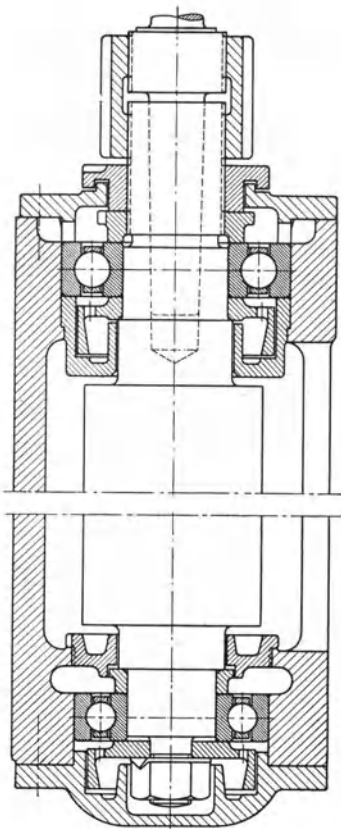
(861) Lagerung eines Vertikalmotors mit zwei Radiallagern zur Aufnahme des Axialdruckes und besonderen, regulierbaren Kanälen für die Ölschmierung.



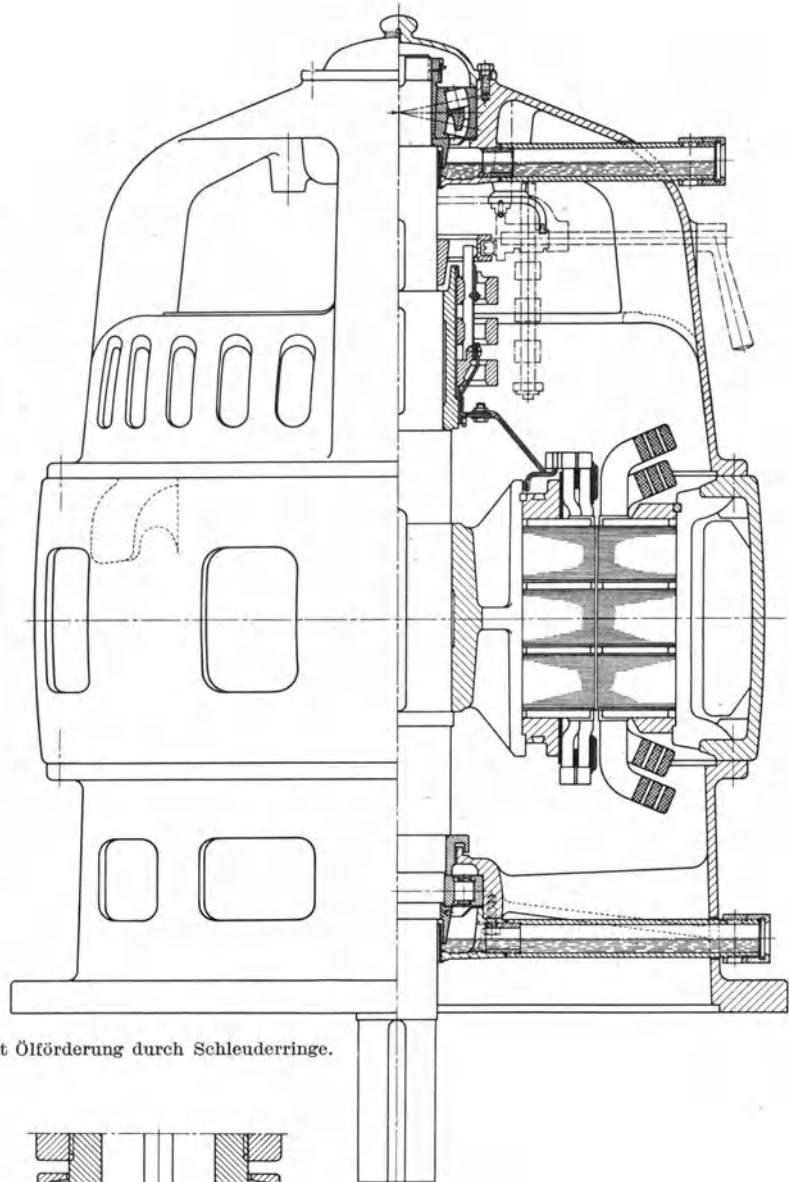
(862) Vertikale Fräse mit Ölförderung durch ein kleines Schaufelrad.



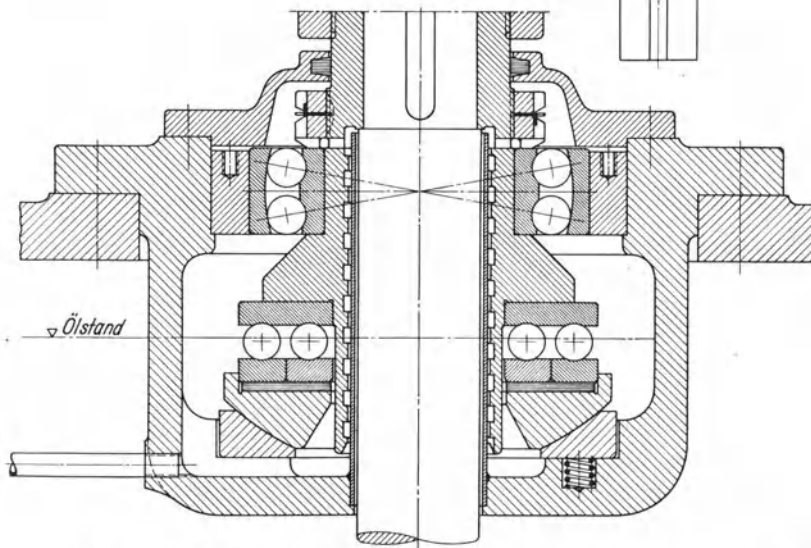
(863) Lagerung einer vertikalen Kreiselpumpe mit Ölförderung durch ein kleines Schaufelrad.



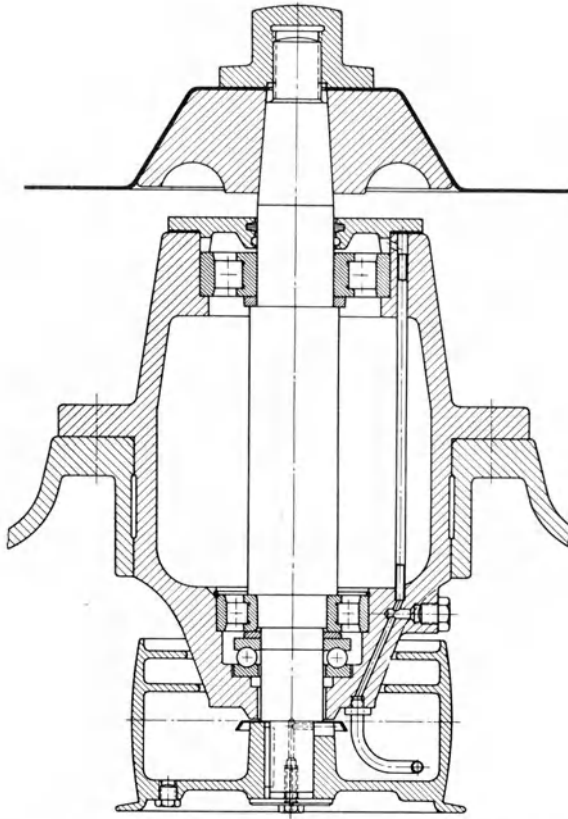
(864) Lagerung einer vertikalen Fräse mit Ölförderung durch Schleuderringe.



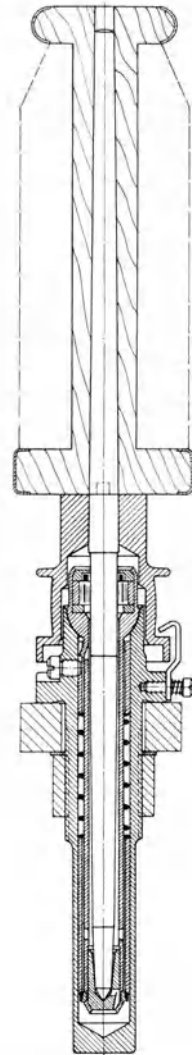
(865) Lagerung eines Vertikalmotors mit Ölförderung durch Schleuderringe.



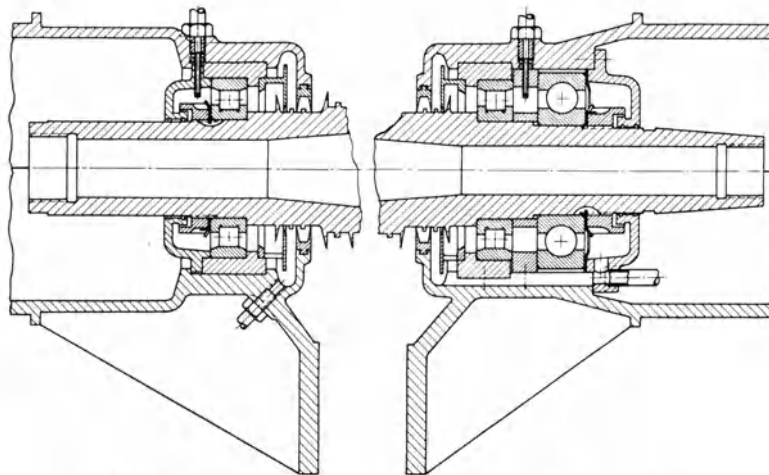
(866) Unteres Lager einer Kreiselpumpe mit Ölförderung durch einen Schraubengang.



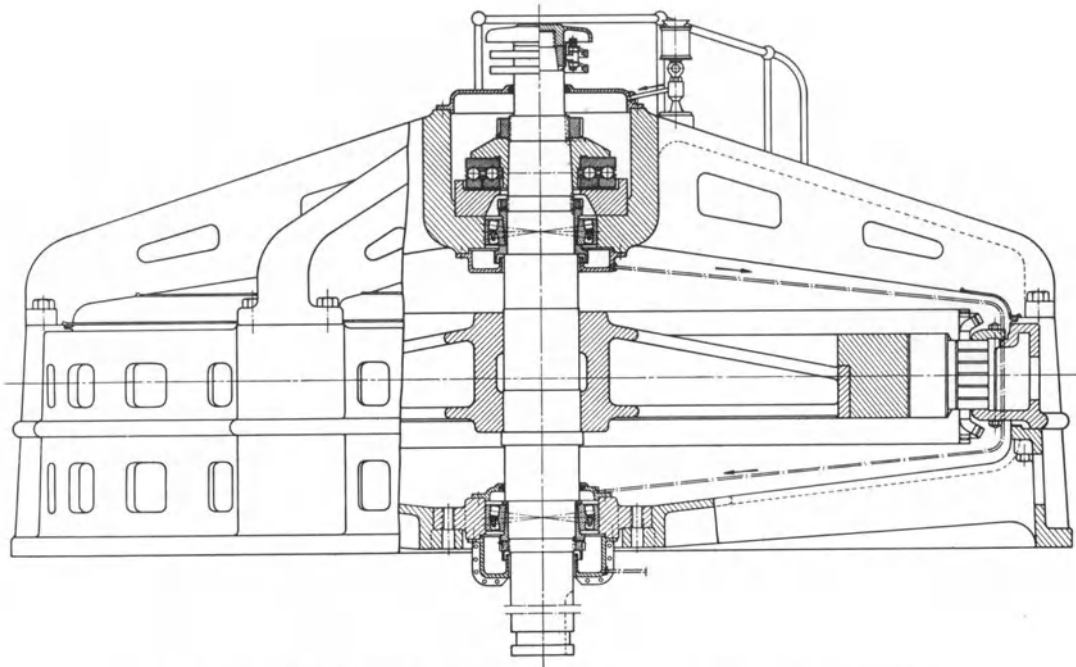
(867) Lagerung einer Zentrifuge mit Ölförderung durch Rohre, die in einen Ölbehälter tauchen.



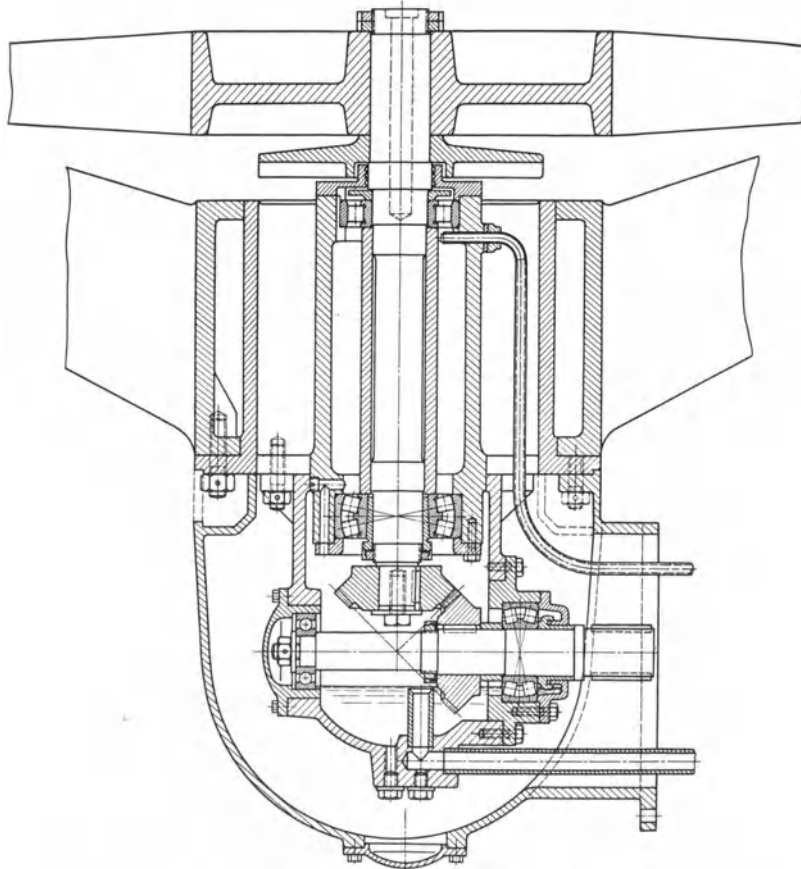
(868) Lagerung einer Spinnspindel mit Ölförderung auf dem konischen Schaft.



(869) Lagerung einer Dampfturbine mit Ölaufschmierung.

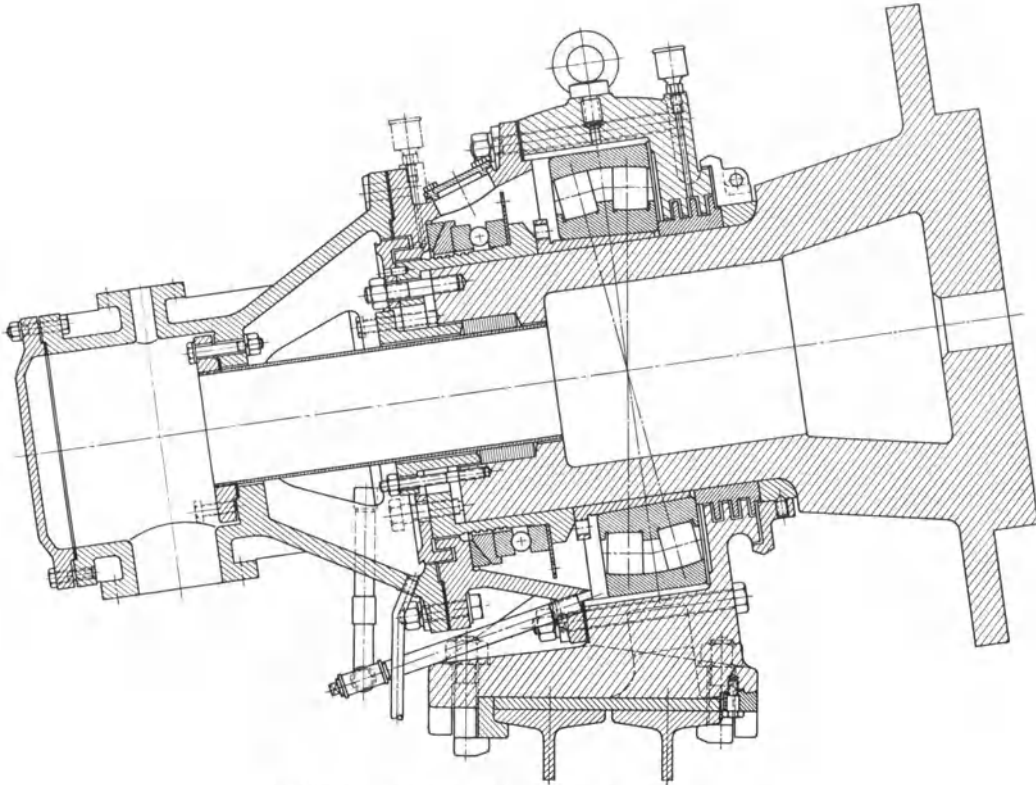


(870) Lagerung eines Vertikalmotors für Turbinenantrieb mit Ölumlaufschmierung.



(871) Lagerung eines Rauchgaslüfters mit Ölumlaufschmierung.

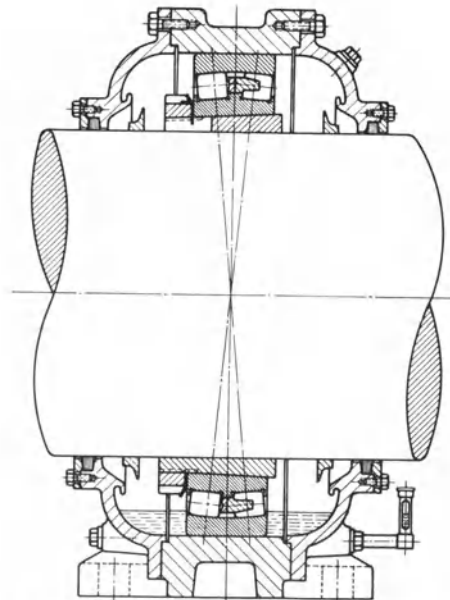
werden, indem in geeigneter Höhe ein Überlauf angebracht wird. Die Dichtung ist dann einfach, vorausgesetzt, daß von außen kein Schmutz eintreten kann. Diese Anordnung



(872) Halslager einer Rohrmühle mit Ölschmierung.

ist nur bei Maschinen, die einer dauernden Wartung unterworfen sind, verwendbar (869) und (870).

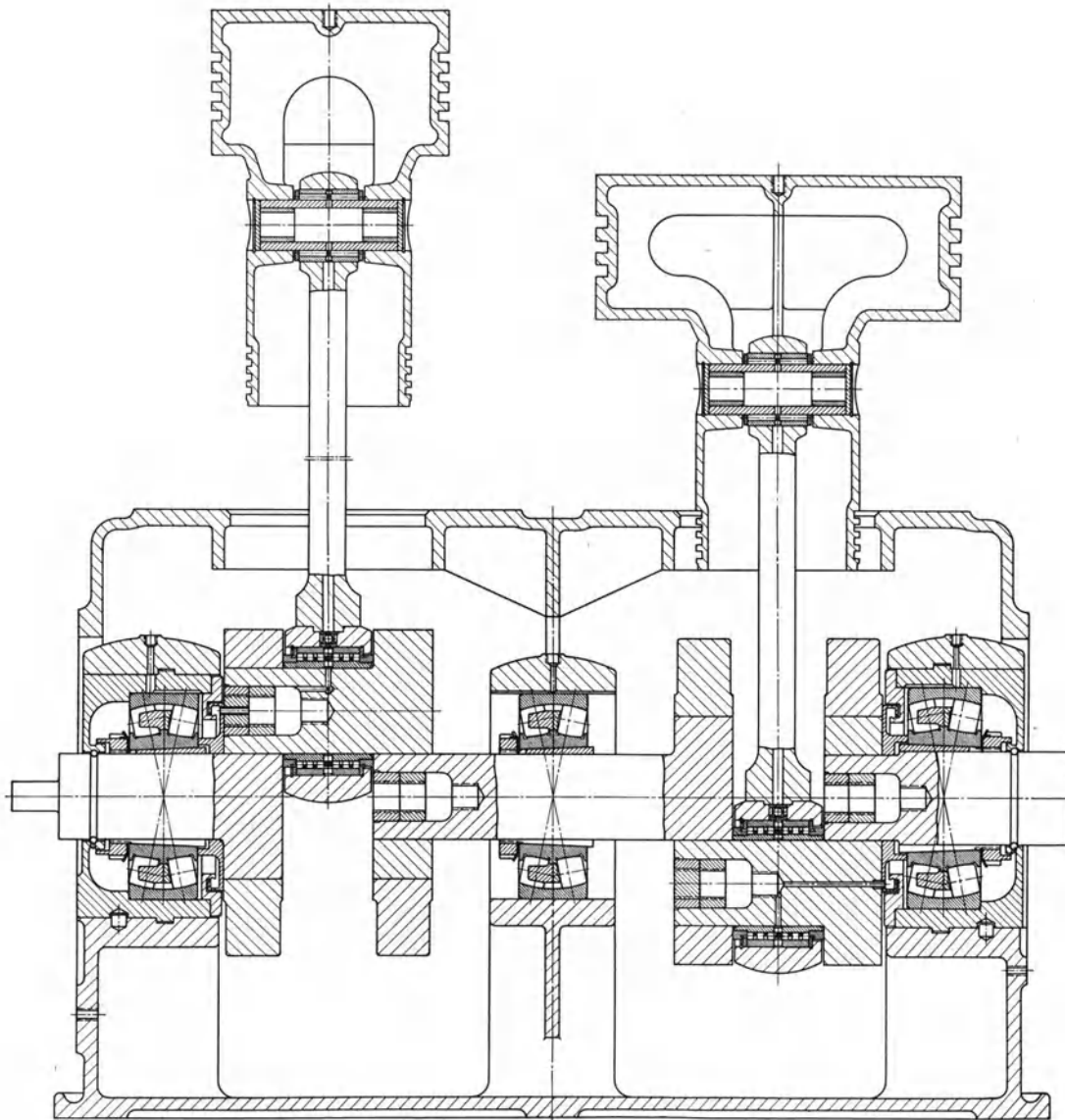
Es gibt Anwendungsgebiete, bei denen die Betriebstemperatur  $120^{\circ}$  und mehr beträgt, z. B. Trockenzyylinder von Papiermaschinen oder Heißgasventilatoren. Da diese Temperatur auch für Heißdampfzylinderöle kritisch ist, kann zweckmäßigerweise eine Ölumlaufschmierung angewendet werden, bei welcher das Öl rückgekühlt und wenn nötig sogar filtriert werden kann. Derartige Schmiervorrichtungen sind für große, stationäre Maschinenaggregate, und wenn die Temperatur sehr hoch ist, immer zu empfehlen, da sie eine einwandfreie Schmierung bei genügend langer Laufzeit und fast ohne Wartung ermöglichen (871). Solche automatische Ölumlaufschmierungen sind ganz besonders bei staubigen Betrieben, z. B. in Zement- und Brikettfabriken angebracht, bei denen auch die beste Abdichtung im Laufe der Zeit wirkungslos werden kann. Bei Ölumlaufschmierung mit Filteranlage ist keine Gefahr für allzustarke Verunreinigung vorhanden. Die Ölschmierung kann notwendig werden, wenn die Beständigkeit des Fettes durch Einwirkung von Gasen und Dämpfen beeinflusst wird. Zerstörend auf Fette wirken Ammoniakdämpfe, die Gase mineralischer Säuren (hauptsächlich Salpeter und salpetrige Säuren, Schwefel- und



(873) Schiffswellenauflager mit Ölschmierung.

schweflige Säuren). In solchen Fällen (chemische Betriebe, Zellstoffwerke) empfiehlt es sich, Ölschmierung zu verwenden.

Bei allen großen Lagern sollte grundsätzlich Ölschmierung angewendet werden, weil die Erneuerung des Fettes mit erheblichen Schwierigkeiten verbunden ist (872) und (873). Eine einwandfreie Säuberung bei Fettschmierung bedingt den Ausbau des



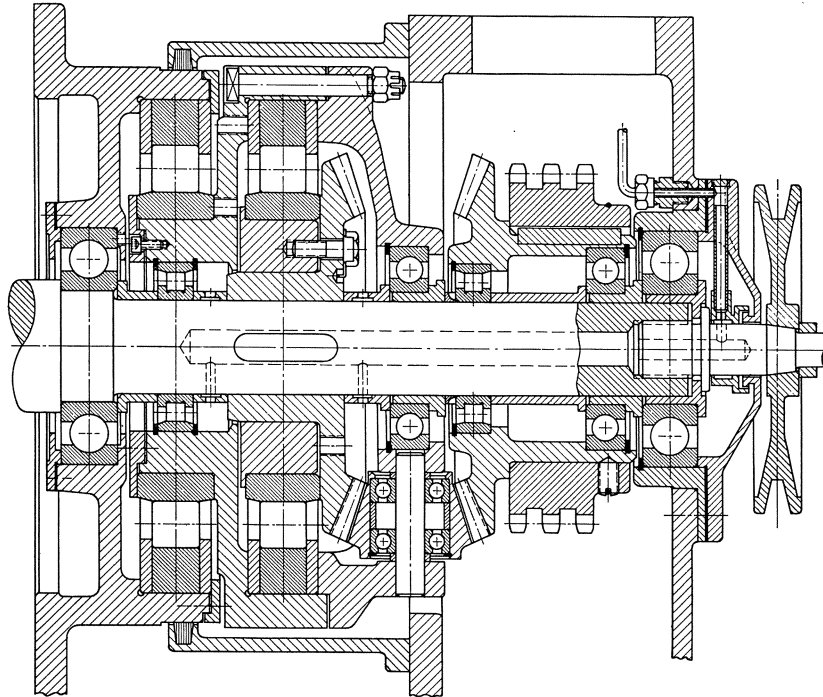
(874) Pleuellager und Kurbelwellenlager eines zweizylindrigen, zweistufigen Luftkompressors.

Lagers und damit eine Betriebsunterbrechung. Selbst wenn diese Arbeiten an Sonn- und Feiertagen vorgenommen werden, sind bedeutende Kosten damit verbunden. Öl kann dagegen während des Betriebes der Maschine abgelassen und neu eingefüllt werden. Außerdem kann man beliebig oft Ölproben entnehmen, um die Brauchbarkeit zu untersuchen und den Zustand des Lagers zu prüfen, da der Prozentsatz an Eisenteilchen einen Schluß zuläßt auf irgendeinen Fehler im Lager.

Für sehr hohe Drehzahlen ist Ölschmierung im allgemeinen geeigneter als Fettschmierung, da das Öl leicht in der richtigen, oft außerordentlich geringen Menge durch einen Docht oder einen Tropföler zugeführt werden kann. Auch die Viskosität des Öles ist

besser zu regeln als die Konsistenz des Fettes. Im allgemeinen wird für hochoberige Lager, z. B. Spinnspindeln, ein dünnflüssiges Öl verwendet. Immer ist aber die geeignete Sorte und Menge durch besondere Versuche festzustellen, da schon sehr feine Unterschiede für die Bewährung entscheidend sein können.

Einen interessanten Fall für Ölschmierung einerseits und die geringe Schmiermittelmenge andererseits zeigt Bild (874). Bei der Lagerung eines zweistufigen Zweizylinder-Luftkompressors wird das Öl außen an den Hauptlagern tropfenweise zugeführt. Es



(875) Lagerung eines Getriebes mit Rollenklammkupplung und Ölschmierung durch die Welle.

fließt dann durch das Lager, wird von den Fangschalen in das Pleuellager befördert und läuft schließlich, nachdem es durch das Rückschlagventil gedrungen ist, zum Kolbenbolzen. Die Schmierung des Getriebes mit Rollenklammkupplung (875) erfolgt durch die sich drehende Welle. Das Öl wird von außen einem Gleitring zugeführt und dringt durch die hohle Welle zu den Zahnrädern und Klemmrollen.

#### 4,427 Richtlinien für die Auswahl des Schmiermittels.

Die Auswahl der Öl- und Fettsorte ist von der höchstmöglichen Betriebstemperatur abhängig, die sich bei maximaler Drehzahl, Belastung und Raumwärme ergeben kann. Bei Verwendung von Öl spielt die Temperatur allerdings eine geringere Rolle als bei Fett. Im allgemeinen ist jedes gute, säurefreie Maschinenöl verwendbar. Erst bei Temperaturen über 80° ist die Viskosität von größerer Bedeutung. Wenn noch höhere Wärmegrade zu erwarten sind, wie z. B. bei Kurbelwellen- und Pleuellagern von Verbrennungsmotoren, kann die richtige Auswahl eines geeigneten Öles mit genügend hoher Viskosität für die Bewährung der Lager ausschlaggebend sein. Bei besonders hoher Drehzahl sind Wälzlager gegenüber zu viel oder zu dickem Öl empfindlich. In solchen Fällen ist es zweckmäßig, die richtige Ölart sorgfältig durch Versuche festzustellen. Bei Temperaturen von etwa 120°, wie z. B. bei Trockenzyklindern von Papiermaschinen, müssen sog. Heißdampfzylinderöle benutzt werden.

[33] Zweckmäßige Viskosität in Abhängigkeit von der Temperatur.

Verwendbar bei	Viskosität $E$ bei 50° C
Unter 30°	2,5 — 3,5
20 — 40°	3,5 — 4,5
30 — 50°	4,5 — 5,5
40 — 60°	6 — 8
50 — 80°	15 — 20
70 — 125°	25 — 50



In der Tabelle [33] ist die zweckmäßige Viskosität in Abhängigkeit von der Temperatur angegeben.

Fette sind gegenüber Erwärmung wesentlich empfindlicher als Öl insofern, als sie ihre Konsistenz viel schneller ändern als die Viskosität beeinflusst wird und außerdem bei einer verhältnismäßig niedrigen Temperatur zerfallen und unbrauchbar werden. Im wesentlichen kann man 3 Sorten unterscheiden: vaselineartige Fette, Kalkseifenfette und Natron- oder Alkalseifenfette. Die ersteren sind nur bis etwa 30° verwendbar, weil sie dann flüssig werden. Sie verändern zwar sonst ihren Zustand nicht und werden wieder fester, wenn die Temperatur sinkt, aber ihre Menge müßte dann ähnlich gering sein wie bei Öl, wenn nicht eine zu hohe Wärmeentwicklung eintreten soll. Auch der Schmiermittelverlust wird größer, wenn nicht bei der Ausbildung der Abdichtung darauf Rücksicht genommen wurde. Aus diesen Gründen werden vaselineartige Schmiermittel selten benutzt.

Am häufigsten ist die Schmierung mit Kalkseifenfetten, die von 0 bis etwa + 50° C Betriebstemperatur verwendbar sind. Gute Kalkseifenfette haben einen beginnenden Tropfpunkt nach UBBELOHDE von etwa 85° C und einen Tropfpunkt von 90°—95° C. Der Aschegehalt liegt unter 2 % und der Wassergehalt bei etwa 3 %. Die untere Grenze des Verwendungsbereiches der Kalkseifenfette wird durch den Gehalt an Wasser bestimmt, das sich bei 0° in Form von Kristallen ausscheidet. Hierbei zerfallen die das Öl enthaltenden Zellen und das Fett wird mehr oder weniger zersetzt. Wird die obere Grenze überschritten, dann zerfällt das Kalkseifenfett in Kalkseife und Öl. Die auf dem Markt befindlichen Fettsorten verhalten sich bei hoher Temperatur verschieden. Es ist daher zweckmäßig, bei Lagertemperaturen über 40° C mit der Auswahl des Fettes besonders vorsichtig zu sein.

Für Temperaturen über + 50° C sind Kalkseifenfette ungeeignet. Dann sind Natron- oder Alkalseifenfette zu verwenden, deren Verwendung bis etwa + 70° C bei Dauertemperatur zulässig ist. Das Verhalten der auf dem Markt befindlichen Fettsorten ist jedoch unterschiedlich sowohl in bezug auf die zulässige untere als auch obere Grenze. Bei Temperaturen über + 70° bis 80° C ist eine besonders sorgfältige Auswahl der Fettsorte erforderlich. Unter 50° C sind solche Fette geeignet, die eine genügend weiche Konsistenz besitzen. Der beginnende Tropfpunkt nach UBBELOHDE liegt bei diesen Fetten etwa bei 120° C. Infolge der höheren Konsistenz enthalten sie meist mehr Seife und weisen deshalb auch einen wesentlich höheren Aschegehalt auf, der bis 4 % als zulässig angesehen werden kann. Alkalifette können eine etwa ihrem Gewicht entsprechende Wassermenge aufnehmen, ohne die Konsistenz zu verlieren.

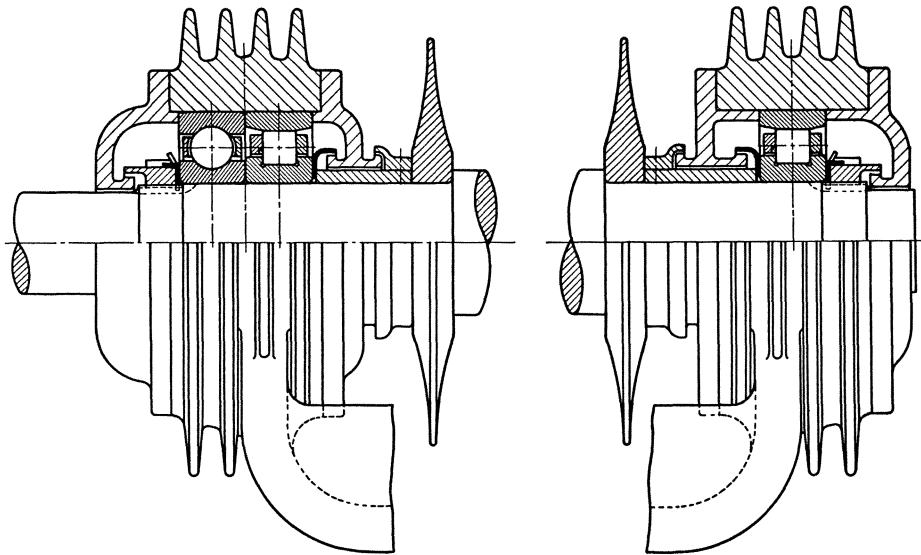
Kommt noch mehr Wasser hinzu, dann wird das Fett flüssig und tritt leicht aus dem Lagergehäuse aus. In solchen Fällen, wie z. B. bei Walzwerken, verwendet man zur Schmierung der Wälzlager eine Mischung von Kalkseifenfett und Bohröl. Diese Emulsion kann beträchtliche Wassermengen aufnehmen (etwa 95 %), bevor eine Rostgefahr besteht. Durch die Mischung mit Kalkseifenfett soll die Schmierfähigkeit gewährleistet werden. Neuerdings ist ein Fett auf dem Markt erschienen, das die Fähigkeit hat, in wesentlich größerem Maße als die normalen Alkalifette mit Wasser zu emulgieren. Selbst bei zehnfach so großer Wassermenge bleibt dieses Fett noch rostschützend. Dabei löst sich nur ein Teil des Fettes auf, während die Hauptmasse ihre Konsistenz behält. Dieses Fett ist bis etwa 80° verwendbar.

Schmiermittel aus kolloidalem Graphit kommen bei Temperaturen über 200° z. B. bei Trockenkammerwagen in Betracht, wo Öl allein nach kurzer Zeit eintrocknen würde. Einlaufen der Wälzlager mit Graphit dürfte nur in ungewöhnlichen Ausnahmefällen in Erwägung zu ziehen sein. Der Zustand der Lager könnte leicht durch künstlichen Verschleiß verschlechtert werden.

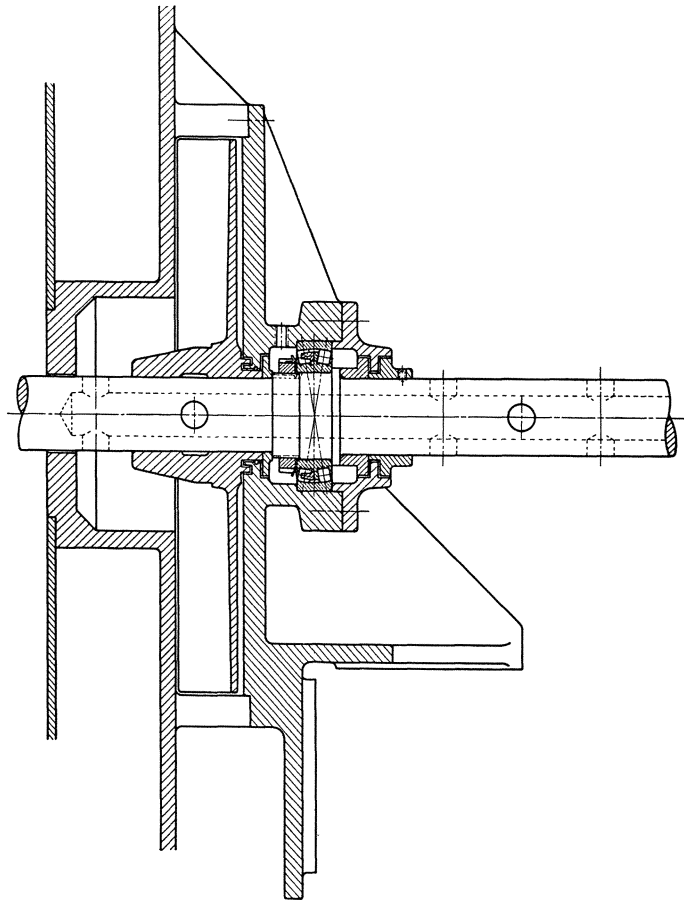
#### 4,428 Kühlvorrichtungen.

Wenn die Betriebstemperatur höher werden kann als etwa 120°, und mit Öl keine genügende Betriebssicherheit erwartet werden kann, dann muß für eine Kühlung der

Lager gesorgt werden. Bei der Ausbildung der Kühlvorrichtung ist auf die abzuführende Wärmemenge und auf die Richtung des Wärmeflusses Rücksicht zu nehmen.



(876) Lagerung eines Heißgasventilators mit Kühlscheiben.

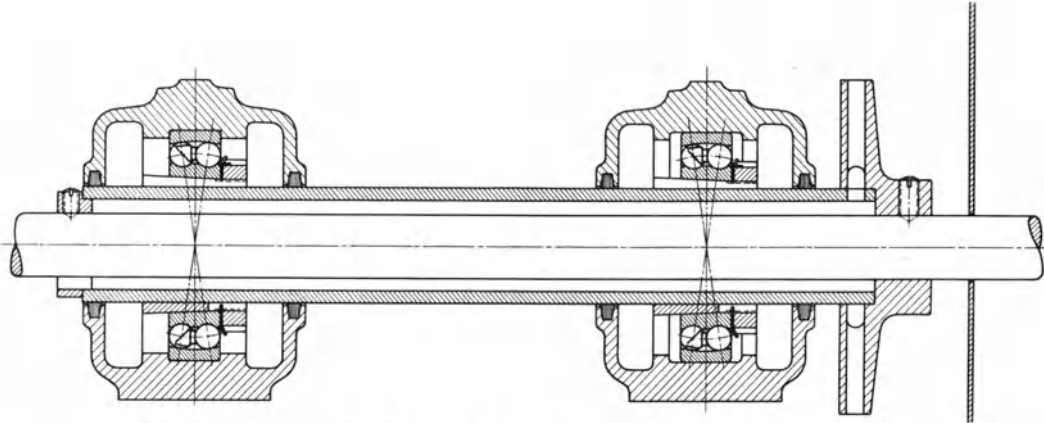


(877) Lagerung eines Ventilators mit Luftkühlung durch die Welle.

In vielen Fällen kann es genügen, eine Ölumlaufschmierung vorzusehen, deren Durchflußgeschwindigkeit nach der abzuführenden Wärmemenge zu bemessen ist. Diese

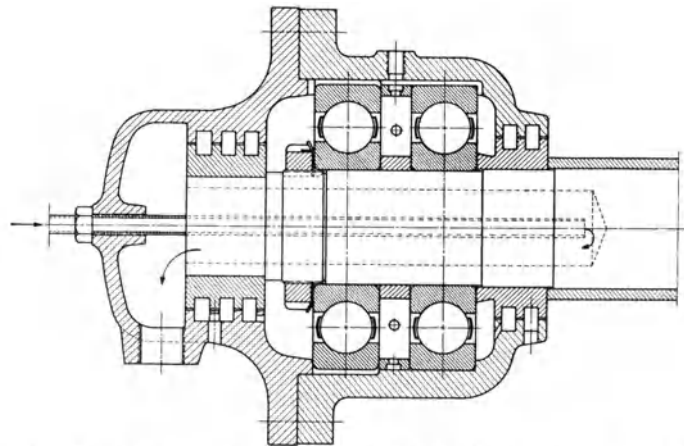
Anordnung läßt sich bei allen stationären Maschinen meistens ohne Schwierigkeit anwenden. In einigen Fällen kann es auch zweckmäßig sein, eine Mischung von Kalkseifenfett und Bohröl mit starkem Wasserzusatz zu benutzen. Die Kühlwirkung kommt dadurch zustande, daß das Wasser verdampft.

Eine andere Möglichkeit besteht darin, auf der Welle neben der Wärmequelle Kühlscheiben (876) vorzusehen oder Schleuderscheiben (877) und (878) anzuordnen,



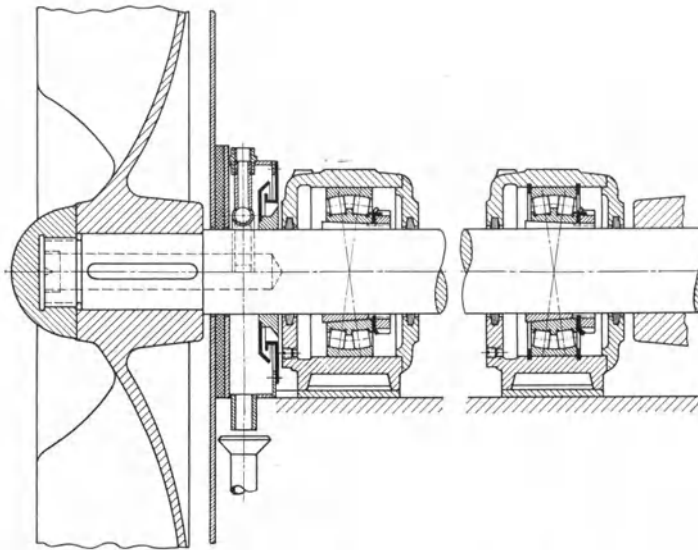
(878) Lagerung eines Ventilators mit Luftkühlung zwischen Welle und Wellenrohr.

die kühle Luft durch die Welle saugen. Bei der Bauart (878) sitzen die Lager auf einem besonderen Rohrstück, mit welchem die Welle als Wärmeleiter nur an schmalen Stellen verbunden ist. Außerdem wird die Bohrung von der Kühlluft bestrichen. Eine Wasserkühlung des Gehäuses ist nur dann zu empfehlen, wenn die Temperatur durch Strahlungswärme von außen hervorgerufen wird. Erfolgt die Zufuhr der Wärme durch die Welle,

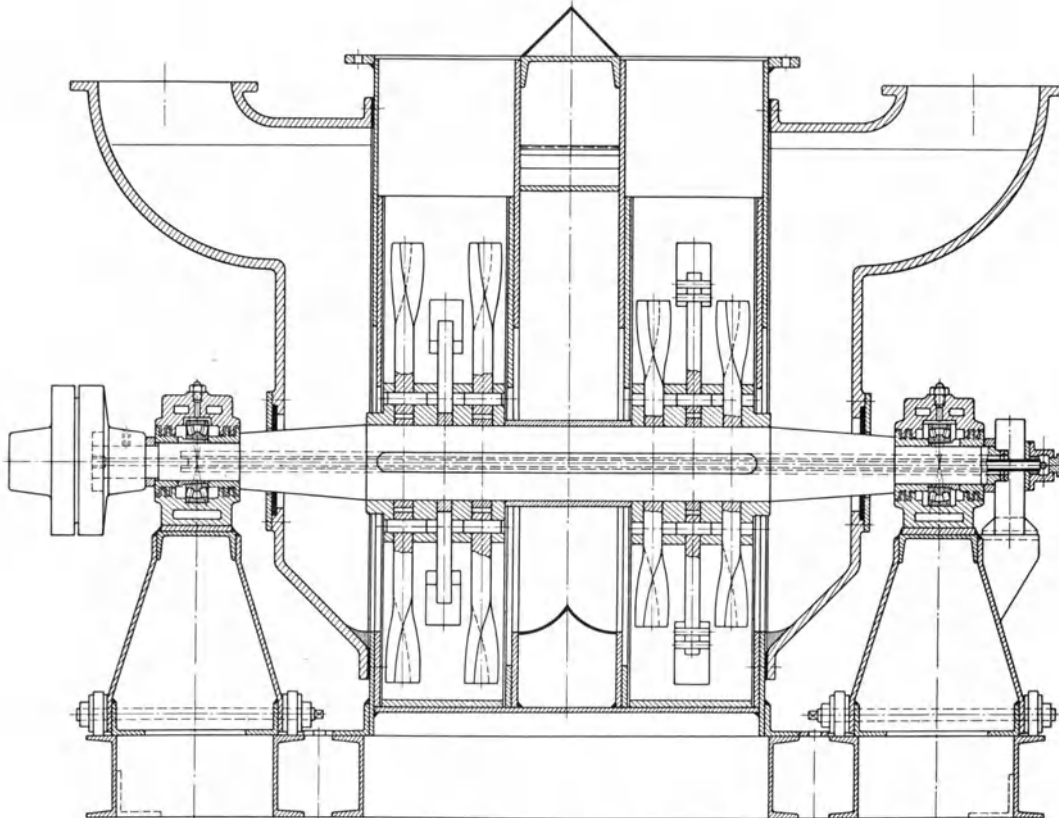


(879) Lagerung eines Ventilators mit Wasserkühlung durch die Welle.

dann muß für eine genügend große Lagerluft gesorgt werden, um bei der stärkeren Ausdehnung des Innenringes eine Verklemmung zu vermeiden. In solchen Fällen ist es meistens günstiger, die Welle zu kühlen. Derartige Lösungen sind in den Bildern (879) und (880) dargestellt. Bei der Ausführung (880) ist die Welle außerdem an der Ventilatorseite ausgebohrt und mit Asbest gefüllt, um die Wärmeleitfähigkeit zu verringern. Bei der Hammermühle (881) wird sowohl das Gehäuse als auch die durchbohrte Welle gekühlt. Auch bei Rauchgaslüftern (871) sind besondere Vorkehrungen zu treffen, um die von den Rauchgasen abgegebene Wärme abzuleiten. Zu diesem Zwecke wird durch den Ventilator kalte Luft von außen durch einen besonderen Kanal angesaugt und um das Lagergehäuse geführt. Außerdem ist zwischen Ventilator und oberem Lager in der Frischluft eine mit Rippen versehene Kühlscheibe angeordnet, welche die Temperatur der Welle herabsetzen



(880) Lagerung eines Heißgas-Ventilators mit Wasserkühlung auf der Welle.



(881) Lagerung einer Hammermühle mit Wasserkühlung der Welle und der Gehäuse.

soll. Um die nach dem Lager strömende Wärmemenge zu verringern, ist die Welle am oberen Ende mit einem Hohlraum versehen.

## 4,5 Abdichtung.

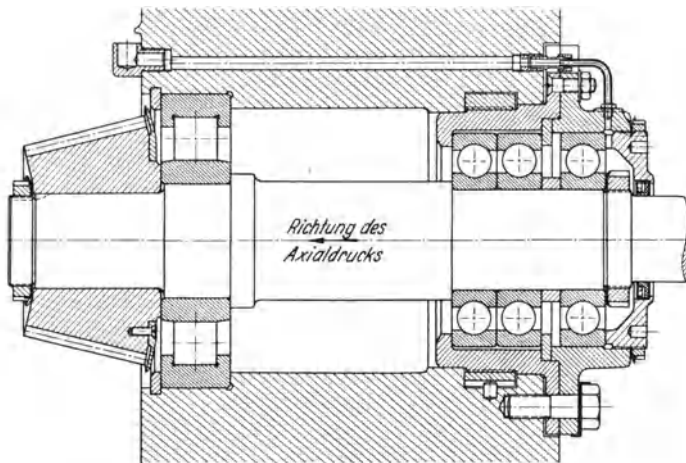
### 4,51 Die Aufgaben der Abdichtung.

Die Dichtung soll den Schmiermittelaustritt vermeiden und das Eindringen von schädlichen festen, flüssigen oder gasförmigen Körpern verhindern. Die einwandfreie

Lösung dieser Aufgaben ist von großer Bedeutung, um einen wirtschaftlichen und sauberen Betrieb zu erzielen und die durch die Tragfähigkeit gegebene Lebensdauer unbegrenzt zu erreichen. Bei geeigneter Dichtung und zweckmäßigem Schmiermittel ist es möglich, außerordentlich lange Laufzeiten ohne Nachschmierung zu erzielen. Im allgemeinen ist es viel leichter, den Austritt von Fett zu verhindern als den von Öl. Dies ist die Ursache für die häufige Anwendung der Fettschmierung. Bei Fett genügt ein einfacher Spalt, Ringe aus Filz oder Leder, eventuell in Verbindung mit einem Schleuderring; bei Öl müssen dagegen ganz besonders sorgfältige Maßnahmen getroffen werden, deren Wirkung oft erst durch Versuche geklärt werden muß. Die Verschmutzung von Lagern durch irgendwelche Fremdkörper ist gefährlich und häufig die Ursache für eine frühzeitige Beschädigung der Lager. Es gibt aber genügend zuverlässige Mittel auch für solche Fälle, wo mit einer ungewöhnlichen Staubeentwicklung oder starker Wasserspülung zu rechnen ist. Nach ihrer Wirkungsweise kann man unterscheiden zwischen schleifenden und nicht-schleifenden Dichtungen. Die ersteren bestehen aus Metall, Filz, Leder, Hanf oder anderen Stoffen. Die zweite Art erreicht ihre Wirkung durch einen mehr oder weniger langen Spalt, der nur in Achsrichtung oder axial und radial angeordnet ist. In diese Gruppe gehören auch die Spritz- oder Schleuderringe.

#### 4,52 Dichtung durch Seitenwände.

Der Abschluß der Lagerung nach außen erfolgt entweder für jede Lagerstelle gesondert oder gemeinsam für zwei oder mehrere Lager, je nach der Ausbildung des betreffenden



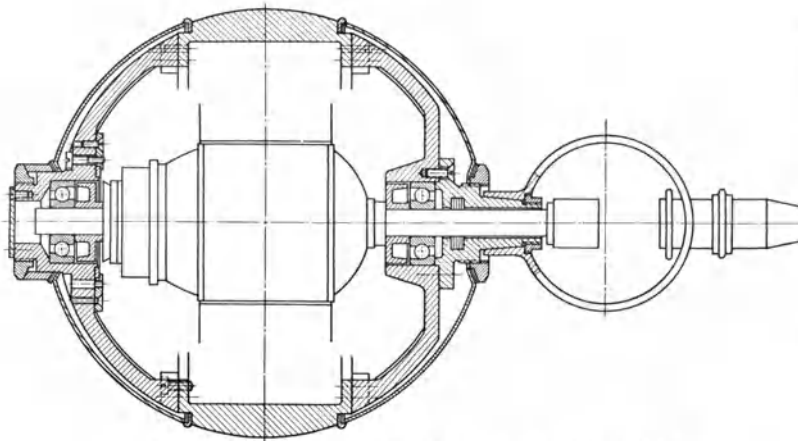
(882) Ritzelantrieb mit Abdeckscheibe.

Maschinenteils oder den Anforderungen des Betriebes. Bei einem Elektromotor ist z. B. eine Abdichtung an jeder Seite einer Lagerstelle erforderlich, da sowohl eine Verschmutzung des Lagers von außen her als auch ein Austreten von Fett oder Öl nach dem Anker zu verhindert werden muß. Wenn es sich dagegen um ein hochwertiges Zahnradgetriebe handelt, bei dem kein Verschleiß der Zahnflanken zu befürchten ist, kann auf einen Abschluß nach dem Inneren verzichtet werden.

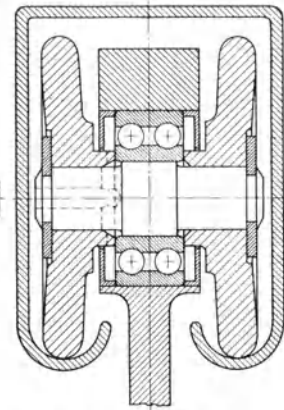
Oft wird eine freie Zugänglichkeit der Lager angestrebt, wenn das Getriebeöl gleichzeitig zur Schmierung des Lagers dient (882).

Der Abschluß nach außen erfolgt entweder durch angegossene Seitenwände, wie z. B. bei Stehlagern, oder durch Deckel, die in irgendeiner Weise lösbar mit dem Tragkörper des Gehäuses verbunden sind. Bei Fettschmierung ist im allgemeinen keine besondere Dichtung zwischen Gehäuse und Deckel erforderlich, da die satte Anlage am Außenring oder am Gehäuse genügt. Bei Ölschmierung ist dagegen eine Packung anzubringen, um einen dichten Abschluß zu erreichen. Wenn der Deckel mit einem Flansch fest am Gehäuse liegt, genügt eine Scheibe aus dickem Papier. Erfolgt die Anlage am Außenring, dann ist es zweckmäßig, zwischen Gehäuse und Deckel eine elastische Packung einzulegen. Bei Zahnradgetrieben und kleinen Motoren benutzt man als Abschluß der Lagerstellen gegenüber dem Getrieberaum einfache Scheiben, die das Eindringen von Fremdkörpern oder das Austreten von Fett verhindern sollen (882) und (883).

Kleine Lager werden in Sonderfällen mit eingepreßten Deckeln (884) versehen, die den Zweck haben, das Lager vor Verunreinigungen zu schützen und das Fett im Inneren festzuhalten. Eine besondere Ausführung zeigt Bild (885). Die Lager sind breiter als normal, damit Dichtungsringe untergebracht werden können, und ein genügend großer Fettraum

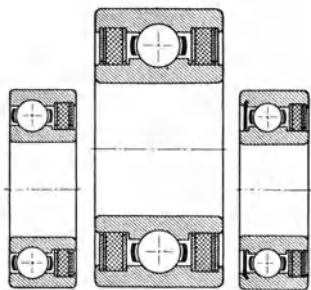


(883) Lagerung des Motors für eine Zahnarzt-Bohrmaschine.

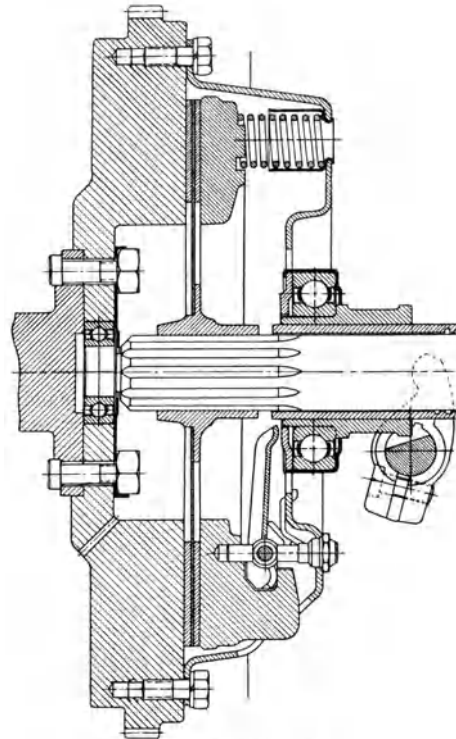


(884) Lagerung einer Laufrolle.

verbleibt. Derartige Lager können während ihrer ganzen Laufzeit nicht nachgeschmiert werden. Die Verwendungsfähigkeit solcher Lager ist naturgemäß nur dort gegeben, wo keine nennenswerte Staubeentwicklung auftritt und die tägliche Laufzeit gering ist, da das Fett allmählich unbrauchbar wird, und die Fettmenge im Laufe der Zeit abnimmt. Eine neue Fettfüllung ist aber nur möglich, wenn ein Dichtungsring abgezogen wird. Aus diesem Grunde zieht man es im allgemeinen vor, die Dichtung unabhängig vom Lager anzuordnen. Bild (886) zeigt die Anordnung eines Kupplungslagers, bei welchem der Außenring in einer Blechkappe sitzt, die auf der einen Seite gleichzeitig das Lagerinnere abschließt. Auf der anderen Seite liegt ein besonderer Deckel, der von dem Falz der Blechkappe gehalten wird.



(885) Radiallager mit eingesetzten Filzringen.

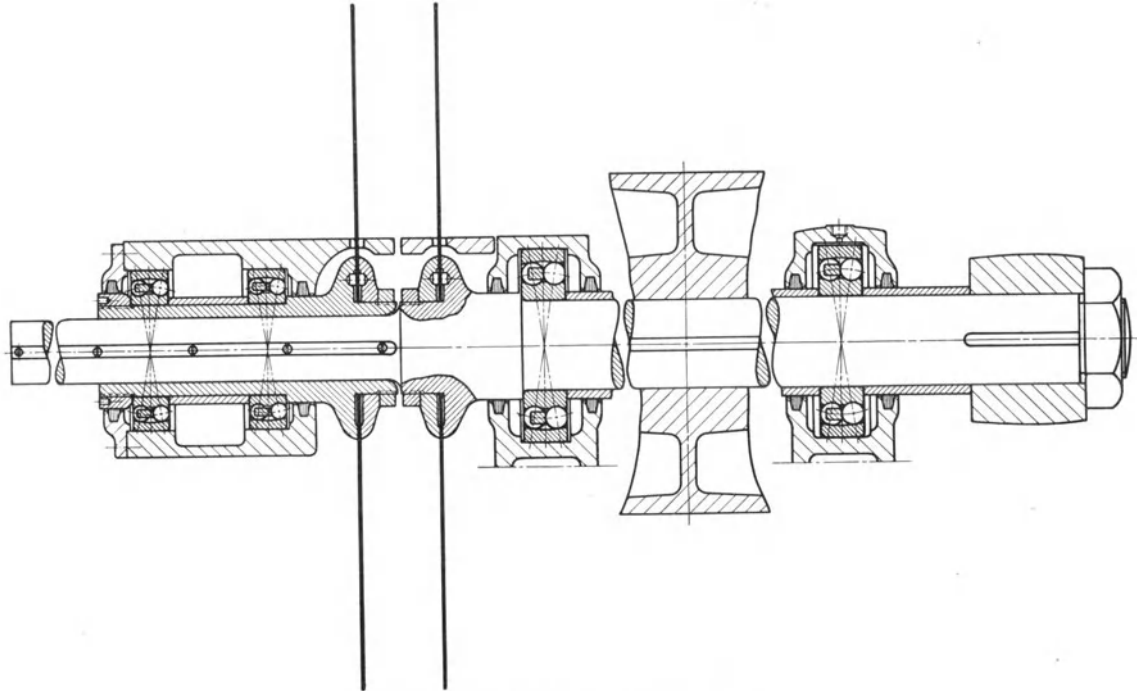


(886) Kupplungslager.

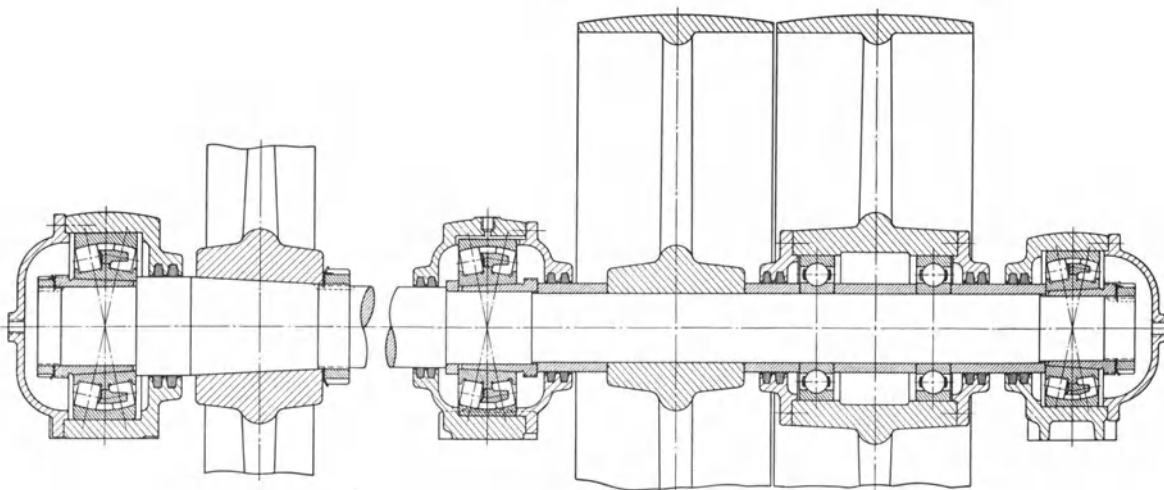
### 4,53 Schleifende Dichtungen.

Von allen Dichtungsmitteln werden Filzringe, wie sie Bild (887) bei der Lagerung einer Kreissäge zeigt, am meisten verwendet. Bei Fettschmierung stellen sie einen guten Schutz gegen Schmiermittelverlust dar. Sie genügen jedoch nur, wenn die Lager in Betrieben Verwendung finden, in denen mit einer nur unbedeutenden Staubeentwicklung zu rechnen ist und Feuchtigkeit oder Gase nicht an das Gehäuse herankommen. In manchen Fällen werden auch zwei Filzringe nebeneinander benutzt (888), wenn die Anordnung eines Labyrinthringes unmöglich ist oder zu teuer wird. Der zweite außersitzende Filzring soll dann den Schutz gegen Fremdkörper bewirken.

Die dichtende Wirkung eines Filzringes wird erheblich gesteigert und seine Abnutzung stark verringert, wenn er vor dem Einlegen in die für ihn bestimmte Nute einige Minuten in heißem Öl getränkt wird. Dann schmiegt sich der Ring gut an die Welle an und verschleißt wenig. Zur Dichtung des Lagergehäuses gegen den Austritt von Öl soll sich in der



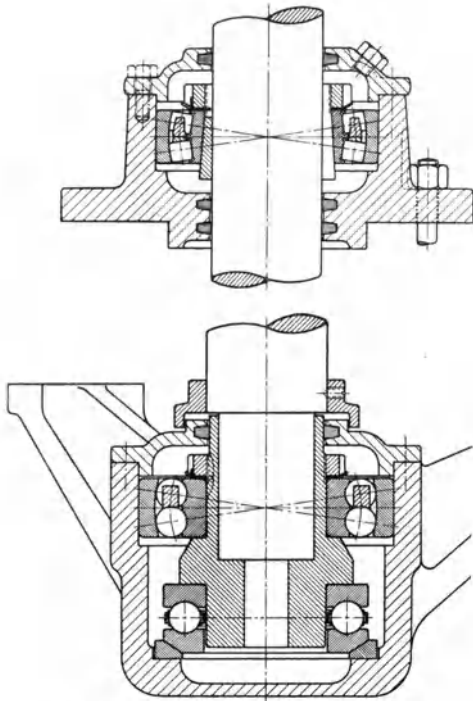
(887) Lagerung einer Besäumkreissäge.



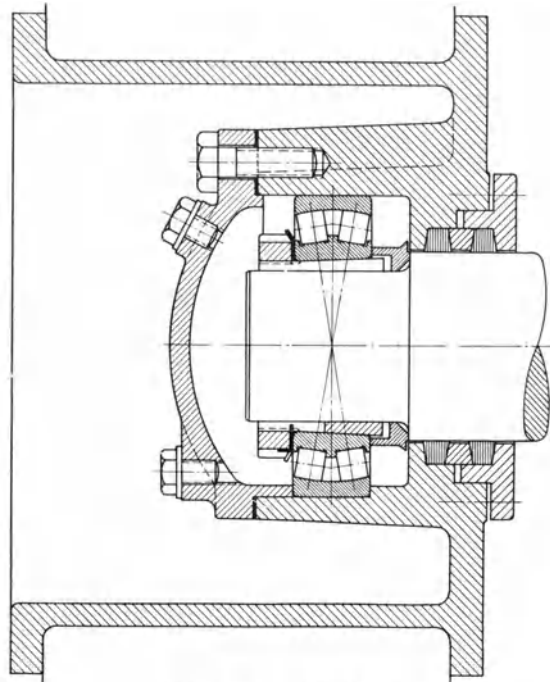
(888) Lagerung einer Bandtrennsäge.

Praxis die Tränkung der Filzringe mit Schmierseife an Stelle des Öles vorzüglich bewährt haben. Da das von dem Ring aufgesogene Öl nicht auf die Dauer genügt, ist es erforderlich, ihn in der Nähe des Gehäuse-Inneren anzubringen, damit er immer neu benetzt wird. Ein zweiter außen sitzender Ring wird leicht trocken und verschleißt dann bei der Einwirkung von Staub; bei senkrechter Welle (889) ist dagegen mit genügendem Fettzutritt zu rechnen. Um die dichtende Wirkung nicht zu beeinträchtigen, ist es erforderlich, die Filzringbohrung dem Teil genau anzupassen, auf dem der Ring schleifen soll und den Querschnitt der Nute mit dem des Ringes in Übereinstimmung zu bringen. Statt der Ringe

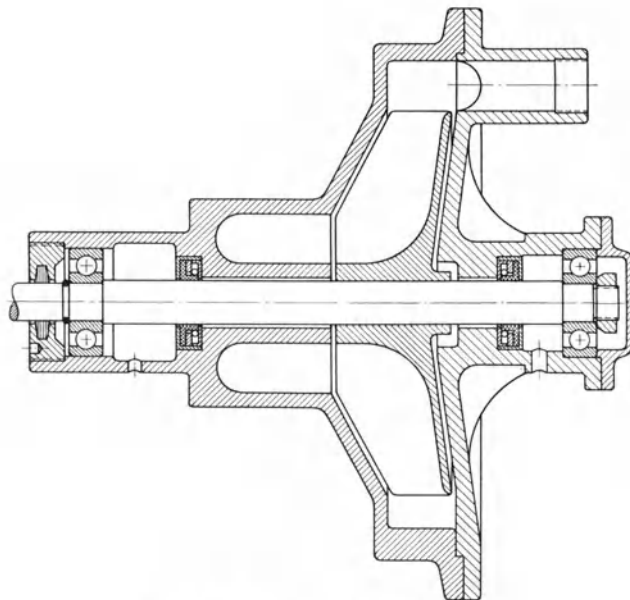
können auch Filzstreifen von rechteckigem oder trapezförmigem Querschnitt benutzt werden, die bedeutend billiger sind. Diese müssen ebenfalls zu den Gehäusenuten



(889) Lagerung eines Vertikalöffners.



(890) Lagerung für Backofen.



(891) Lagerung einer kleinen Pumpe.

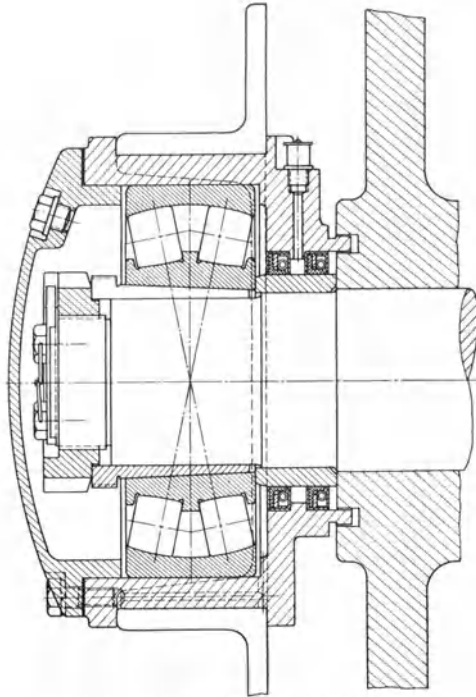
passen und auf richtige Länge schräg zugeschnitten werden. Um den Filzring oder Filzstreifen satt in die leicht konisch gehaltene Nute im Lagerdeckel oder Gehäuse zu bringen, kann er eingedrückt oder mit Rillenrädchen eingerollt werden. Man verwendet



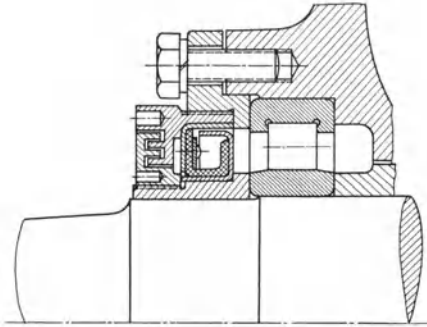
oft Blechscheiben zum Halten der Ringe (790) und (796). Bei großen Lagern wird sogar eine besondere verschraubte Deckelscheibe angeordnet (873). Um eine häufige Auswechslung der Filzringe zu vermeiden, ist es vorteilhaft, nur gute Qualitäten — Merino-Wollfilz — zu verwenden. Bei Temperaturen über 100° sind Filzringe ungeeignet,

weil sie hart werden und verkrusten. Man verwendet dann Dichtungsringe aus Asbest (890), die nach einer gewissen Betriebszeit nachgespannt werden können. Statt der Filzringe wurden vielfach, vor allen Dingen im Automobilbau, mit Graphit getränkte Hanfschnüre benutzt. Ihre Wirkung unterscheidet sich aber nicht wesentlich von derjenigen der Filzringe.

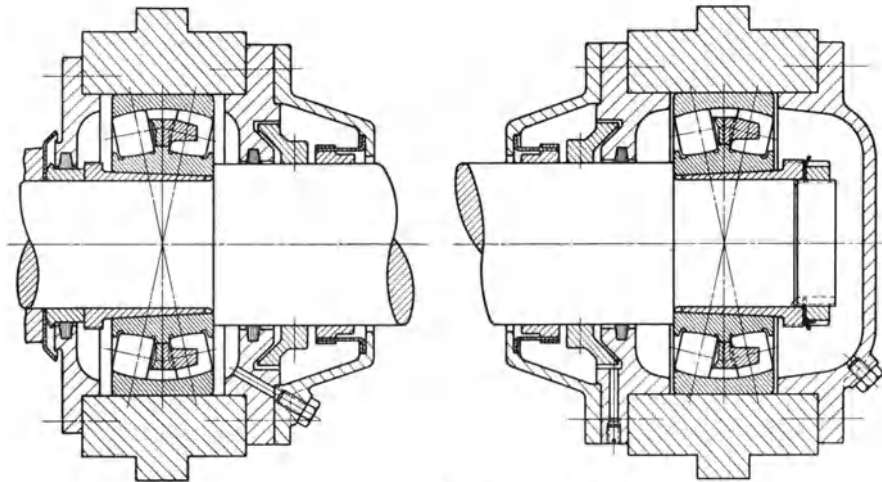
Filzringe oder ähnliche Dichtungsmittel erzeugen vor allem im neuen Zustande, auch wenn sie mit Öl getränkt werden, eine hohe Reibung und Temperatur (s. Abschnitt 3,3, S. 154). Bei



(892) Lager für Unterwasserturas.



(893) Abdichtung mit U-förmigen Ledermanschetten.



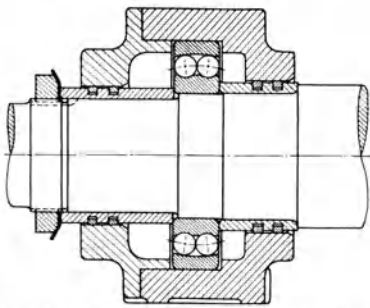
(894) Lagerung der oberen Walze eines Stachelwalzwerkes.

geteilten Gehäusen ist es besonders wichtig, daß die Maße des Ringes und der Nute aufeinander abgestimmt werden, da sonst leicht ein zu großer Druck hervorgerufen werden kann. Die von den Filzringen erzeugte Temperatursteigerung wird oft fälschlicherweise als von den Lagern ausgehend angesehen. Wenn eine Lagerung eine unzulässig hohe Temperatur zeigt, ist es immer zweckmäßig, die Filzringe zu entfernen, um die reine Lagertemperatur feststellen zu können.

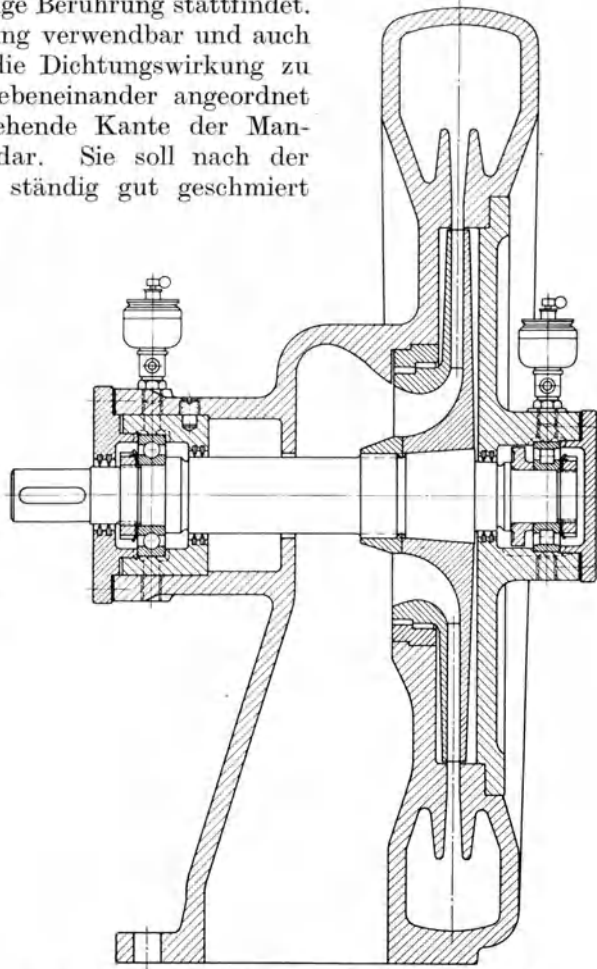
Eine gute dichtende Wirkung haben Manschetten aus Leder oder Buna, vor allen Dingen, wenn der vorstehende Stulp durch eine Feder leicht an den sich drehenden Teil

gepreßt wird (891), so daß immer eine innige Berührung stattfindet. Diese Anordnung ist sogar bei Ölschmierung verwendbar und auch gegen Feuchtigkeit gut geeignet. Um die Dichtungswirkung zu erhöhen, können auch mehrere Ringe nebeneinander angeordnet werden (892). Die unter Federdruck stehende Kante der Manschette stellt den eigentlichen Schutz dar. Sie soll nach der zu dichtenden Seite gerichtet sein und ständig gut geschmiert werden. In ähnlicher Weise wirkt die Dichtung Bild (893). Der mit Fett vollgepackte Hohlraum unterstützt die Dichtwirkung. Die Anordnung gestattet aber nur eine geringe seitliche Verschiebung der Welle gegenüber dem Gehäuse.

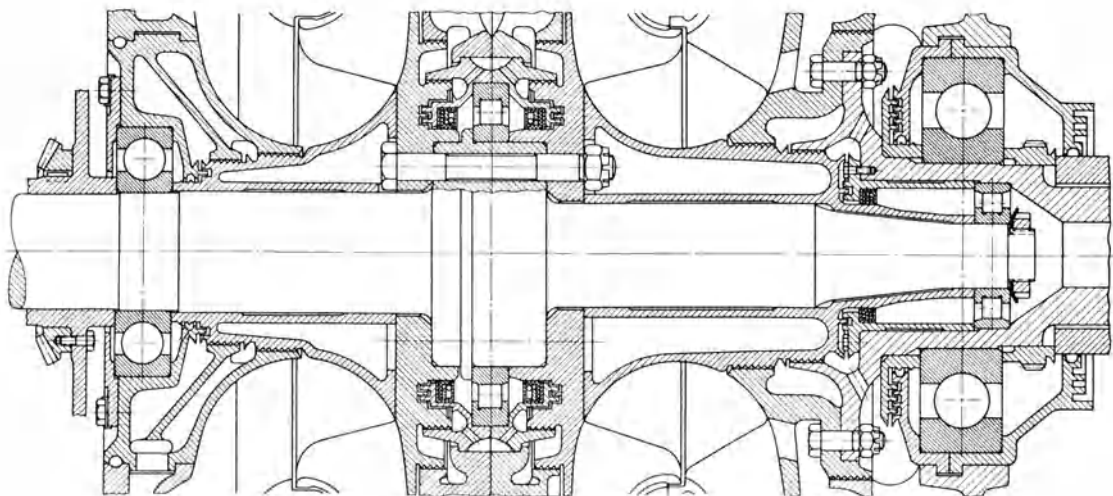
In gewissen Fällen verwendet man Metallringe, die an der Welle oder am Gehäuse angebracht sind und auf dem anderen Teil schleifen (894). In Bild (895) werden Kolbenringe benutzt, die sich bei Versuchen in staubigem Betrieb gut bewährten, aber bei Wasserzutritt nicht ausreichten. Bild (896) zeigt eine Dichtung



(895) Abdichtung mit Kolbenringen.



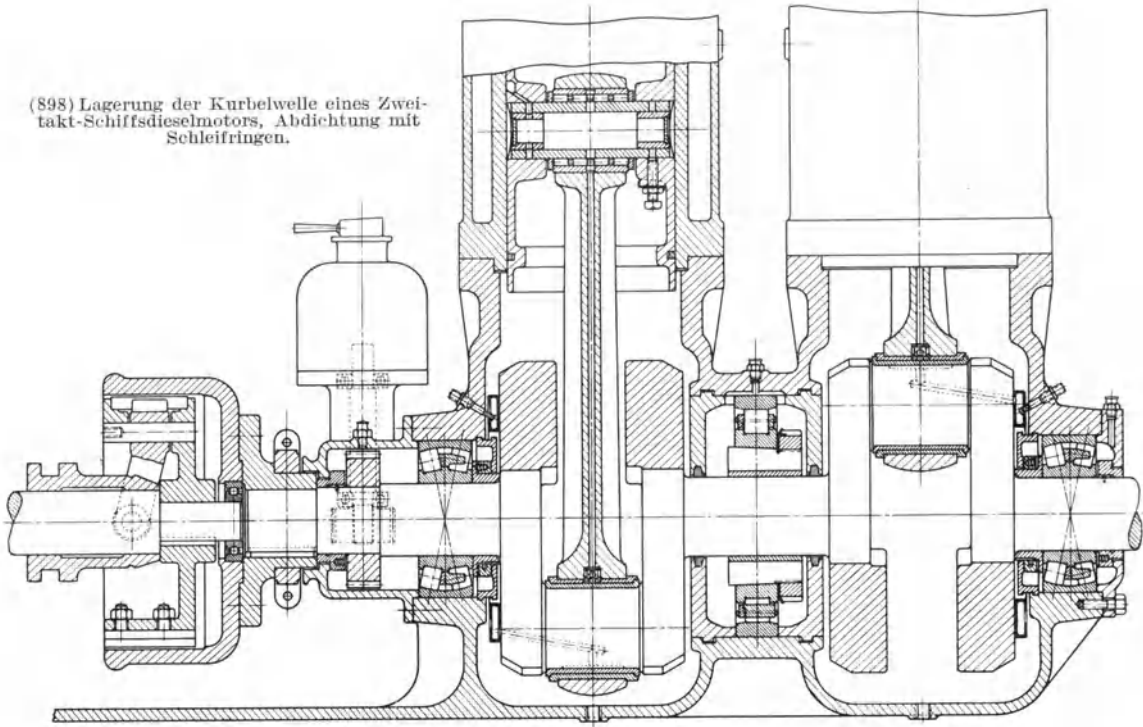
(896) Lagerung eines Turbogenerators, Abdichtung mit Metallringen.



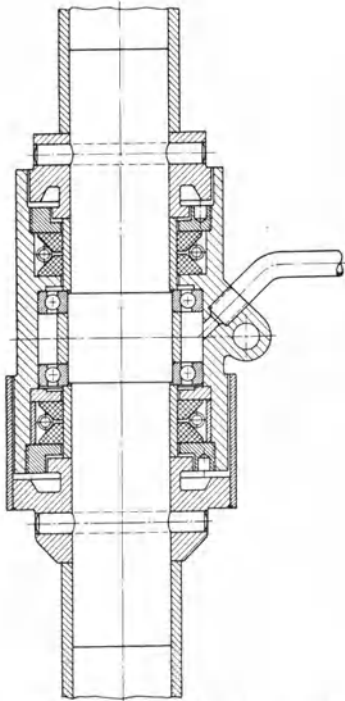
(897) Lagerung eines Flüssigkeitsgetriebes mit Labyrinthdichtung und Ledermanschetten.

mit schleifenden, fein zugespitzten, weichen Metallscheiben bei Lagern für einen Turbogenerator. In ähnlicher Weise wirkt die Anordnung bei einem Föttinger Getriebe (897).

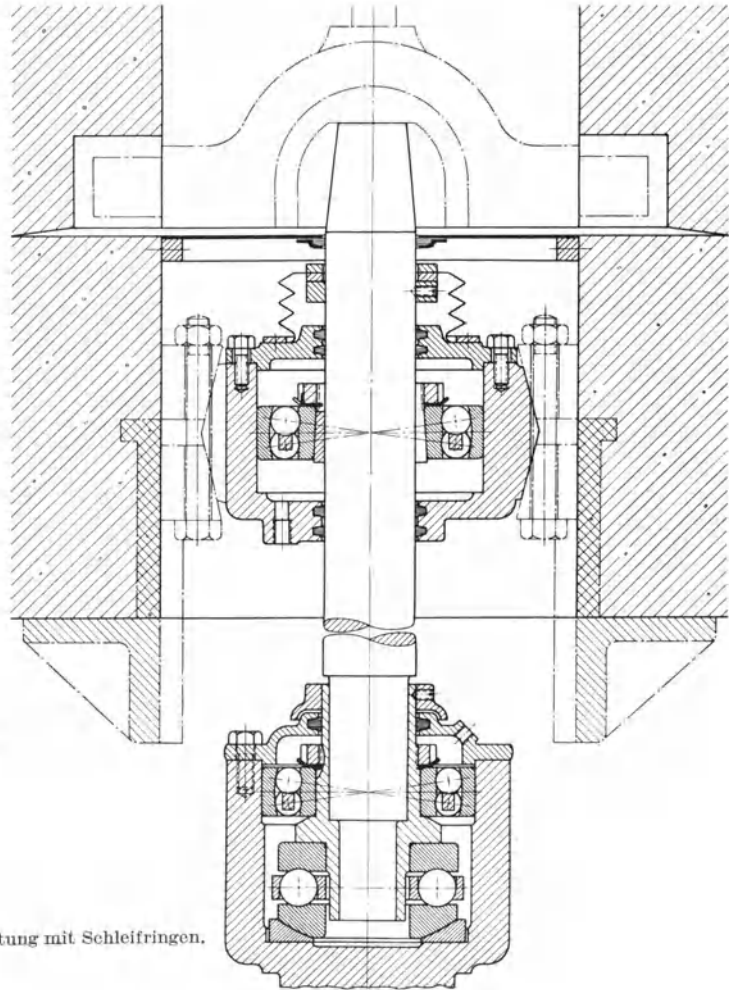
(898) Lagerung der Kurbelwelle eines Zweitakt-Schiffsdieselmotors, Abdichtung mit Schleifringen.



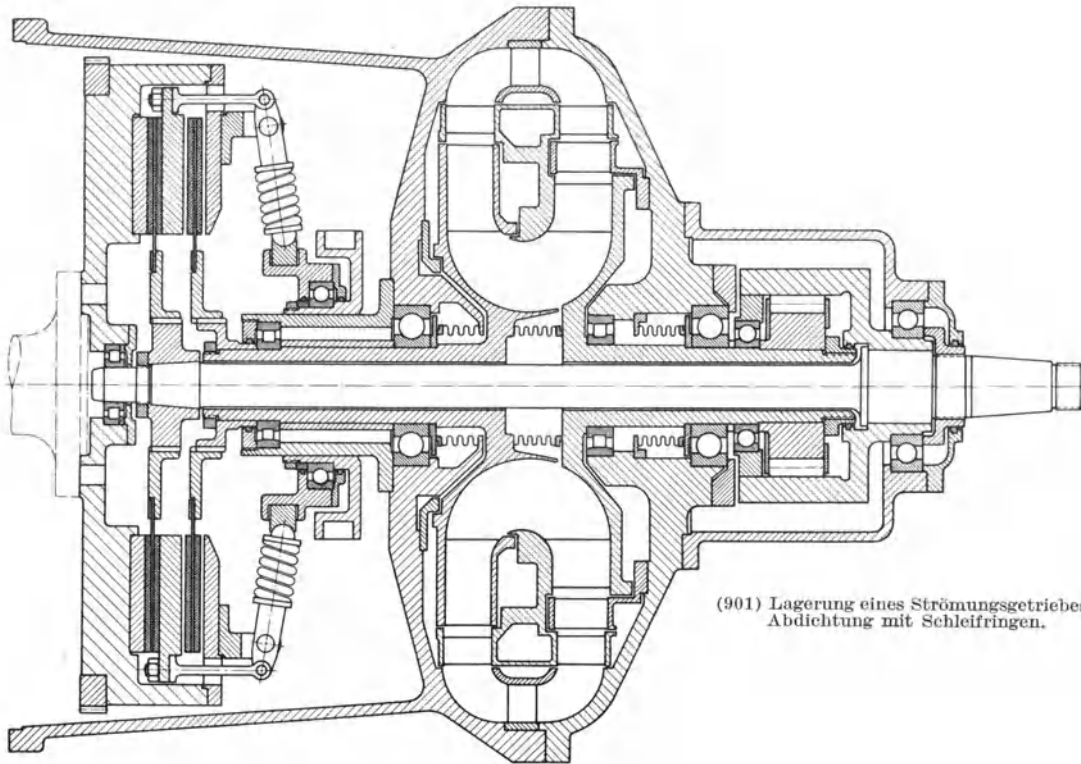
(899) Lagerung einer Transportschnecke, Abdichtung mit Schleifringen.



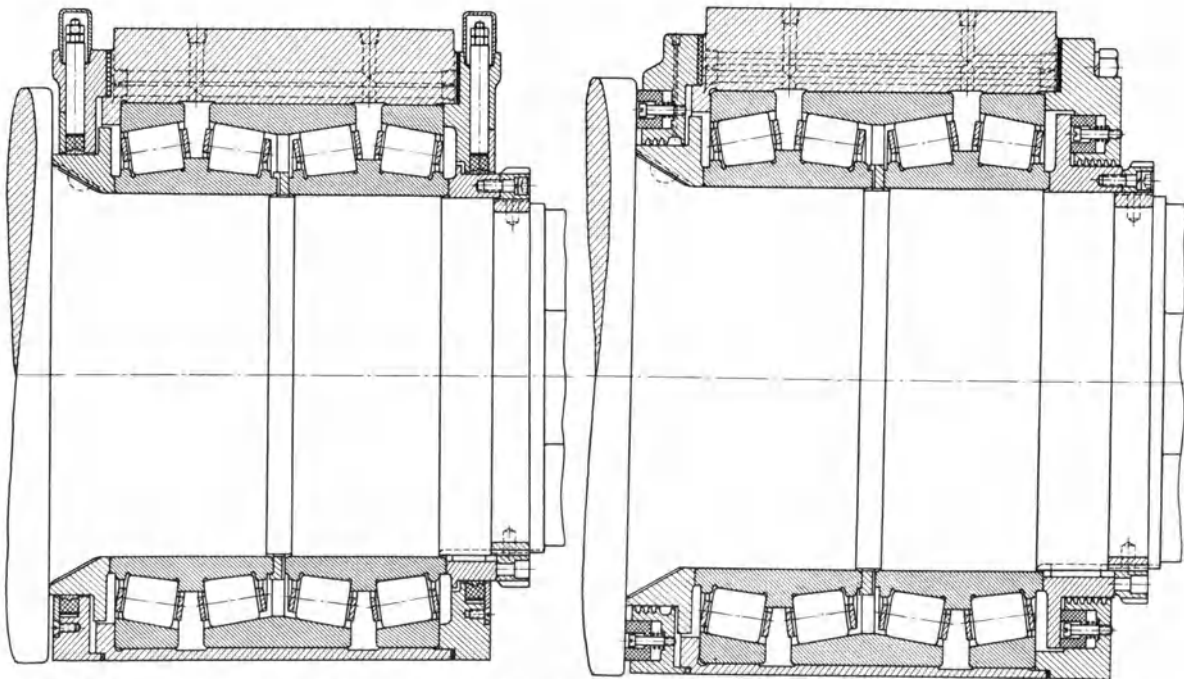
(900) Lagerung eines Mahlgauges, Abdichtung mit Schleifringen.



In Bild (898) ist die Lagerung eines Zweitakt-Dieselmotors dargestellt, bei dem es darauf ankommt, die Kurbelgehäuse, in denen die Luft beim Niedergang des Kolbens



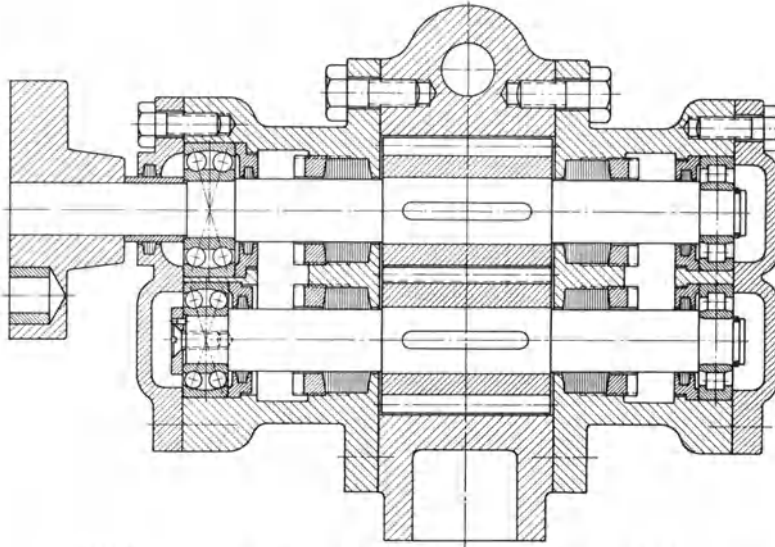
(901) Lagerung eines Strömungstriebes,  
Abdichtung mit Schleifringen.



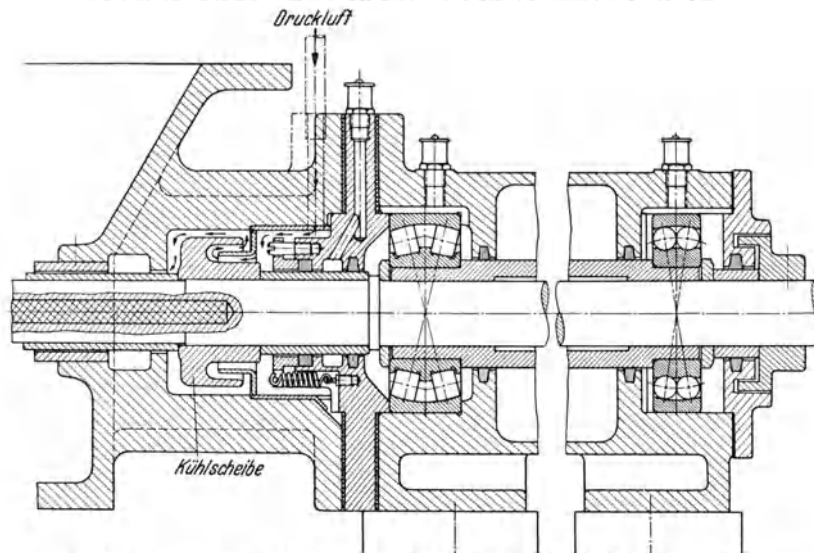
(902) Lagerung eines Walzwerkes mit Kegelrollenlagern,  
radiale Abdichtung mit Schleifringen.

(903) Lagerung eines Walzwerkes mit Kegelrollenlagern,  
axiale Abdichtung mit Schleifringen.

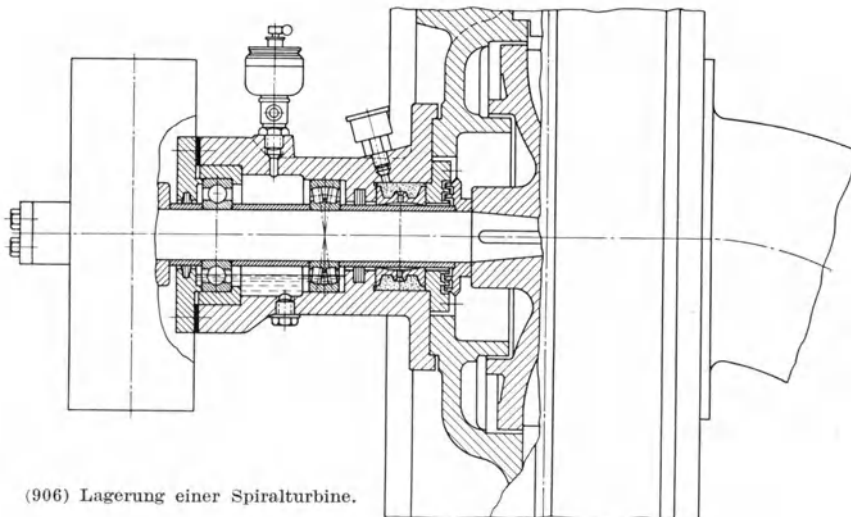
verdichtet wird, gegenüber der Außenluft abzuschließen. Zu beiden Seiten der Pendelrollenlager sind Bronzeringe angebracht, die durch Stifte von der Welle mitgenommen und



(904) Lagerung einer Zahnradpumpe, Abdichtung mit Stopfbuchsen.

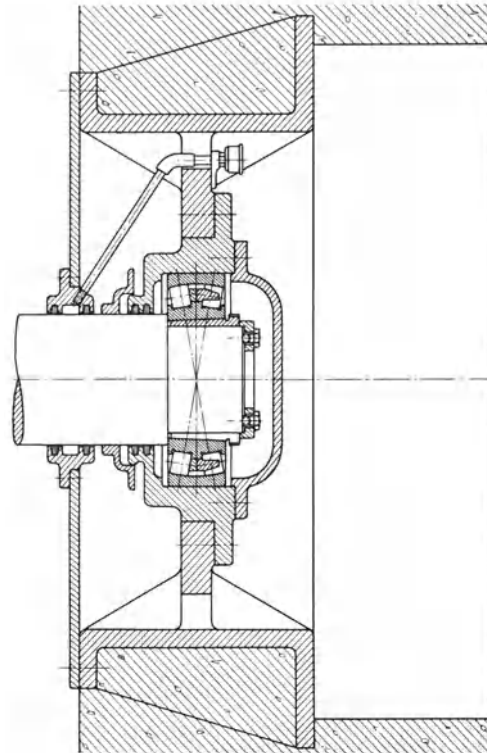


(905) Lagerung einer Fullerpumpe, Abdichtung mit Filzringen und Fett.



(906) Lagerung einer Spiralturbine.

durch Federn gegen die Gehäusedeckel gepreßt werden. In ähnlicher Weise wirkt die in Bild (899) dargestellte Schleifringdichtung, bei welcher die Feder für ein sattes Anliegen sorgt. Außerdem dürfte der durch die Kappe entstehende lange Spalt einen guten Schutz gegen den zu fördernden Kohlenstaub bilden. Zur Verbesserung der Abdichtung ist in Bild (900) für einen Mahlgang ein federnder Kragen mit einem Bronzering angebracht, der auf einem anderen Ring aus Stahl schleift. Eine ähnliche Dichtung stellt Bild (901) dar. Eine besondere Ausführung zeigt Bild (902) mit einem von außen durch ein Stahlband nachstellbaren Hanfring, der auf ein Metallfutter drückt, und Bild (903) mit seitlich schleifenden, unter Federdruck stehenden Bakelitringen. Es handelt sich um die Lagerung von Walzwerken, bei denen auch eine Dichtung gegen Wasser erwünscht ist. Die gezeigten Beispiele sind aber nicht ohne weiteres für alle Fälle zweckmäßig. Bei schwierigen Betriebsverhältnissen sind immer Versuche erforderlich. Als Dichtung gegen Wasser, z. B. bei Pumpen, werden vielfach Stopfbüchsen verwendet, bei denen eine Packung aus Hanf oder Kohleringen u. dgl. benutzt wird (904). Das Wasser kann neben der von außen nachstellbaren Stopfbuchse ablaufen; in der Zeichnung ist die Öffnung nicht dargestellt. Bei der Dichtung der Fullerpumpe (905) ist der Raum zwischen der unter Federspannung stehenden Packung und dem Filzring mit einem Heißlagerfett gefüllt, um die Schleifringe zu schmieren und die Wirkung der Dichtung zu verbessern. Um die, von dem 350° heißen Fördergut kommende, Wärme abzuleiten, liegt vor der Packung eine Kühleibe, die von Druckluft ständig bestrichen wird. Spritzring, Labyrinth, Schleifring, Fett und Filzring sollen bei der Spiralturbine (906) das Eindringen von Wasser verhindern. In der Abschlußwand eines Schleusentores sind an der Durchgangsstelle der Welle zwei Dichtungsringe vorgesehen (907). Der Hohlraum wird voll Fett gepackt. Da das Eindringen von Wasser aber nicht ganz verhindert werden kann, soll ein Spritzring das Wasser abschleudern, das unten ablaufen kann.



(907) Lagerung eines Schleusentors.

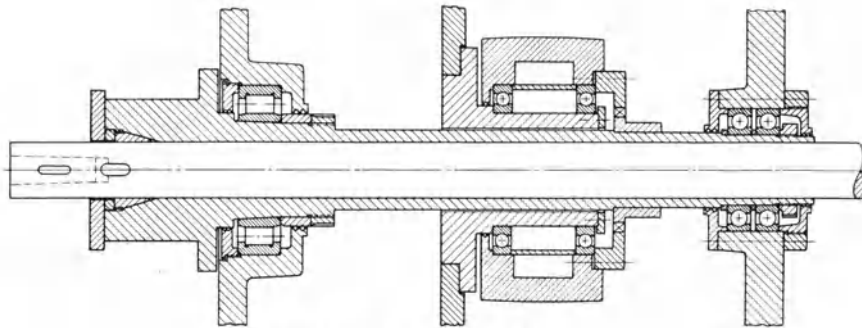
#### 4,54 Nichtschleifende Dichtungen.

Alle schleifenden Dichtungen dienen in erster Linie dazu, Schmiermittelverlust zu verhindern. Sie bieten aber nicht immer einen sicheren Schutz gegen das Eintreten von Staub oder Schmutz, weil sie im Laufe der Zeit verschleifen. In diesen Fällen müssen je nach den Betriebsverhältnissen besondere Maßnahmen getroffen werden.

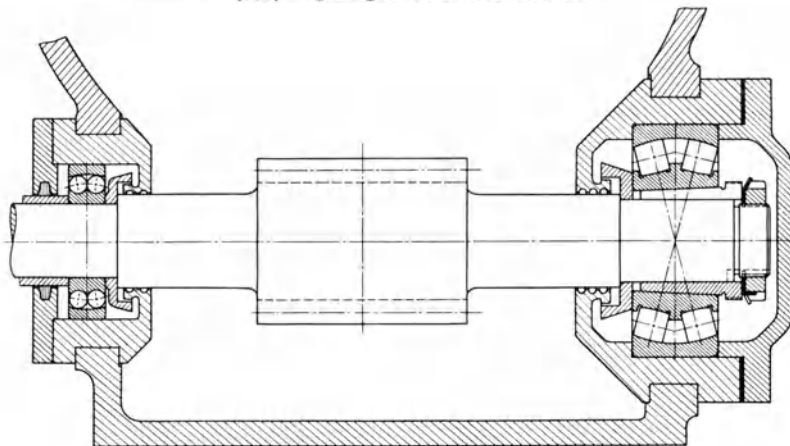
Die einfachste Form sind sog. Fangrillen, die allein (908) oder in Verbindung mit einem Labyrinthring oder einem Filzring (909), (910) verwendet werden. Bei der Montage mit Fett gefüllt, dienen sie dazu, den Schmutz aufzuhalten. Bei starker Staubeentwicklung oder Wasser genügen sie jedoch nicht. Dann sind Schleuderringe (911), (912) und (913) vorzusehen.

Noch wirksamer sind Labyrinthringe, die mit dem Gehäuse außen glatt abschneiden (914). Bei überstehendem Gehäuse oder überragendem Labyrinthring ist die Möglichkeit für Ablagerung von Schmutz unmittelbar vor dem Spalt gegeben, der dann allmählich hineingeschraubt wird. Aus diesem Grunde ist auch eine Anordnung entsprechend Bild (915) nicht zweckmäßig. Es hat sich gezeigt, daß in vielen Fällen die mit Straßenstaub

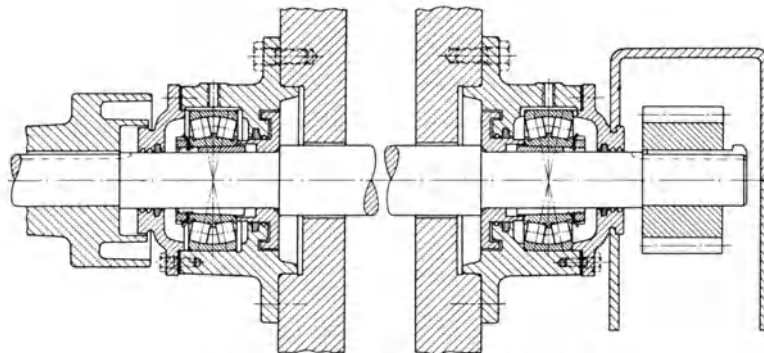
durchsetzte Zahnradschmiere durch den Spalt zwischen Welle und Deckel in das Lagergehäuse eingedrungen war. Dieser Übelstand wurde durch die Änderung der Dichtung entsprechend Bild (916) vollkommen behoben. Wird der Labyrinthspalt mit steifem Fett gefüllt, dann ist damit zu rechnen, daß dieser wie eine schleifende Dichtung wirkt. Da fast keine Möglichkeit für das Ablagern oder Absetzen von Schmutz oder Feuchtigkeit



(908) Lagerung eines Feinbohrwerkes.

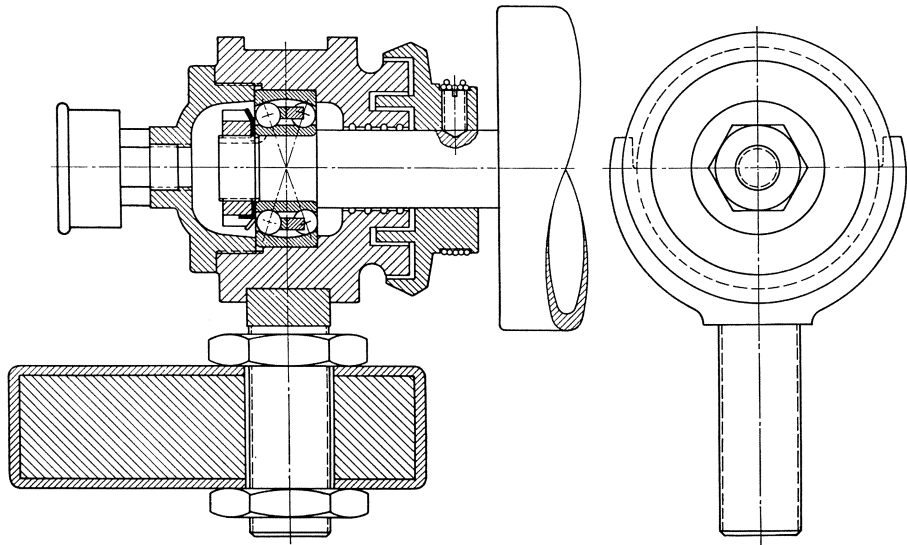


(909) Lagerung einer Schneckenwelle.

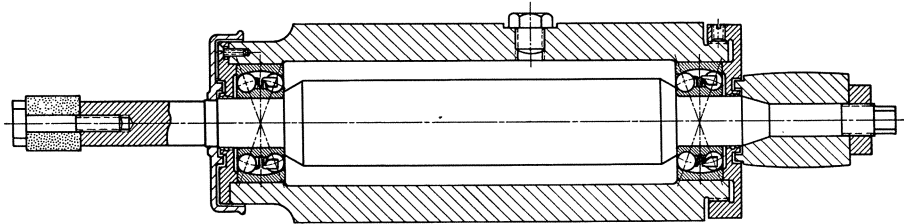


(910) Lagerung eines Walzenstuhles.

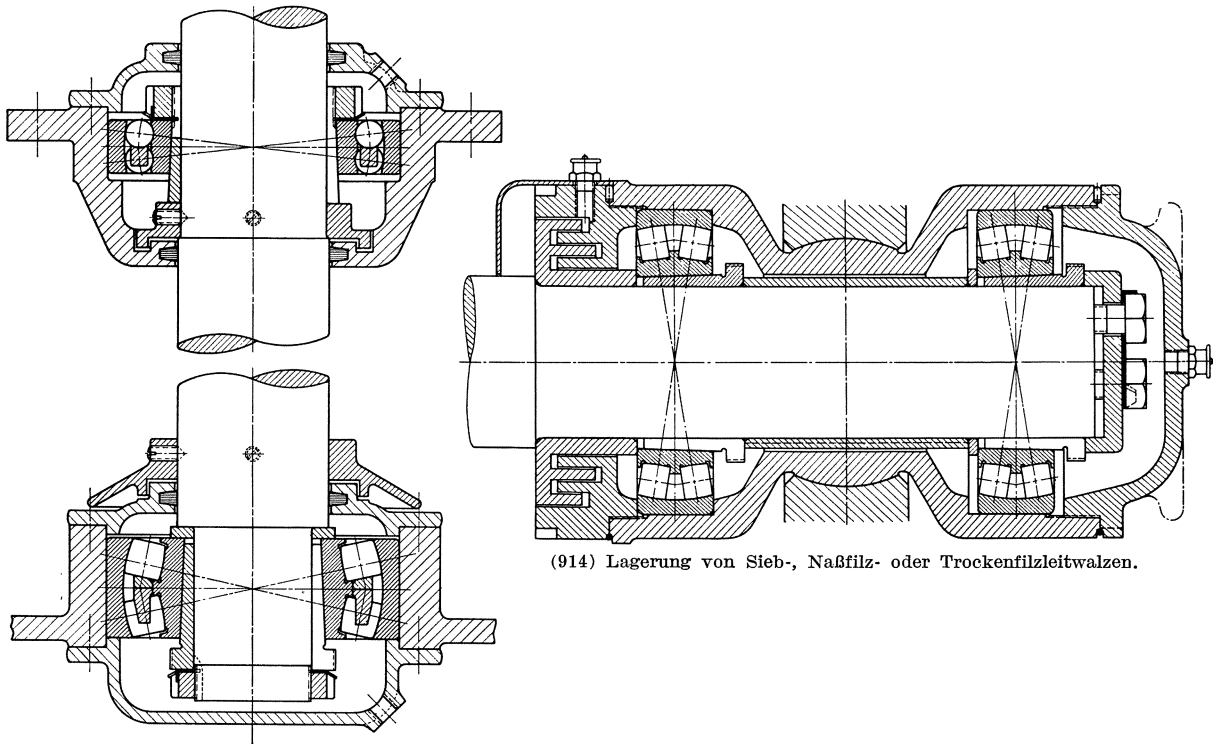
an dem feinen, nur 0,5—0,75 mm breiten, kreisrunden Spalt gegeben ist, können nur geringe Mengen weiter nach innen gelangen. Dort werden sie von dem Fett, mit dem das Labyrinth bei der Montage gefüllt wurde, festgehalten. Der Ring ruft außerdem eine nach außen gerichtete Saugwirkung hervor. Auch bei zweiteiligen Gehäusen (917) ist die Wirkung zuverlässig. In Bild (588) wirkt der innere Flansch als Schleuderring in Verbindung mit dem Filzring gegen das Austreten des Schmiermittels und der äußere als Schutz gegen Verschmutzung. In einem besonders kritischen Falle wurden die Labyrinthgänge, Bild (918), sehr lang ausgebildet. Da sich zeigte, daß die Teigmasse in dem engen



(911) Lagerung einer Registerwalze.



(912) Lagerung einer Schleifspindel mit zwei vorgespannten Pendelkugellagern.



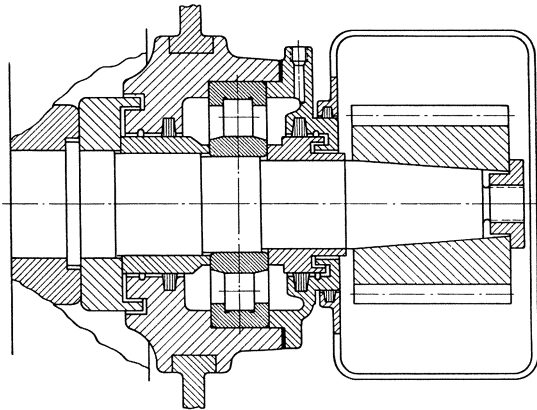
(914) Lagerung von Sieb-, Naßfilz- oder Trockenfilzleitwalzen.

(913) Lagerung einer Trockenzentrifuge.

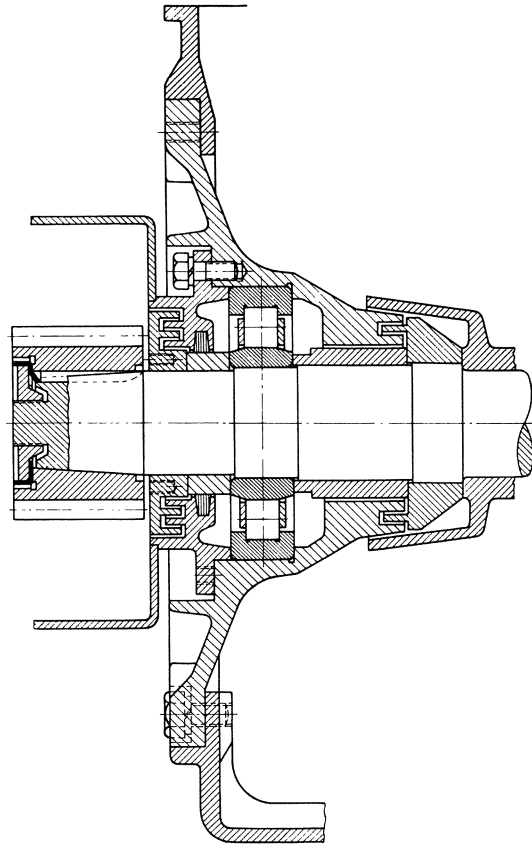


Spalt verhärtete und den Lauf ungünstig beeinflusste, wurde später ein nach außen schiebender Gewindegang angeordnet, der sich gut bewährte.

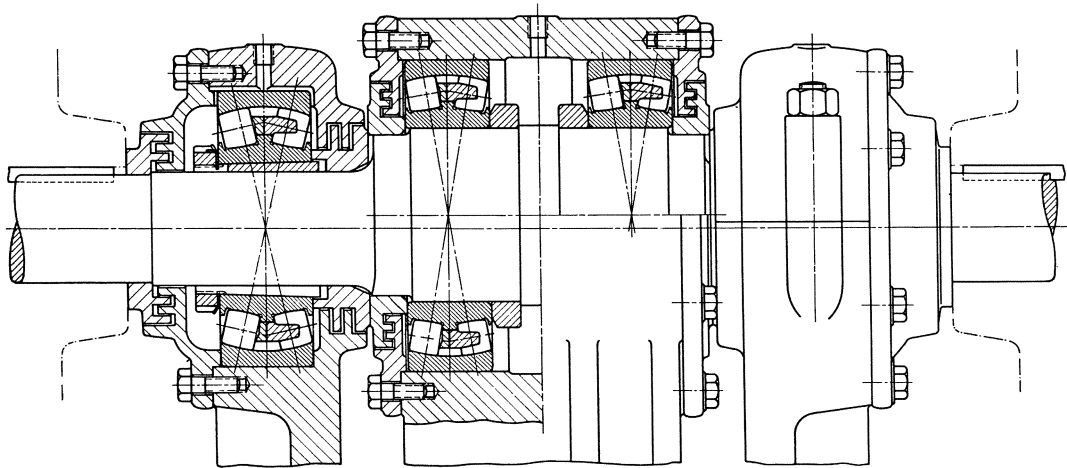
Falls mit einer starken Schiefstellung zwischen Welle und Gehäuse gerechnet werden muß, ist es erforderlich, die Labyrinthgänge kegelig oder kugelig auszubilden (919) und (920). Eine andere Lösung ist in Bild (921) gezeigt. Der Filzring sitzt in einem Ring, der sich radial einstellen kann. Bei ganz besonders starker Staubeentwicklung oder einem Überfluten von Wasser kann die Wirkung des Labyrinthringes noch dadurch erhöht werden, daß von Zeit zu Zeit Fett in die Gänge gepreßt wird. Durch den dann entstehenden Überdruck wird das verschmutzte Fett herausgepreßt (922). Um diese Wirkung zu erreichen, muß das Einpressen während der Drehung der Welle erfolgen. Andernfalls füllt das Fett den Spalt nur in der Nähe der Mündung des



(915) Abdichtung an der Triebseite eines Bahnmotors (veraltete Ausführung).

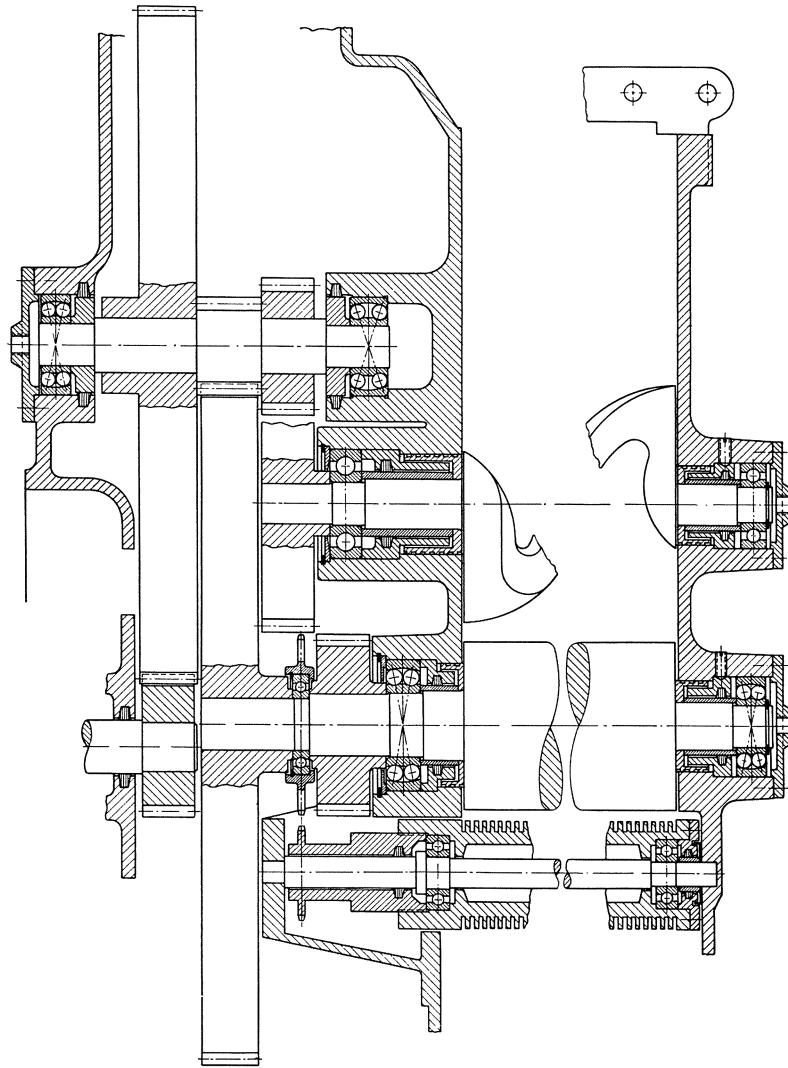


(916) Abdichtung an der Triebseite eines Bahnmotors (neue Ausführung).

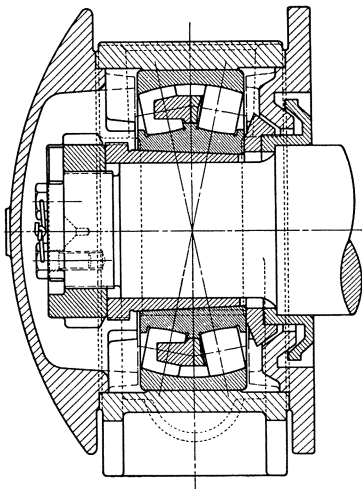


(917) Lagerung eines Backenbrechers.

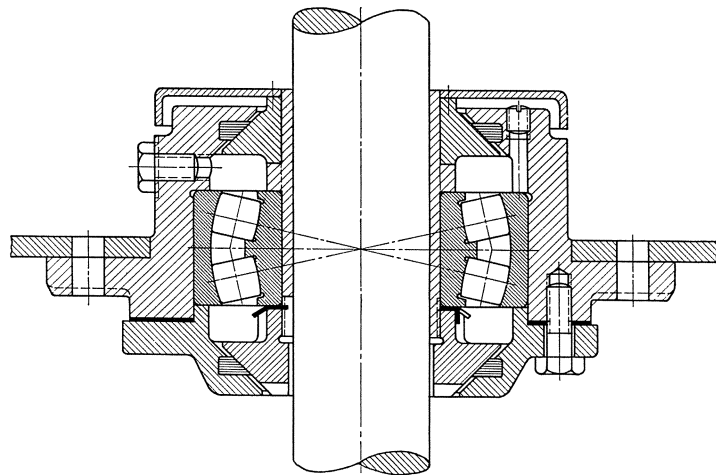
Schmierkanals, während der übrige Teil heraustritt. Dort, wo die Gehäuse dauernd von Wasser umspült werden, sollte der Labyrinthring die in Bild (911) gezeigte Form erhalten. Es handelt sich um eine Lagerung für Registerwalzen von Papiermaschinen, bei denen der wässrige Papierstoff über das Lagergehäuse fließt. Die Wirkung des



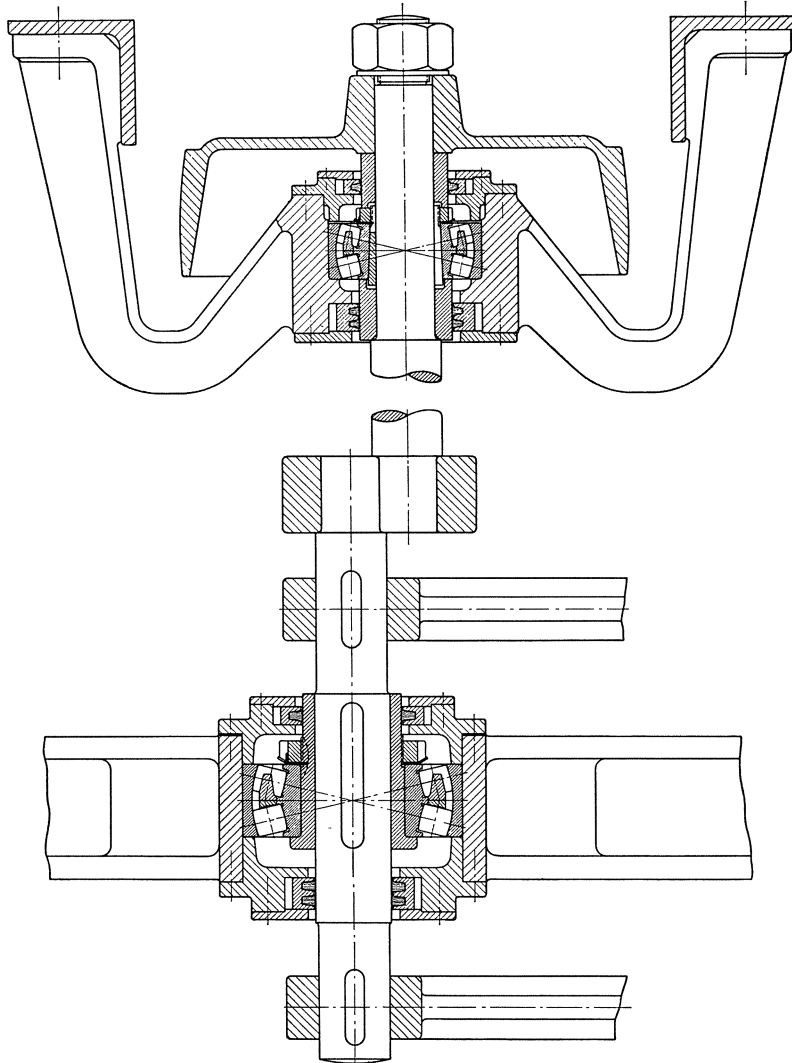
(918) Lagerung einer Nudelmaschine.



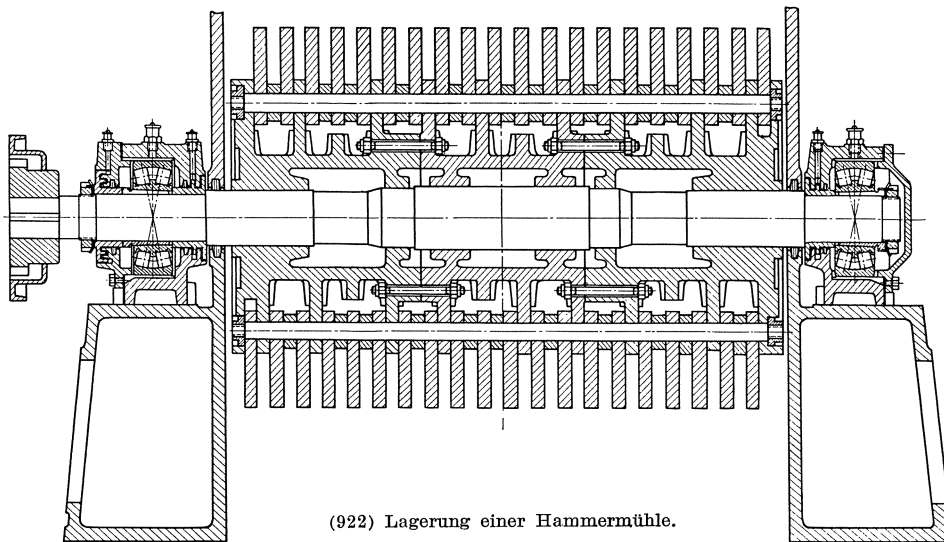
(919) Achslager, pendelnd.



(920) Kurbellager eines Plansichters.

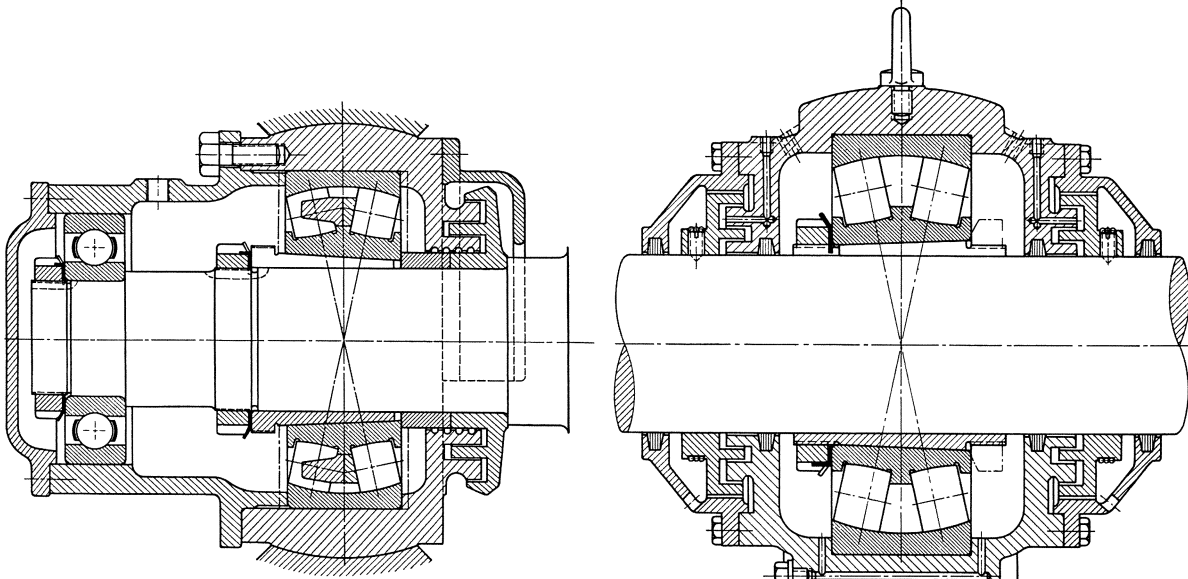


(921) Lagerung eines Plansichters.



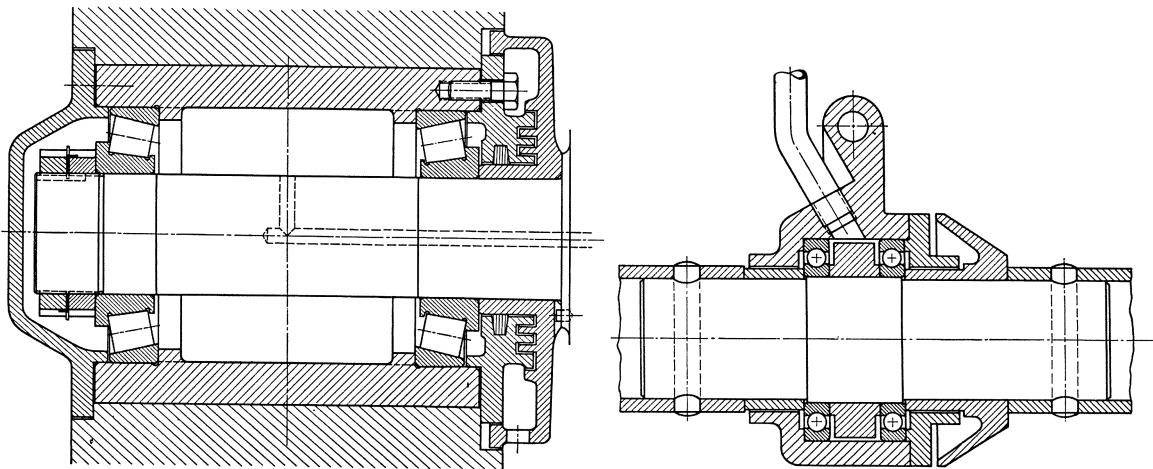
(922) Lagerung einer Hammermühle.

Labyrinthringes ist eine dreifache. Der unmittelbare Zugang zum Gehäuse wird versperrt und die Spaltöffnung nach der dem Wasserstrom abgekehrten Seite verlegt. Außerdem liegt er erhöht gegenüber der Rille, so daß das Wasser nicht auf der Welle entlang in den Spalt eindringen kann, sondern mehr Neigung hat, nach unten abzufließen. Hinzu kommt die Schleuderwirkung des Ringes selbst. Um den Schutz



(923) Lagerung der Leitwalze einer großen Papiermaschine.

(924) Stehlager eines Holzschleifers.



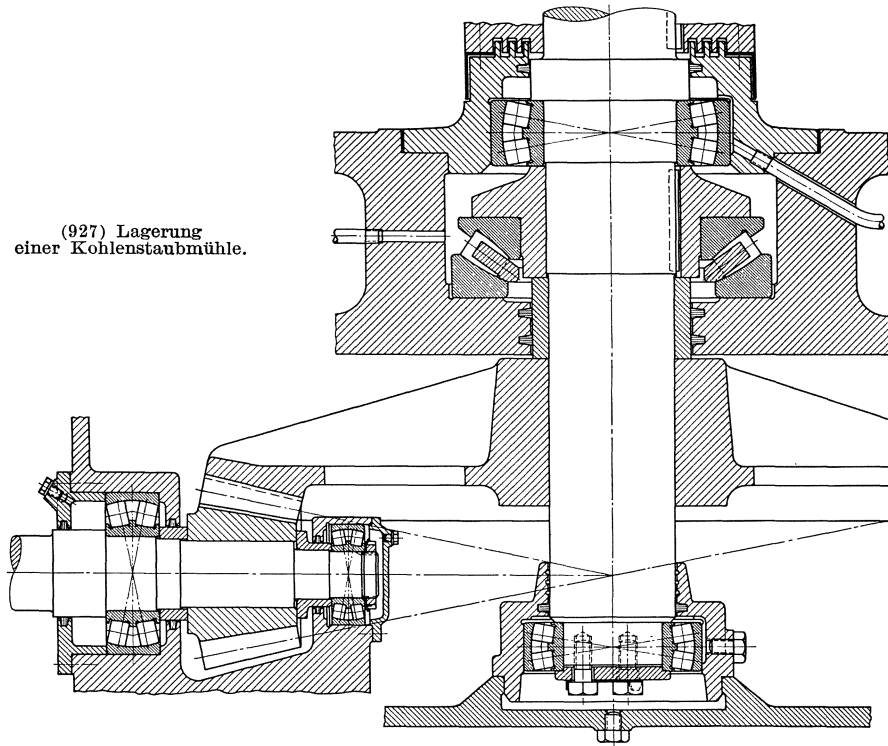
(925) Lagerung des Läufersteins eines Kollerganges.

(926) Lagerung einer Transportschnecke.

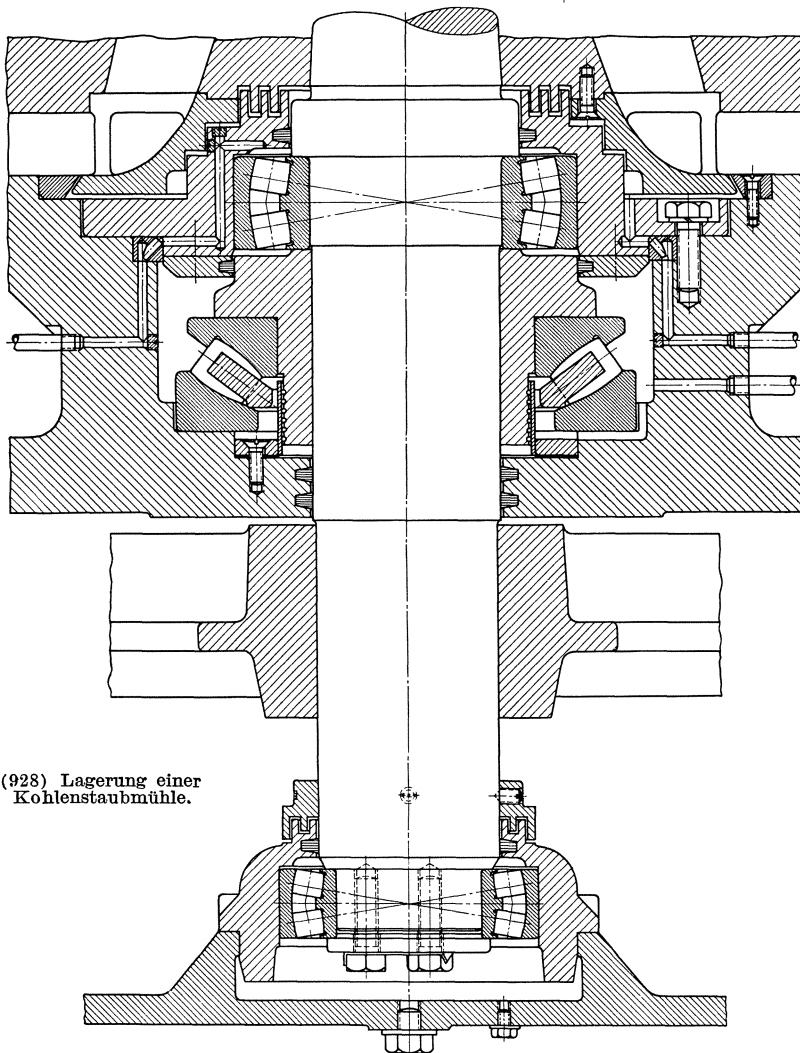
gegen Wassereintritt noch zu erhöhen, kann ein an der oberen Gehäusehälfte angebrachter Kragen verwendet werden (923). In ähnlichem Sinne wirkten auch die Deckel an dem Gehäuse (924). Hier ist außerdem ein Schmierkanal vorgesehen, der in den letzten Labyrinthgang mündet, um etwa eingedrungene Wassertropfen durch reichlich eingepreßtes Fett wieder herauszudrücken. Eine gute Dichtung auch gegen Eindringen von Wasser dürfte mit der Anordnung des Labyrinthringes (925) bei dem Läuferstein eines Kollerganges zu erreichen sein. Etwa an dem äußersten Spalt eingetretenes Wasser kann unten wieder abfließen.

Wenn dauernd in starkem Maße Wasser über das Gehäuse strömt, und genügend sichere Mittel nicht angewendet werden können, hilft man sich durch häufiges Nachpressen

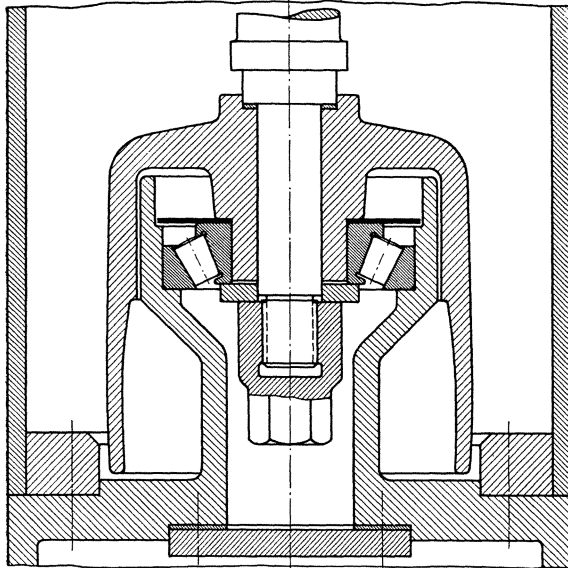
(927) Lagerung einer Kohlenstaubmühle.



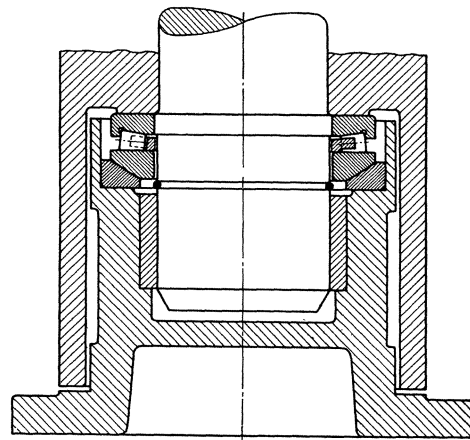
(928) Lagerung einer Kohlenstaubmühle.



von Fett. Bild (911) zeigt bei dem Registerwalzenlager einer Papiermaschine außen eine Schmierbüchse, um jederzeit neues Fett nachdrücken zu können. Beim Lauf des Lagers entsteht ein Überdruck. Das Fett wird, da kein anderer Weg übrigbleibt, durch das Labyrinth nach außen gepreßt und verhindert so das Vordringen von Wassertropfen. Auch gegen Schmutz kann dieses Mittel mit Erfolg verwendet werden, z. B. bei Lagern von Schnecken, die zum Transport von staubförmigem oder körnigem Gut dienen. Da die Lager dabei vollkommen überflutet werden, macht die Abdichtung große Schwierigkeit. Bild (926) zeigt die Lagerung mit der Schmieranordnung. Das von außen nachgepreßte Fett tritt zwischen beiden Lagern ein. Infolge des Überdruckes wird es nach außen gequetscht und verhindert so das Eindringen von Staub. Der Fettraum ist klein, damit schon bei geringer Nachschmierung Fett durch die Dichtung nach außen tritt. Am zweckmäßigsten ist unter diesen Umständen ein Schmierapparat,



(929) Unterwasserlager einer Bohrlochpumpe.



(930) Fußlager eines Schleusentors.

der ständig in geringen Mengen neues Fett zuführt. Eine ähnliche Wirkung ist auch zu erzielen, wenn das Lagergehäuse unter dauerndem Luftüberdruck gehalten wird, was bei schädlichen Dämpfen notwendig sein kann.

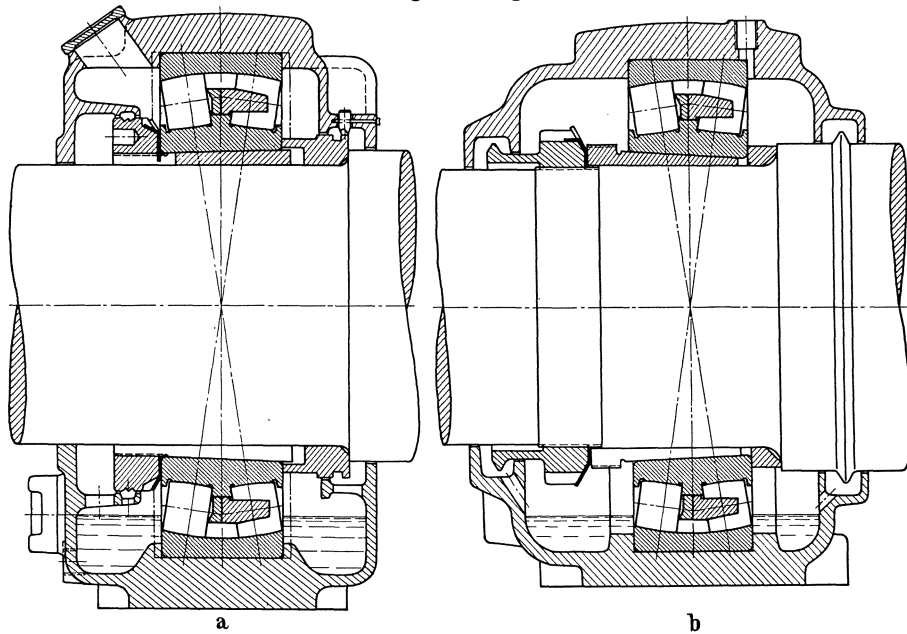
Die ältere Ausführung der Dichtung einer Kohlenstaubmühle nach Bild (927) genügte nicht, weil der vorbeistreichende Kohlenstaub unmittelbar in den Spalt gelangen konnte. Die Änderung nach Bild (928) stellte eine wesentliche Verbesserung dar.

Besonders schwierig sind Dichtungen für Lager, die in einer Flüssigkeit stehen. Am zweckmäßigsten ist dann die Anordnung einer Art Taucherglocke (929) und (930). Man kann auf diese Weise selbst bei tief unter der Oberfläche liegenden Lagerstellen das Wasser fernhalten, wenn der Luftdruck im Gehäuse dem Wasserdruck so entgegenwirkt, daß der Wasserspiegel nicht bis zur Lagerstelle ansteigen kann.

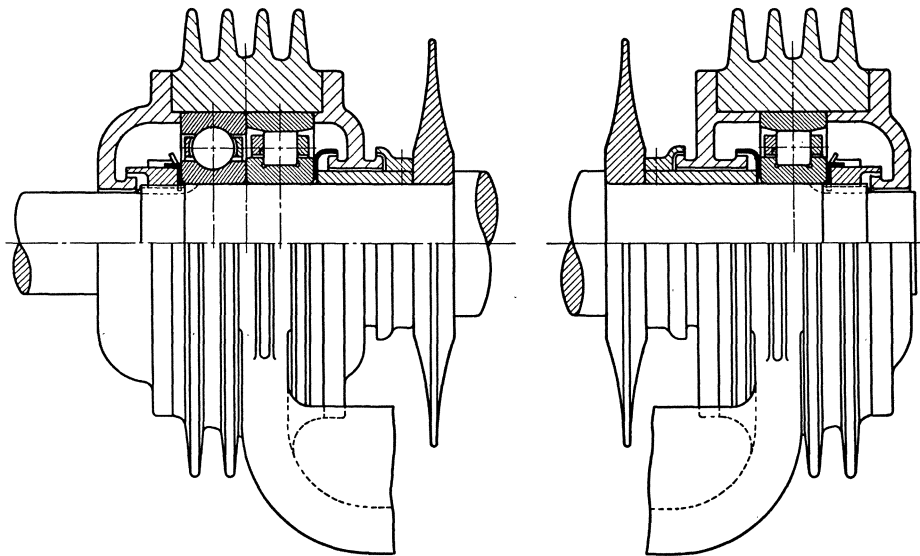
#### 4,55 Dichtung gegen Ölaustritt.

Bei Ölschmierung können die gleichen Mittel gegen Eindringen von Fremdkörpern angewendet werden wie bei Fettschmierung. Die Verhinderung des Schmiermittelaustrittes ist dagegen viel schwieriger. Ein Filzring genügt nicht. Er ist öldurchlässig und wirkt wie eine Pumpe infolge der unvermeidlichen Unrundheit der Teile, auf denen er gleitet, und der damit zusammenhängenden Druckschwankungen. Grundsätzlich sollten folgende Regeln beachtet werden:

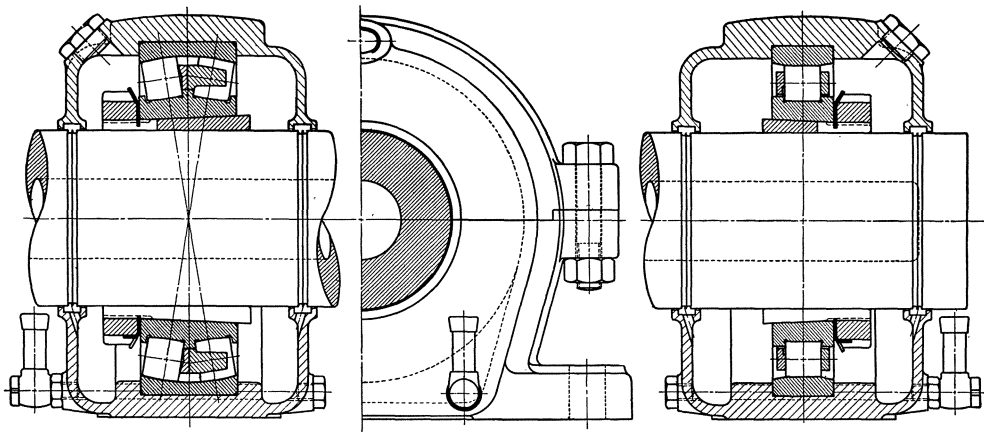
1. Der von innen nach außen führende Spalt soll oberhalb des Ölspiegels liegen und in möglichst großer Entfernung von dem Lager, um nicht dauernd überspült zu werden.
2. Das an den sich drehenden Teilen entlang laufende oder kriechende Öl soll durch Spritzringe mit scharfer Kante abgeschleudert werden, bevor es an den Spalt kommen kann.



(931a u. b) Lagerung der Glättzylinder einer Papiermaschine.



(932) Lagerung eines Turbokompressors mit Kühlscheiben.

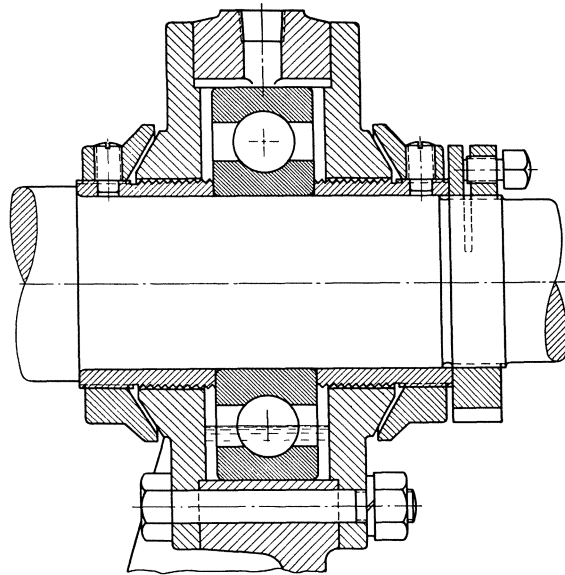


(933) Lagerung des Trockenzyinders einer Papiermaschine.

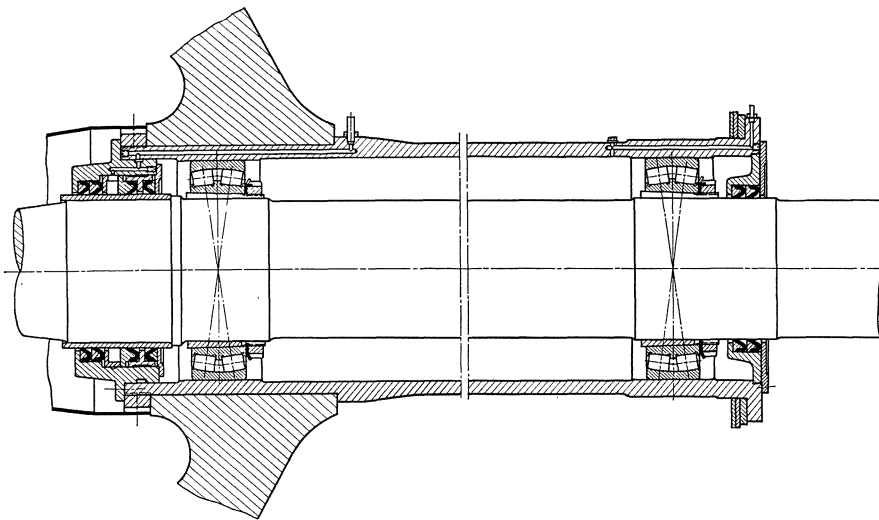
3. Etwa in den Spalt eingedrungenes Öl sollte nochmals an eine Spritzkante geführt werden. Das abgeschleuderte Öl kann dann in einer besonderen Mulde aufgefangen werden und durch einen Kanal ins Gehäuse zurückfließen.

Diese Regeln gelten jedoch nur, wenn mit einer Ölfüllung eine möglichst lange Betriebszeit erreicht werden soll. Bei Tropfölschmierung oder Druckölschmierung kann das Öl sofort wieder abfließen. Der Ölverlust ist dann gering und spielt keine große Rolle, da ein Trockenlauf nicht eintreten kann.

Eine zuverlässige Form der Ölabdichtung ist in Bild (931) dargestellt. Der Distanzring oder die Welle und die Mutter sind als Schleuderring ausgebildet und sorgen dafür, daß das auf ihnen entlang fließende Öl abgespritzt wird. Das abgeschleuderte Öl kann durch Öffnungen in das Gehäuse zurückfließen. In ähnlicher Weise wirken die Dichtungen Bild (932), (689) und (669).



(934) Abdichtung mit Schleuderringen und Schraubengängen.



(935) Stevenrohrlagerung.

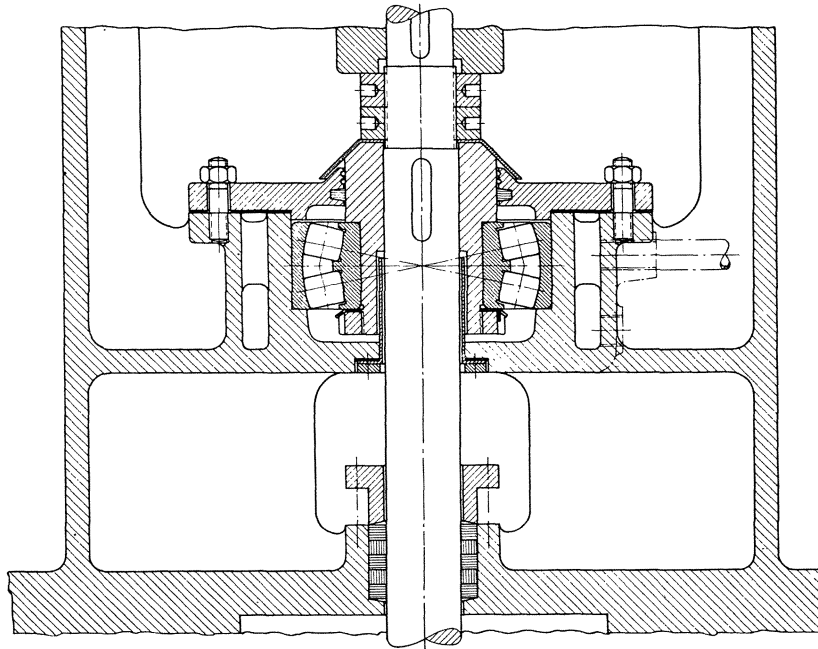
Bei den Lagern für Trockenzyylinder von Papiermaschinen (933), die wegen der hohen Temperatur mit Öl geschmiert werden müssen, ist nur die Schleuderwirkung scharfer Kanten ausgenutzt. Bei Lauflagern für Schiffswellen wurden besondere Spritzringe vorgesehen (873). Für hochtourige Maschinen läßt sich auch eine Anordnung nach Bild (934) verwenden. Die mit Links- oder Rechtsgewinde versehenen Büchsen verhindern das Austreten des Öles. Zur Zeit laufen Versuche mit einer Dichtung für eine Stevenrohrlagerung (935), bei welcher Gleitscheiben und Ledermanschetten benutzt werden. Außerdem wird der Raum zwischen den Ledermanschetten unter hohem Öldruck gehalten.

#### 4,56 Dichtung bei senkrechter Welle.

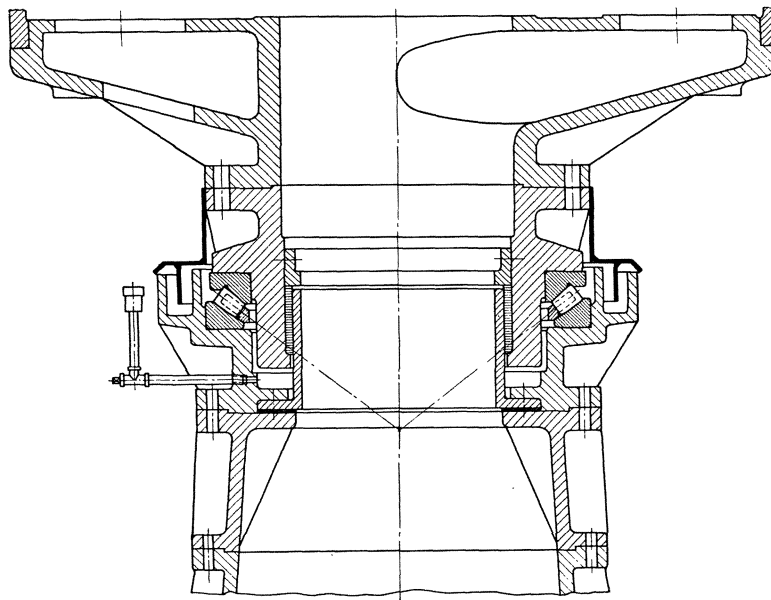
Bei Lagern für senkrecht angeordnete Wellen verwendet man im allgemeinen Öl, vor allen Dingen, wenn mehrere Lager übereinander angeordnet sind. Die Dichtung



erfolgt dann in einfacher Weise durch ein Becken oder Standrohr, dessen obere Kante den höchsten Ölspiegel im Stillstand bestimmt (936) und (937).



(936) Lagerung einer Vertikalpumpe.



(937) Spurlager eines Röstofens.

#### 4,6 Gestaltung mit Rücksicht auf den Ein- und Ausbau.

##### 4,61 Allgemeine Gesichtspunkte.

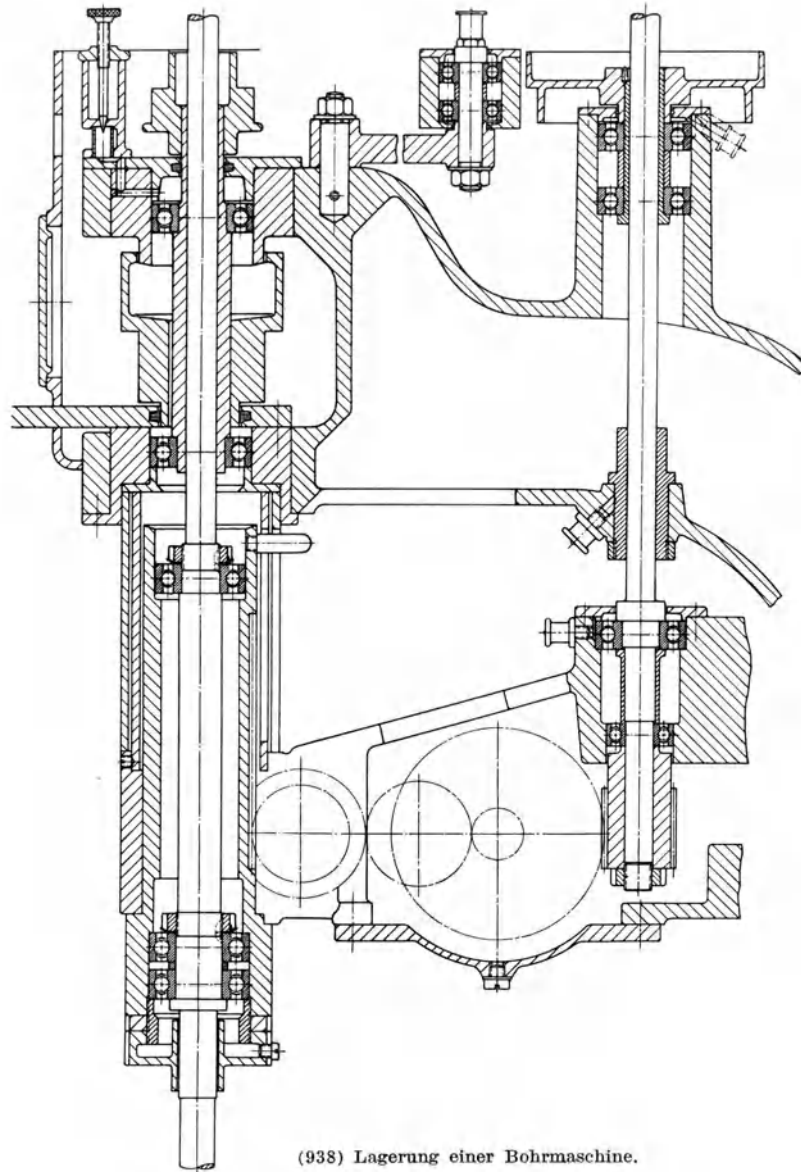
Die Aufgabe des Konstrukteurs ist nicht erledigt, wenn die richtigen Lager ausgewählt und die zweckmäßige Passung, Schmierung und Abdichtung vorgesehen wurde. Es sind auch Überlegungen anzustellen, wie ein möglichst günstiger Ein- und Ausbau der Lager bewerkstelligt werden kann. Gleitlagerschalen lassen sich einfach ersetzen. Die einteiligen Laufringe der Wälzlager bedingen dagegen besondere Maßnahmen, da

meistens ein Laufring mit Übermaß befestigt ist und die Laufbahnen und Borde gegen schlagartige Beanspruchungen empfindlich sind. Oft ist ein Ausbau der Lager erst notwendig, wenn irgendein Teil der Maschine überholt werden muß oder die Lager beschädigt sind. In manchen Fällen ist aber ein häufiger Ausbau nicht zu umgehen, weil die Arbeitsbedingungen der Maschine dazu Veranlassung geben oder die Betriebsvorschriften eine regelmäßige Untersuchung erfordern. Bei Kaltwalzwerken müssen die Walzen nach verhältnismäßig kurzer Zeit nachgeschliffen werden. Wenn die Zentrierung nicht in den Lagern erfolgen kann, ist das Abziehen der Wälzlager nicht zu vermeiden. Bei Warmwalzwerken mit Profilwalzen ergibt sich die Notwendigkeit des Abziehens der Lager oft schon nach wenigen Tagen, weil die Walzen mit der Änderung des Walzprogramms ausgewechselt werden müssen. Für Schienenfahrzeuge wird der Ausbau der Lager beim Nachdrehen der Bandagen und wegen der laufenden Kontrolle erforderlich. Diese Bedingungen müssen daher bereits bei der Gestaltung der Lagerstellen berücksichtigt werden. Aber auch in allen anderen Fällen ist dafür Sorge zu tragen, daß der Ein- und Ausbau ohne Schwierigkeit und ohne Beschädigung der Lager oder anderer Teile möglich ist. Diese Arbeiten können wesentlich erleichtert werden durch geeignete Vorrichtungen, durch die Art und Weise der Befestigung der Laufringe, durch zweckmäßige Ausbildung der Gehäuse und Wellen und durch die Wahl einer entsprechenden Lagerform.

#### 4,62 Gestaltung der Lagerstellen bei „geschlossenen“ Lagern mit zylindrischer Bohrung.

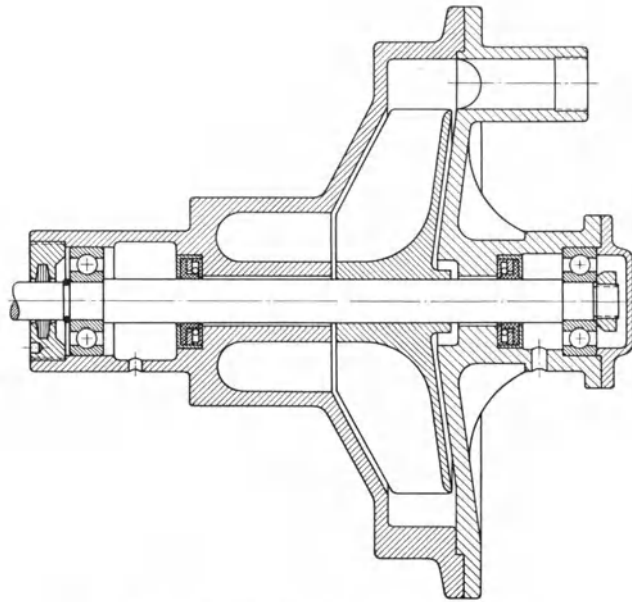
„Geschlossene“ Lager ergeben im allgemeinen einen schwierigeren Ein- und Ausbau als „offene“ Lager, vor allen Dingen, wenn ein fester Sitz beider Laufringe auf Grund der Betriebsverhältnisse notwendig ist. Bild (938) zeigt die Lagerung einer schnellaufenden kleinen Bohrmaschine mit zwei Radiallagern am Spindelkopf. Wenn auch die Belastungsrichtung unbestimmt ist, sollten die Innenringe einen festen Sitz erhalten. Für die Außenringe ist die Passung J 6 angebracht. Beim Ausbau muß also die Welle nach der einen oder anderen Seite herausgezogen werden. Dabei ist ein verhältnismäßig hoher Druck aufzuwenden, weil der eine Innenring — und zwar über die Kugeln — von der Welle gepreßt werden muß und gleichzeitig die Reibung des Außenringes zu überwinden ist. Bild (939) zeigt die Lagerung einer kleinen Pumpe mit zwei Radiallagern. Beide Laufringe eines jeden Lagers müssen mit Haftsitz auf der Welle und im Gehäuse sitzen und gleichzeitig eingepreßt werden. Da ein Druck, der über die Kugeln geht, bei kleinen Lagern ganz besonders gefährlich ist, sollte eine Vorrichtung zur Anwendung kommen, die es ermöglicht, die Lager ohne Schläge auf die Sitzflächen zu bringen und wieder abzuziehen. Der Ausbau der Lager einer Poliermaschine (940) wird dadurch erleichtert, daß neben dem einen Lager eine Scheibe angebracht ist, die sich gegen eine Gehäusewand legt und so den Druck über die Kugeln und Laufbahnen verhindert. Auf der anderen Seite ist nur die Reibung des Außenringes zu überwinden. Bei der Lagerung des Schmirgelbockes (941) wird der Ausbau durch die Anordnung geteilter Deckel ermöglicht. Nach Entfernen der Schmirgelscheibe und des äußeren und inneren Deckels auf der Loslagerseite kann das Lager mit Hilfe der Riemenscheibe von der Sitzfläche abgepreßt werden, ohne daß der Druck über die Kugeln geht. Nach Lösen der Deckel auf der Festlagerseite läßt sich die Welle bequem herausziehen. Beim Einbau der Welle mit dem einen Lager und der Riemenscheibe muß eine Scheibe benutzt werden, die sich am Außenring und Innenring abstützt. Das gleiche gilt für das andere Lager. Der Ausbau der Förderwagenlager (942) mit je einem Pendelkugellager muß durch Druck über die Kugeln erfolgen. Auch in diesem Falle würde eine Abziehvorrichtung, die zentrisch angreift und einen gleichmäßigen Zug auszuüben vermag, vorteilhaft sein. Bei der Lagerung der Königswelle für einen Kollergang entsprechend Bild (943) kann der Abpreßdruck über den Labyrinthtring unmittelbar auf den Innenring übertragen werden, so daß keine Gefahr für eine Beschädigung des Lagers besteht. Bild (944) zeigt die Lagerung einer Karusselldrehbank mit je zwei Pendelrollenlagern für die Antriebsritzeln. Die Innenringe sitzen fest auf dem Schaft des Ritzels oder auf der Welle, die Außenringe lose in besonderen Büchsen. Dadurch ergibt sich insofern eine Erleichterung, als die Handhabung beim Ein- und Ausbau der Lagersysteme

außerhalb der Maschine erfolgen kann. Die Lagerung kann in beiden Fällen mit dem Zahnrad aus der Ständerbohrung herausgezogen werden. Die Anordnung der Lager ist bei der stehenden Welle so getroffen, daß zuerst das eine Lager mit dem Ritzel durch Druck auf die Büchse über den Innenring abgepreßt werden kann. Der Absatz neben dem

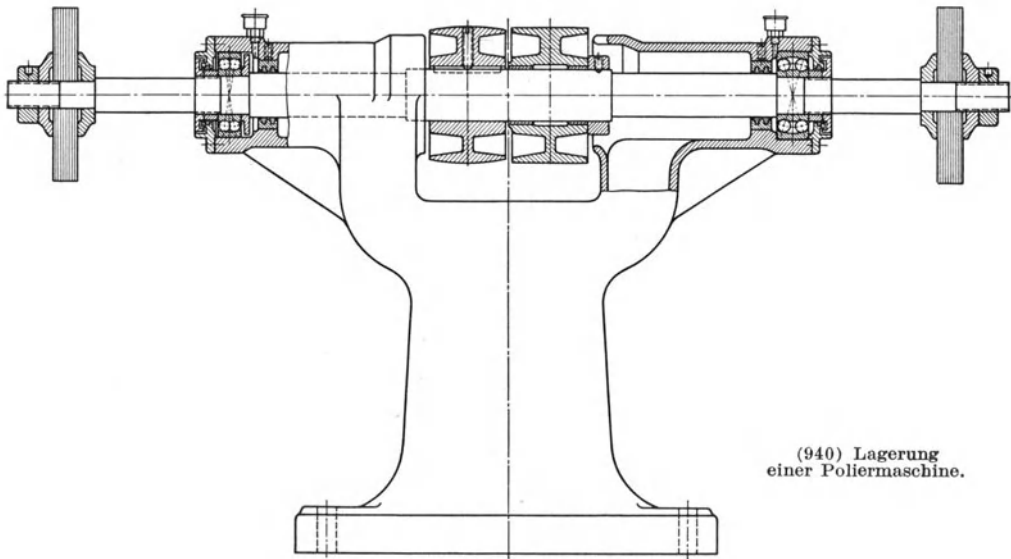


Innenring des anderen Lagers ermöglicht den leichten Ausbau desselben. Beim Abziehen der Lager des waagerechten Ritzels muß der Druck aber von den Laufbahnen übertragen werden. Mit geeigneten Werkzeugen ließe sich eine Beschädigung der Lager vermeiden, wenn der Sitz der Innenringe nicht zu stramm ist.

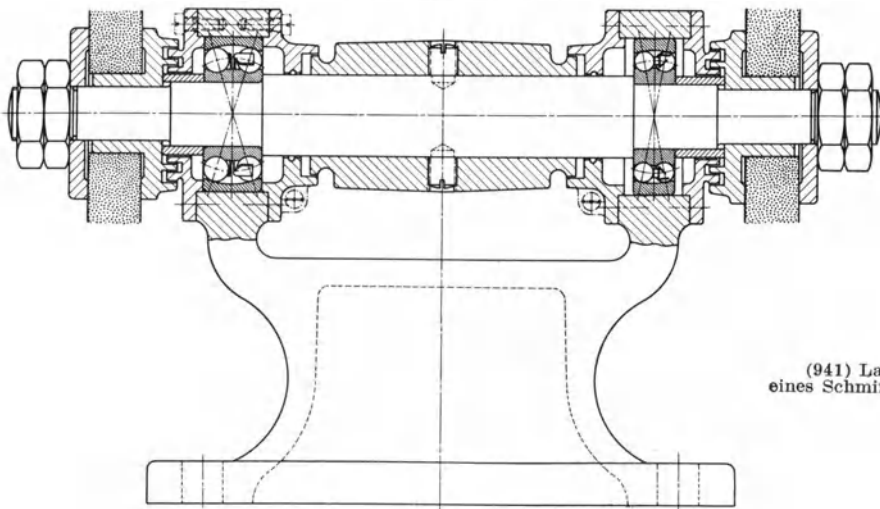
Das geteilte Gehäuse des Wechselgetriebes (775) gestattet zwar einen leichten Ausbau der Zahnradwellen. Das Abziehen der Innenringe ist jedoch nur mit besonderen Werkzeugen möglich, die um die Lager herum an die vorstehenden Seitenflächen fassen. Die Konstruktion der Frässpindel (945) nimmt auf das Ein- und Ausbauen der Lagerung dadurch Rücksicht, daß jedes Lager in einer besonderen Büchse angeordnet ist. Außerdem ist die Bohrung der oberen Lagerstelle so groß, daß die Spindel mit der unteren



(939) Lagerung einer kleinen Kreiselpumpe.

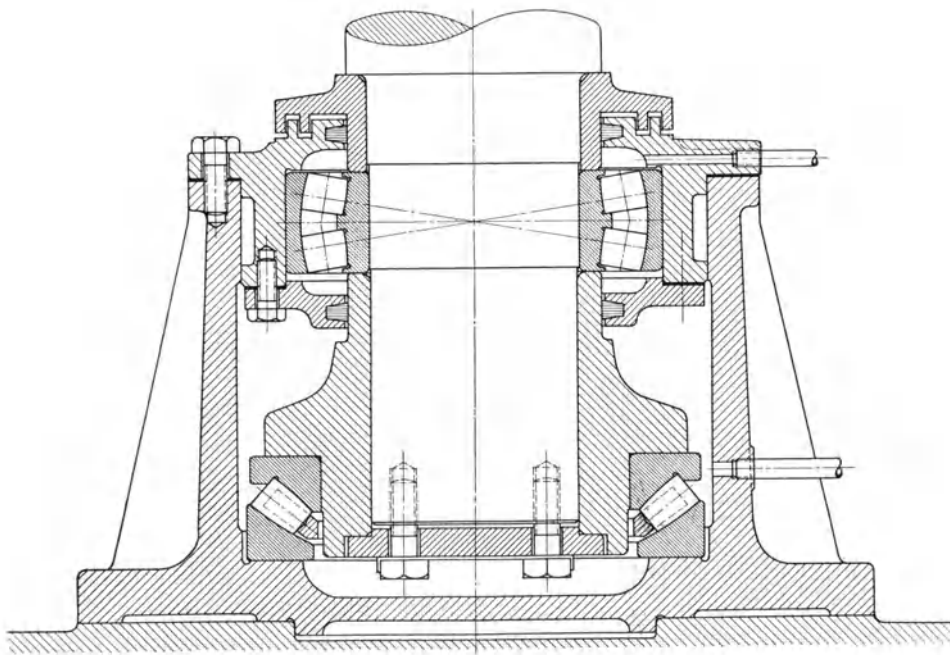
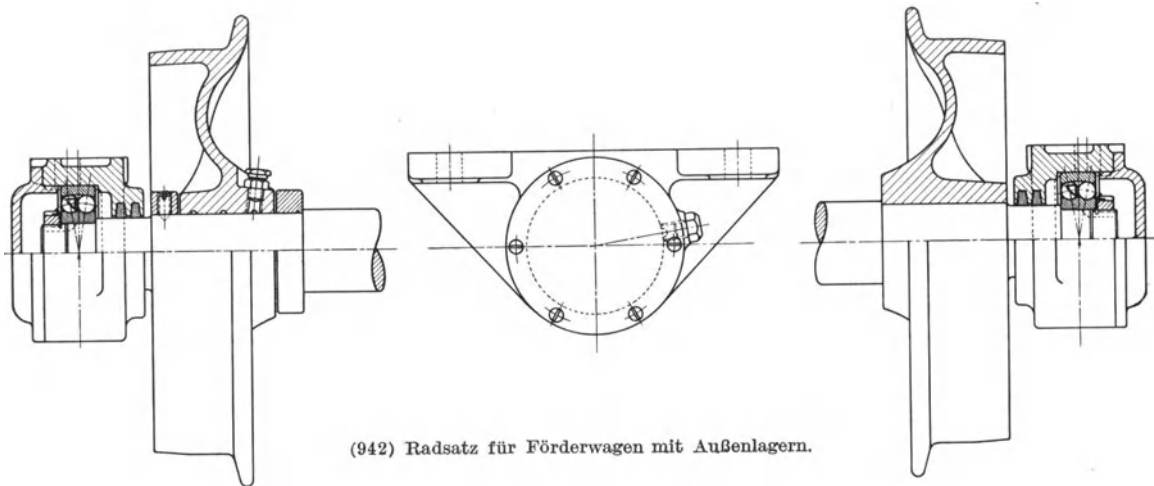


(940) Lagerung einer Pollermaschine.

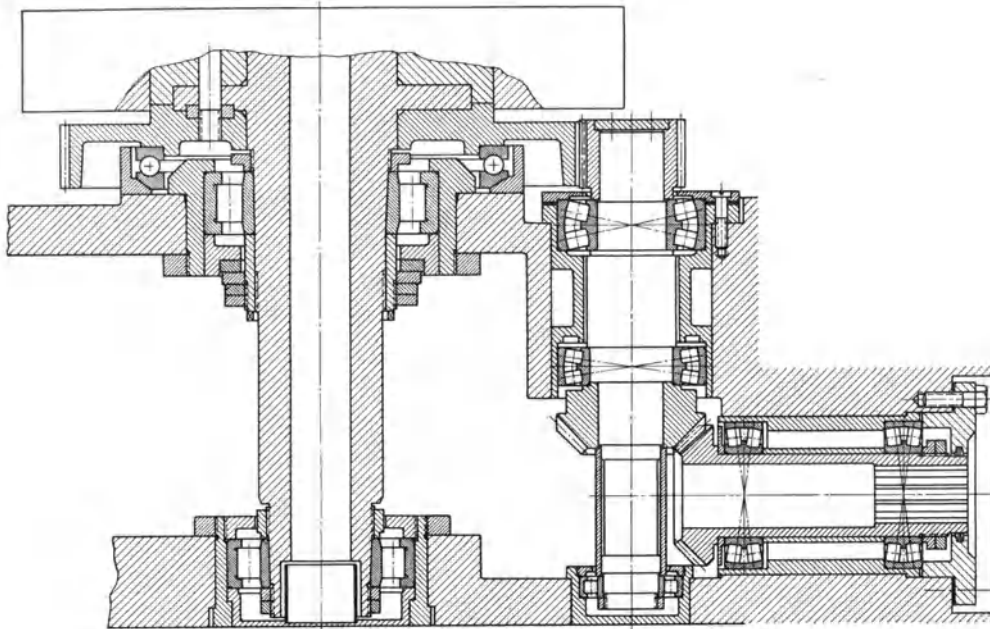


(941) Lagerung eines Schmirgelbockes.

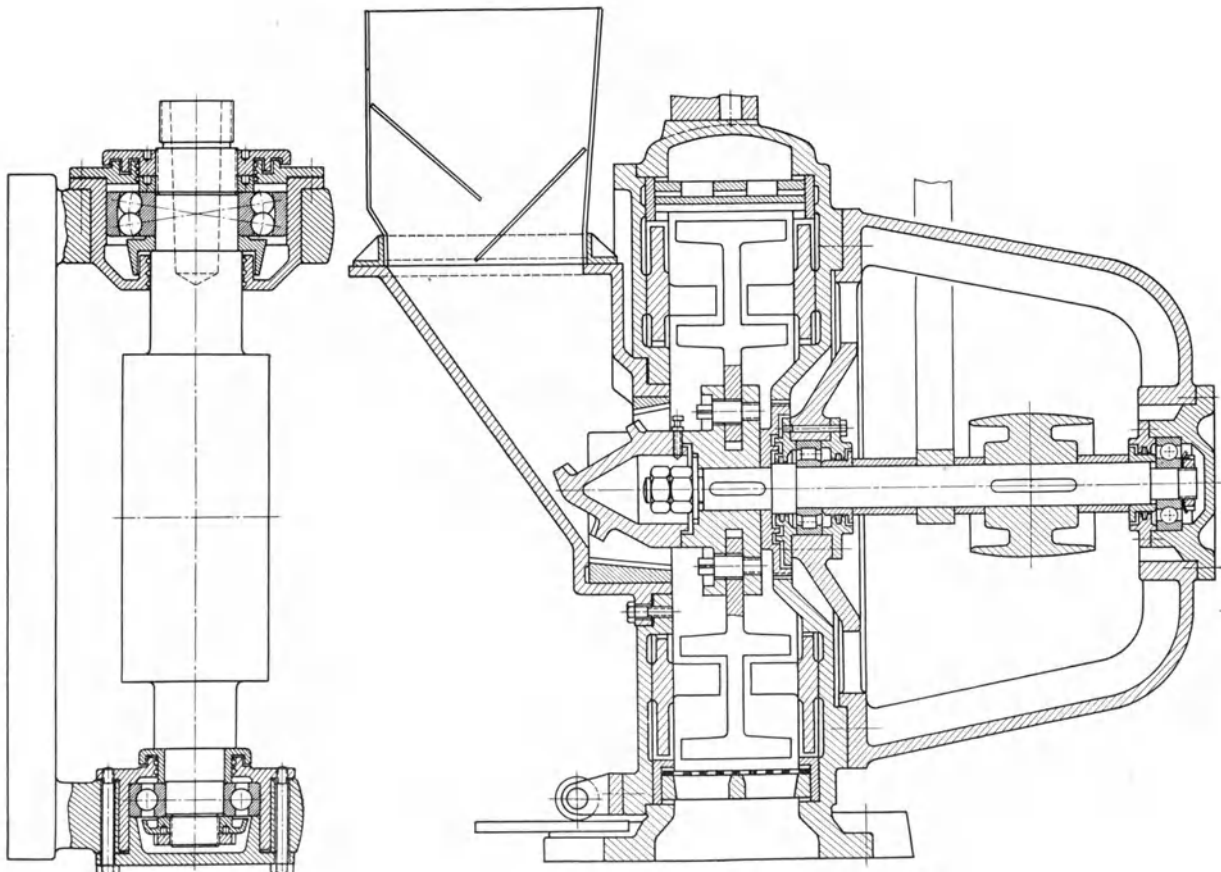
Büchse vollständig herausgezogen werden kann. Sowohl das obere als auch das untere Lager kann durch Druck über die Labyrinthringe auf die Innenringe abgepreßt werden. Die angeflanschten Lagerschilde des Elektromotors (630) lassen sich nach Lösen der Deckelschrauben abziehen. Dann muß aber für den Innenring des Radiallagers eine Vorrichtung benutzt werden, wenn eine Beschädigung des Lagers vermieden werden soll.



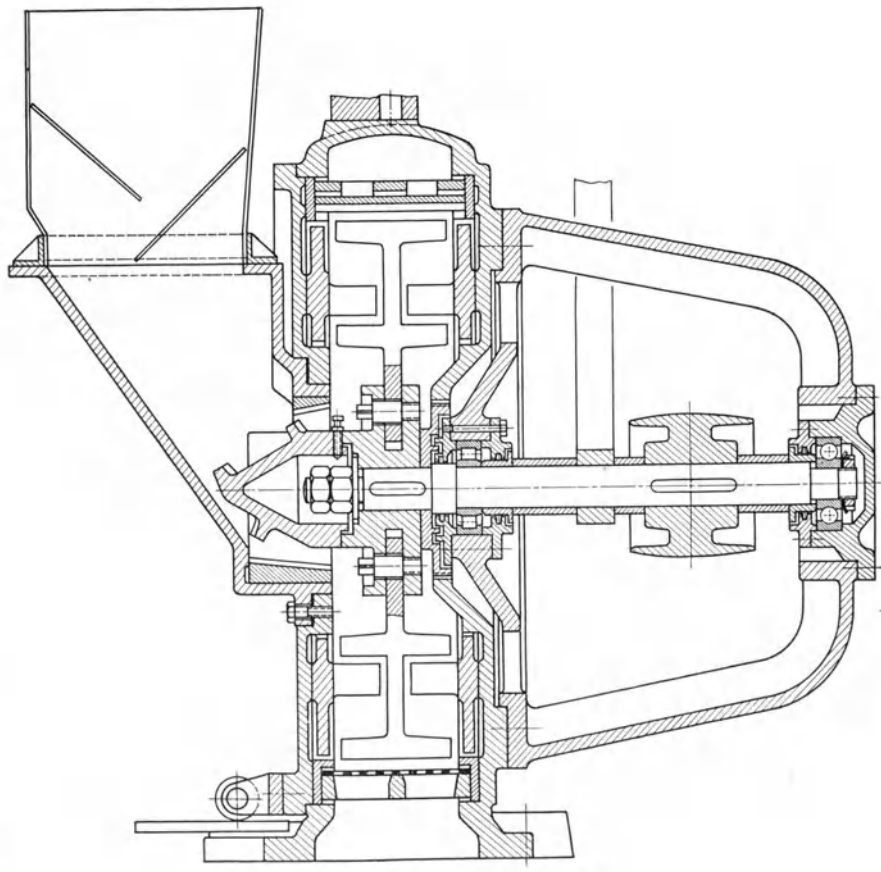
Dieser Nachteil wird bei der Schlagkreuzmühle (946) durch die Anordnung des Labyrinthringes behoben, der bei einem Druck auf die Riemenscheibe das Lager vor sich herschiebt. Der Außenring sitzt in einer Büchse, die es gestattet, die Welle nach Lösen des Schlagkreuzes und der Schrauben für die Befestigung der Büchse mit der Riemenscheibe seitwärts durch die Lagerschildbohrung herauszuziehen. Der Einbau von Lagern, die unmittelbar auf einem kegeligen Zapfen befestigt werden, ist verhältnismäßig einfach; der Ausbau kann aber ohne Zerstörung der Lager nur durch eine Abziehvorrückung oder ein Keilwerkzeug erfolgen, das zwischen der Walze und dem Labyrinthring angesetzt werden muß (947).



(944) Lagerung einer Karusselldrehbank.

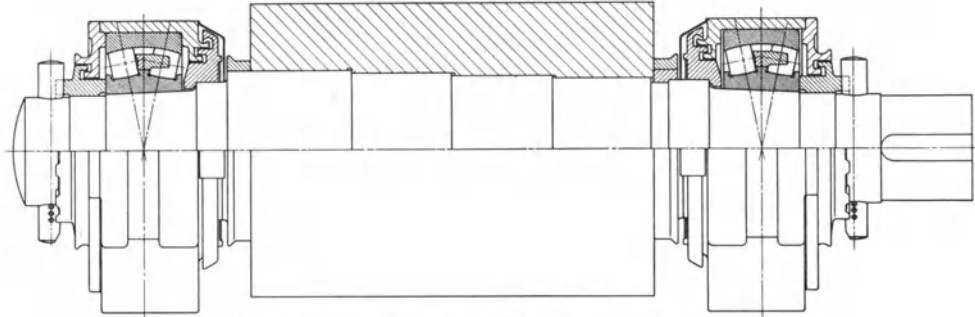


(945) Lagerung einer Frässpindel.



(946) Lagerung einer Schlagkreuzmühle.

Der Ausbau „geschlossener“ Lager ist also bei Festsitz eines Laufringes mit so großen Schwierigkeiten verbunden, daß in jedem Falle geeignete Werkzeuge zur Verfügung stehen sollten, wenn nicht andere Maßnahmen vorgesehen werden können. Auch wenn der Ausbau verhältnismäßig selten erfolgt, muß dafür Sorge getragen werden, daß eine

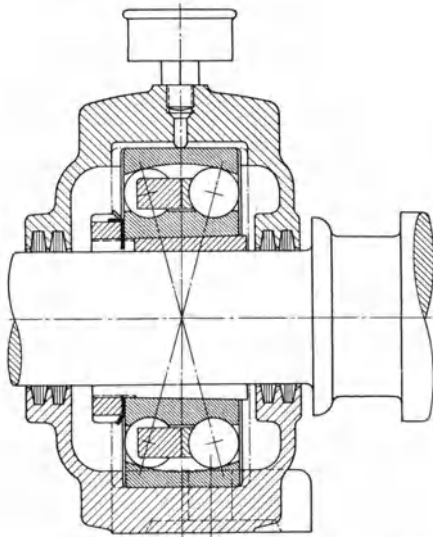


(947) Lagerung der Walze eines Zuckerrohrwalzwerkes.

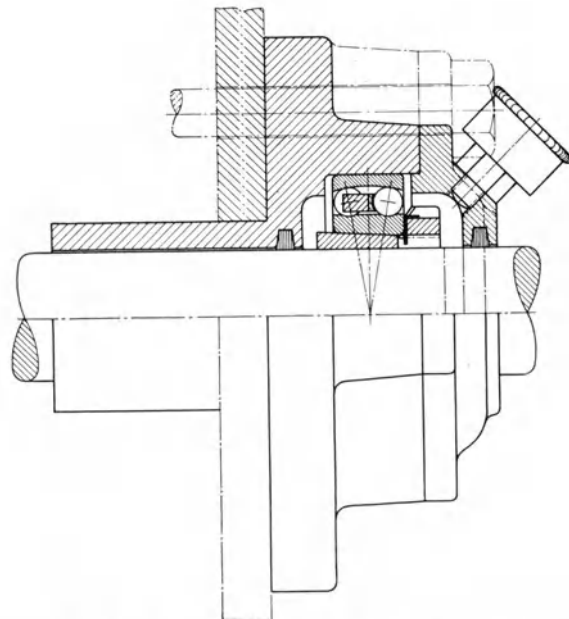
Zerstörung der Lager verhindert wird. Wegen des häufigen Ein- und Ausbaues der sehr großen Lager von Kaltwalzwerken nimmt man oft wohl oder übel einen Gleitsitz der Innenringe in Kauf (781), weil der Ausbau dann in einfacher Weise vor sich gehen kann. Diese Anordnung sollte aber nicht als Vorbild dienen. Die Aufgabe muß vielmehr darin gesehen werden, den Ein- und Ausbau mit solchen Mitteln zu erleichtern, die eine betriebs-sichere und zuverlässige Passung ergeben.

#### 4.63 Gestaltung der Lagerstellen bei Verwendung von Hülsen.

Eine wesentliche Erleichterung des Ein- und Ausbaues kann durch die Verwendung von Hülsen erzielt werden. Bei den sog. Spannhülsen erfolgt die Befestigung der Lager

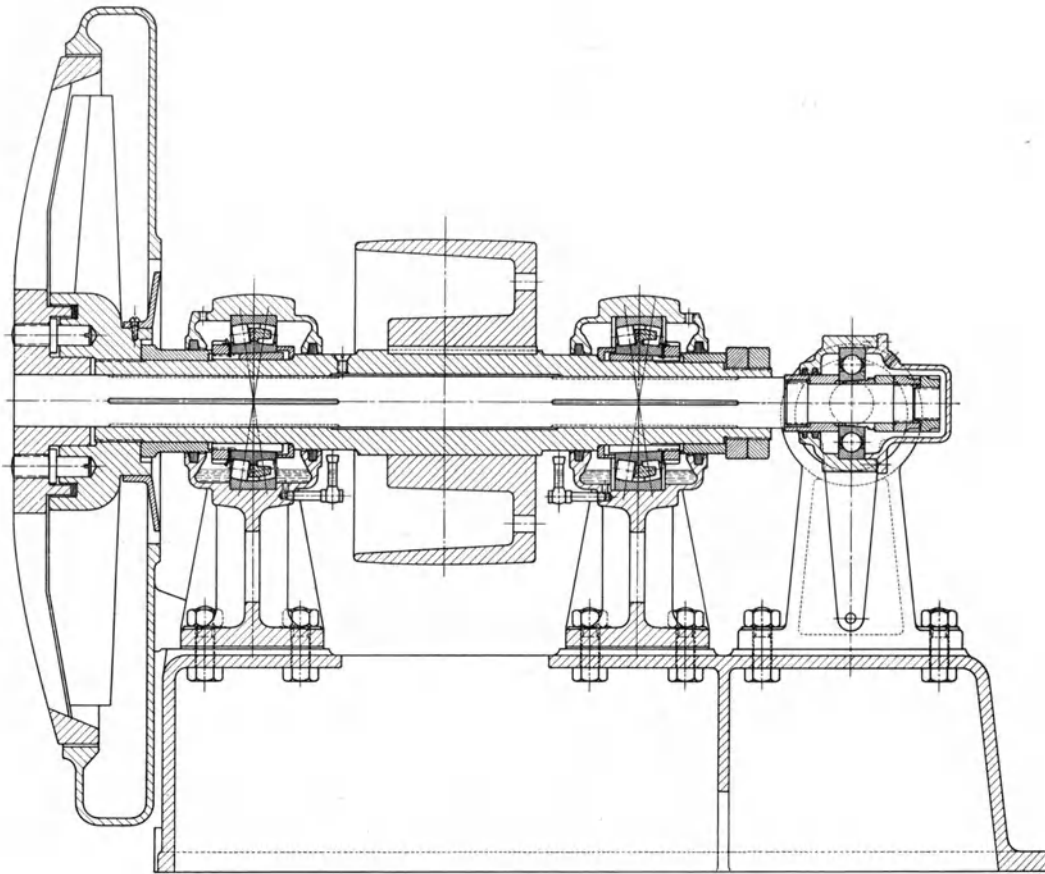


(948) Lagerung der Schlägerwelle einer Schlagmaschine.

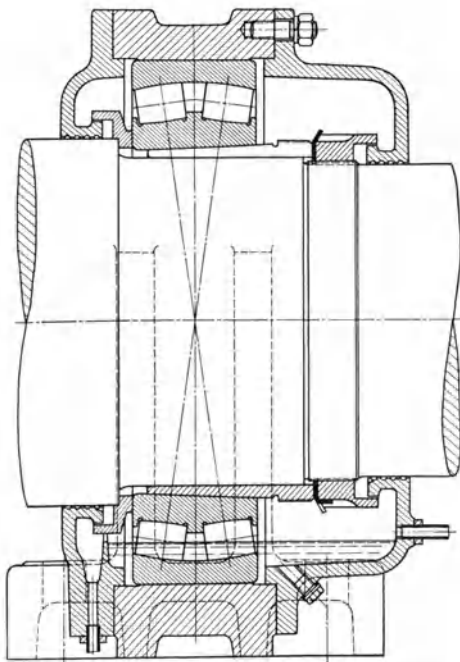


(949) Lagerung der Ventilatorwelle einer Schlagmaschine.

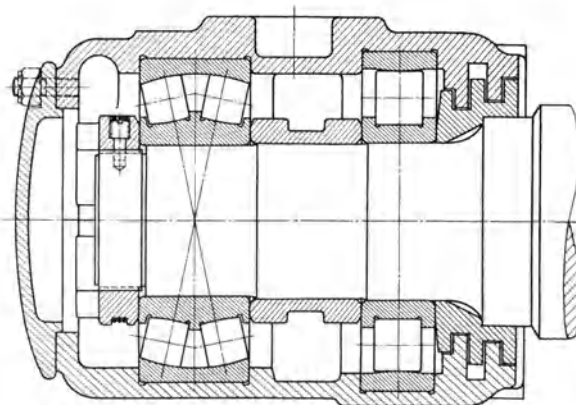
durch Anziehen einer Mutter, die das Lager auf die kegelige Sitzfläche drückt und damit eine starke Pressung in der zylindrischen Bohrung hervorruft (948). Die Mutter muß aber gut zugänglich sein, um ein kräftiges Anziehen zu ermöglichen. Aus diesem Grunde wird eine solche Bauart in erster Linie bei geteilten Gehäusen verwendet. Bei Flanschgehäusen



(950) Lagerung einer Schälmaschine.



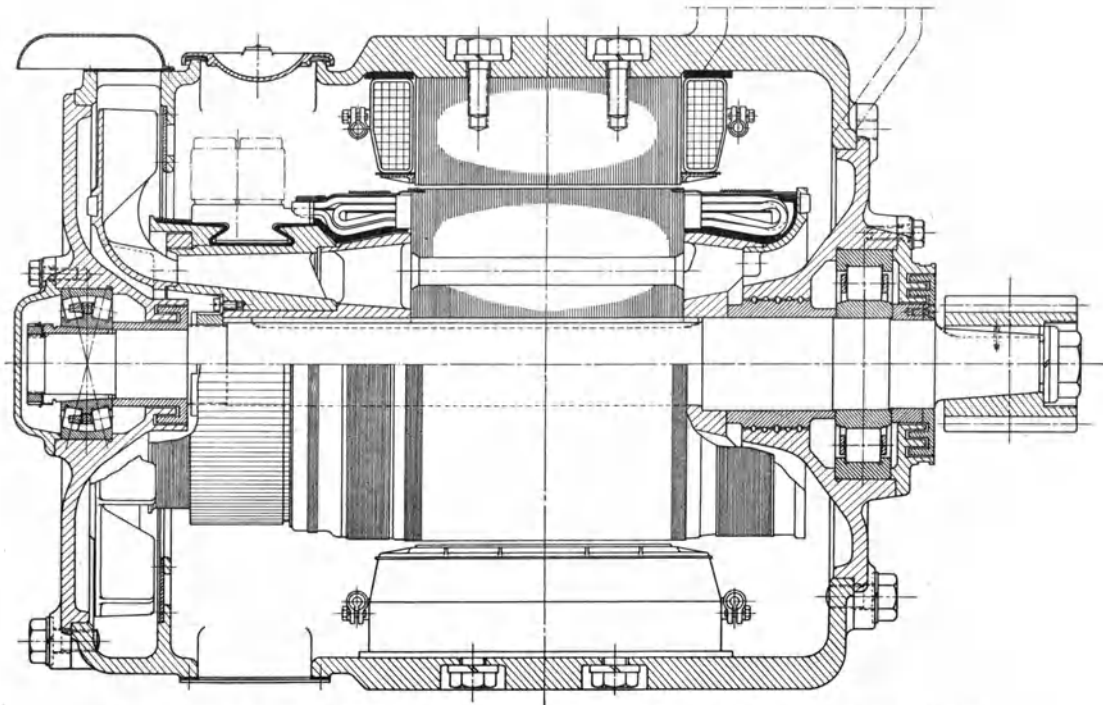
(951) Stehager eines Propellermotors.



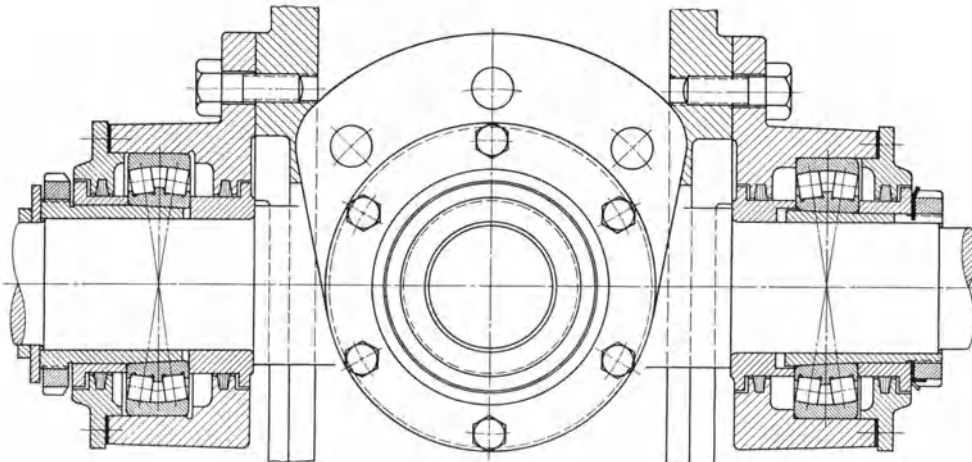
(952) Achslager für Personenwagen, veraltete Bauart.



(949) lassen sich Lager mit Spannhülsen zwar bequem montieren, der Ausbau ist jedoch schwierig, wenn man zum Abpressen des Innenringes kein Werkzeug ansetzen kann. Er wird bedeutend einfacher, wenn der Innenring auf der der Mutter abgekehrten Seite an einer Büchse abgestützt wird, so daß sich die Hülse nach geringem Lockern der Spannmutter herausdrücken läßt (950). Bei häufigem Ausbau empfiehlt sich eine Bauart entsprechend Bild (829), bei welcher die Spannhülse auch auf der dicken Seite mit Gewinde



(953) Lagerung eines Bahnmotors mit einem Pendelrollenlager und einem Zylinderrollenlager.

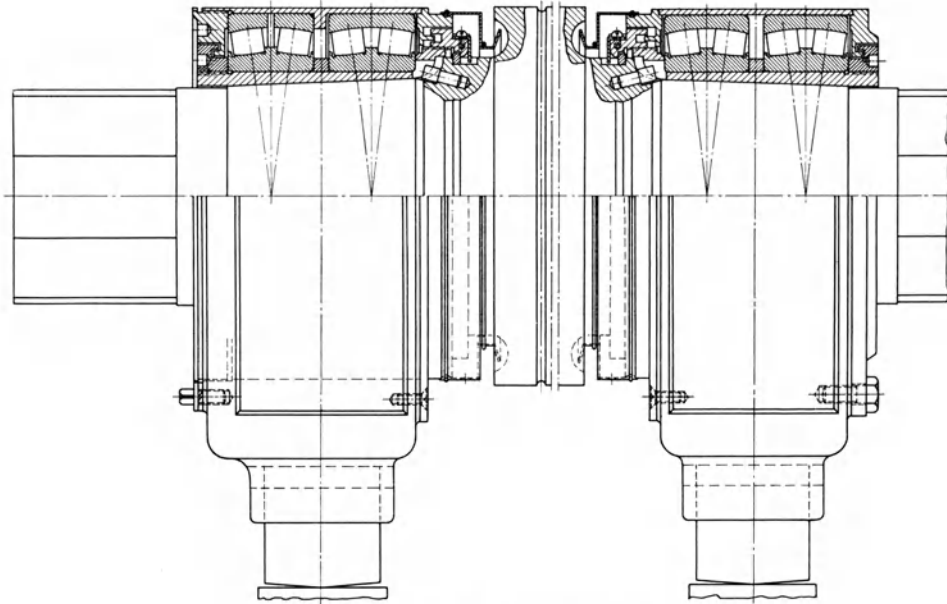


(954) Lagerung eines Walzenstuhles.

und einer Mutter zum Abdrücken des Innenringes versehen ist. Schon nach geringer seitlicher Bewegung des Laufringes ist eine genügende Lockerung vorhanden, die es gestattet, das Lager samt Hülse aus dem Gehäuse herauszuschieben.

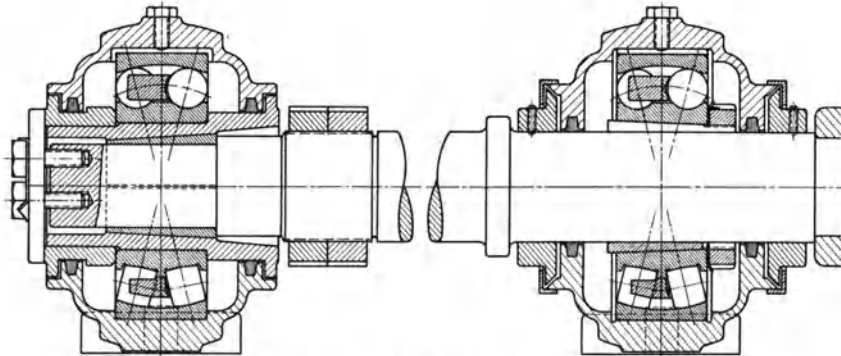
Eine besonders günstige Lösung ergibt sich bei Wellenzapfen durch die Verwendung von Abziehhülsen, die von außen in die kegelige Bohrung gepreßt werden. Sie besitzen auf dem dickeren Ende ein Gewinde für eine Mutter, die zum Herausziehen der Hülse dient (951). Bei ganz großen Lagern verwendet man einfache Klemmhülsen, weil eine

Mutter zum Herausziehen der Hülse nicht mehr genügt (674). Die Bedeutung der Abziehhülsen für den Ein- und Ausbau geht aus der Gegenüberstellung der Konstruktionen (952) und (588) hervor. Bei der älteren Bauart (952) sitzen die Innenringe mit Preßsitz auf dem Zapfen. Sie müssen mit kräftigen Werkzeugen, die um die Lager herumgreifen, unter



(955) Lagerung eines Kaliberwarmwalzwerkes.

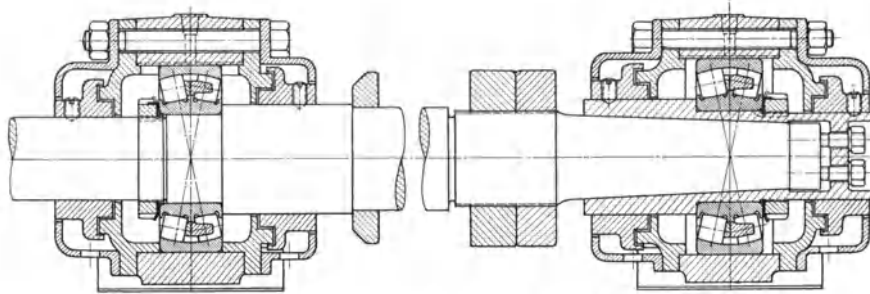
Aufwendung hoher Drücke, abgezogen werden. Sehr einfach ist dagegen der Einbau und Ausbau der Lager nach Bild (588). Die Hülsen werden von außen unter einem gewissen Druck eingepreßt. Mit Hilfe der Abziehmutter können sie leicht wieder herausgezogen werden.



(956) Lagerung eines Schleifsteins.

Wegen der hohen stoßweisen Belastung erhalten die Außenringe von Bahnmotorlagern Preßsitz. Durch die Verwendung einer Abziehhülse kann zunächst das kollektorseitige Lager (953) in den Lagerschild gepreßt und dann die Hülse eingedrückt werden. Der Anker mit kollektorseitigem Lagerschild läßt sich leicht in horizontaler oder vertikaler Lage in das Motorgehäuse einführen, wenn auf der anderen Seite ein Zylinderrollenlager Form NU benutzt wird. Bei einer Bauart für Kaltwalzwerke (780) sitzt das innere Lager unmittelbar auf einer Kegelfläche, das äußere auf einer Abziehhülse. Zunächst wird die äußere Hülse herausgezogen und dann das hintere Lager mit einem Keilwerkzeug gelöst. Bei der Lagerung eines Walzenstuhles (954) wurden die Hülsen soweit verlängert, daß sie außerhalb des Deckels festgezogen und gelöst werden können. Ein bequemer Ein- und Ausbau

wird auch bei den Ausführungen (955), (956) und (957) angestrebt. Die Gehäuse bleiben geschlossen, um eine Verschmutzung der Lager zu vermeiden. Wenn die Betriebs-

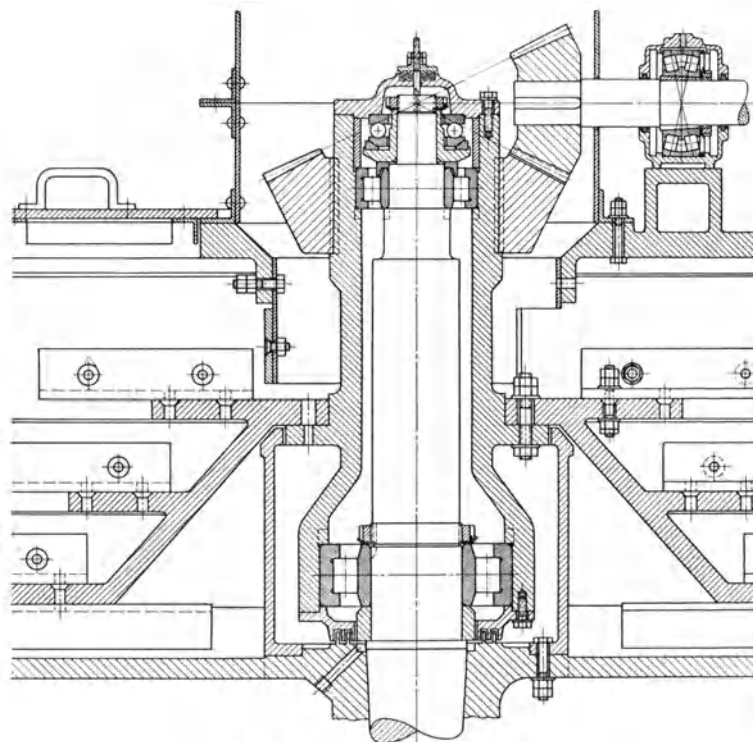


(957) Lagerung der Hauptwelle einer Marmorschleifmaschine.

verhältnisse es zulassen, kann man auch eine Anordnung mit einer zylindrischen Büchse verwenden, die außerhalb des Gehäuses auf der Welle festgeklemmt wird (800).

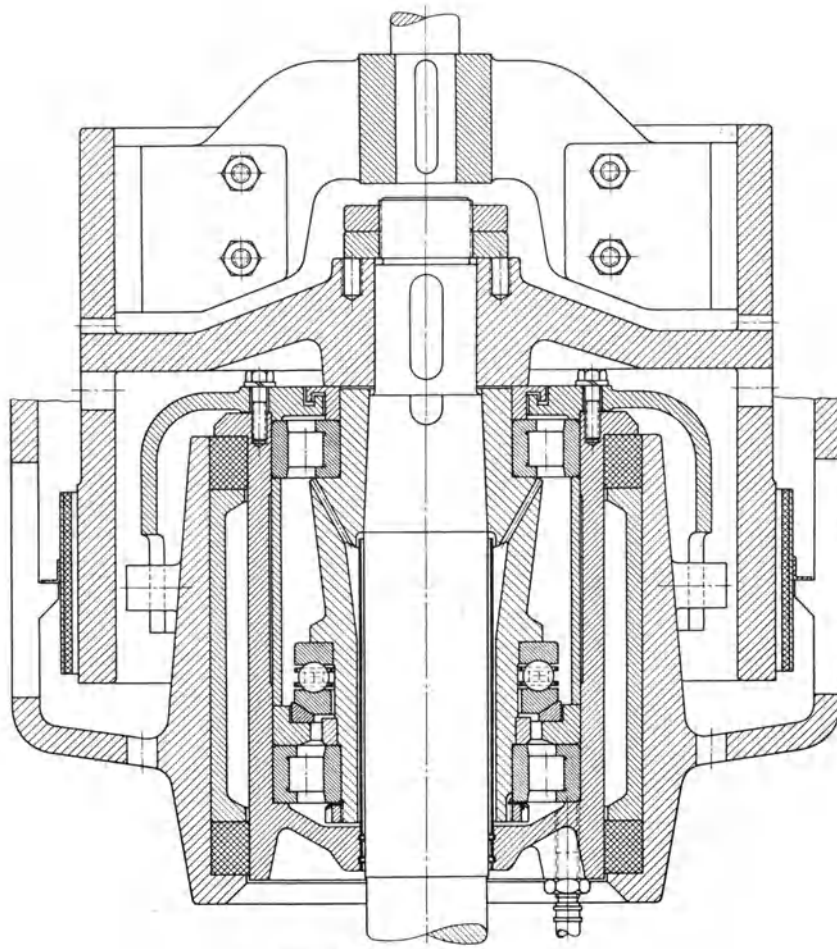
#### 4,64 Gestaltung der Lagerstellen bei Verwendung von Zylinderrollenlagern.

Wie einfach der Ein- und Ausbau vor sich gehen kann, wenn entsprechende Lager zur Verwendung kommen, zeigt die Lagerung einer Karusselldrehbank Bild (944). Nach Lösen der Mutter und Gegenmutter des oberen Lagers kann die Achse mit den

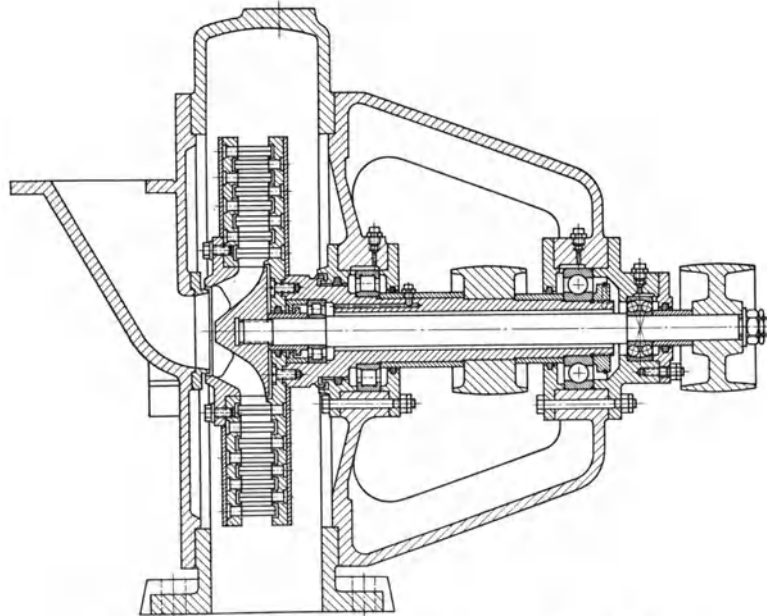


(958) Lagerung einer Granuliermühle.

darauf sitzenden Innenringen herausgezogen werden. Für das Abpressen der Laufringe sind besondere Muttern vorgesehen. In ähnlicher Weise erfolgt der Ein- und Ausbau bei der Lagerung einer Granuliermühle (958). Auch hier werden zwei Zylinderrollenlager mit einem Längslager benutzt, die es ermöglichen, die Welle aus den Rollen herauszuziehen. Das gleiche gilt für die Zentrifugenlagerung (959). Eine wesentliche Erleichterung gegenüber zwei „geschlossenen“ Lagern bedeutet auch die Verbindung eines „geschlossenen“ Lagers

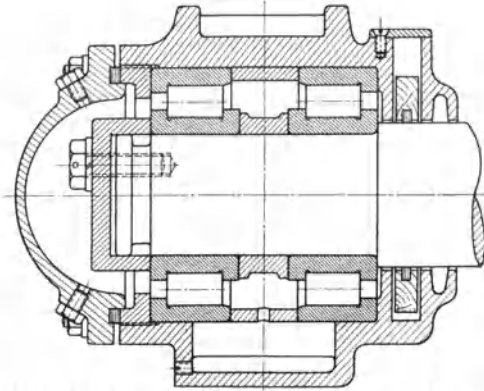


(959) Lagerung einer Zentrifuge.



(960) Lagerung einer Mühle mit gegenläufigen Mahlscheiben.

mit einem „offenen“ Zylinderrollenlager (960). Das Flanschgehäuse für das Pendelkugellager auf der anderen Seite wird gelöst und die innere Welle nach rechts herausgezogen. In ähnlicher Weise erfolgt der Ausbau der Hohlwelle; durch Druck auf die Riemenscheibe



(961) Achslager für Straßenbahnwagen, veraltete Bauart.

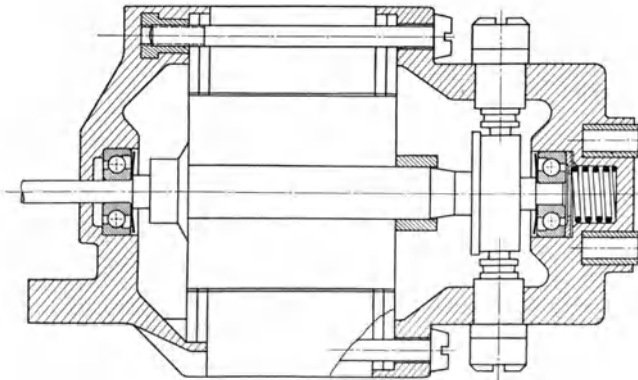
läßt sich das Radiaxlager von seinem Sitz entfernen. Für das Pendelkugellager ist eine besondere Vorrichtung erforderlich.

Welche Bedeutung ein leichter Ein- und Ausbau der Lager haben kann, geht aus der Lagerung von Straßenbahnwagen hervor (589). Das Achsbuchgehäuse mit den darin sitzenden Außenringen kann nach Lösen des Deckels und des Achsschlusses abgezogen werden, während die Innenringe auf dem Zapfen sitzen bleiben. Diese Bauart paßt sich den gegebenen Verhältnissen gut an insofern, als die Zentrierung beim Nachdrehen der Bandagen in ähnlicher Weise erfolgen kann wie bei Gleitlagern. Bei der älteren Bauart (961) war diese Möglichkeit des Ausbaues nicht gegeben. Man wählte daher einen losen

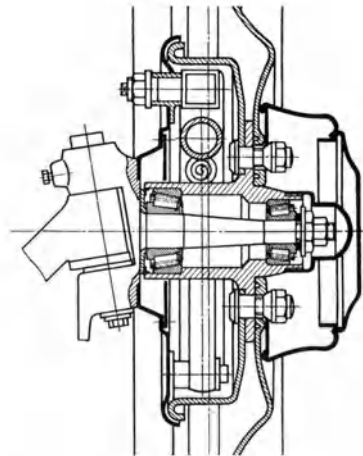
Sitz, der aber zu einem Verschleiß der Zapfen führte. Auch bei Bahnmotoren ist der leichte Ein- und Ausbau der Lager wichtig, weil die Motoren mindestens einmal im Jahr überholt oder kontrolliert werden müssen. Auf der Kollektorseite sitzt ein Führungslager mit drei festen Borden und einem losen Winkelring. Der Längenausgleich erfolgt auf der Triebseite in einem Zylinderrollenlager mit glattem inneren Lauf ring. Nach Lösen der Deckel können die Lagerschilde abgezogen werden (990).

#### 4,65 Gestaltung der Lagerstellen bei Verwendung von „offenen“ Lagern.

In bezug auf den Ein- und Ausbau sind Schulterkugellager oft günstiger als Radiaxlager, vor allen Dingen, wenn beide Lauf ringe einen festen Sitz erhalten müssen. Bei einem Staubsaugermotor entsprechend Bild (798) können z. B. die Radiaxlager nur durch Druck über die Kugeln ausgebaut werden. Auch beim Einbau ist mit



(962) Lagerung des Motors einer Nähmaschine.



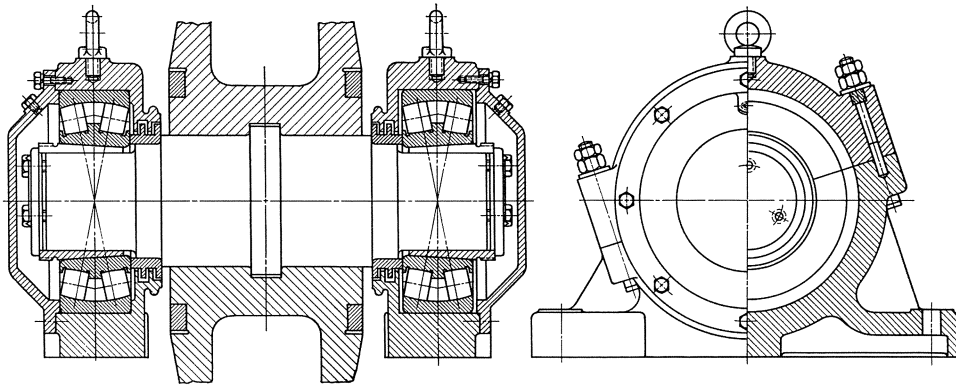
(963) Lagerung eines Vorderrades mit Kegelrollenlagern.

großer Sorgfalt vorzugehen, weil beide Lauf ringe gleichzeitig verschoben werden müssen. Wie Bild (962) zeigt, können die Lauf ringe von Schulterlagern unabhängig voneinander auf ihre Sitzflächen gebracht werden. Bei dem Einstellen des axialen Spiels besteht aber die Gefahr, daß Eindrücke in den Laufbahnen hervorgerufen werden, wenn eine zu große Vorspannung ausgeübt wird. Auch bei Schrägkugellagern und Kegelrollenlagern gestattet die „offene“ Bauart einen getrennten Einbau der Innen- und Außenringe.

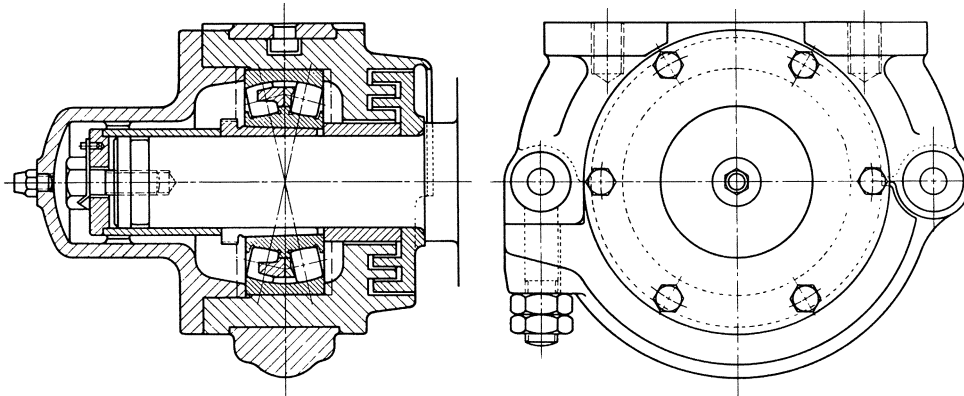
Der Ausbau ist je nach der Konstruktion des betreffenden Maschinenteils mehr oder weniger einfach. Das Kraftwagen-Vorderrad (963) mit eingepreßten Außenringen wird nach dem Aufsetzen des einen Innenringes über die Achse geschoben und der andere nachstellbare Innenring von außen eingesetzt. Da die Innenringe losen Sitz erhalten, ist ein leichter Ausbau gewährleistet. Die Außenringe in der Nabe sind bequem zugänglich, wenn die Bunde nicht zu hoch sind oder Aussparungen vorgesehen werden.

#### 4,66 Besondere Maßnahmen.

Bei festem Sitz der Außenringe ist es zweckmäßig, in der Gehäusewand Löcher zum Herausdrücken der Außenringe vorzusehen (920). Ösen erleichtern bei großen Gehäusen



(964) Lagerung einer Förderseilscheibe.

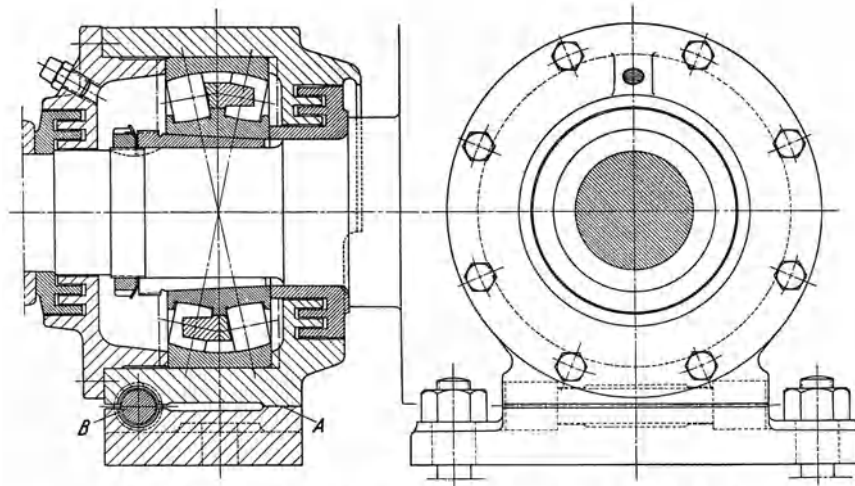


(965) Lagerung der Brustwalze einer Papiermaschine.

den Transport (964). Geteilte Deckel (941) sind oft notwendig, um das Lager warten oder ausbauen zu können. Die Lagerung der Brustwalze einer Papiermaschine (965) ist ein Beispiel dafür, wie wichtig es ist, daß die jeweiligen Betriebsverhältnisse der Maschine beachtet werden. Um beim einseitigen Anheben der Walze eine Beschädigung des Labyrinthes zu vermeiden, ist eine besondere Führung in möglichst großer Entfernung vom Lager vorgesehen. Auch die Gaultschwalzen und unteren Preßwalzen (966) müssen beim Sieb bzw. Filzwechsel an der Führerseite angehoben werden. Zu diesem Zweck soll sich das Lagergehäuse beim Anheben der Walze um einen besonderen Schwenkbolzen drehen.

Bei dem Röstofen-Spurlager (967) ist unter der unteren Scheibe des Längslagers eine Platte angebracht, die es ermöglicht, die Lagerung einschließlich aller Teile im eingebauten Zustande in das Gehäuse hinunterzulassen. Die Anspannung der schweren Walzwerkslager mit einem Keil, ebenso wie das Lösen der konisch aufgesetzten Lager durch ein besonderes Keilwerkzeug zwischen Labyrinthring und Walzenballen gestattet

eine einfache und schnelle Handhabung, die den Bedürfnissen im Walzwerksbau auch dadurch gerecht wird, daß ohne Bedenken mit Hammerschlägen gearbeitet werden kann.

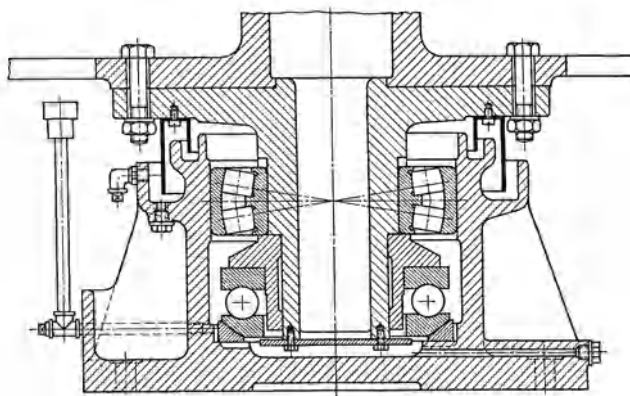


(966) Lagerung einer unteren Gaultschwalze und unteren Preßwalze.

Um die Walzen mit den darauf sitzenden Einbaustücken transportieren zu können, ist der Zapfen auf jeder Seite über den Deckel hinaus verlängert (780).

Die Zentrierbohrung darf durch die Befestigungsanordnung nicht beseitigt oder beschädigt werden, weil bei jeder Nacharbeit Fehler entstehen würden, falls nicht von der ursprünglichen Zentrierung ausgegangen wird. Wenn das Abziehen der Lager oder der

Laufringe nur mit Werkzeugen möglich ist, muß dafür Sorge getragen werden, daß diese zweckmäßig angesetzt werden können. Die Laufringschultern müssen daher gegenüber den Wellen- und Gehäusebunden oder den Seitenflächen der Abstandsringe weit genug vorstehen. Bei Rollenlagern darf kein Druck auf die Borde ausgeübt werden. Es ist daher in vielen Fällen notwendig, Aussparungen, Nuten, Löcher oder Ansätze von genügender Breite vorzusehen, um kräftige Abziehwerkzeuge ansetzen zu können.

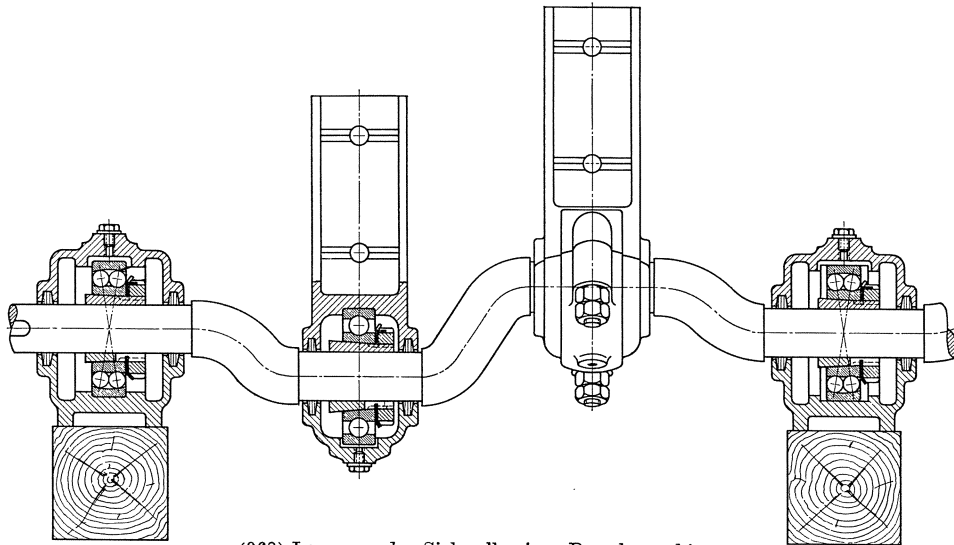


(967) Spurlager eines Röstofens.

#### 4,67 Gestaltung von Kurbelwellen.

Die allgemeine Anwendung von Wälzlagern für Pleuellager und Kurbelwellen scheidete bisher an der schwierigen Montage. Bei schwacher Kröpfung ist der Einbau von Pleuellagern, wie die Bilder (968) und (969) zeigen, verhältnismäßig einfach. Für die Befestigung der Innenringe werden geteilte Spannhülsen benutzt, die in axialer Richtung durch Wellenbunde gesichert sind. Diese Bauart bedingt aber große Lager und kann daher nur bei langsam laufenden Maschinen Verwendung finden. Die Anordnung der Kurbelwellenlager bei Ein- und Zweizylindermaschinen und den Außenlagern von Mehrzylindermaschinen erfordert keine besonderen Maßnahmen. Rollenlagern als Mittelager und Pleuellager lassen sich aber schwer über die Kröpfungen hinwegbringen. Trotzdem hat man nach Lösungen gesucht, um sich die Vorteile der Wälzlager auch bei solchen Motoren zunutze zu machen. Bild (970) zeigt die Kurbelwelle für einen Lastwagenmotor. Da die Bohrung des Mittelagers durch die Kröpfung bestimmt ist, muß

ein entsprechend starker Zapfen verwendet werden. Die axiale Sicherung erfolgt durch einen geteilten Ring. In anderen Fällen wurden als Ausgleich und zur Befestigung der

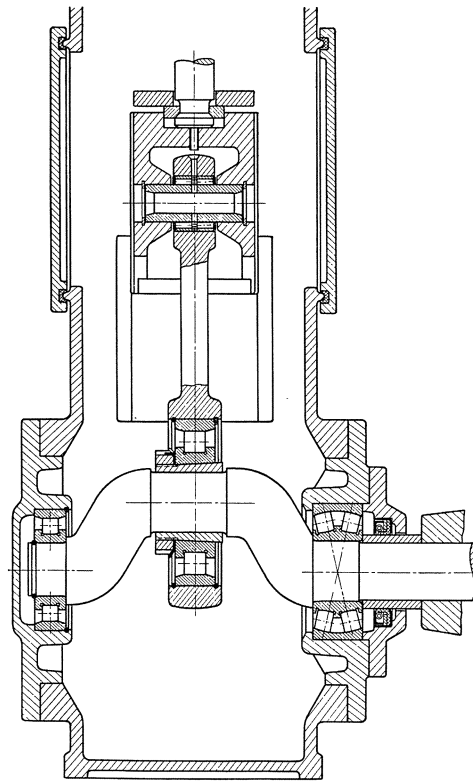


(968) Lagerung der Siebwelle einer Dreschmaschine.

Innenringe zweiteilige zylindrische Ringe oder Spannhülsen benutzt (971) und (972). Dabei wird so verfahren, daß man die erste Hälfte der Büchse auf der dem Kurbelarm abgekehrten Seite einschiebt, darauf die Büchsenhälfte dreht, um die zweite Hälfte an der wieder freien Stelle einsetzen zu können. Die durch die Passung des Innenringes hervorgerufene Pressung soll das Lockern verhindern. Bei der Ausführung (973) laufen die Rollen unmittelbar auf den zylindrisch ausgebildeten, gehärteten Wangen, eine Bauart, die bei schweren Fahrzeugmotoren verwendet wird.

Die Schwierigkeiten, welche beim Einbau von Wälzlagern bei ungeteilten Kurbelwellen entstehen, haben immer wieder den Wunsch nach Wälzlagern mit geteilten Laufringen aufkommen lassen. Eine Teilung des Außenringes wird zwar bei kleineren Zweitaktmotoren ausgeführt, geteilte Innenringe konnten jedoch bisher nicht mit Erfolg verwendet werden. Eine sorgfältige Verbindung der beiden Laufringhälften erfordert jedenfalls eine ungewöhnlich hohe Genauigkeit und daher sehr große Kosten.

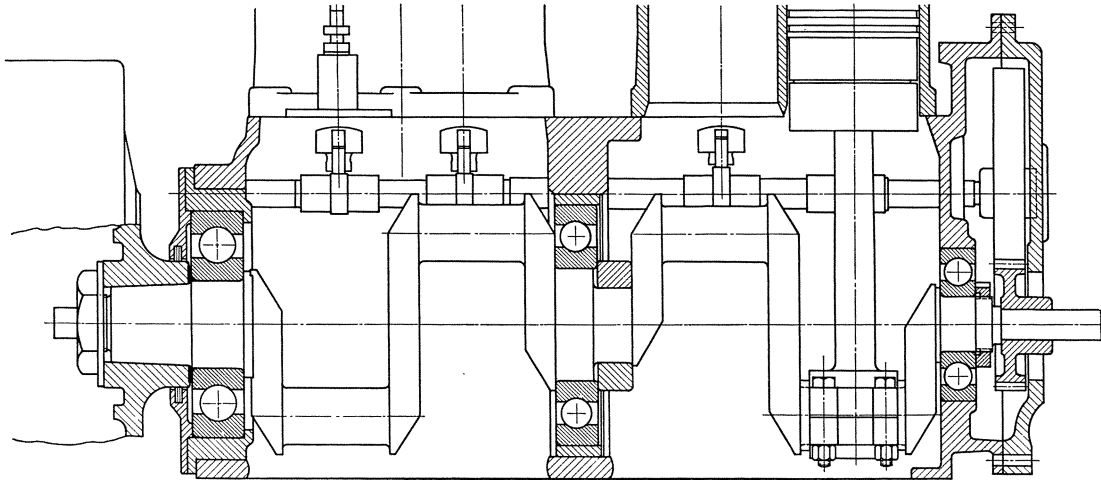
Aus diesem Grunde war man bestrebt, eine günstige Lösung für die Teilung der Kurbelwelle zu finden. Bei der Kurbelwelle des Einstelzen-gatters (683) wird der Pleuellagerzapfen in den Kurbelarmen festgeklemmt und durch Keile gesichert. Durch Preßpassung erfolgt die Verbindung der Kurbelwelle bei einem kleinen Krafradmotor (974). Für derartige Maschinen werden zusammengesetzte Kurbelwellen schon seit vielen Jahren mit Erfolg verwendet. Die hohe Drehzahl und die oft ungünstigen Schmierverhältnisse zwingen zur Anwendung von Rollenlagern und damit zu geteilten Wellen. Für einen Zweizylinderomotor



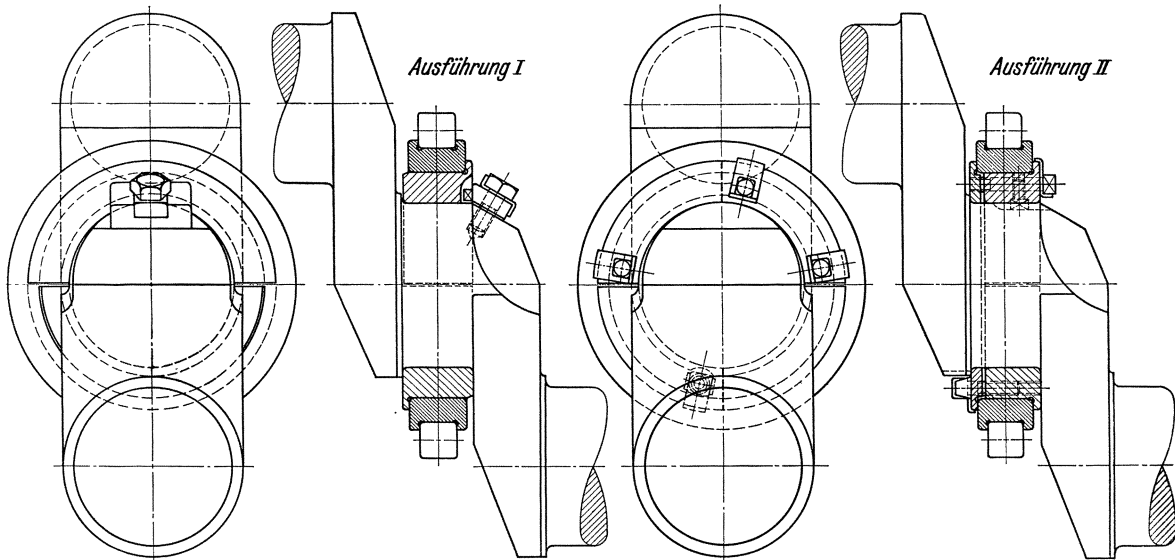
(969) Lagerung eines Kompressors.



wurde eine Bauart entsprechend Bild (975) vorgeschlagen, bei welcher die Teilung in dem Kurbelarm liegt. Die beiden Hälften werden zusammengepreßt und durch mehrere Schrauben gesichert. Das zu übertragende Drehmoment muß also kleiner sein als das Reibungsmoment der Verbindungsstelle am Zapfen und an den Seitenflächen. Bei der bekannten Kurbelwellenkonstruktion eines Lastwagenmotors (976) liegt die Teilung senkrecht zur Kurbelwellenachse symmetrisch zum Kurbelarm. Beide Hälften



(970) Kurbelwellenlagerung eines Lastwagenmotors.

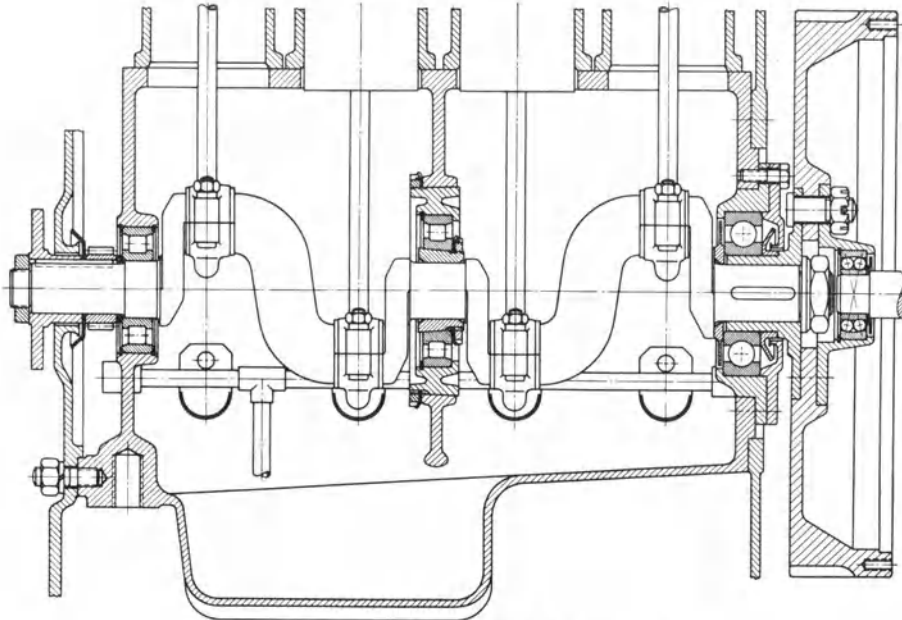


(971) Befestigung des mittleren Lagers einer Kurbelwelle.

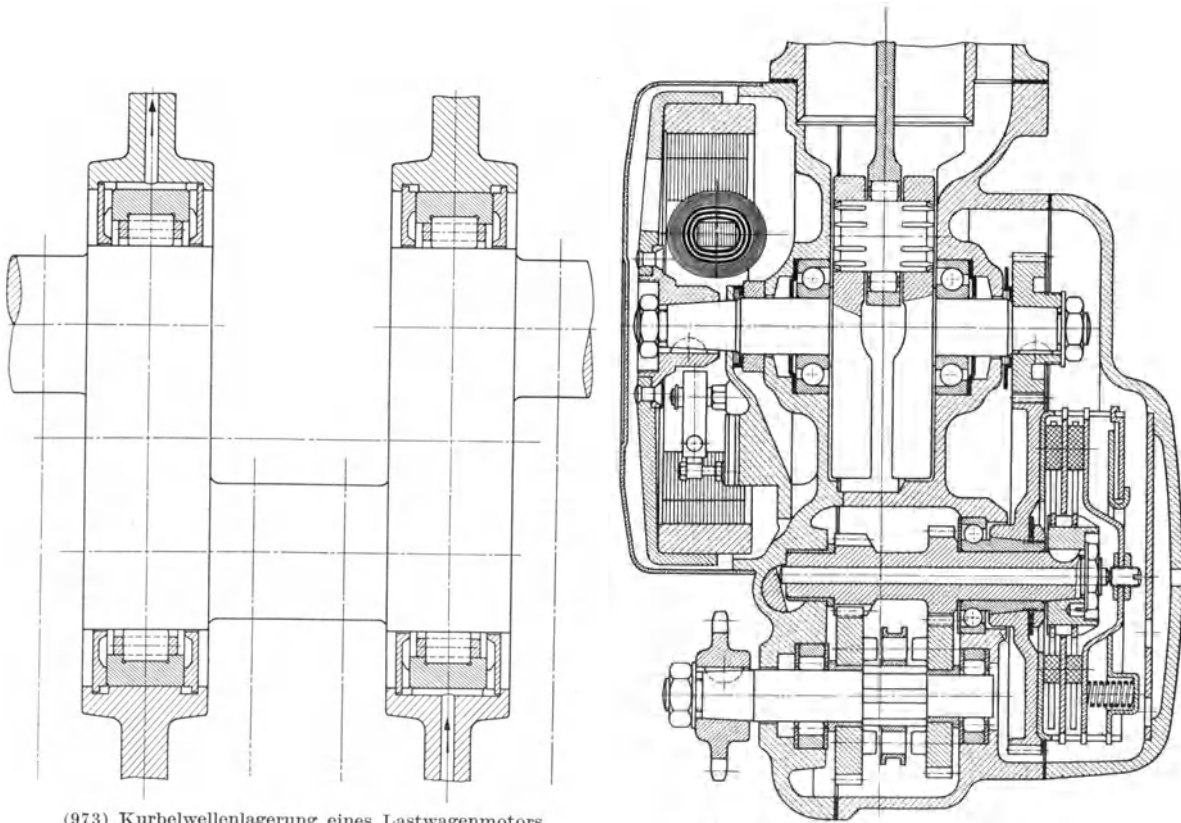
werden durch Schrauben miteinander verbunden. Zwecks Befestigung der Kurbelzapfen ist der Kurbelarm bei der Konstruktion Bild (977) geschlitzt. Durch zwei kräftige Schrauben wird die erforderliche Reibung hervorgerufen. Eine der bekanntesten Lösungen ist die HIRTH-Welle (978), bei welcher die Kurbelwelle senkrecht zur Drehachse geteilt ist. Die Trennflächen der Kurbelarme und des Zwischenstückes, das gleichzeitig als Innenring dient, sind verzahnt und durch Schrauben und Paßbolzen starr miteinander verbunden. Die Außenlaufbahn liegt in der Pleuelstange. Für die Hauptlager sind besondere Büchsen vorgesehen. Die zwei Rollenreihen werden in einem Käfig geführt.

Eine neuere Konstruktion, welche ebenfalls den Vorteil hat, daß alle Kurbelwellenteile einbaufertig hergestellt werden können, zeigt Bild (979). Die hohlen zylind-

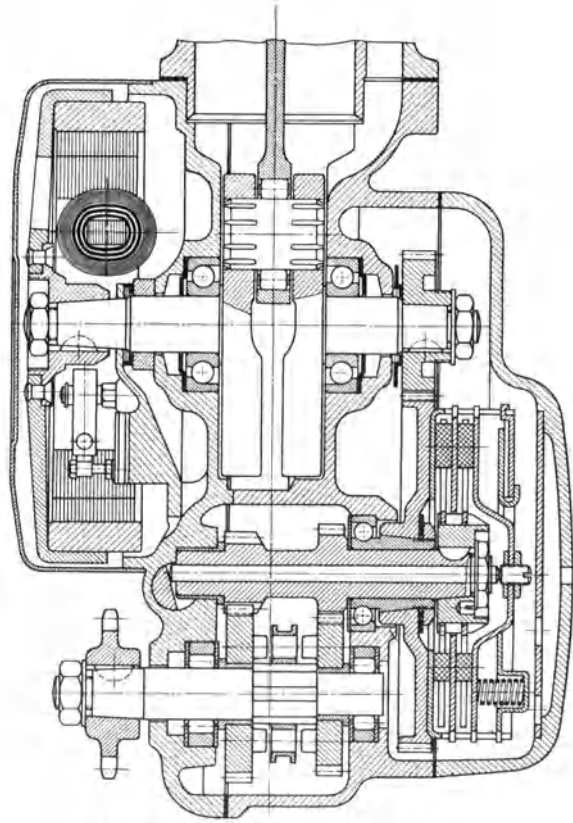
drischen Kurbelzapfen, die sich leicht genau herstellen lassen, werden mit den Kurbelwangen durch zylindrische Aufweitungshülsen verbunden, deren Passung so gewählt



(972) Kurbelwellenlagerung eines Lastwagenmotors.

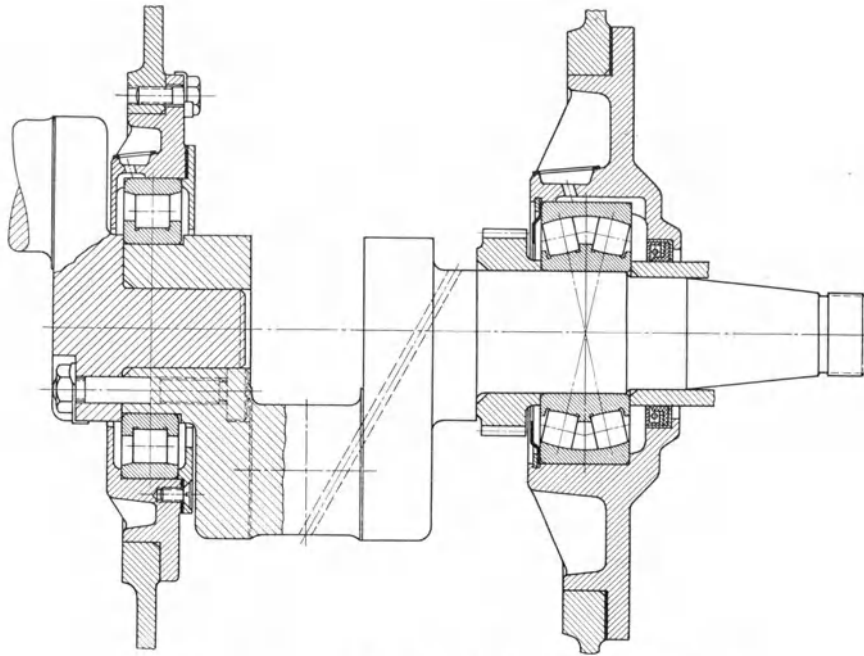


(973) Kurbelwellenlagerung eines Lastwagenmotors.

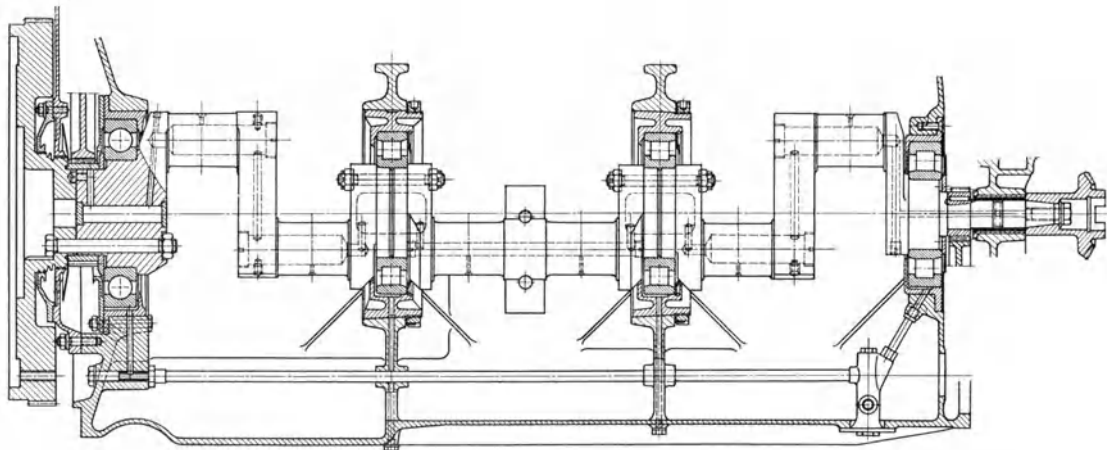


(974) Lagerung eines Kraffradmotors.

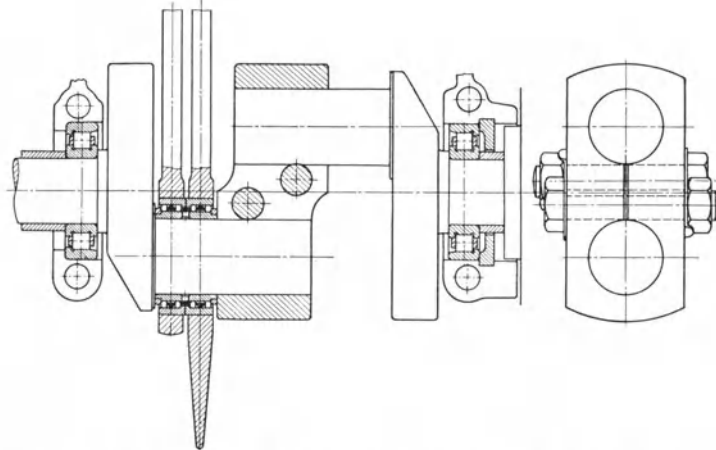
werden kann, daß die Tangentialspannung in den Kurbel- oder Wellenzapfen möglichst klein ist, im Gegensatz zu konischen Hülsen, bei denen sich die hervorgerufenen Spannungen



(975) Zusammengesetzte Kurbelwelle eines Zweizylindermotors.

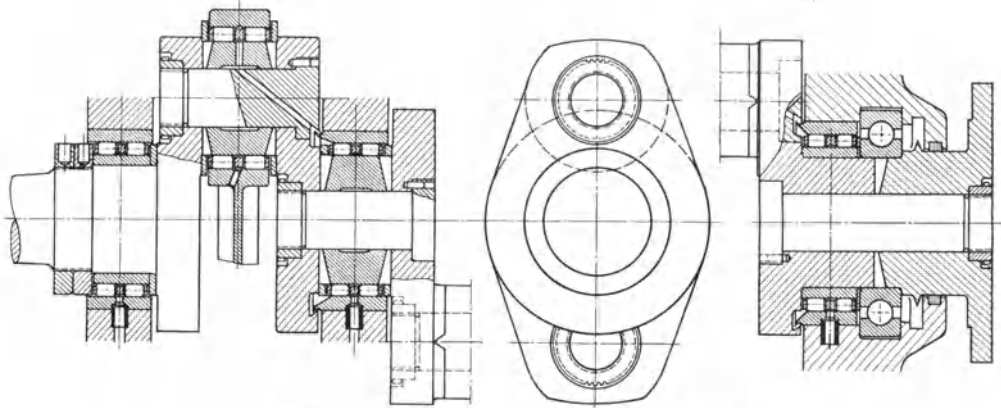


(976) Zusammengesetzte Kurbelwelle eines Lastwagenmotors.

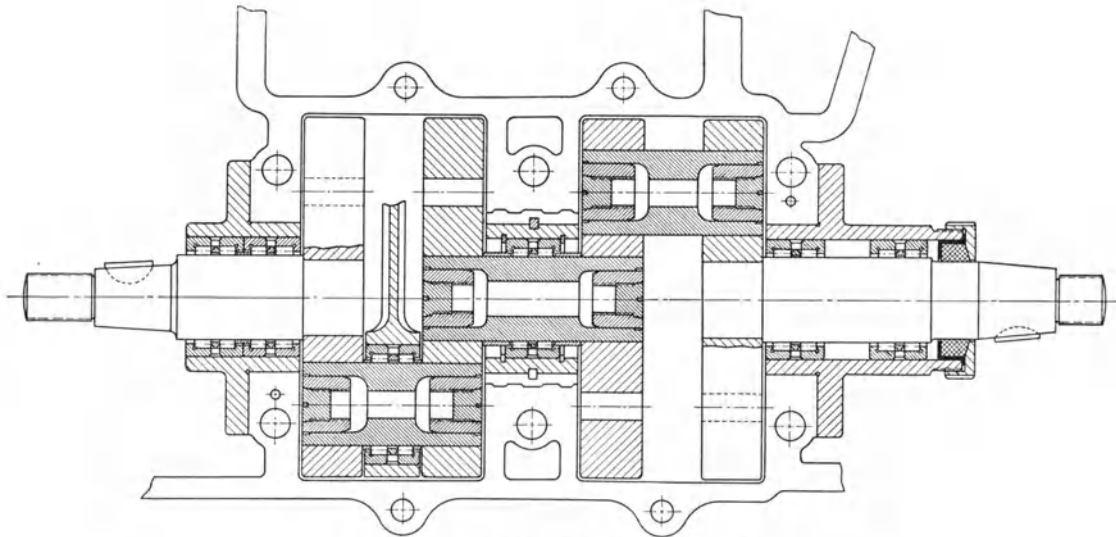


(977) Zusammengesetzte Kurbelwelle eines Vierzylinder-Zweitaktmotors.

schwer bestimmen lassen. Die Passung in den Wangen läßt sich so abstimmen, daß ein guter Festsitz erzielt wird, der aber ein Richten der Welle, soweit dies überhaupt notwendig ist, noch gestattet. Durch das Einpressen der mit Übermaß versehenen Aufweitungshülsen und die dadurch verursachte Ausdehnung der Zapfen wird ein fester Verband



(978) Zusammengesetzte Kurbelwelle nach HIRTH.



(979) Zusammengesetzte Kurbelwelle nach SKF.

erreicht, der den normalerweise vorkommenden Beanspruchungen auf Verdrehung genügt und hierfür berechnet werden kann. Bild (979) zeigt die Kurbelwelle für einen Zweizylinder-Zweitaktmotor. Für die Pleuellager und Kurbelwellenlager werden mehrreihige Rollenlager verwendet ohne Käfig mit Führung durch Bordflächen. Bei dem Einbau dieser Lager werden daher zweckmäßig besondere Montagehülsen benutzt.

#### 4,7 Zusammenfassung.

Die Wirtschaftlichkeit und Betriebssicherheit zwingt dazu, die äußeren Kräfte nach Größe, Richtung und Dauer so gut wie möglich zu erforschen und ihre Wirkung auf die Lager sorgfältig zu berechnen. Je kleiner ein Lager gewählt werden kann, um so leichter werden die Zubehörteile und um so billiger die Maschine. Je unsicherer die Kenntnis über die vorkommende Belastung ist, um so größer ist die Gefahr einer unvorhergesehenen Betriebsstörung mit ihren unübersehbaren Kosten.

Auch die Kenntnis über die Eigenschaften der Lager in bezug auf Tragfähigkeit, Führungsmöglichkeit und Einbau ist von großer Bedeutung, um für die jeweiligen Betriebsverhältnisse ein Maximum an Sicherheit zu erzielen. Wenn z. B. der Lauf einer Welle

möglichst starr sein soll, also nur ein ganz geringes Spiel in radialer und axialer Richtung vorkommen darf, kann diese Forderung nur erfüllt werden, wenn Lager verwendet werden, die eine genaue Einstellung des Spieles zulassen. Auch bei geräuschwachem Lauf, wie er heute an vielen Stellen verlangt wird, muß auf die jeweiligen Verhältnisse Rücksicht genommen werden. Bei der Lagerung des Antriebsritzels von Personenwagen kommt es darauf an, das Ritzel und Tellerrad möglichst starr zu lagern, um den Eingriff der Zahnräder auch unter Belastung so wenig wie möglich zu verändern. Bei kleinen Elektromotoren, die bei hoher Drehzahl wenig Geräusch machen sollen, ist die Lagerung selbst neben dem elektrischen Teil die Geräuschquelle. Die Ausführung der Lager und Zubehörteile muß also diesen besonderen Anforderungen genügen.

Die Betriebssicherheit hängt auch in hohem Maße von der richtigen Passung ab. Ein bei „Umfangslast“ lose sitzender Laufring, ruft durch das Wandern bei hoher Last und schlechter Schmierung starken Verschleiß hervor. In vielen Fällen treten auch Gleitrisse auf, die zu einem plötzlichen Bruch führen können. Andererseits kann eine Verklemmung hervorgerufen werden, die den Lauf des Lagers ungünstig beeinflußt und zu hohe Temperatur oder Geräusch verursacht.

Es genügt nicht, die Lager richtig auszuwählen; ebenso wichtig ist es, dafür zu sorgen, daß der für den Betrieb zweckmäßige Zustand erhalten wird. Dies ist aber nur möglich, wenn die Lager vor Verschleiß oder Korrosion durch irgendwelche Fremdkörper geschützt werden. Bei der Ausbildung der Dichtung muß daher der Zustand der Umgebung der Lagerung genau bekannt sein. Die notwendigen Mittel für eine zuverlässige Dichtung sind sehr verschieden, je nachdem ob es sich um eine Lagerung handelt, die, wie in der Naßpartie von Papiermaschinen, von Wasser umströmt wird, oder um die Lagerung des Kalanders, der in einem fast vollkommen staubfreien und trockenen Raum arbeitet. Bei Motoren in der Kraftzentrale eines Werkes ist für peinlichste Sauberkeit gesorgt, während Motoren für Antriebs- oder Arbeitsmaschinen in einer Zementfabrik ständig in einer Staubwolke stehen. Bei einer Reihe von Maschinen, z. B. bei Papiermaschinen, Druckmaschinen und Textilmaschinen, kommt es darauf an, das Schmiermittel von dem zu bearbeitenden Werkstoff fernzuhalten.

Wenn zwischen Innenring und Außenring ein starkes Wärmegefälle vorhanden ist, muß bei der Ausführung der Lager darauf Rücksicht genommen werden. Außerdem ist die Einwirkung auf das Schmiermittel zu berücksichtigen. Schließlich kann sogar die Form des Gehäuses davon abhängen oder die Bauart der Maschine, wenn wegen des Schmiermittels oder der Härte der Laufringe und Rollkörper die Temperatur durch irgendwelche Hilfsmittel herabgesetzt werden muß. Es ist daher wichtig, sowohl die absolute Höhe der Temperatur als auch die mögliche Temperaturdifferenz zwischen Innenring und Außenring rechtzeitig festzustellen. Bei Elektromotoren zum Antrieb von Fahrzeugen wird das Motorgehäuse durch die Luftströmung gut gekühlt, während der Anker große Wärme erzeugt, die sich dem Innenring mitteilt. Der Durchmesser der Laufbahn des Innenringes wird infolgedessen mehr vergrößert als die Laufbahn des Außenringes. Auch bei Trockenzyklindern, Heißgasventilatoren treten hohe Temperaturunterschiede auf. Wenn die Verkleinerung der Lagerluft nicht von vornherein berücksichtigt wird, ist eine frühzeitige Zerstörung des Lagers zu erwarten.

Oft ist ein Ausbau der Lager erst erforderlich, wenn irgendeine Beschädigung eintreten sollte. Es besteht daher kein großes Bedürfnis, auf diesen Umstand besonders Rücksicht zu nehmen. Bei einigen Maschinenarten kommt jedoch der Ausbau sehr häufig vor, so daß besondere Konstruktionen entworfen werden müssen, um diesen Verhältnissen gerecht zu werden. Bei Bahnmotoren und Achsbuchsen für Straßenbahnen und Staatsbahnen wird im allgemeinen eine jährliche Revision verlangt. Noch häufiger ist der Ausbau der Lagerung bei Walzwerken. Dort muß in vielen Fällen schon nach Wochen oder Tagen ein Auswechseln der Walzen erfolgen, entweder weil dieselben nachgeschliffen werden müssen oder weil andere Profile gewalzt werden. Ein schneller und einfacher Walzenwechsel ist auch Bedingung bei Getreidewalzenstühlen, da die Riffelung nach kurzer Zeit erneuert werden muß. Die Bauform muß daher auch diesen Anforderungen so gut wie möglich gerecht werden.

Immer ist es Aufgabe des Konstrukteurs, die Gestaltung der Lagerstellen den speziellen Verhältnissen so gut wie möglich anzupassen. Grundsätzlich muß dabei auf alle Faktoren Rücksicht genommen werden, die die Tragfähigkeit und Lebensdauer oder die Herstellung und Wartung der Lagerung beeinflussen. Was nützt es, ein genügend tragfähiges Lager ausgewählt zu haben, wenn die Dichtung den Anforderungen nicht entspricht! Was bedeutet es, die richtige Lagerart gefunden zu haben, wenn bei dem Ein- und Ausbau die Gefahr besteht, die Lager zu verklemmen oder zu beschädigen! Die zweckmäßige Passung ist ebenso wichtig wie die genügende Tragfähigkeit. Wenn es darauf ankommt, hat die Schmierung die gleiche Bedeutung wie die richtige Dichtung. Die Vorrichtungen für eine einwandfreie Wartung und einen zweckmäßigen Ein- und Ausbau sollen ebenso sorgfältig entwickelt werden wie die Vorschriften für die Bearbeitung.

Die Lagerung soll aber auch so geformt sein und so bemessen werden, daß die gestellten Anforderungen mit den billigsten Mitteln erfüllt werden. Ein überdimensioniertes Lager ist genau so fehlerhaft wie ein solches, das den Bedingungen nicht oder nur teilweise gerecht wird. Die Vollkommenheit besteht nicht einseitig in der rein technischen Lösung, sondern in dem Wert der Anlage, d. h. in dem Verhältnis Qualität zu Preis.

## **5 Ein- und Ausbauen der Wälzlager.**

### **5,1 Vorbereitende Arbeiten.**

#### **5,11 Studium der Zeichnung.**

Vor dem Einbau der Wälzlager muß der Monteur über die Gedanken, die der Lagerung zugrunde liegen, aufgeklärt werden. Besonders wichtig ist die Erläuterung über den Zusammenbau, wie ihn der Konstrukteur geplant und vorbereitet hat, da die Ausbildung der einzelnen Teile eine bestimmte Handhabung und Reihenfolge bedingt. Dabei ist eine sorgfältige Prüfung aller Toleranzen erforderlich in bezug auf ihren Einfluß beim Zusammenbau und ihre Bedeutung für die vorgesehene Passung. Selbst wenn der Konstrukteur versucht hat, die bildliche Darstellung in allen Einzelteilen auszuführen, kann auf eine verständnisvolle Mitarbeit bei der Montage nicht verzichtet werden. Man muß immer mit Irrtümern und Fehlern rechnen sowohl in der Zeichnung als auch bei der Herstellung und beim Versand der Teile. Der Austausch der Erfahrungen trägt dazu bei, daß das gewünschte Ziel einer einwandfreien Funktion der Maschine mit geringsten Unkosten und größter Sicherheit ohne unangenehme Zwischenfälle erreicht wird.

#### **5,12 Herrichtung des Arbeitsplatzes.**

Der Zusammenbau sollte nicht in der Nähe von Arbeitsplätzen erfolgen, an denen gefeilt, gebohrt oder gefräst wird, da sonst die Gefahr besteht, daß Späne oder andere Fremdkörper in die Lager gelangen. Leider wird die Bedeutung dieser Maßnahme viel zu wenig beachtet; man kann sogar beobachten, daß in unmittelbarer Nähe andere Teile mit Druckluft gereinigt werden. Eine Verschmutzung der Lager ist dann nicht zu vermeiden, vor allen Dingen, wenn die Lager offen auf den Werkplätzen liegen. Es kann durchaus möglich sein, daß der Lauf des Lagers durch außen am Fett hängende Fremdkörper zunächst nicht gestört wird. Im späteren Betrieb wandern sie jedoch allmählich in das Lagerinnere und führen entweder zu einer weitgehenden Zerstörung oder zu einer Beschädigung der Laufbahn in Form mehr oder weniger großer Eindrücke. Es ist deshalb dringend erforderlich, daß die Montage der Wälzlager, wenn schon kein getrennter Raum zur Verfügung steht, mindestens an einer von den anderen Arbeitsplätzen genügend entfernt liegenden Stelle vorgenommen wird.

Ebenso wichtig ist es, daß der Raum keinen krassen Witterungseinflüssen ausgesetzt ist. Die Lager sind gegen Feuchtigkeit sehr empfindlich, vor allen Dingen nach dem Auswaschen in Benzin. Aber auch im eingefetteten Zustande ist die Rostgefahr noch groß, weil das Fett oder ein anderes Schutzmittel nicht mit Sicherheit die Oberfläche aller Teile genügend bedeckt. Selbst in Wälzlagerfabriken treten ab und zu Schwierigkeiten durch Temperaturschwankungen auf.

#### **5,13 Reinigung der Teile.**

Die nochmalige Reinigung der Lager vor dem Einbau ist nur zu empfehlen, wenn einwandfreie Waschvorrichtungen zur Verfügung stehen. Am günstigsten ist es, die Lager dabei auf einen Dorn zu setzen und die Reinigungsflüssigkeit, Benzin, säurefreies Petroleum oder Trichloräthylen, unter Druck in das sich drehende Lager zu spritzen. Es muß aber eine sicher wirkende Filtrierung eingebaut werden, da sonst der Zustand eher verschlechtert als gebessert wird. Derartige Wascheinrichtungen sind im Handel erhältlich; sie können aber auch leicht angefertigt und den jeweiligen Betriebsverhältnissen angepaßt werden. Die Wälzlagerfirmen dürften bereit sein, ihre eigenen Erfahrungen

zur Verfügung zu stellen, da sie ein Interesse daran haben, irgendwelche Einflüsse fernzuhalten, die die Lebensdauer der Lager beeinträchtigen. Nach dem Reinigen müssen die Lager sofort wieder gut eingeölt werden, weil sie im trockenen Zustand sehr rostempfindlich sind.

Vor dem Zusammenbau sollten sämtliche Zubehörteile gründlich gereinigt und entgratet werden. Im Betrieb lösen sich die feinen Splitter und Sandkörner, wandern in das Lager und werden überwalzt. Die Oberflächenbeschaffenheit kann dadurch derart verschlechtert werden, daß die Tragfähigkeit sinkt. Schmiernuten, vor allen Dingen aber Schmierlöcher, die mit Gewinde versehen sind, müssen besonders gut gesäubert werden. Auch unbearbeitete Stellen des Gehäuses sollten sorgfältig von Formsand oder anderen lösbaren, harten Teilen befreit werden.

Für die Reinigung der Gehäusekörper und der anderen Zubehörteile sind automatisch arbeitende Reinigungsanlagen zu empfehlen, wenn laufend eine größere Anzahl von Lagern eingebaut werden muß. Um ein Lösen von Fremdkörpern zu vermeiden, hat sich das „BULLARD-DUNN-Verfahren“ gut bewährt. Es handelt sich dabei um einen elektrolytischen Reinigungsprozeß, bei welchem durch Bildung von Wasserstoffgas zwischen dem Reinigungsobjekt und den auf ihm haftenden Verunreinigungen, wie Rost, Zunder, Oxyd usw. diese Fremdteile mechanisch abgesprengt werden. Sobald das Grundmaterial freigelegt ist, wird sofort eine schützende, mikroskopisch dünne Metallschutzschicht (Blei oder Zinn) niedergeschlagen, die sich dicht und fest mit der Unterlage verbindet und sie gegen jede weitere Beizwirkung schützt.

Es hat sich auch als zweckmäßig erwiesen, die unbearbeiteten Gehäuseflächen nach der Reinigung mit einem in Fett oder Öl nicht löslichen Metallack zu überziehen.

#### 5,14 Kontrolle der Einzelteile.

Es ist erforderlich, daß sämtliche Teile vor dem Zusammenbau durch eine vom Fabrikationsbetrieb unabhängige Stelle auf ihre Maßhaltigkeit, Oberflächenbeschaffenheit und Form geprüft werden. Wenn keine Sicherheit für fehlerfreie Stücke gegeben ist, muß bei der Montage eine Prüfung durchgeführt werden. Diese Maßnahme mag als Zeitvergeudung angesehen werden, wenn schon andere Stellen die Aufgabe hatten, die einwandfreie Ausführung zu begutachten. Es zeigt sich jedoch immer wieder, daß selbst bei gut geleiteten Unternehmen Fehler unterlaufen. Abgesehen davon, daß unangenehme Kosten entstehen, wenn nach weit fortgeschrittenem Zusammenbau einzelne Teile wieder herausgerissen werden müssen, besteht auch die Gefahr, daß die Funktion der Maschine in Frage gestellt ist. Die Ursache des Versagens kann dann erst nach langen Untersuchungen erkannt werden. Meistens läßt man sich zu Mutmaßungen verleiten, die leicht zu einem abwegigen Urteil über die Bewährung des betreffenden Maschinenteiles oder der Maschine führen. Bestehen aber über die maßgerechte Ausführung sämtlicher Teile und den einwandfreien Zusammenbau keine Zweifel, dann ist ein Fehler mit viel größerer Wahrscheinlichkeit zu finden. Wenn in dringenden Fällen Teile zum Einbau kommen, die den Vorschriften nicht vollkommen entsprechen, so sollte dies wenigstens aus dem Montage-Bericht zu ersehen sein.

Werden die Lager vor dem Einbau kontrolliert und zu diesem Zweck ausgewaschen, dann ist dafür zu sorgen, daß Rostbildung nach Möglichkeit vermieden wird. Besonders gefährlich ist Handschweiß, der auch bei eingeölkten Lagern Rostspuren hervorrufen kann. Diese Erscheinung ist besonders gefährlich, weil ihre Wirkung zu spät erkannt wird. Der Lagerhersteller ist daher gezwungen, alle Arbeiter, die nach dem Zusammenbau mit der Kontrolle oder Verpackung zu tun haben, daraufhin untersuchen zu lassen. Handschweiß kann durch Waschen in einer Formalin-Lösung (20 cem Formalin auf 1 l Wasser) oder in einer Lösung von Kesselsoda neutralisiert werden. Hinterher sind die Hände leicht mit Knochenöl einzureiben. Rostbildung läßt sich auch dann vermeiden, wenn die Lager unmittelbar nach der Kontrolle in eine kochende „Muzin-Lösung“ eingetaucht und genügend lange erwärmt werden. Nach dieser Behandlung sollen die Lager gut abtropfen und in Petroleum gewaschen werden. Das



Waschpetroleum darf höchstens 0,01 % freie Ölsäure enthalten. Es muß ein spezifisches Gewicht von 0,8, einen Flammpunkt über  $50^{\circ}\text{C}$  und Siedegrenzen von  $150^{\circ}$ — $300^{\circ}$  haben.

Nachdem auch das Waschpetroleum gut abgetropft ist, werden die Lager in  $100^{\circ}$  bis  $110^{\circ}$  heiße, dünnflüssige Naturvaseline getaucht, die folgende Beschaffenheit aufweisen muß: Tropfpunkt  $35^{\circ}$ — $45^{\circ}\text{C}$ , Ölsäuregehalt unter 0,03 %, Chlorgehalt unter 0,01 %, Flammpunkt über  $180^{\circ}$ , Aschegehalt unter 0,01 %.

Die Lager müssen solange in der geschmolzenen Vaseline liegen, bis sie die Temperatur derselben ungefähr angenommen haben und jegliche Schaumbildung der Vaseline aufgehört hat. Die überflüssige Vaseline läßt man wiederum abtropfen und wickelt die Lager dann in chlorfreies, paraffiniertes Papier ein, das ein Gewicht von  $40$ — $42\text{ g/m}^2$  hat und so fest ist, daß es beim Packen nicht reißt. Anstatt der Vaselinefettung kann auch Öl verwendet werden. Dieses muß aber dickflüssig und säurefrei sein und gut haften.

## 5,2 Arbeiten beim Ein- und Ausbauen.

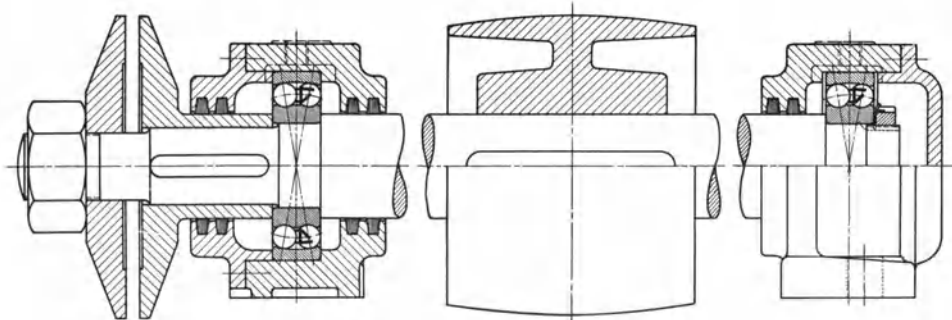
Es ist schwer, allgemein gültige Richtlinien für die Montage der Wälzlager aufzustellen. Die Fälle liegen so verschieden, daß es zweckmäßig erscheint, an einer Anzahl von Beispielen die Reihenfolge des Zusammenbaues und die Bedeutung der jeweiligen Maßnahmen und Handgriffe zu erklären, damit sowohl dem Konstrukteur bei der Gestaltung der Lagerstellen als auch dem Monteur beim Zusammenfügen der Teile Hinweise gegeben werden, die auch für ähnliche Fälle Anwendung finden können. Aus diesem Grunde wurden solche Beispiele ausgewählt, die als grundsätzlich wichtig angesehen werden können.

Die Beschreibung der einzelnen Fälle bezieht sich nur auf die Tätigkeit beim Zusammenbau. Der Einfachheit halber soll gleichzeitig auf die Maßnahmen hingewiesen werden, die für den Ausbau notwendig sind. Es wird vorausgesetzt, daß sämtliche Teile den Vorschriften entsprechen.

### 5,21 Ein- und Ausbauen von geschlossenen Querlagern mit zylindrischer Bohrung und Festsitz der Innenringe.

#### 5,211 Trennkreissäge.

Bild (980) stellt die Lagerung einer Trennkreissäge dar mit Pendelkugellagern in einteiligen Gehäusen. Für die Innenringe wurde die Passung  $k5$ , für die Außenringe  $J7$  gewählt. Der Zusammenbau kann wie folgt vorgenommen werden:

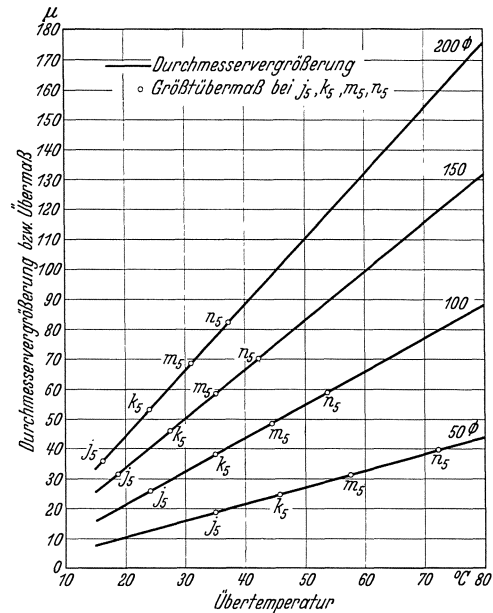


(980) Lagerung einer Trennkreissäge.

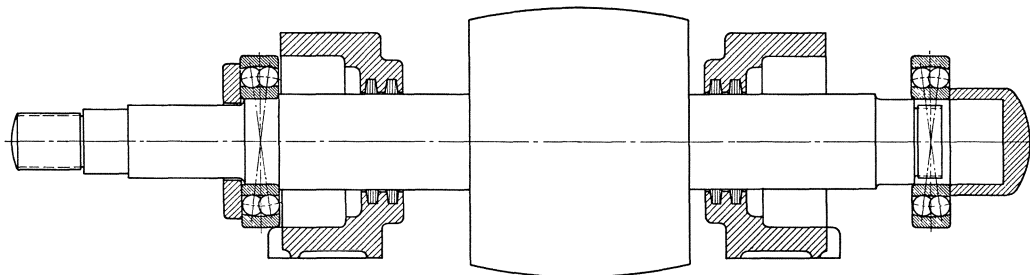
Wenn laufend die gleichen Aggregate montiert werden, ist es zweckmäßig, ein Gestell zu verwenden, in dem die Welle festgehalten wird. Zunächst muß die in warmem Öl getränkte Filzdichtung in die Nuten eingelegt werden. Der Filz kann entweder aus einteiligen Ringen bestehen oder aus Streifen, die genau auf Länge schräg geschnitten werden, so daß sie nach dem Einlegen dicht schließen. Sie müssen die Nute gut ausfüllen und die richtige Bohrung besitzen, damit sie weder zu stramm noch zu lose auf der Welle aufliegen. Filzringe mit zu enger Bohrung können eine derartig große Reibung erzeugen, daß unzulässig hohe Temperaturen entstehen und ein Verschleiß der Welle herbeigeführt wird (s. Abschnitt 3,3, S. 154). Filzringe, die die Nut nicht vollkommen

ausfüllen, federn zu stark und erzielen keine genügende Dichtung. Die beiden Gehäuse werden dann über die Welle geschoben. Hierbei ist darauf zu achten, daß der Filz nicht an der Kante des Wellenabsatzes hängen bleibt und beschädigt wird. Es ist deshalb zweckmäßig, diese Kante zu brechen oder, wenn die Schulterhöhe ausreicht, einen schwach kegeligen Übergang zu dem dickeren Teil des Schaftes vorzusehen. Es ist nicht richtig, die Gehäuse mit Gewalt hinüberzudrücken, wenn der Filzring an der Kante des Wellenbundes festsitzen sollte. Durch langsames Drehen der Gehäuse bei gleichzeitigem, geringem Druck wird es in den meisten Fällen möglich sein, den Filzring allmählich auf seine Sitzfläche zu schrauben. Um die Lager bequem montieren zu können, ist es zweckmäßig, die Gehäuse zunächst über die Sitzfläche hinauszuschieben.

Die Lager werden auf etwa  $70^\circ$  erwärmt. Hierbei dehnen sich die Laufringe mehr als der Unterschied der Bohrung gegenüber der Welle beträgt. Da das größtmögliche Übermaß in diesem Falle bei der Passung  $k_5$  und einem Wellendurchmesser von 50 mm 0,025 mm ausmacht, entspricht dies einer Temperaturerhöhung von  $45,5^\circ$ , bei einem Wärmedehnungskoeffizienten von 0,00011. Bei einer Temperatursteigerung von  $50^\circ$  entsteht noch ein Spiel von 0,0025 mm. Dieser Unterschied ermöglicht es, das Lager von Hand leicht zu verschieben. In Bild (981) ist die Erweiterung von Bohrungen in Abhängigkeit von der Übertemperatur angegeben und als Vergleich das größte Übermaß bei der Passung  $j_5$ ,  $k_5$ ,  $m_5$  und  $n_5$  aufgeführt. Eine Temperatur von  $100^\circ$  ist unbedenklich zulässig, da ein merkbares Nachlassen der Härte erst von etwa  $150^\circ$  an eintreten kann.



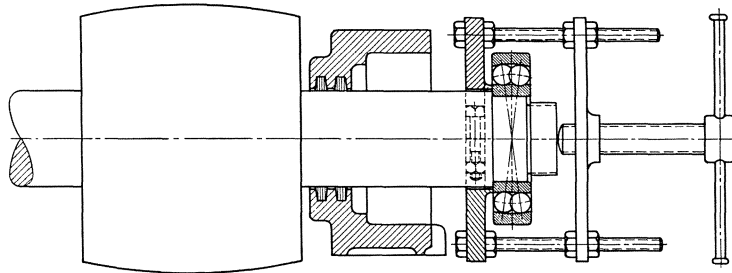
(981) Erforderliche Übertemperatur beim Aufziehen von Innenringen.



(982) Aufpressen der Innenringe und Aufsetzen der Gehäuse.

Es ist darauf zu achten, daß der Ring genau zentrisch verschoben wird, damit er sich nicht festsetzen kann. Sollte dies doch geschehen, dann müssen sofort passende Hülsen zur Verfügung stehen (982), um den Ring durch Schläge weitertreiben zu können. Um eine gute Anlage an der Wellenschulter zu erzielen, sollte der Ring nach dem Aufsetzen durch eine Hülse oder durch die Mutter seitlich festgespannt werden. Beim Erkalten schrumpft der Ring nicht nur in radialer Richtung, sondern auch in der Breite, so daß Luft zwischen Ring und Schulter entstehen kann. Es ist notwendig, das Lager wieder abkühlen zu lassen, bevor das Gehäuse über den Außenring geschoben wird. Die Pendellagerlaufringe schwenken unter ungleichmäßigem Druck aus. In diesem Zustand kann das Gehäuse nur mit Gewalt verschoben werden. Deshalb ist es zweckmäßig, die Schiefstellung des Außenringes durch eine Scheibe zu verhindern, die auf einer Seitenfläche des Außen- und Innenringes aufliegt (982). Diese Maßnahme sollte bei Pendellagern immer zur Anwendung kommen, weil ein zu hoher Druck auf den schiefstehenden

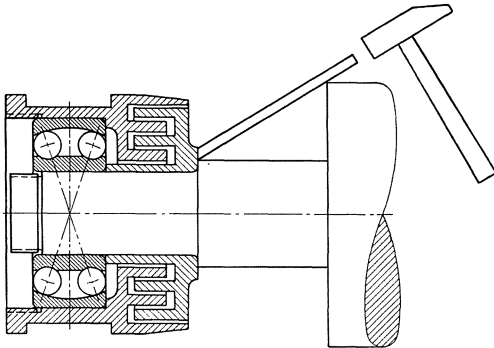
Ring leicht die Veranlassung zur Beschädigung der Laufbahn sein kann. Das Zurückschwenken des Laufringes darf nicht durch einseitigen Druck im Stillstand erfolgen, sondern nur bei gleichzeitigem Drehen des einen oder anderen Laufringes.



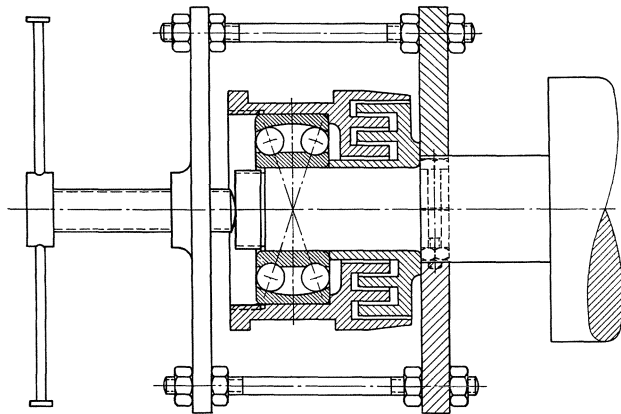
(983) Abziehen eines Pendelkugellagers mit einer Vorrichtung.

Beigeschwenkten Außenringen werden die Lager eingefettet und der Raum neben jedem Lager nach der Riemenscheibe zu zur Hälfte mit Fett gefüllt. Jetzt kann bei dem linken Gehäuse der halb mit Fett

gefüllte Deckel eingesetzt und verschraubt werden. Zum Schluß ist der eine Befestigungsflansch des Sägeblattes aufzusetzen. Das linke Gehäuse ist als Festlager ausgebildet, bei dem auch der Außenring in seiner axialen Bewegung entweder vollkommen oder mit einem geringen Spiel begrenzt ist. Das Loslager auf der rechten Seite

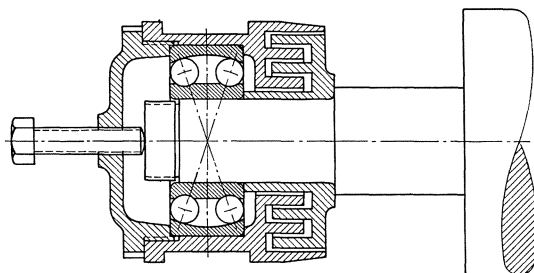


(984) Ausbau eines Pendelkugellagers durch Schläge auf den Labyrinthring.



(985) Ausbau eines Pendelkugellagers mit Hilfe einer Abziehvorrichtung.

muß so angeordnet werden, daß der Außenring nach jeder Seite eine genügende, der möglichen Wärmedehnung entsprechende Bewegung ausführen kann. Beim Verschrauben der Gehäuse auf ihrer Unterlage ist daher darauf zu achten, daß sowohl zwischen



(986) Ausbau eines Pendelkugellagers mit Gehäuse durch Druckschraube im Deckel.

Gehäuseschulter und Außenring als auch zwischen der Seitenfläche des Deckelflansches und dem Außenring genügend Spiel vorhanden ist. Die richtige Lage kann dadurch kontrolliert werden, daß das Maß von der Seitenfläche des Außenringes bis zur Seitenfläche des Gehäuses mit einer Tiefenlehre gemessen und mit der Höhe des Deckelansatzes verglichen wird. Der Unterschied ergibt die Lage des Außenringes im Vergleich zum festgeschraubten Deckel und läßt auch einen Rückschluß zu

auf das Spiel zwischen Gehäuseschulter und Außenring, wenn dieses Maß und die Breite des Außenringes auf Grund der Zeichnung oder der vorhergehenden Nachmessung bekannt ist. Nach dem Abkühlen des Innenringes muß die Mutter nochmals nachgezogen und der Lappen des Sicherungsbleches in eine Nut gedrückt werden. Zum Schluß wird der teilweise mit Fett gefüllte Deckel befestigt.

Bei Fettschmierung genügt im allgemeinen ein festes Anziehen der Deckelflanschschrauben, um ein Austreten von Fett zu verhindern. Wenn aber die Seitenflächen des

Ansatzes den Außenring festspannen sollen, wie es bei dem Gehäuse der linken Seite entgegen der tatsächlichen Ausführung gezeigt ist, weil das kleine Spiel von etwa 0,10 mm nicht dargestellt werden kann, entsteht zwischen Deckelflansch und Gehäuseseitenfläche ein Spiel, das durch eine elastische Packung ausgefüllt werden muß. Bei fest anliegenden Flanschen kann es in einzelnen Fällen empfehlenswert sein, Scheiben aus dickem Papier als Dichtung zu verwenden.

Der Ausbau der Lager kann auf beiden Seiten in ähnlicher Weise erfolgen. Nachdem die Fußschrauben beseitigt wurden und die Welle neben der Riemenscheibe unterstützt ist, sind die Sägeblattflansche zu entfernen. Dann werden die Deckel und die Achsmutter nach dem Aufrichten des Sicherungslappens gelöst. Die Gehäuse werden soweit zur Seite geschoben, bis die Innenringe frei liegen. Jetzt kann die Abziehvorrichtung (983) angesetzt werden. Die Schelle wird unmittelbar neben dem Innenring um die Welle gelegt und verschraubt. Durch Drehen der Spindel ist der Innenring allmählich von seinem Sitz zu ziehen. In der gleichen Weise erfolgt der Ausbau auf der anderen Seite, nur daß hier längere Schrauben erforderlich sind.

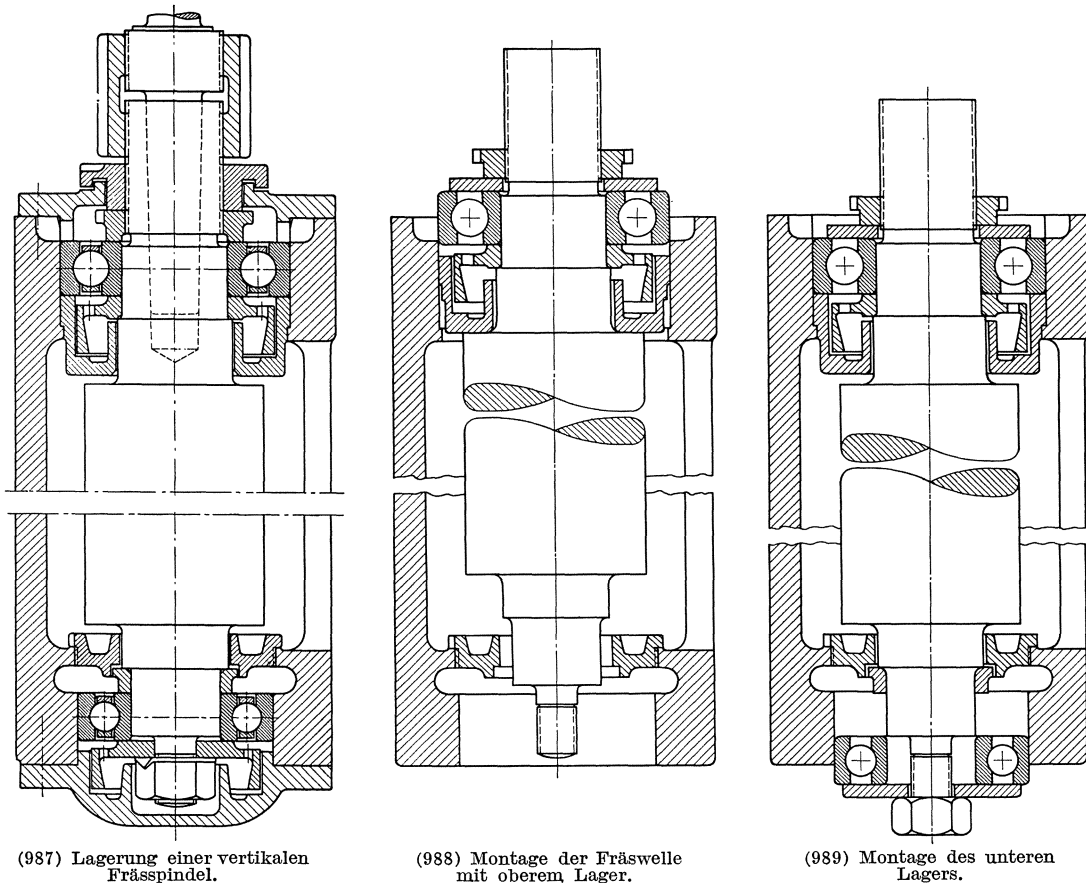
Bei Gehäusen, mit einem außen zugänglichen Abstandsring entsprechend (984), kann das Abtreiben des Innenringes durch Schläge auf die Seitenfläche dieses Ringes erfolgen. Unter keinen Umständen darf auf das Gehäuse geschlagen werden, weil dann die Kugeln mit großer Wahrscheinlichkeit Eindrücke in den Laufbahnen hinterlassen. Wenn eine Abziehvorrichtung, wie in (985) gezeigt, nicht zur Verfügung steht, dann sollte wenigstens eine Vorrichtung entsprechend (986) benutzt werden. Der Ausbau der Lager aus den Gehäusen selbst kann durch Druck von Hand auf die Innenringe erfolgen, weil der lose Sitz der Außenringe eine leichte Bewegung in Achsrichtung gestattet.

### 5,212 Vertikalfräse.

Die Vertikalfräse (987) bedingt wegen der hohen Drehzahl und der möglichen Unwucht der Spindel einen verhältnismäßig festen Sitz beider Laufringe. Mit Rücksicht auf die notwendige Verschiebungsmöglichkeit eines Laufringes kann aber nur die Passung J 6 gewählt werden. Die Innenringe erhalten eine Passung k 5. Beim Einbau ist folgendermaßen vorzugehen:

Zunächst wird der im oberen Gehäuse sitzende Öltopf und der auf der Welle befestigte Schleuderring über den Zapfen geschoben. Hierauf ist das obere Lager in angewärmtem Zustande auf seinen Sitz zu bringen. Es ist aber auch möglich, dieses Lager kalt aufzupressen, da ein sehr langes Gewinde zur Verfügung steht. Zwischen Mutter und Innenring wird jetzt eine ebene Scheibe (988) gespannt, die auch den Außenring abstützt. Nach genügendem Erkalten des Lagers kann die Spindel von oben in das Gehäuse gedrückt werden (988). Dabei müßte der Druck zum Verschieben des Außenringes über die Kugeln gehen, wenn nicht beide Ringe abgestützt wären. Die Spindel hat ihre richtige Lage erreicht, sobald der Öltopf des oberen Lagers mit seinem Ansatz an der Gehäuseschulter liegt. In der Grenzlage darf kein zusätzlicher Druck erfolgen, da sonst das Lager beschädigt werden könnte. Dann wird das untere Lager in kaltem Zustande über den Zapfen geschoben und dabei auch durch eine besondere Hilfsscheibe (989) abgestützt. Jetzt werden die beiden Hilfsscheiben entfernt und oben durch die Mutter und unten durch den Schleuderring mit Mutter und Sicherungsblech ersetzt. Dann kann der bis zum Rand mit Öl gefüllte und mit einer Dichtungsscheibe versehene untere Deckel fest verschraubt werden. Das obere Lager ist mit der Ölmenge zu füllen, die vorher als zulässig ausprobiert wurde, und durch den Deckel zu verschließen.

Der Ausbau geht in umgekehrter Reihenfolge vor sich. Die Deckel und Muttern an der oberen und unteren Lagerstelle werden gelöst und der untere Schleuderring durch die schon bei der Montage benutzte Stützscheibe ersetzt. Für das obere Lager läßt sich keine Stützscheibe beim Ausbau verwenden. Nachdem der Gewindedeckel des unteren Lagers soweit wie möglich zurückgeschraubt ist, wird die Spindel herausgedrückt, wobei der Deckel nach Bedarf weiter zu lösen ist. Das Abziehen der Lager von dem Zapfen muß bei dem oberen Lager über die Kugeln erfolgen, weil der Innenring nicht



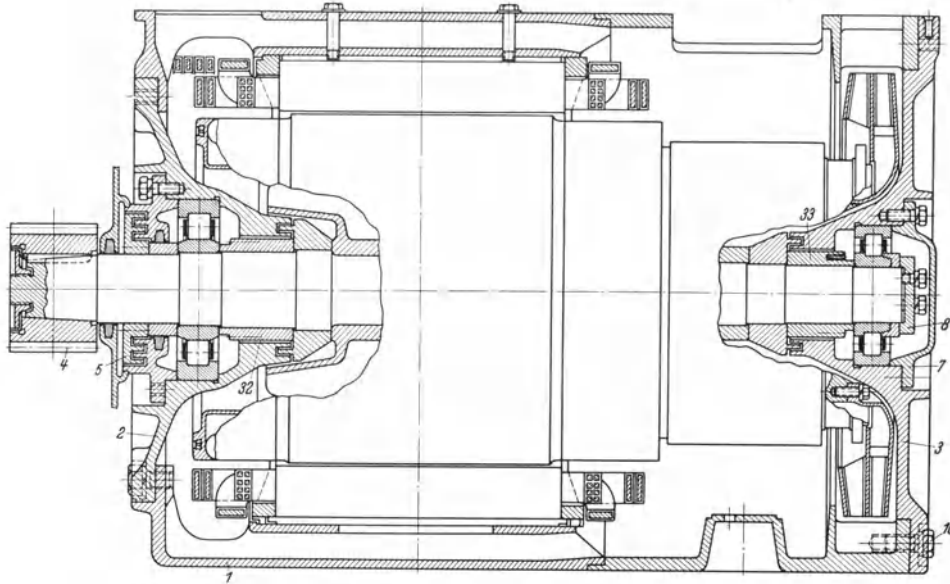
zugänglich ist. Bei der unteren Lagerstelle kann der Innenring durch eine Vorrichtung ähnlich (985), die auf den Gewindedeckel faßt, abgezogen werden.

### 5,213 Bahnmotor.

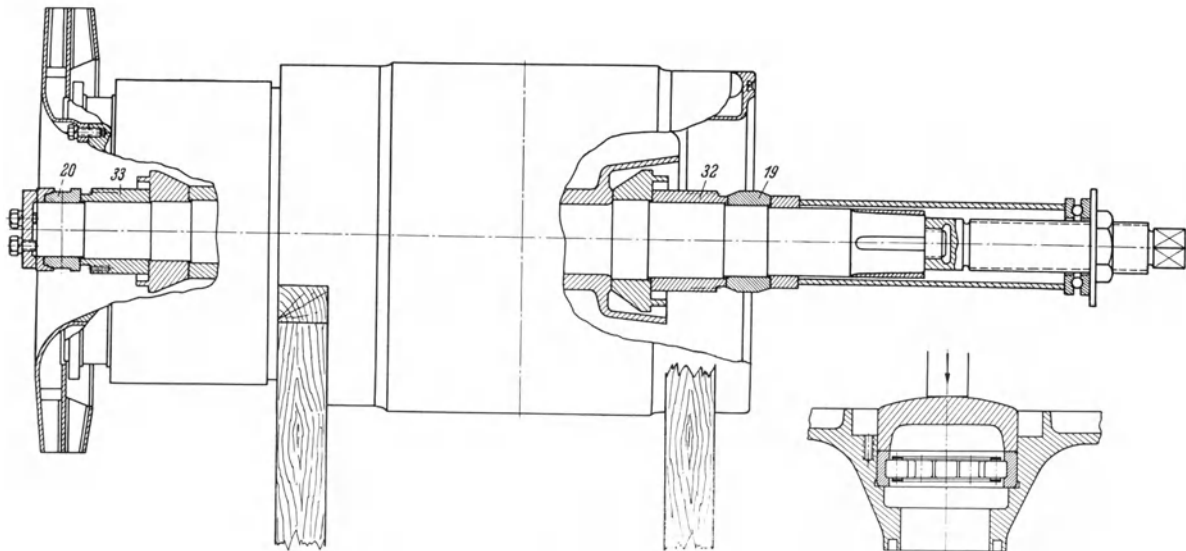
Wesentlich einfacher ist die Montage von Zylinderrollenlagern bei einem Bahnmotor (990) mit einem Führungslager der Form NH auf der Kollektorseite und einem Loslager der Form NU auf der Triebseite. Die Montage erfolgt in der nachstehend wiedergegebenen Reihenfolge und mit Hilfe der beschriebenen Vorrichtungen. Der Anker wird je nach der Motorkonstruktion von der Bürstenseite oder Triebseite her eingebaut. Wegen des Ventilators muß der Ein- und Ausbau bei der hier gezeigten Bauart von der Bürstenseite aus erfolgen.

Nach dem Aufsetzen der Abstandsrings 32 und 33 werden die auf etwa 80–100° C erwärmten Innenringe 19 und 20 auf die Sitzflächen der Welle geschoben und sofort seitlich verspannt (991). Die Außenringe lassen sich unabhängig davon in die Lagerschilde pressen. Zu diesem Zweck wird der Lagerschild flach auf eine saubere Unterlage gelegt, und der Außenring mit Rollen unter gleichmäßigen Schlägen mit einem Kupfer- oder Messingdorn in das Gehäuse getrieben (992). Auf keinen Fall darf auf den Käfig oder die Rollen geschlagen werden; deshalb empfiehlt es sich, eine geeignete Vorrichtung (Handpresse) zu verwenden. Der triebseitige Lagerschild 2 mit Deckel 17 wird am Motorgehäuse fertig verschraubt (993) und der Lagerschild der Bürstenseite 3 über den Innenring auf den Anker geschoben (994). In dieser Stellung wird der Lagerschild durch den Winkelring 16 und die Montagekappe 9 gehalten. Es ist nicht zweckmäßig, den Anker am Lagerschild aufzuhängen, da beim Anheben und Absetzen Kippkräfte entstehen würden, die das Führungsrollenlager aufnehmen müßte. Auf der Triebseite des Ankers ist das Verlängerungsstück 6 aufzuschrauben (994). Nachdem die Führungsbolzen 12 (993) in das Motorgehäuse eingesetzt wurden, wird es in vertikale Stellung gebracht

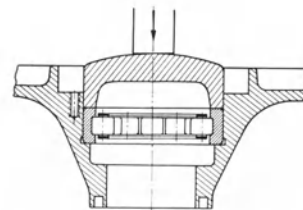
(Triebseite nach unten) und der Anker von oben herabgelassen (995). Jetzt werden die Führungsbolzen 12 entfernt und der Lagerschild 3 wird ordnungsmäßig verschraubt. Dann wird der Motor wieder in die horizontale Lage zurückgeschwenkt und der Achsschluß 8 mit dem Deckel 7 auf der Bürstenseite befestigt und gesichert (990). Auf der Triebseite



(990) Lagerung eines Bahnmotors mit Zylinderrollenlagern, Form NU-NH.



(991) Aufpressen der Innenringe.

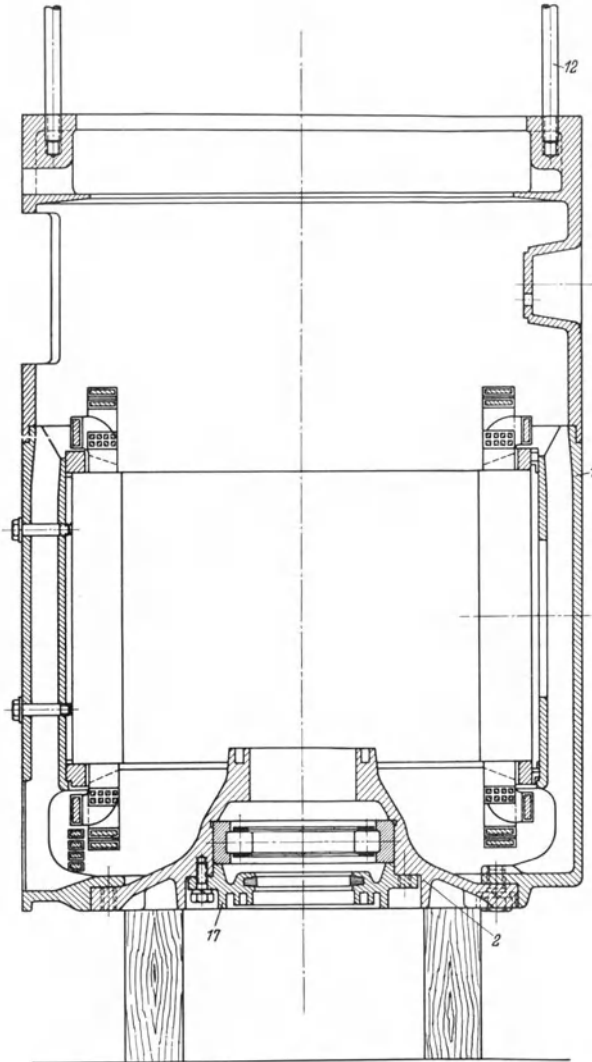


(992) Einpressen eines Außenringes.

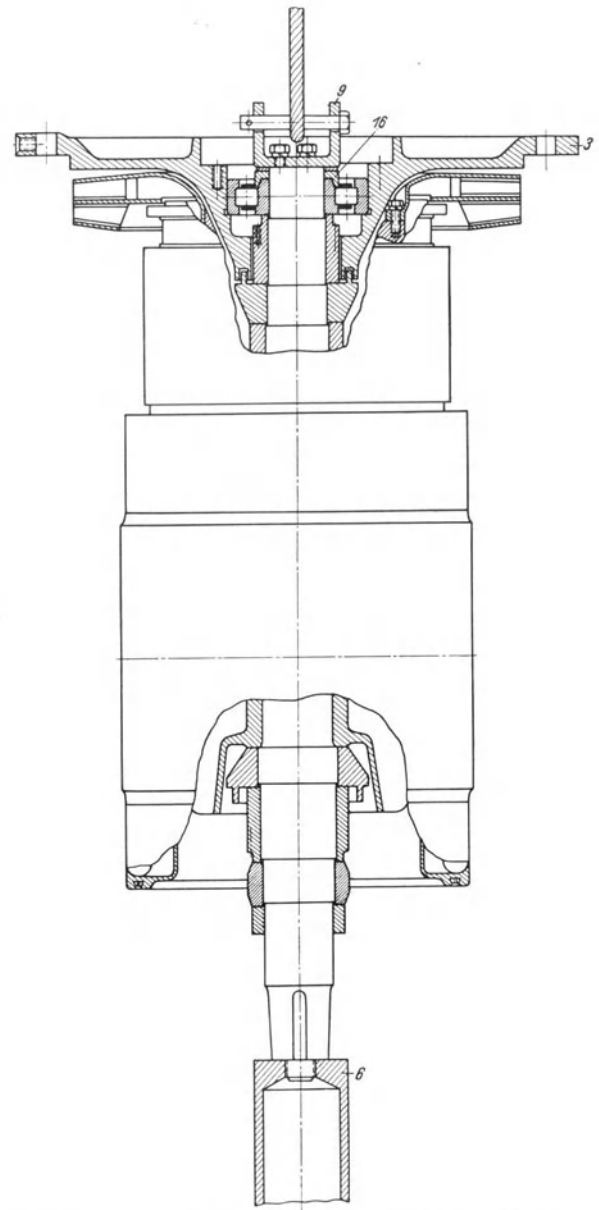
ist der Labyrinthtring 5 aufzusetzen und das Ritzel auf den Kegel zu pressen und zu sichern. Der vertikale Ausbau des Ankers erfolgt in umgekehrter Reihenfolge.

Der Einbau kann auch in horizontaler Lage des Ankers vorgenommen werden (996). Bleibt der Anker beim Einführen irgendwo hängen, so vermeide man jedes gewaltsame Zwängen, ziehe die Welle vorsichtig zurück und beseitige die Ursache dieser Störung. Beim gewaltsamen Einführen des Ankers entstehen Druckstellen und Schrammen auf den Laufbahnen, die die Ursache zu späteren Lagerbeschädigungen bilden. Ähnliche Schäden können auch beim Aufsetzen und Abziehen der Lagerschilde eintreten, wenn diese stark verkantet werden. Beim Umbiegen von Schraubensicherungsblechen ist darauf zu achten, daß keine Anbrüche erfolgen und keine Späne in die Lager fallen.

Ist der Einbau richtig, so muß sich der Anker von Hand leicht drehen lassen. Der Motor ist einem kurzen Probelauf zu unterwerfen. Machen sich Erwärmungen oder Lagergeräusche bemerkbar, so ist die Ursache vor Inbetriebnahme des Motors festzustellen und zu beseitigen. Zu starke Erwärmung der Lager ist vielfach auf zu strammen Sitz der Filzringe zurückzuführen. Lagererwärmung tritt auch durch Überfüllung der Fetträume ein.



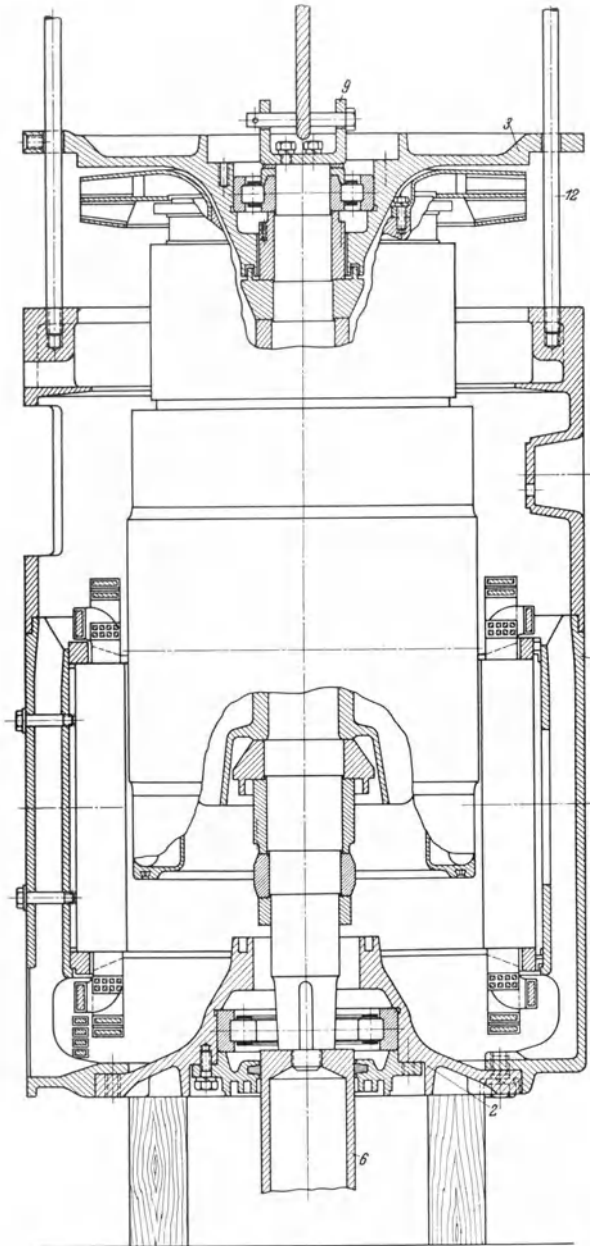
(993) Motorgehäuse in vertikaler Lage mit zahnradseitigem Lagerschild und Führungsbolzen oben.



(994) Anker mit Verlängerungsrohr und kollektorseitigem Lagerschild, fertig zum Einbau in das Gehäuse.

Beim Ausbau des Ankers in waagerechter Lager mit den in Bild (996) gezeigten Hilfsmitteln wird wie folgt vorgegangen. Nach Lösen des Ritzels und des Labyrinthringes 5 mittels einer Abziehvorrichtung ist ein Rohr 6 auf den Wellenstumpf zu schrauben (997) und der Anker im Kran aufzuhängen. Auf der Bürstenseite ist der Lagerschild 3 nach Lösen der Schrauben 10 und Einsetzen der Führungsschrauben 13 mit Abdrückschrauben 11 aus dem Motorgehäuse herauszuziehen. Jetzt wird der Lagerschild 3 im Kran aufgehängt und der Anker vorsichtig herausgefahren und abgesetzt (998). Nach Lösen der Schrauben 14 wird der Deckel 7 abgenommen und die Schrauben 15, die Druckplatte 8 und der Winkelring 16 werden entfernt. Der Lagerschild läßt sich dann mit

Außenring und Rollen über den Innenring abziehen. Auf der Triebseite wird der Lagerschild ebenfalls mittels Führungs- und Abdrückschrauben aus dem Motorgehäuse gezogen (999) und der Deckel 17 abgenommen. Das Entfernen der Lagerschilde aus ihren Zentrierungen darf nur mit Abdrückschrauben erfolgen. Das Ansetzen von Meißel, Brecheisen u. dgl. kann eine Verklemmung der Rollenlager zur Folge haben.

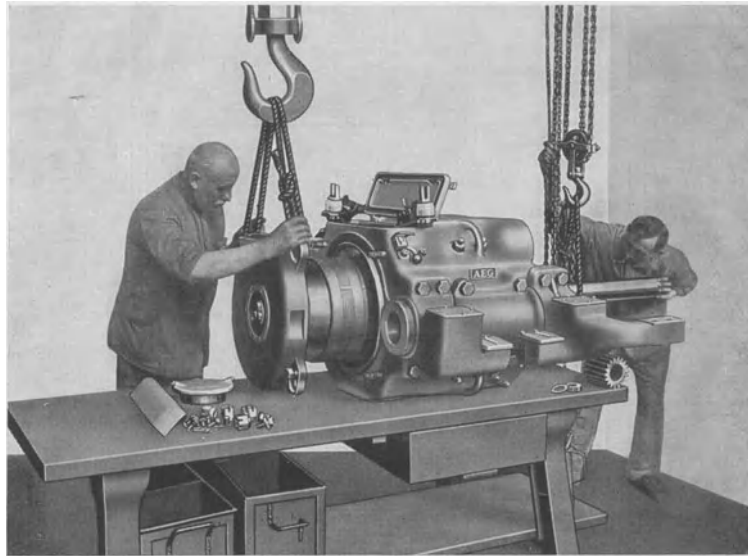


(995) Einbau des Ankers in das Motorgehäuse.

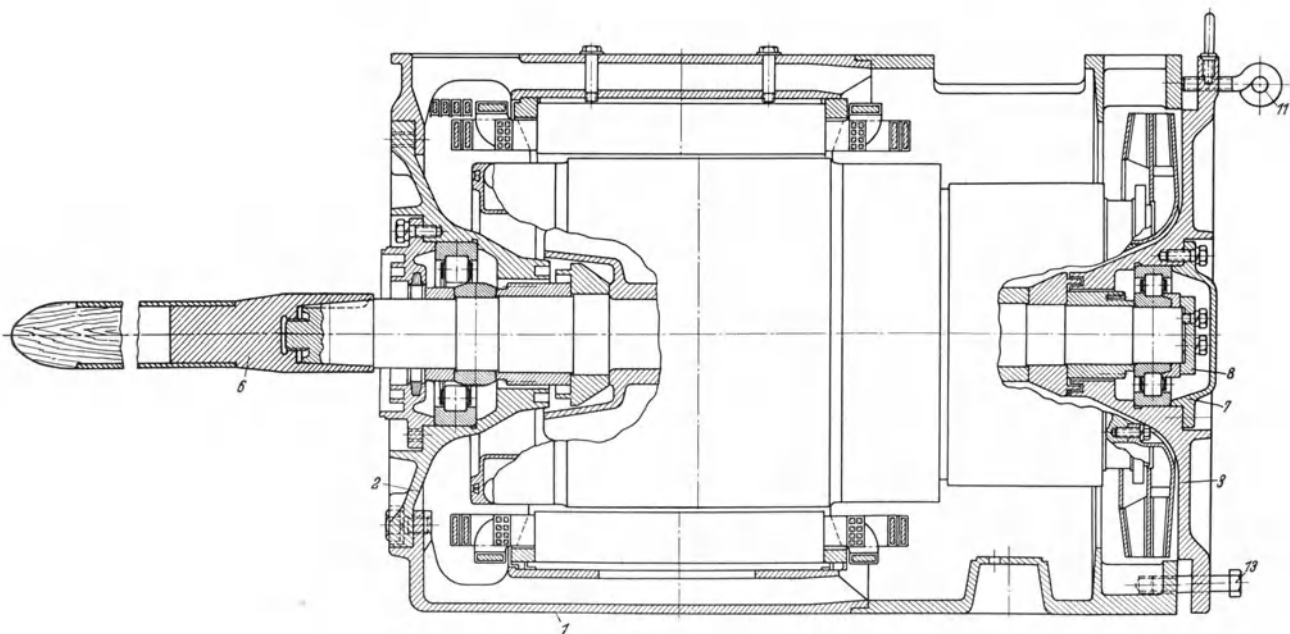
Für den horizontalen Ankerabau ist auch eine Vorrichtung entsprechend Bild (1000) verwendbar. Der Motor wird auf eine fahrbare Unterlage gestellt und der Anker nach Abnehmen des kollektorseitigen Deckels 7 in dem Gestell gefaßt, vermittels eines Verlängerungsstückes, das am Ritzelende auf die Ankerwelle gesetzt wird, und eines Ansatzstückes, das auf der Kollektorseite am Lagerschild angeschraubt wird. Dann läßt sich das Motorgehäuse nach der Seite wegfahren, so daß der Anker frei liegt (1001).



Der kollektorseitige Lagerschild kann jetzt abgenommen werden, nachdem man den Anker mittels eines breiten Bandes im Kran aufgehängt hat. Die Aufhängung des Ankers zwischen den beiden Gestellenden ist aber nicht einwandfrei durchführbar, da das Ansatzstück am kollektorseitigen Lagerschild angreift und Kippkräfte auf das Lager ausübt. Besser ist eine andere Vorrichtung, die ähnlich gebaut ist, bei welcher aber das



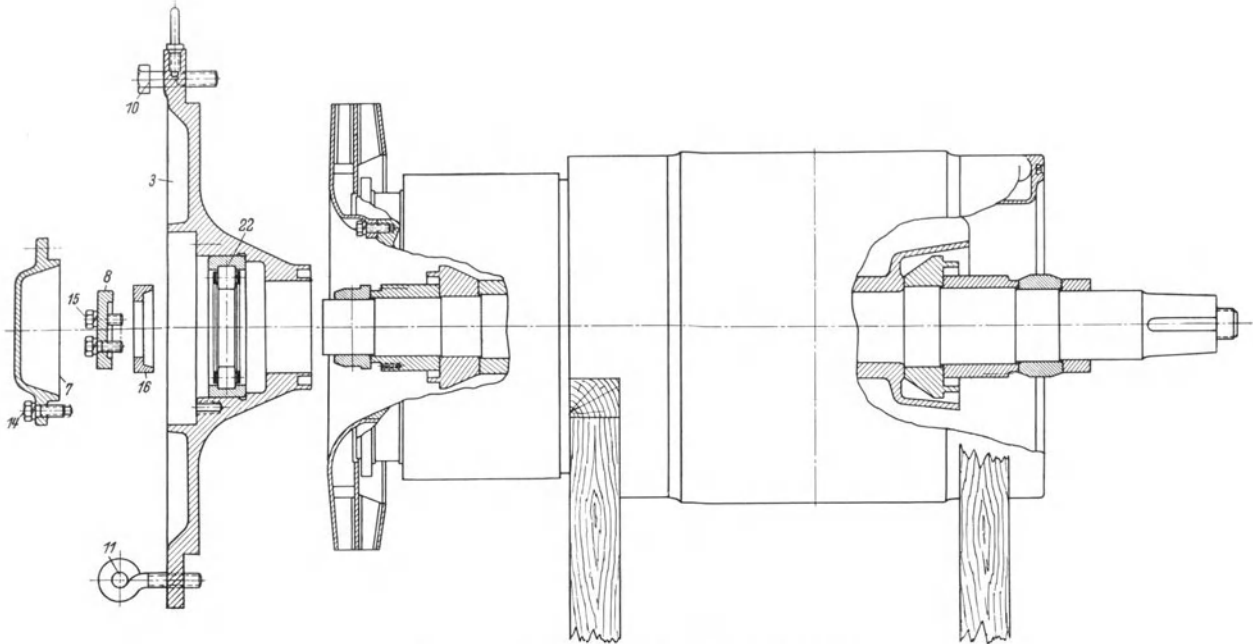
(996) Ausbau des Ankers in horizontaler Lage.



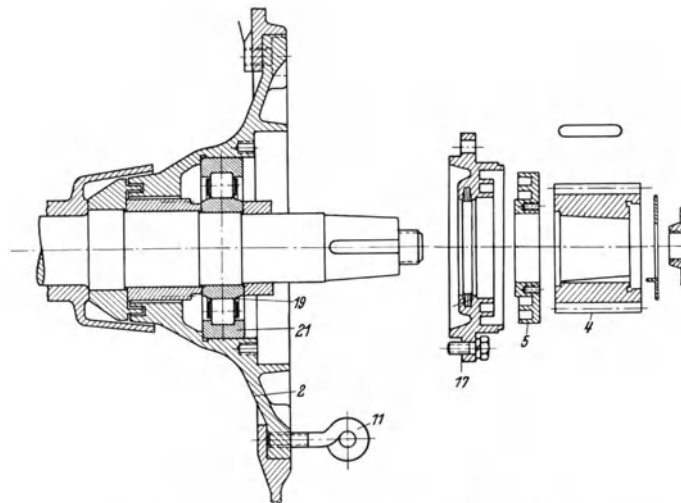
(997) Ausbau des Ankers in horizontaler Lage.

Verlängerungsstück auf der Triebseite und das Ansatzstück auf der Kollektorseite durch zwei innerhalb des Gestelles axial verschiebbare Spitzen, die mit genügend langen Armen versehen sind, ersetzt werden. Der Anker wird zwischen den Spitzen gefaßt und seitwärts aus dem Motorgehäuse herausgefahren.

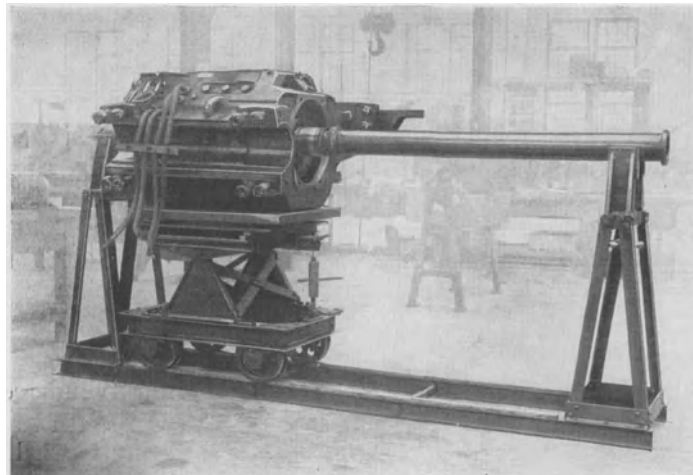
Nach erfolgtem Ausbau sind die Innenringe 19 und 20 sorgfältig mit Benzin oder Benzol zu reinigen und sofort wieder einzufetten. Bleiben die Anker längere Zeit liegen,



(998) Abbau des kollektorseitigen Lagerschildes.

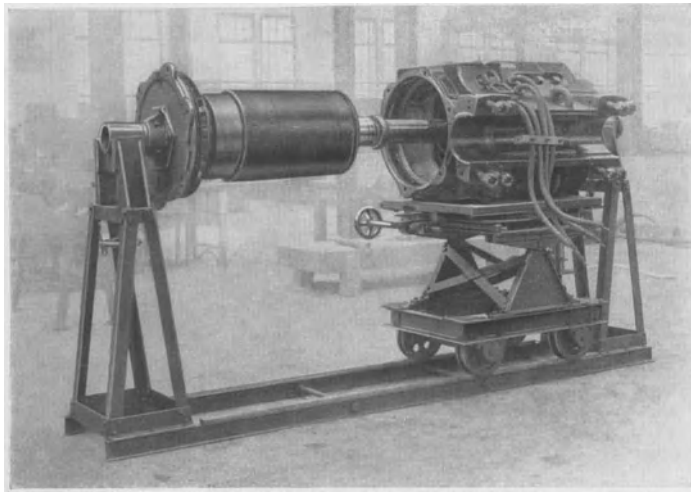


(999) Abbau des zahnradseitigen Lagerschildes.



(1000) Ausbau des Ankers in horizontaler Lage mit einem Montagewagen für das Motorgehäuse.

so ist ein Schutz der Innenringe durch besondere Hülsen zweckmäßig (1002). Die Außenringe 21 und 22 werden in den Lagerschilden ausgewaschen und wieder eingefettet. Die

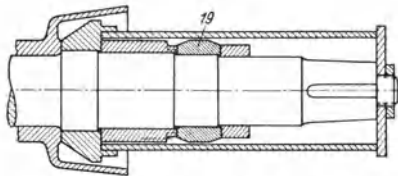


(1001) Motorgehäuse ausgefahren.

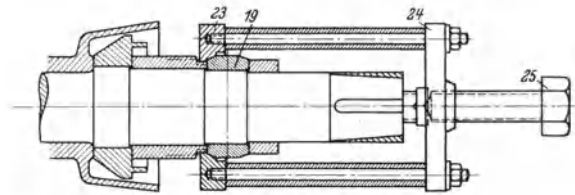
Laufringe selbst sollten nur abgezogen werden, wenn ein Lagerersatz erforderlich ist. Für den Ausbau sind stets entsprechende Hilfsvorrichtungen zu verwenden, die eine Beschädigung der Welle, Lager oder Gehäuseteile ausschließen. Insbesondere ist bei allen Handhabungen darauf zu achten, daß die Laufflächen der Lager nicht verletzt werden.

Für den Innenring 20 wird ein zweiteiliger Abziehbügel 23 angesetzt. Alsdann wird die Abziehplatte 24 mit eingeschraubter Spindel 25 aufgebracht und der Innenring abgezogen (1003).

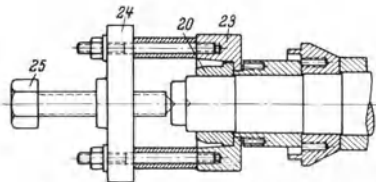
Das gleiche gilt für den Innenring 19 auf der Antriebseite (1004). Die Außenringe kann man bei nicht zu starkem Haften im Gehäuse ohne besondere Vorrichtung ausbauen, indem man den Lagerschild auf eine



(1002) Schutzkappe für den Innenring.

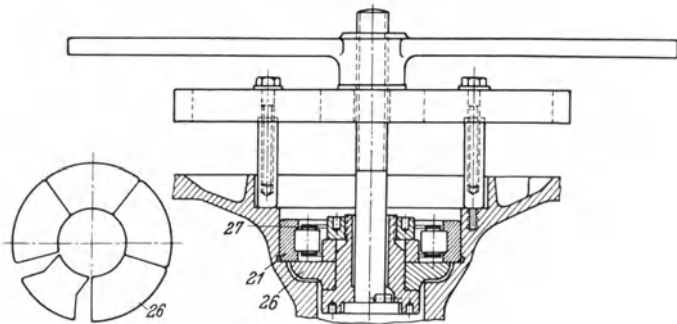


(1004) Abziehvorrichtung für den Innenring des triebseitigen Lagers.



(1003) Abziehvorrichtung für den Innenring des kollektorseitigen Lagers.

(1005) (rechts) Abziehvorrichtung für die Außenringe.



saubere, ebene Holzplatte aus geringer Höhe fallen läßt. Bei festem Sitz des Außenringes ist eine besondere Ausbautvorrichtung ähnlich Bild (1005) notwendig. Hierbei legt man den Schild auf eine Unterlage und bringt die Segmente 26 unter den Außenring 21 bzw. 22. Alsdann wird die Spindel der Abziehvorrichtung mit dem zu dem Rollenlager 21 passenden Führungsring eingesetzt und der Außenring 21 nach dem Aufsetzen der Abziehplatte herausgezogen. Die gereinigten Teile sind einzufetten und vor Verschmutzung zu schützen.

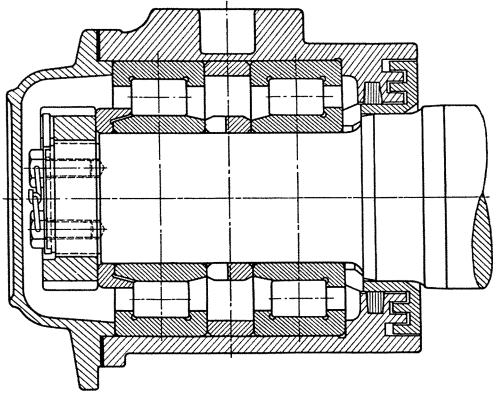
### 5,214 Straßenbahnachslager.

Das Ein- und Ausbauen einer Straßenbahnachsbuchse mit Zylinderrollenlagern (1006) geht in folgender Weise vor sich:

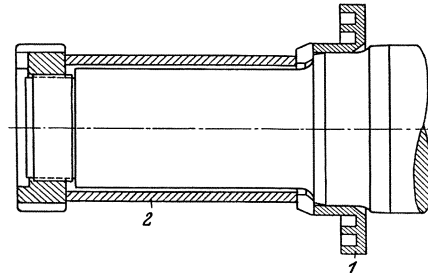
Der gesäuberte auf 150—200° C erwärmte Labyrinthring 1 wird auf seinen Sitz geschoben und mit einem Rohrstück 2 fest gegen den Wellenbund gepreßt (1007). Nach

dem Erkalten muß geprüft werden, ob der Ring satt an der Schulter anliegt. Dann ist die zylindrische Sitzfläche des Achsschenkels 3 mit dickem Maschinenöl einzufetten. Die Innenringe 4 und 6 werden im Ölbad auf 80—100° C erwärmt. Der Abstandsring 5 kann kalt aufgeschoben werden. Die zu einem Schenkel gehörigen Ringe 4, 5 und 6 sind unmittelbar hintereinander aufzusetzen (Stützring 6 mit dem Bord nach dem Rade zu) und durch die Nutmutter 9 mit Hilfe des losen Winkelringes 7 sofort festzuziehen (1008).

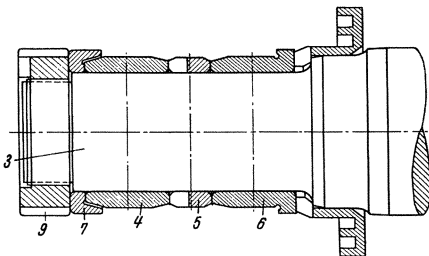
Nach dem Erkalten wird mit einem Spion geprüft, ob alle Ringe seitlich fest angepreßt sind. Der Winkelring 7 und die Nutmutter 9 müssen dann wieder entfernt werden.



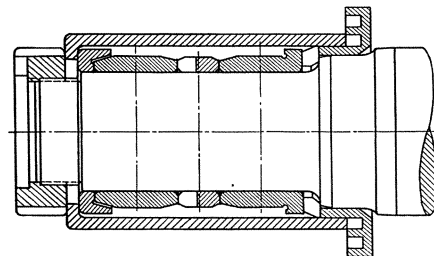
(1006) Achslager für Straßenbahnwagen.



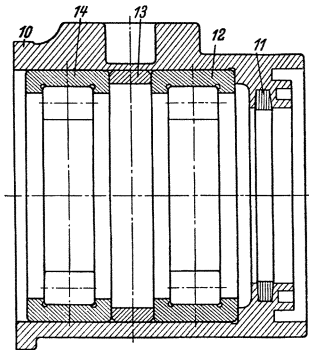
(1007) Aufpressen des Labyrinthringes.



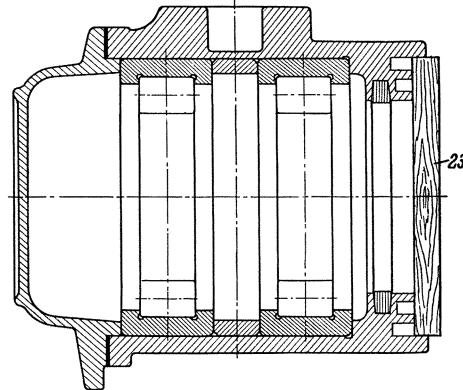
(1008) Aufpressen der Innenringe.



(1009) Schutzhülse für die Innenringe.



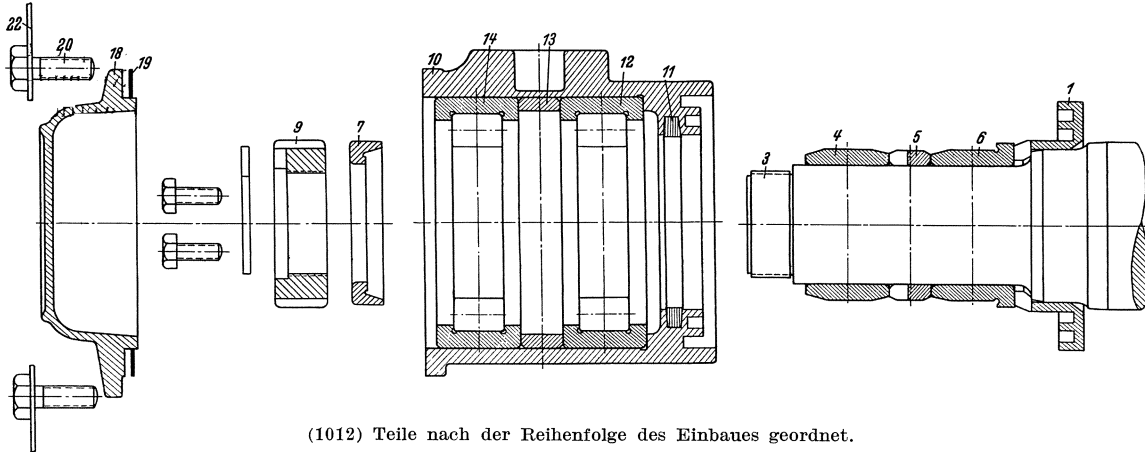
(1010) Einbau der Außenringe.



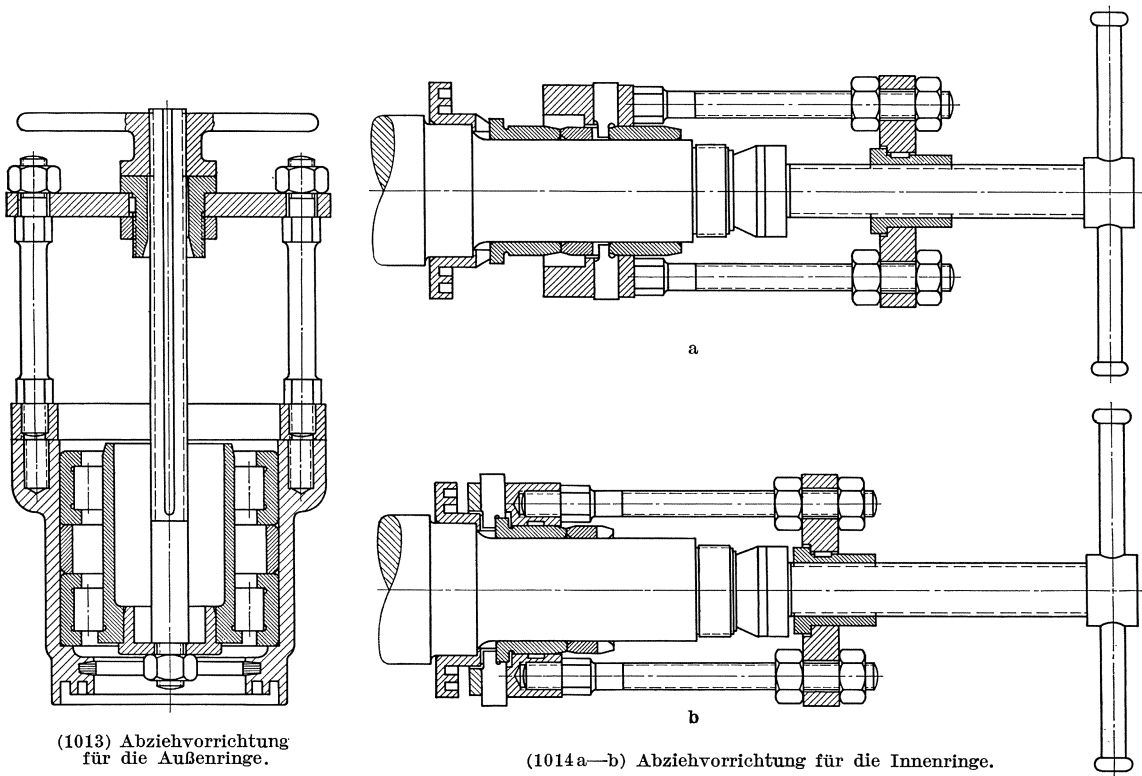
(1011) Schutzdeckel für das Gehäuse.

Bleiben die Radsätze mit aufgezogenen Innenringen ohne Gehäuse längere Zeit stehen, so sind die Ringe gut einzufetten und mit Schutzhülsen zu versehen (1009). Für das Einsetzen der Außenringe ergeben sich folgende Arbeiten: Gehäuse 10 reinigen, Lagersitze mit dickem Maschinenöl einfetten, Filzstreifen 11 auf genaue Länge schneiden, einige Minuten mit heißem Öl tränken und in die Nute einlegen. Außenring 12, Abstandsring 13 und Außenring 14 einsetzen (1010). Falls das Einschieben von Hand nicht möglich ist, kann durch leichte Hammerschläge auf den Außenring unter Zuhilfenahme von geeigneten Kupferstücken nachgeholfen werden. Holzklötze sollte man vermeiden, da sich leicht Splitter ablösen. Schläge auf den Käfig oder die Rollen beschädigen die Lager

Zum Schluß sind die Lager ringsherum und alle Zwischenräume zu etwa  $\frac{2}{3}$  mit Fett zu füllen. Auch die Labyrinthringe müssen mit Fett vollgepackt werden. Wenn die Gehäuse längere Zeit stehen bleiben, müssen die Laufringe und Rollen vor Verschmutzung und Rost geschützt werden. Die Gehäuse sind dann auf der einen Seite durch den Deckel und auf der anderen Seite durch eine Holzscheibe 23 abzuschließen (1011).



(1012) Teile nach der Reihenfolge des Einbaues geordnet.



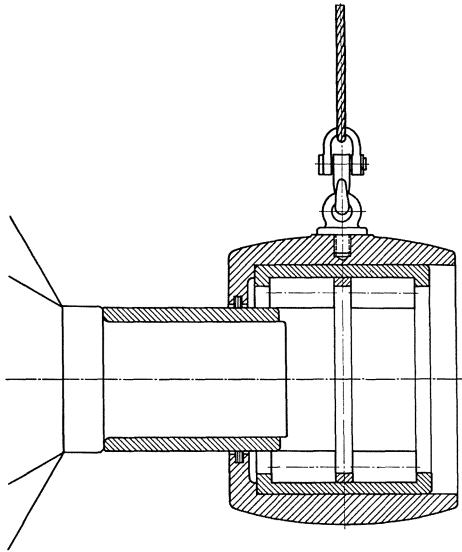
(1013) Abziehvorrichtung für die Außenringe.

(1014 a—b) Abziehvorrichtung für die Innenringe.

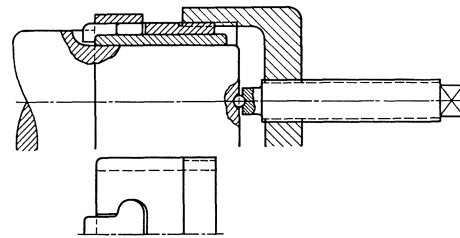
Das Gehäuse 10 kann mit eingesetzten Außenringen bei gleichzeitigem Drehen in zentrischer Lage über den Achsschenkel geschoben werden. Dabei darf keine Gewalt angewendet werden, selbst wenn der Filzring klemmen sollte. Der Winkelring 7 wird mit der Nutmutter 9 festgespannt und das Sicherungsstück eingelegt. Der gut gesäuberte Deckel 18 wird mit Fett gefüllt und mit der Dichtungsscheibe 19 verschraubt. Die Schrauben 20 sind fest anzuziehen und durch Umbiegen der Bleche 22 zu sichern. Zum Schluß wird die Achsbuchse durch Drehen von Hand auf leichten Gang geprüft. Bild (1012) zeigt die

Einzelteile des Rollenachslagers von links nach rechts geordnet, wie sie sich für den Zusammenbau an- oder ineinanderfügen.

Beim Ausbau ist sinngemäß zu verfahren. Die Achsbuchse muß vor dem Öffnen mit einer Stahlbürste gereinigt werden. Dann ergeben sich folgende Arbeiten: Sicherungsblech 22 aufbiegen, Schrauben 20 lösen, Deckel 18 abnehmen, Achsschluß lösen, Winkelring 7 abnehmen, Deckel 18 wieder aufsetzen, mit Schrauben leicht festziehen, Gehäuse 10 vorsichtig unter leichtem Drehen abziehen, Achsbuchse mit Deckelseite auf saubere Unterlage stellen, Holzscheibe 23 auf Labyrinthseite eindrücken. Ist das Fett noch in gutem Zustand, so genügt es, frisches Fett nachzufüllen. Ist das Fett verunreinigt, so sind die Außenringe aus dem Gehäuse auszubauen; zu diesem Zweck stellt man das Gehäuse mit der Deckelseite auf eine saubere Holzplatte, hebt es etwas an und läßt es zurückfallen. Die Außenringe und der Abstandsring verschieben sich



(1015) Ausbau eines Walzwerksgehäuses mit Zylinderrollenlagern.



(1016) Abziehvorrichtung für Laufhülse.

hierbei bis zum Rand der Achsbuchse und lassen sich nacheinander herausnehmen. Falls die Außenringe zu stramm sitzen, verwende man eine Abziehvorrichtung entsprechend (1013). Die Innenringe sollten nur abgezogen werden, wenn die Laufflächen beschädigt sind oder wenn die Achse unbrauchbar ist. Für das Abziehen muß eine Vorrichtung (1014) benutzt werden.

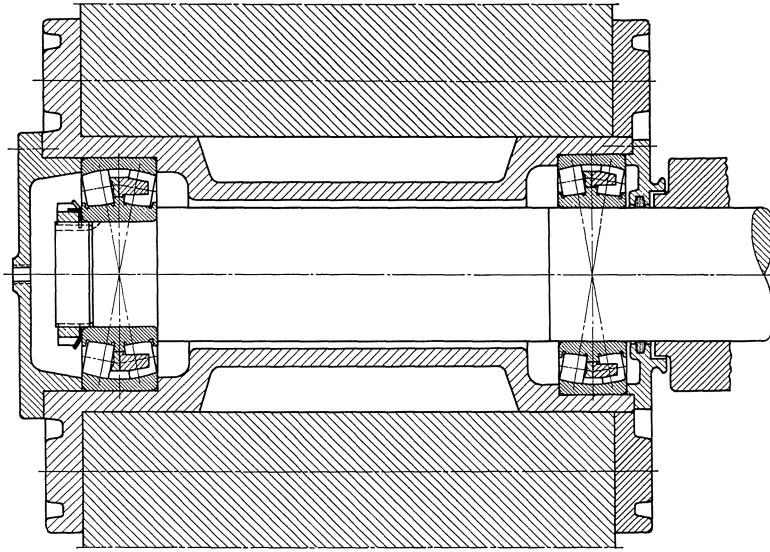
In ähnlicher Weise erfolgt der Ein- und Ausbau bei der Walzwerkslagerung (1015). In diesem Fall muß das Abziehen des Einbaustückes mit besonderer Sorgfalt geschehen, wenn eine Beschädigung der Laufbahnen vermieden werden soll, weil es sich um schwere Stücke handelt, die nicht mehr von Hand bewältigt werden können. Für das Abziehen der Laufbuchse kann eine Vorrichtung entsprechend (1016) benutzt werden.

## 5,22 Ein- und Ausbauen von „geschlossenen“ Querlagern mit zylindrischer Bohrung und Festsitz der Außenringe.

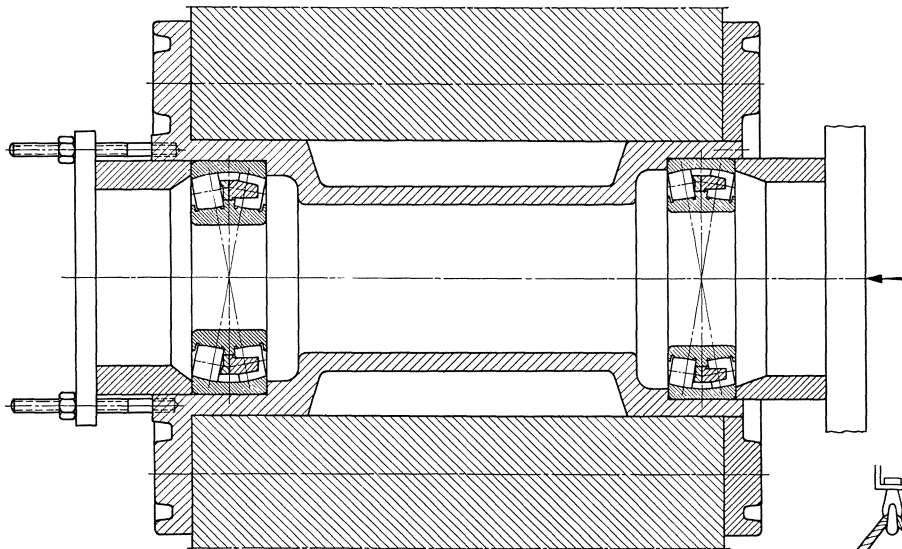
### 5,221 Kollergang.

Bild (1017) stellt die Lagerung des Läufers eines Kollerganges dar. Die Lager sitzen in der Nabe des Läufers, die Welle dreht sich nicht um ihre eigene Achse. Für die Außenringe liegt „Umfangslast“ vor, für die Innenringe „Punktlast“. Die äußeren Laufringe besitzen daher Festsitz N 7 erhalten, während die inneren Laufringe ein gewisses Spiel besitzen dürfen, entsprechend Passung g 6. Die Lager sitzen in einer Hülse, auf welcher der Läuferstein radial und axial festgelegt wird. Auch der Sitz des Läufers auf der Hülse muß fest sein, um die Schrauben, die den festen und losen Flansch der Hülse an die Seitenwände des Läufers pressen, soviel wie möglich zu entlasten. Aus dieser Bauart und Passung ergibt sich folgende Handhabung bei der Montage.

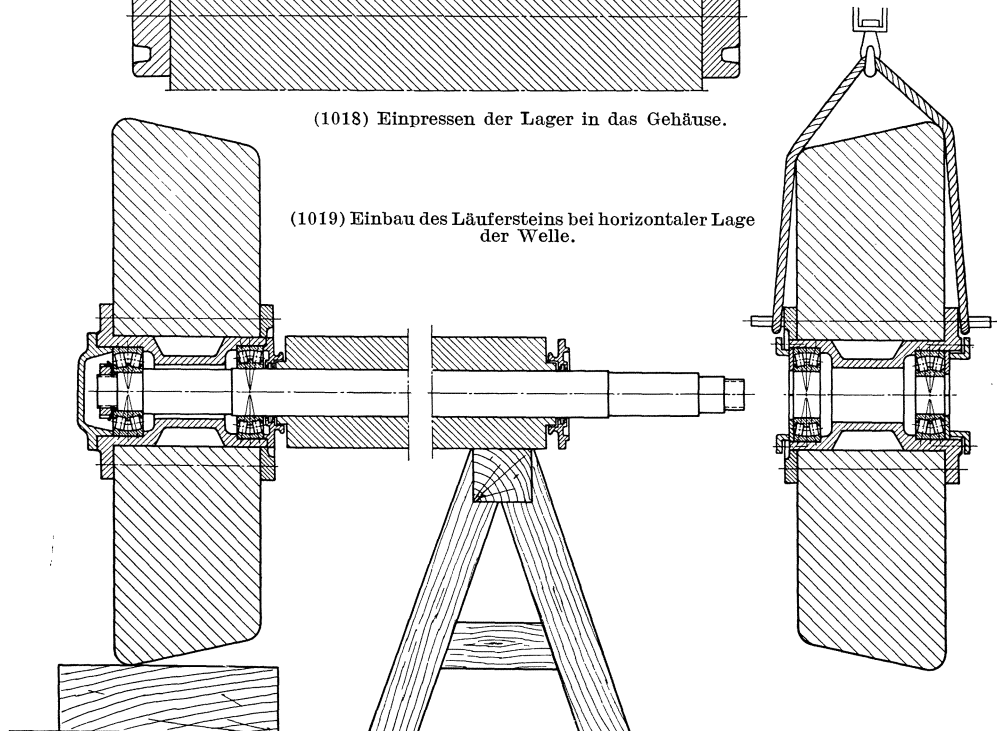
Zuerst wird der Läuferstein auf die Hülse gepreßt und festgespannt. Dann werden von beiden Seiten die Lager in die Hülsenbohrungen gedrückt, entweder durch eine Presse oder durch Schläge (1018). Vorher müssen die Lager gut eingefettet werden, damit



(1017) Lagerung des Läufersteins eines Kollerganges.



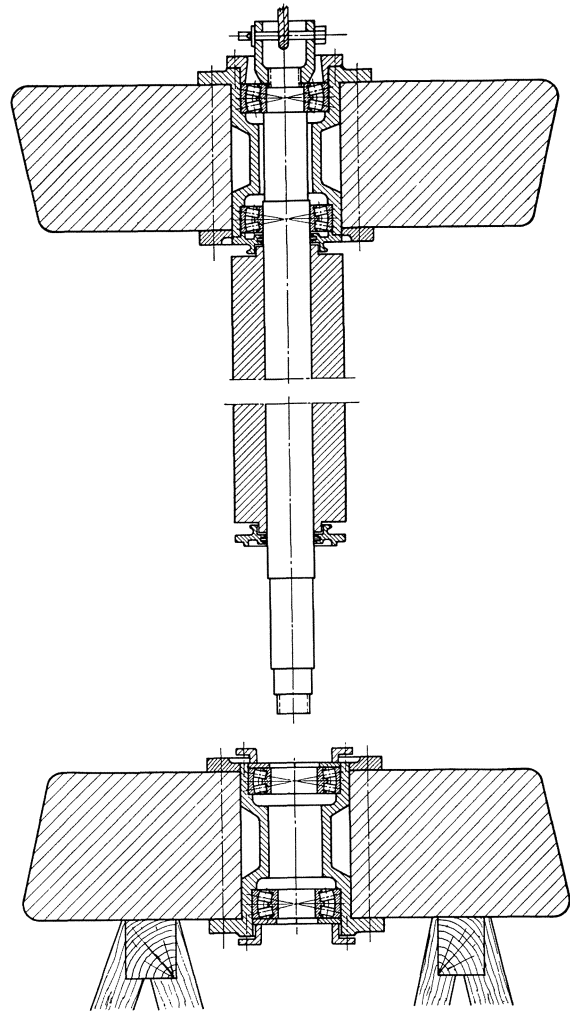
(1018) Einpressen der Lager in das Gehäuse.



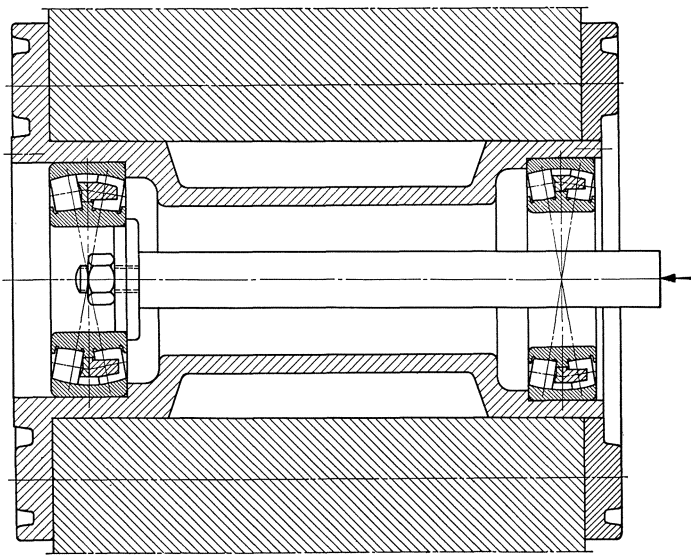
(1019) Einbau des Läufersteins bei horizontaler Lage der Welle.

die Laufbahnen des Lagers von vornherein genügend Schmiermittel zur Verfügung haben. Zu diesem Zweck ist der Außenring zu schwenken und auch der Raum zwischen den Rollen jeder Reihe und zwischen den beiden Reihen mit Fett vollzustreichen. Außerdem ist der Raum neben beiden Lagern nach innen zu, bei dem inneren Lager auch der Raum an der Deckelseite teilweise, etwa bis zur Hälfte, mit Fett zu füllen. Unter keinen Umständen darf zuviel Fett eingefüllt werden, weil sonst bei der Inbetriebsetzung die Gefahr besteht, daß durch den Überdruck beim Lauf Fett durch die Dichtung herausgepreßt wird und das Mahlgut unbrauchbar macht.

Bei waagrechttem Einbau kann die Welle durch die Lagerbohrungen in den einen Läufer geschoben werden. Dann wird der zweite Läufer in einem Kran aufgehängt (1019). Um ein Festsetzen des inneren Lagers an der Kante des Wellenbundes zu vermeiden, ist der Zapfen neben den Sitzflächen ohne scharfe Kante abgesetzt oder verrundet. Zur Erleichterung des Einführens der Welle werden die Innenringe der Pendelrollenlager durch geteilte Montagescheiben gegenüber den Außenringen und der Hülse festgelegt. Der Einbau ist wegen der schweren Gewichte und des schwierigen Ausrichtens, zumal bei einstellbaren Lagern, nicht einfach und erfordert große Vorsicht. Günstiger ist die Montage in vertikaler Lage, weil die Welle in den horizontal liegenden Läufer herabgelassen und der aufgesetzte Läufer hinterher mit der Welle in den anderen ebenfalls horizontal liegenden Läufer geschoben werden kann. Bei diesem Vorgehen wird die Welle mit einer Spezialmutter Bild (1020) in einem Kran aufgehängt. Zum Schluß muß die Achsmutter aufgeschraubt werden, nachdem vorher das Sicherungsblech mit seiner Nase in die Nut der Achse eingelegt wurde. Die Mutter darf sehr fest angespannt werden, da der Druck unmittelbar auf die Seitenfläche des Innenringes geht. Ein Lappen des Sicherungsbleches ist dann mit einem geeigneten Werkzeug in



(1020) Einbau des Läufersteins bei vertikaler Lage der Welle.



(1021) Ausbau der Lager aus dem Gehäuse.

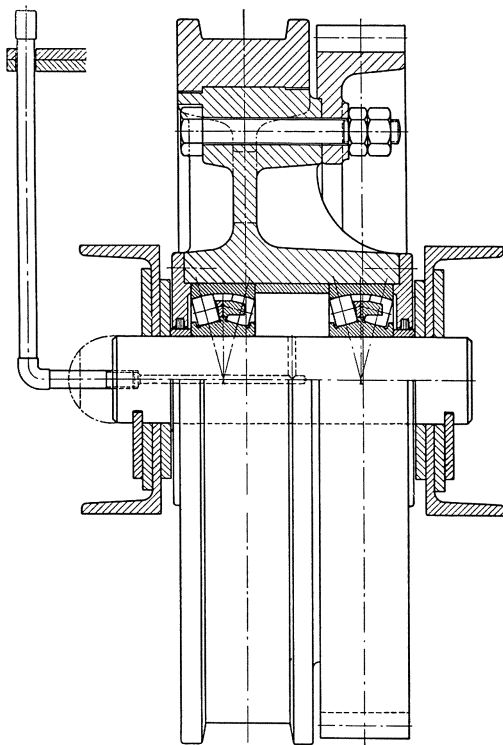


eine der Nuten der Ringmutter zu drücken. Der Deckel wird zur Hälfte mit Fett gefüllt und das Lagergehäuse verschlossen.

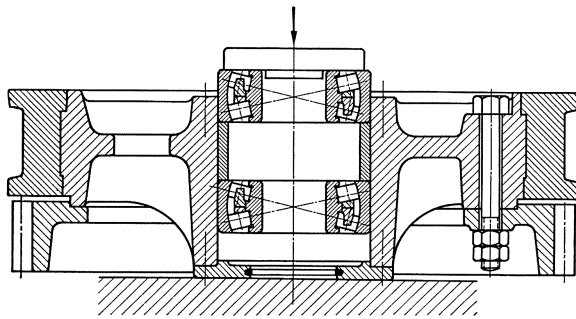
Der Ausbau kann in folgender Weise vorgenommen werden: Der Deckel auf der Außenseite wird gelöst und die Mutter mit Sicherungsblech entfernt. Dann kann der an einem Hilfsbolzen aufgehängte Läufer, nachdem die Welle unterstützt wurde, mit der Hülse und den Lagern abgezogen werden. In diesem Fall sind die Innenringe von vornherein gut geführt, so daß ein Ecken nicht vorkommen kann. Bei dem ausgebauten Läufer kann die Hülse mit den darin sitzenden Lagern unter Zuhilfenahme eines Druckstückes ähnlich (1018) herausgepreßt werden. Für die Außenringe muß eine besondere Vorrichtung (1021) beschafft werden. Dabei läßt sich nicht verhindern, daß der Druck über die Innenringe und Rollen geht, weil die Außenringe nicht zugänglich sind. Es wäre besser gewesen, die Schulter in der Büchse nur so hoch zu machen, daß eine Abziehvorrichtung am Außenring angesetzt werden kann.

### 5,222 Kranlaufrad.

Bei dem Kranlaufrad (1022) muß der Ein- und Ausbau der Lager in ähnlicher Weise vorgenommen werden. Auch hier bedingen die Betriebsverhältnisse infolge des umlaufenden Rades einen festen Sitz der Außenringe, während die Innenringe mit einer gewissen Luft auf der Achse sitzen können.



(1022) Lagerung eines Kranlaufrades.



(1023) Einpressen der Lager in die Nabe.

Nach dem Einpressen der im Inneren eingefetteten Lager und der Abstandshülse (1023) werden die Deckel verschraubt. Dann wird das Rad mit den vorläufig durch die Filzringe geführten Abstandsringen zwischen die Trägerkonstruktion gehängt und der Zapfen durchgeschoben. Als Sicherung werden auf jeder Seite Bleche eingelegt. Der Fettkanal wird durch das Zuführungsrohr geschlossen und der Raum zwischen den Lagern mit einer Fettspritze zum größten Teil gefüllt, da das Aus-

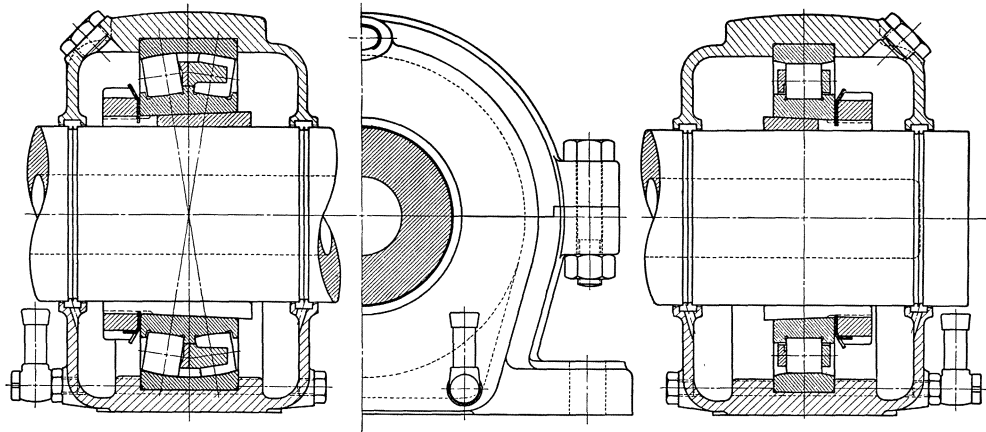
treten von Fett keinen Schaden hervorrufen kann. Der Ausbau erfolgt in umgekehrter Reihenfolge. Das Fettrohr wird entfernt und die Sicherung gelöst. Dann kann der Zapfen nach der einen oder anderen Seite herausgedrückt werden, wobei das Rad zu unterstützen oder aufzuhängen ist. Nach dem Lösen der Deckel können die Außenringe unter Zuhilfenahme eines Druckstückes ähnlich (1023) unter einer Presse oder durch Schläge herausgetrieben werden.

### 5,23 Ein- und Ausbauen von Querlagern mit Spannhülsen.

#### 5,231 Trockenzyylinder.

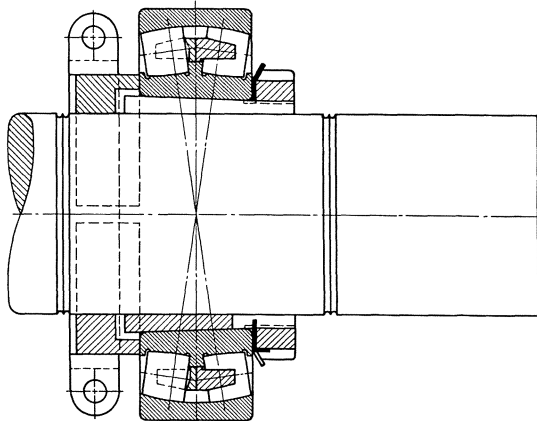
Bei der Lagerung eines Trockenzyinders (1024) werden in geteilten Gehäusen Spannhülsen verwendet, die axial nicht festgelegt sind. Die Lage der Spannhülsen muß daher

vorher genau angezeichnet und am besten bei der Montage durch eine Schelle (1025) begrenzt werden. Derartige Klemmvorrichtungen zur Festlegung der axialen Stellung des Lagers sind



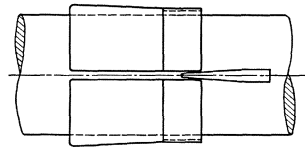
(1024) Lagerung des Trockenzylinders einer Papiermaschine.

hinfällig, wenn eine Abstandshülse (597) benutzt werden kann. Bei unterstützter Trommel wird zunächst die durch einen Meißel geweitete Spannhülse (1026) und dann das Lager über den Zapfen geschoben, bis der Innenring an der Seitenfläche der Schelle zur Anlage kommt.

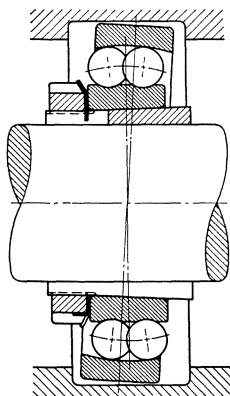


(1025) Einbauvorrichtung für Lager mit Spannhülse.

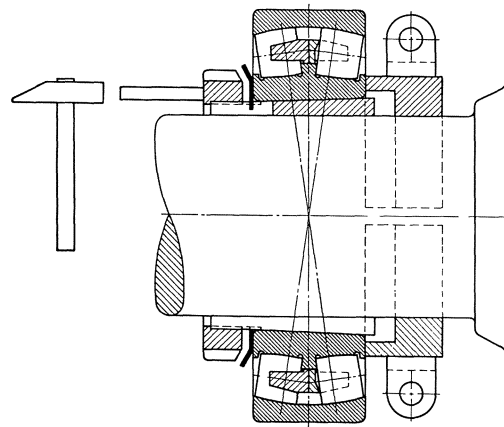
Mittels einer Fühllehre wird die Lagerluft gemessen. Da der Lageraußenring nach unten durchhängt, muß die Messung an der untersten Rolle vorgenommen werden. Dies geschieht in der Weise, daß ein ungefähr



(1026) Einbau der Spannhülse.



(1027) Verkantet eingebautes Pendelkugellager.



(1028) Ausbau eines Lagers mit Spannhülse.

der Luftgröße entsprechendes Blatt von der Seite her zwischen Rolle und Außenring hindurch gezogen wird, bis jene Blattstärke gefunden ist, die sich nicht mehr einschieben läßt. Die tatsächliche Luft liegt dann zwischen demjenigen Blatt, das sich

gerade noch durchziehen läßt und dem um 0,01 mm stärkeren Blatt, das nicht mehr hindurchgezogen werden kann. Jetzt wird die Mutter der Spannhülse angezogen und die Schelle entfernt, damit beim weiteren Anziehen nur das Lager auf der Hülse verschoben wird. Das Spannen muß solange erfolgen, bis eine genügende Aufweitung des Laufringes entsprechend den Angaben auf Tabelle [34] und [35] erreicht ist. Dabei muß die Luft in der vorher beschriebenen Weise gemessen werden.

Wenn keine Angaben über die Aufweitung vorliegen, kann von der für solche Laufringe möglichen zylindrischen Passung ausgegangen, und das größtmögliche Übermaß zugrunde gelegt werden. Als leicht zu behaltende Regel kann man aber auch bei allen Hülsenbefestigungen die Aufweitung soweit treiben, daß 50 % der Luft verschwindet.

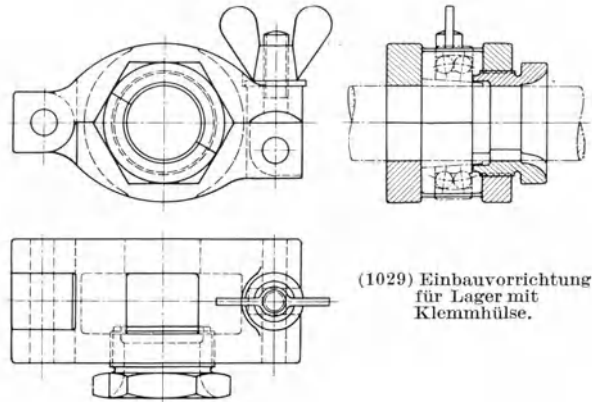
Zum Schluß muß die Mutter in die nächste Sicherungsstellung weitergeschraubt und die entsprechende Nase in den Schlitz gedrückt werden. Das Gehäuse des Führungslagers ist dann auf der Unterlage fest zu verschrauben. Das Unterteil des Lagergehäuses, das zur Aufnahme des Zylinderrollenlagers dient, muß der Stellung des Lagers auf der Achse genau angepaßt werden, bei gleichzeitiger Ausrichtung mit dem Führungsgehäuse. Mit

[34] Empfehlenswerte Luftabnahme beim Einbau von Pendelrollenlagern mit kegeliger Bohrung (Kegel 1:12) in mm.

„Kennziffer“ der Bohrung	Leichte Reihe 22 200 K		Mittelschwere Reihe 22 300 K	
	Abnahme der Radialluft	Axialverschiebung des Innenringes <sup>1</sup>	Abnahme der Radialluft	Axialverschiebung des Innenringes <sup>1</sup>
08 K			0,030—0,035	0,50—0,55
09 K			0,030—0,035	0,50—0,55
10 K			0,030—0,035	0,50—0,55
11 K			0,035—0,040	0,55—0,65
12 K			0,035—0,040	0,55—0,65
13 K			0,035—0,040	0,55—0,65
14 K			0,040—0,050	0,65—0,80
15 K			0,040—0,050	0,65—0,80
16 K	0,025—0,030	0,40—0,45	0,040—0,050	0,65—0,80
17 K	0,030—0,035	0,45—0,55	0,045—0,060	0,75—1,00
18 K	0,030—0,035	0,45—0,55	0,045—0,060	0,75—1,00
19 K	0,030—0,035	0,45—0,55	0,045—0,060	0,75—1,00
20 K	0,030—0,035	0,45—0,55	0,045—0,060	0,75—1,00
22 K	0,030—0,040	0,45—0,60	0,050—0,070	0,80—1,10
24 K	0,030—0,040	0,45—0,60	0,050—0,070	0,80—1,10
26 K	0,035—0,045	0,55—0,70	0,060—0,080	1,00—1,30
28 K	0,035—0,045	0,55—0,70	0,060—0,080	1,00—1,30
30 K	0,040—0,055	0,60—0,85	0,060—0,080	1,00—1,30
32 K	0,040—0,055	0,60—0,85	0,060—0,080	1,00—1,30
34 K	0,050—0,065	0,75—1,00	0,060—0,080	1,00—1,30
36 K	0,050—0,065	0,75—1,00	0,060—0,080	1,00—1,30
38 K	0,060—0,075	0,90—1,15	0,070—0,095	1,20—1,60
40 K	0,060—0,075	0,90—1,15	0,070—0,095	1,20—1,60
44 K	0,070—0,090	1,05—1,35	0,070—0,095	1,20—1,60
48 K	0,080—0,105	1,20—1,60	0,080—0,110	1,30—1,80
52 K	0,090—0,120	1,35—1,80	0,090—0,120	1,50—2,00
56 K	0,100—0,135	1,50—2,00	0,100—0,135	1,70—2,20
60 K	0,110—0,150	1,65—2,25		
64 K	0,120—0,165	1,80—2,60		

<sup>1</sup> In vorstehender Tabelle sind jeweils links die Werte angegeben, um die man beim Einbau von Pendelrollenlagern zweckmäßigerweise die Radialluft vermindert. Daneben sind die Beträge für die Verschiebung der Innenringe in axialer Richtung angegeben, die notwendig sind, um die in den linken Spalten stehende Luftabnahme zu erzielen. Hierbei sind volle, d. h. undurchbohrte Zapfen aus Stahl mit geschliffener, kegeliger Sitzfläche vorausgesetzt. Für die leichte Reihe sind 80 % und für die mittelschwere Reihe 74 % des Zapfenübermaßes als Radialluftverminderung zugrunde gelegt.

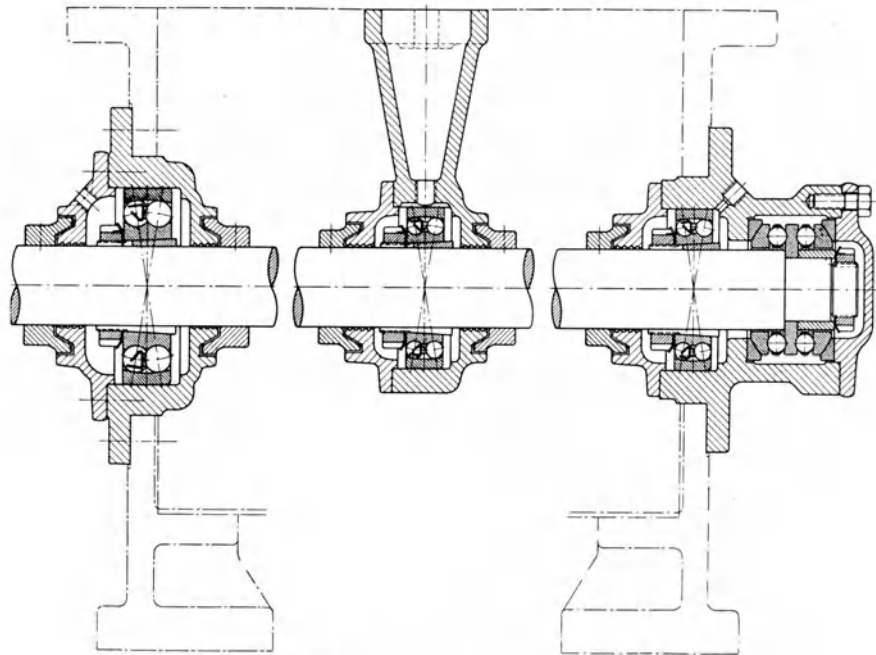
Hilfe eines Lineals wird die parallele Lage der beiden Laufringe an den Seitenflächen geprüft. Zur Laufbahn des Außenringes schräg stehende Rollen rufen erhöhte Reibung und ständig wirkenden Axialdruck hervor. Besonders gefährlich ist ein Zustand, bei welchem der Außenring verkantet im geteilten Gehäuse sitzt (1027). Erst nachdem die einwandfreie Lage der beiden Laufringe zueinander festgestellt wurde, darf das Gehäuse auf der Unterlage verschraubt werden. Wegen der großen Wärmedehnung ist ein entsprechender Versatz der beiden Laufringe des Zylinderrollenlagers von vornherein vorzusehen, damit die Laufringe im Betriebszustande ungefähr die gleiche Lage einnehmen. Dann wird in beide Unterhälften bis zur Mitte der untersten Rolle das für diesen Zweck vorgeschriebene Öl eingefüllt. Zum Schluß wird die obere Hälfte aufgesetzt und verschraubt.



(1029) Einbauvorrichtung für Lager mit Klemmhülse.

Vor dem Ausbau der Lager ist der Zylinder abzustützen. Dann können die Ober-

hälften abgenommen und die Hülsenmutter nach Aufbiegen der Sicherungslappen einige Umdrehungen gelockert werden. Der Trockenzyylinder ist dann soweit zu heben, daß sich die beiden Lager allein oder mit den Gehäuseunterhälften vom Zapfen abziehen lassen. Zu diesem Zwecke werden die Schellen wieder um den Zapfen geklemmt, so daß ihr Ansatz an der Seitenfläche des Innenringes liegt. Dann wird die Hülse mit Hilfe eines Druckstückes durch Schläge aus der Bohrung getrieben (1028).



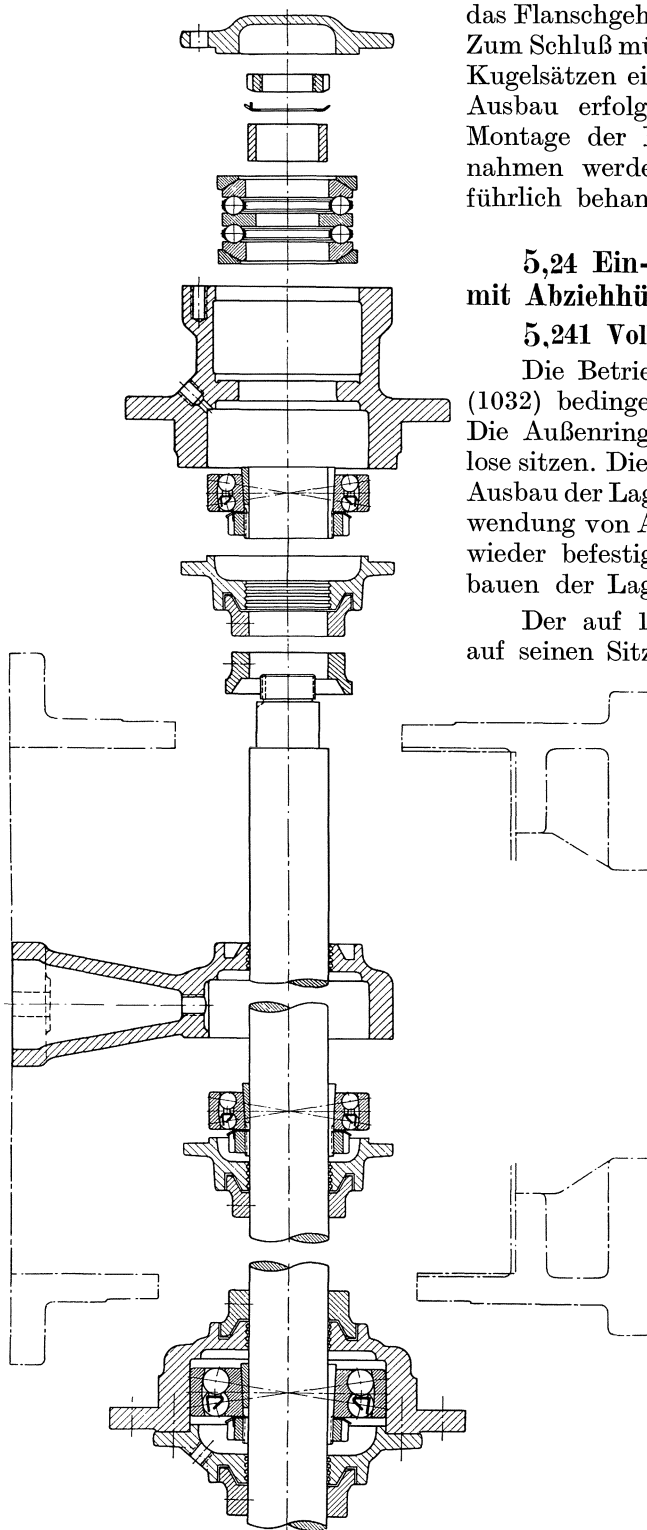
(1030) Lagerung einer Transportschnecke.

Nach einer kleinen axialen Verschiebung sitzt das Lager locker und kann jetzt mit der entspannten Hülse abgezogen werden.

Für kleine Dreschmaschinenlager wird eine Spezialvorrichtung (1029) benutzt, die gleichzeitig eine axiale Festlegung und ein Spannen der Lager gestattet.

### 5,232 Transportschnecke.

Bei einteiligen Gehäusen erfolgt der Ein- und Ausbau in ähnlicher Weise. Dies geht ohne Schwierigkeit, wenn sich die Gehäuse, wie in (1030) axial verschieben lassen. Die mit den beiden linken Lagern und dem Flanschgehäuse fertig montierte Welle wird durch das mittlere Hängelager geschoben (1031). Dies muß vorher genau ausgerichtet werden. Außerdem ist darauf zu achten, daß ein Verkanten des Lagers (1027) vermieden wird. Auf der anderen Seite läßt sich zunächst das Spannhülsenlager montieren und dann



(1031) Reihenfolge des Einbaues der Lager und der Gehäuse bei einer Transportschnecke.

das Flanschgehäuse überschieben und verschrauben. Zum Schluß müssen die Längslagerscheiben mit den Kugelsätzen eingelegt und eingestellt werden. Der Ausbau erfolgt in ähnlicher Weise. Die bei der Montage der Längslager zu beobachtenden Maßnahmen werden in einem späteren Beispiel ausführlich behandelt.

## 5,24 Ein- und Ausbauen von Querlagern mit Abziehhülsen.

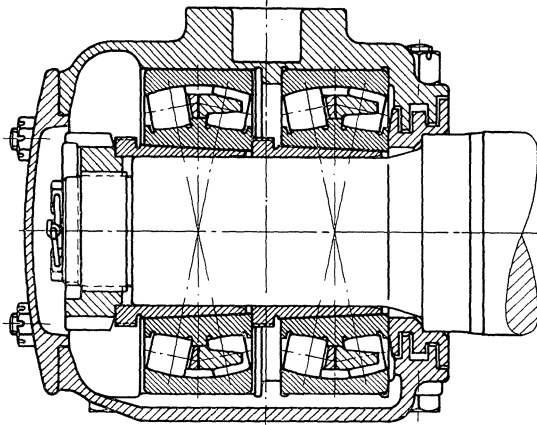
### 5,241 Vollbahnachslager.

Die Betriebsverhältnisse bei Rollenachslagern (1032) bedingen einen festen Sitz der Innenringe. Die Außenringe können, da „Punktlast“ vorliegt, lose sitzen. Die Nacharbeit an den Bandagen und der Ausbau der Lager zwecks Kontrolle erfordert die Verwendung von Abziehhülsen, die sich leicht lösen und wieder befestigen lassen. Bei dem Ein- und Ausbauen der Lager ist folgendermaßen vorzugehen:

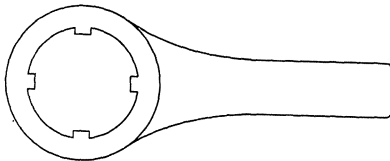
Der auf  $150^{\circ}\text{C}$  erwärmte Labyrinthring wird auf seinen Sitz geschoben und mit einer Montagehülse (1033) durch Anziehen der Ringmutter mit einem Schlüssel (1034) gegen den Wellenbund gepreßt. Während des Erkalts ist die Mutter mehrmals nachzuziehen. Da die Abkühlung des durch den Labyrinthring erwärmten Achsschenkels nur langsam vor sich geht, sollte mit dem Einbau der Rollenlager genügend lange gewartet werden, da sonst die Gefahr besteht, daß sich die eingepreßten Hülsen durch nachträgliches Schrumpfen des Achsschenkels lockern. Dann wird das eine Rollenlager über den Achsschenkel geschoben und die Abziehhülse von außen mit Hilfe einer Montagehülse durch Anziehen der Ringmutter eingepreßt (1035). Um ein Fressen der Hülsen zu verhindern, werden die Sitzflächen im Innenring und auf dem Achsschenkel eingölt. Das äußere Rollenlager wird mit seiner Hülse in der gleichen Weise befestigt (1036). Nach dem Anziehen der Hülsen muß geprüft werden, ob das innere Lager fest an dem Labyrinthring und das äußere Lager fest an der Seitenfläche der inneren Hülse liegt.

Die Hülsen müssen kräftig eingepreßt werden, damit ein strammer Sitz erzielt wird. Die Prüfung besteht in der Kontrolle der Lagerluft vor und nach dem Anziehen mit

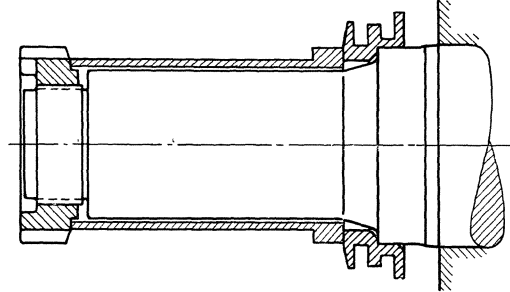
Hilfe einer Fühllehre (1037). Die Aufweitung des Innenringes muß bei der hier vorgesehenen Lagergröße mit 110 mm Bohrung 0,05—0,06 mm betragen, wenn sich die Spannhülse nicht lockern soll. Wird vor dem Einbau eine Lagerluft von 0,1 mm fest gestellt, so ist bei 0,04—0,05 mm gemessener Lagerluft nach dem Anziehen die richtige Pressung erreicht. Andererseits dürfen die Rollen durch das Aufweiten des Innenringes nicht zwischen den Ringen festgeklemmt werden. Nach dem Anziehen der Hülsen muß immer noch soviel Luft in jedem Lager vorhanden sein, daß sich der Außenring leicht



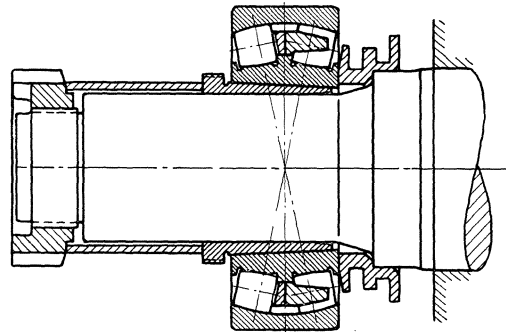
(1032) Achslager mit 2 Pendelrollenlagern auf Abziehhülsen.



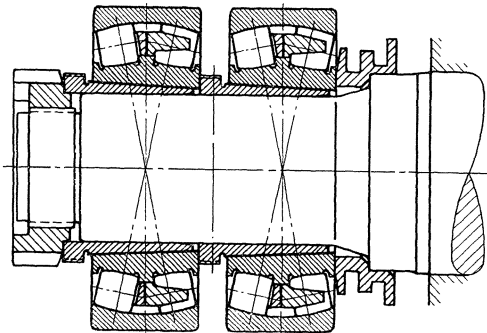
(1034) Schlüssel für die Ringmutter.



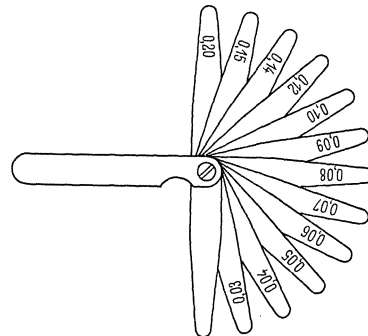
(1033) Aufpressen des Labyrinthringes.



(1035) Einpressen der inneren Abziehhülse.



(1036) Einbau des äußeren Lagers.

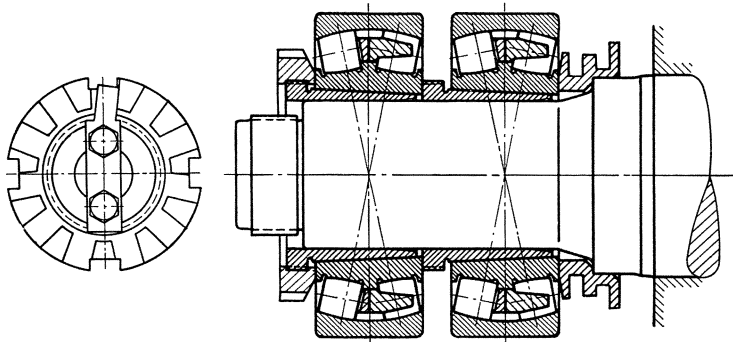


(1037) Fühllehre.

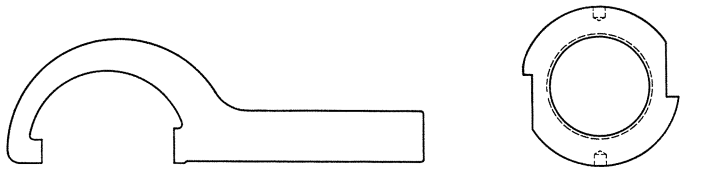
drehen und ausschwenken läßt. Bleibt die Aufweitung trotz kräftigen Anziehens beträchtlich unter dem obengenannten Maß, so muß die Hülse wieder herausgezogen werden, da dann meistens ein vorzeitiges Fressen durch irgendwelche Fremdkörper eingetreten ist.

Die Ringmutter wird durch einen Keil, der in die dafür vorhandene Nute im Achschenkelle und in eine der in der Mutter vorhandenen Aussparungen paßt, mittels Sechskantschrauben gesichert. Der Keil ist an einem Ende unsymmetrisch ausgebildet, so daß sich bei einer Umdrehung der Mutter 44 verschiedene Stellungen für die Sicherung ergeben, Bild (1038). Falls der Keil nicht genau in die Aussparung paßt, muß die Mutter weiter angezogen werden. Ein Zurückdrehen ist nicht statthaft. In der richtigen Lage wird der Keil mit zwei Schrauben befestigt, die durch eine Schlaufe aus weichem Eisen draht am Lösen verhindert werden. Nach Beendigung der Montage werden die Lager

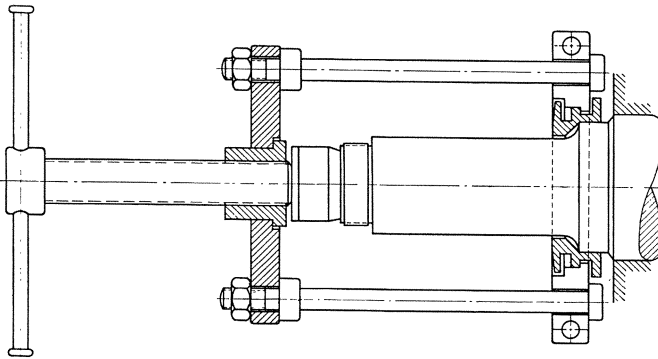
eingefettet, und auch der Raum zwischen beiden Lagern und am Ende des Achszapfens, ebenso wie die Nuten der Labyrinthringe, teilweise mit Fett gefüllt. Nachdem die Lager Sitzflächen in den Gehäusehälften eingölt sind, werden sie über die Lager gelegt und mit den Schrauben fest zusammengezogen, damit die Trennfugen vollkommen dicht werden. Beim Sichern dürfen die Muttern nicht zurückgedreht werden. Durch langsames Drehen von Hand ist der leichte Gang der Rollenlager zu prüfen. Fehler, z. B. Berührung im Labyrinth, machen sich dabei bemerkbar.



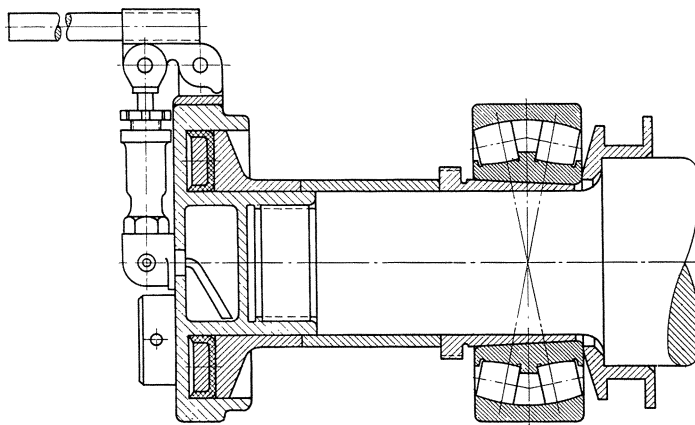
(1038) Achsschluß. (1039) Abziehen der äußeren Hülse mit Abziehmutter.



(1040 a) Schlüssel für Abziehmutter. (1040 b) Abziehmutter.  
(1040 a—b) Abziehwerkzeuge.



(1041) Abziehvorrichtung für den Labyrinthring.



(1042) Hydraulische Presse für den Ein- und Ausbau von Lagern mit Abziehhülse.

Beim Ausbau ist sinngemäß zu verfahren. Deckel und Gehäusehälften werden nach Lösen der Befestigungsschrauben entfernt. Dabei dürfen keine Meißel oder Keile an den Trennfugen angesetzt werden, da der entstehende Grat ein dichtes Schließen beim Zusammenbau verhindern würde. Auch der Transport der einzelnen Gehäusehälften darf nur in zusammengepresstem Zustand erfolgen. Es ist zweckmäßig, die beiden Gehäusehälften vor dem Auseinandernehmen durch Nummern oder Körner als zusammengehörig zu bezeichnen. Nach Lösen des Sicherungskeiles wird die Ringmutter entfernt. Dabei wird auf den mit Gewinde versehenen Teil der äußeren Hülse eine Abziehmutter (1039) und (1040) aufgeschraubt und die Hülse herausgezogen. In der gleichen Weise erfolgt das Lösen des inneren Lagers. Der Labyrinthring wird normalerweise nur beim Auswechseln der Achse abgezogen und kann dann beim Abpressen der Räder

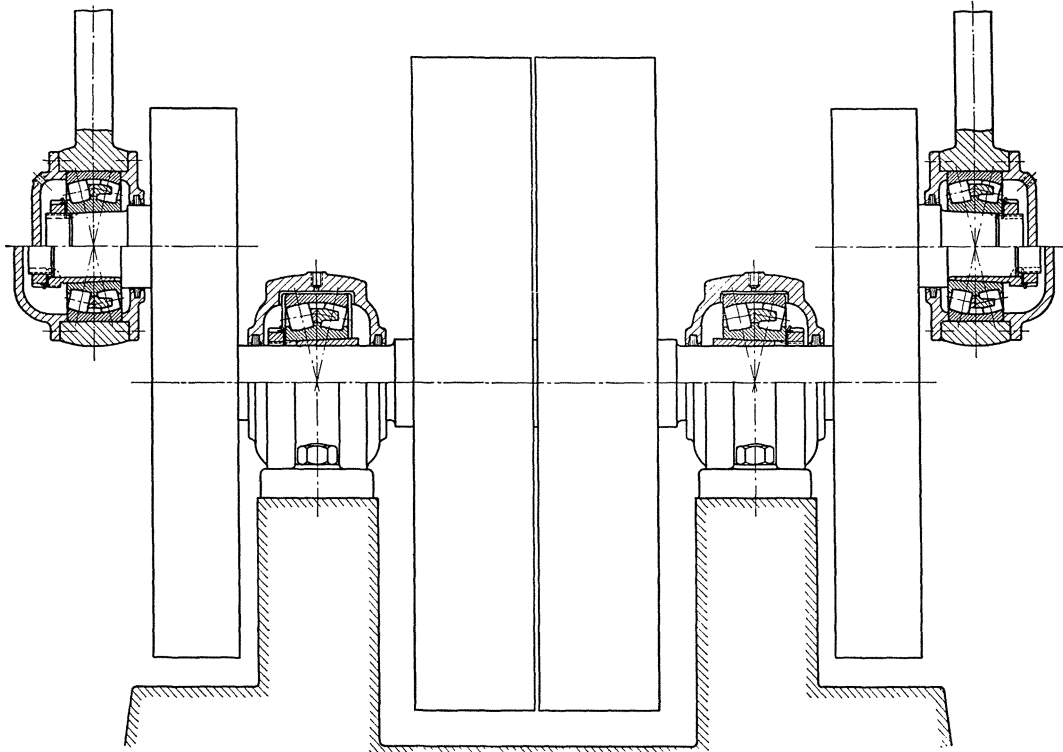
entfernt werden. In Sonderfällen kann er mit Hilfe einer Abziehvorrichtung (1041) vom Schenkel gezogen werden. Sitzt der Labyrinthring fest, so empfiehlt es sich, denselben zu erwärmen. Für den Ein- und Ausbau der Rollenlager kann auch eine hydraulische Presse

(1042) benutzt werden, die auf das Gewinde der Achse geschraubt wird und mit wenigen Hieben das Festspannen oder Lösen der Lager gestattet. Diese Vorrichtung hat sich bei der Deutschen Reichsbahn sehr gut bewährt.

### 5,25 Ein- und Ausbauen von Querlagern auf kegelliger Sitzfläche.

#### 5,251 Stelzenkopf eines Sägegatters.

Die Montage der Lager auf kegelligen Sitzflächen soll an Hand des Bildes (1043), das die Lagerung der Kurbelwelle und der Stelzenköpfe darstellt, beschrieben werden.



(1043) Lagerung eines Zweistelzengatters.

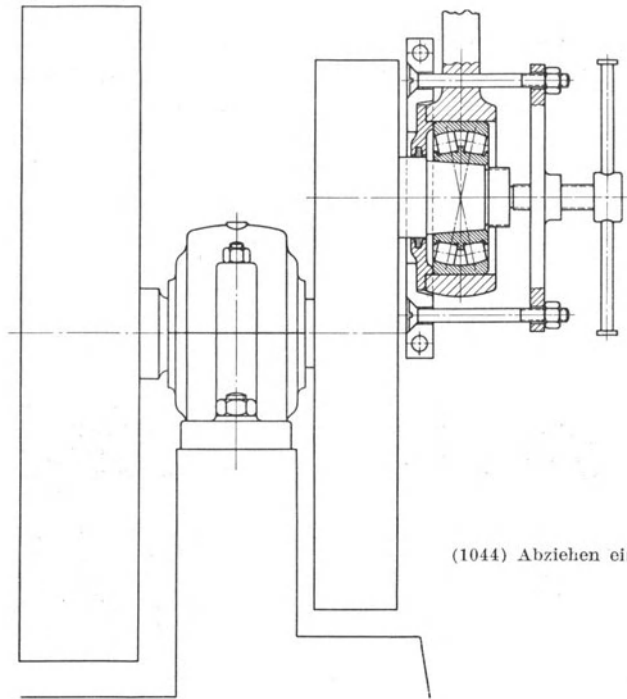
Die hin- und hergehende Belastung aus dem Antrieb und den Massenkräften erfordert einen strammen Sitz des Außenringes. Der Innenring ist in der oberen Schnitthälfte mit Preßsitz auf einem kegelligen Zapfen befestigt. Das Lager wird zunächst durch Druck auf den Außenring unter Zuhilfenahme eines Druckstückes in die Bohrung des einteiligen Stelzenkopfes gepreßt (bei geschlitzten Köpfen kann das Lager zuerst auf den Zapfen geschoben werden). Dann wird der innere, mit einem Filzring versehene Deckel festgeschraubt. Vorher muß das Lager, weil es nach dem Einbau nicht mehr zugänglich ist, sorgfältig mit Fett gefüllt werden. Einschließlich der Stange wird das Lager auf den kegelligen Schenkel geschoben, soweit dies von Hand möglich ist. Durch Anziehen der Ringmutter erfolgt das Aufdornen des Innenringes auf den Kegel des Zapfens. Bei genügender Übung ist ein gutes Gefühl für den Grad des Festziehens vorhanden. Es empfiehlt sich aber immer, genau wie bei Lagern mit Spannhülsen oder Abziehhülsen, rechtzeitig die Radialluft beim Aufweiten des Innenringes zu prüfen.

Wegen der hin- und hergehenden Bewegung ist ein verhältnismäßig geringes Spiel erwünscht, das durch eine größere Aufweitung als normal erreicht werden kann. Nach genügendem Anziehen wird die Ringmutter bis in die nächste Sicherung weitergedreht und der Lappen des Sicherungsbleches eingelegt. Der Deckel wird bis zur Hälfte mit Fett gefüllt und verschraubt.

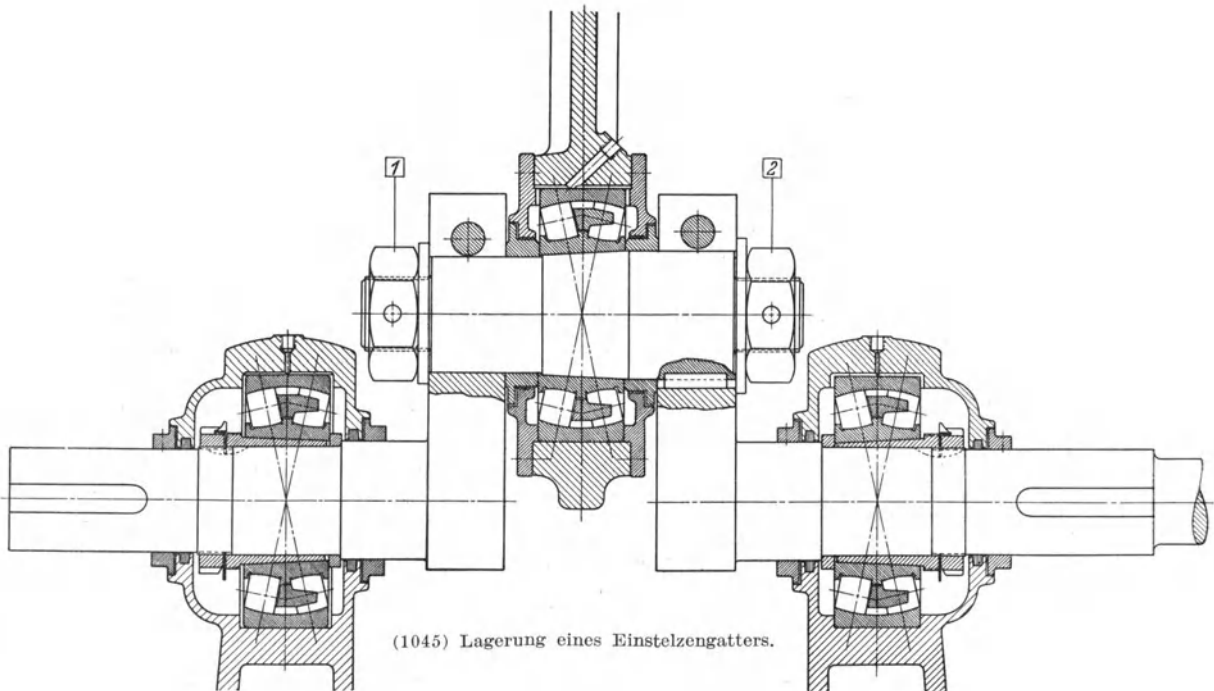
Der Ausbau des Lagers ist schwierig, da der Innenring durch den einteiligen, inneren Deckel nicht zugänglich ist. Es bleibt daher nichts anderes übrig, als eine Vorrichtung anzusetzen entspr. (1044), die den Innenring durch Druck über die Rollen abzieht,



nachdem vorher Deckel, Sicherung und Mutter gelöst werden. Eine andere Möglichkeit besteht darin, den Zapfen aus der Schwungscheibe herauszupressen. Dann ist es möglich, den inneren Deckel zu entfernen und den Zapfen aus dem Innenring herauszudrücken.



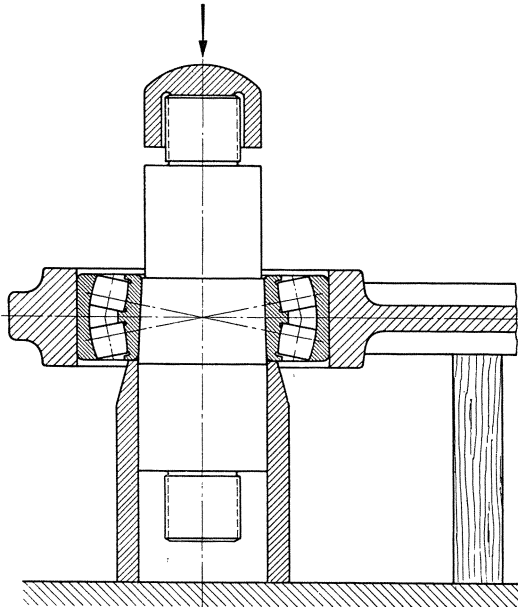
(1044) Abziehen eines Stelzenkopfes.



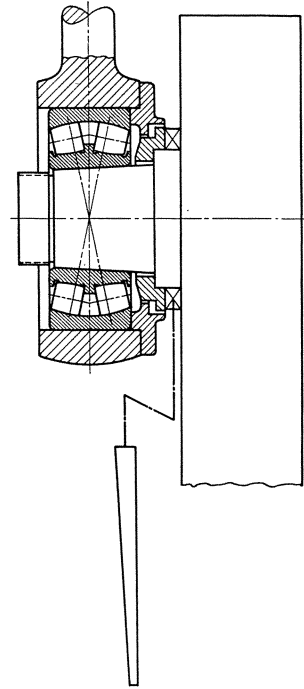
(1045) Lagerung eines Einstelzengatters.

Der Ausbau des Lagers aus dem Stelzenkopf muß bei einteiliger Ausführung mit einem ähnlichen Druckstück wie in Bild (1018) durchgeführt werden. Eine Befestigung des Lagers mit einer Abziehhülse ist daher vorzuziehen, weil der Ausbau mit einfachen Mitteln zweckmäßig erfolgen kann.

In Bild (1045) wird der Preßsitz des Zapfens in den Kurbelwangen durch Festklemmen hervorgerufen. Die leicht lösbare Befestigung gestattet in allen Fällen ein Abpressen der Lager mit einer Vorrichtung entsprechend Bild (1046). Das Abdrücken des Lagers kann aber auch in folgender Weise erfolgen: Nach Lockern der Klemmschrauben wird die Mutter 1 gelöst und Mutter 2



(1046) Ausbau des Stelzenkopflagers.



(1047) Ausbau eines Pendelrollenlagers mit kegeligem Sitz durch Keile.

angezogen bis die Pressung auf dem Zapfen aufgehoben ist. Wegen der schwierigen Demontage von Lagern, die unmittelbar auf einer Kegelfläche sitzen, verwendet man beim Abziehen nach Möglichkeit eine Anordnung entsprechend Bild (1047). Hierbei wird das Abtreiben des Innenringes nach Lösen der äußeren Befestigungsmutter dadurch erzielt, daß Keile zwischen Labyrinthring und Kurbelscheibe angesetzt werden.

### 5,252 Walzwerk.

Bei der Walzwerkslagerung (1048) muß das Lager auf der ganzen Länge des kegeligen Zapfens gleichmäßig am Umfang tragen. Um dies zu prüfen, wird die Bohrung des Lagers mit Farbe dünn bestrichen und das Lager mittels der Montagehülse 1 Bild (1049) mit leichten Schlägen auf den Zapfen getrieben. Mit zwei flachen kegeligen Keilen 3, die zwischen Walzenballen und Labyrinthring angesetzt werden (1050); wird das Lager wieder abgepreßt. Hat das Lager nicht gleichmäßig getragen, so muß der Zapfen nachgearbeitet werden. Wenn die kegeligen Zapfen in Ordnung sind, müssen die Lager zunächst im kalten Zustand leicht aufgeschoben werden, um den Ausgangspunkt für das spätere Aufziehen in warmem Zustande zu finden. Dies geschieht in folgender Weise:

Die Radialluft beider Lager wird mittels Spion gemessen.

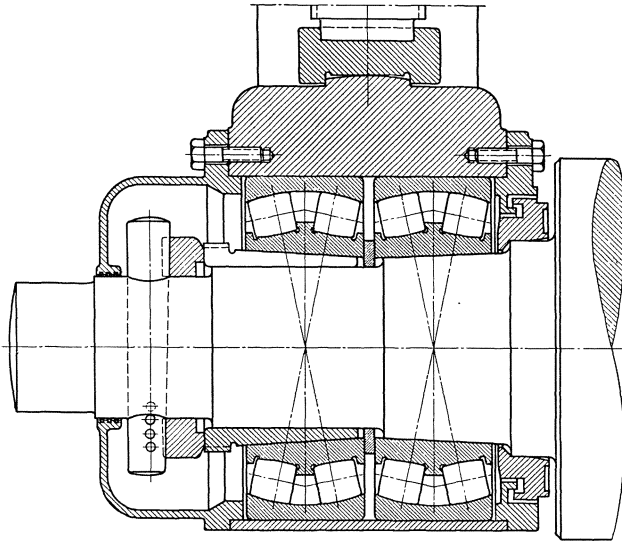
Das innere Lager wird durch einige leichte Schläge mit der Montagehülse 1 auf den kegeligen Zapfen getrieben und der Abstand „a“ von der Innenringseite bis zum Absatz gemessen (1051).

Dann wird das äußere Lager bis an den Zwischenring 4 geschoben (1051), die Abziehhülse mit der Montagehülse 2 durch einige leichte Schläge eingepreßt und der Abstand „b“ von der Stirnseite der Abziehhülse bis zur Seitenfläche des Innenringes gemessen.

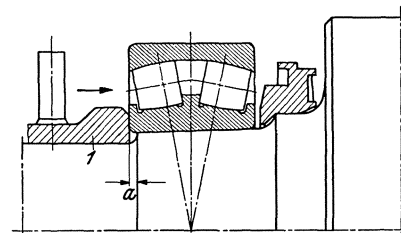
Das äußere Lager wird dann mit Hilfe der Abziehvorrückung 5, 6, 7 (1050) und das innere Lager mit den Keilen 3 wieder abgepreßt.

Sämtliche Teile, *außer den Lagern*, sind in Benzin zu reinigen. Nach diesen Vorarbeiten kann die eigentliche Montage beginnen. Die Sitzstellen der Zapfen und der Abziehhülse sind mit Graphit einzureiben. Um das Aufpressen zu erleichtern, werden

die Lager in einer Flüssigkeit, die aus 95 Teilen Wasser und 5 Teilen Bohrlöl besteht, erwärmt. Nachdem die Lager eine Übertemperatur von  $55^{\circ}$ – $60^{\circ}$  angenommen haben, werden sie mit einer Greifzange (1052) aus der Flüssigkeit herausgezogen, abgesetzt und gereinigt, damit das Wasser aus dem Außenring wieder herauslaufen kann. Der Einbau



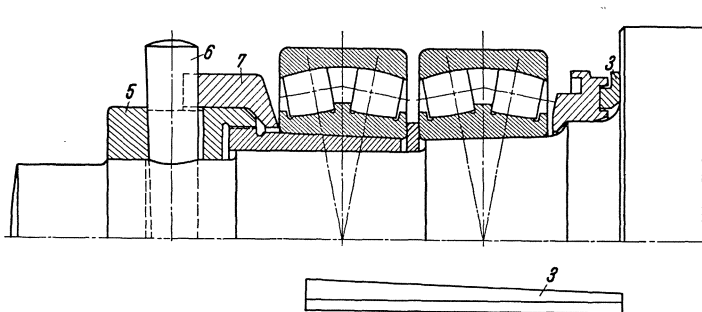
(1048) Lagerung der Stützwalze eines Kaltwalzwerkes.



(1049) Aufpressen des inneren Lagers.

wird in der bereits geschilderten Reihenfolge vorgenommen. Während der Montage muß die Verschiebung nochmals gemessen werden, um den Sitz der Lager zu kontrollieren. Die notwendige Verschiebung ergibt sich aus der Tabelle [35]. Sofort nach dem Aufpressen

der Lager muß der Befestigungskeil *6* fest eingetrieben und durch einen Kegelstift gegen Lockerung gesichert werden. Nach dem Erkalten der Lager wird die Luft an den unteren Rollen nochmals gemessen, um festzustellen, ob der Innenring die nötige Aufweitung erhalten hat.

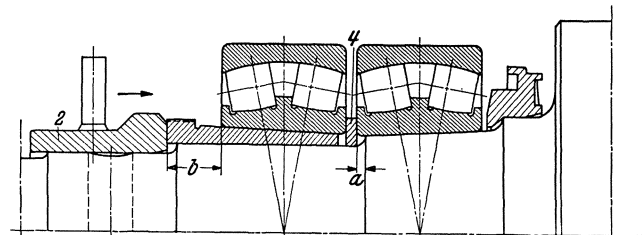


(1050) Abziehen der Hülse.

Die in Tabelle [35] angegebenen Beträge sind als Mindestwerte anzusehen. Die

tatsächliche Luftverminderung ist von der Temperatur und von der elastischen Verformung des Zapfens und des Innenringes abhängig. Es kann vorkommen, daß die

angegebenen Werte für die Luftverminderung und axiale Verschiebung nicht genau mit den wirklich erreichten übereinstimmen. Weicht aber die tatsächliche Luftverminderung wesentlich von den Tabellenwerten ab, so ist es zweckmäßig, die Lager wieder auszubauen und nochmals zu montieren. — Nach sorgfältiger Reinigung werden die

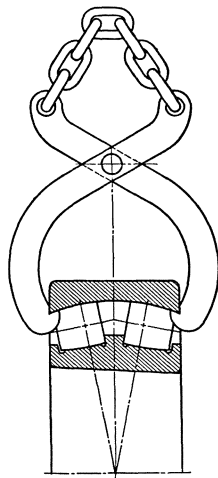


(1051) Versuchsweises Einpressen der Hülse.

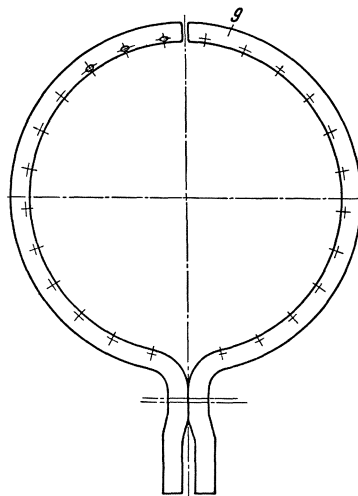
Gehäuse an den Sitzflächen mit Graphit geschmiert und über beide Lager geschoben und die Deckel angeschraubt. Das Fett muß vor dem Aufbringen der Gehäuse in die Räume zwischen den Rollen und zwischen den Lagern gedrückt werden. Auch in dem

[35] Empfehlenswerte Luftabnahme beim Einbau von Walzwerkslagern mit kegeliger Bohrung in mm.

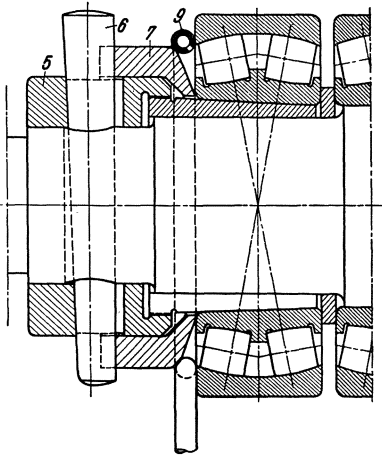
Bohrung in mm	Verminderung der Radialluft in mm	Axiale Auftreibung des Lagers bei der nebenstehenden Luftverminderung in mm			Bohrung in mm	Verminderung der Radialluft in mm	Axiale Auftreibung des Lagers bei der nebenstehenden Luftverminderung in mm		
		Lagerreihen					Lagerreihen		
		I-37800	I-112600 I-112700	I-110500 I-37600			I-37800	I-112600 I-112700	I-110500 I-37600
100	0,05–0,06	0,7–0,9	0,7–0,9	0,7–0,9	340	0,16–0,20	2,6–3,2	2,5–3,1	2,4–3,0
110	0,05–0,06	0,7–0,9	0,7–0,9	0,7–0,9	360	0,17–0,21	2,8–3,4	2,7–3,3	2,6–3,2
120	0,06–0,07	0,9–1,1	0,9–1,1	0,9–1,1	380	0,18–0,22	2,9–3,5	2,8–3,4	2,7–3,3
130	0,07–0,08	1,1–1,3	1,1–1,3	1,1–1,3	400	0,19–0,23	3,1–3,7	3,0–3,6	2,9–3,5
140	0,07–0,08	1,1–1,3	1,1–1,3	1,1–1,3	420	0,21–0,25	3,4–4,0	3,3–3,9	3,2–3,8
150	0,07–0,09	1,1–1,4	1,1–1,4	1,1–1,3	440	0,22–0,26	3,5–4,2	3,4–4,0	3,3–3,9
160	0,07–0,09	1,1–1,4	1,1–1,4	1,1–1,3	460	0,23–0,27	3,7–4,4	3,6–4,2	3,5–4,1
170	0,08–0,10	1,3–1,6	1,3–1,6	1,3–1,5	480	0,24–0,28	3,9–4,6	3,7–4,4	3,6–4,2
180	0,08–0,10	1,3–1,6	1,3–1,6	1,3–1,5	500	0,25–0,30	4,0–4,8	3,9–4,7	3,8–4,5
190	0,09–0,11	1,4–1,7	1,4–1,7	1,3–1,6	520	0,26–0,31	4,2–5,0	4,0–4,8	3,9–4,6
200	0,10–0,12	1,6–1,9	1,6–1,9	1,5–1,8	540	0,27–0,32	4,4–5,2	4,2–5,0	4,1–4,8
210	0,10–0,12	1,6–1,9	1,6–1,9	1,5–1,8	550	0,27–0,32	4,4–5,2	4,2–5,0	4,1–4,8
220	0,11–0,13	1,7–2,1	1,7–2,0	1,6–1,9	560	0,28–0,33	4,6–5,4	4,4–5,2	4,2–5,0
230	0,12–0,14	1,9–2,3	1,9–2,2	1,8–2,1	580	0,29–0,34	4,7–5,5	4,5–5,3	4,3–5,1
240	0,12–0,14	1,9–2,3	1,9–2,2	1,8–2,1	600	0,30–0,35	4,8–5,7	4,7–5,5	4,5–5,3
250	0,12–0,15	1,9–2,4	1,9–2,3	1,8–2,2	620	0,31–0,37	5,0–6,0	4,8–5,8	4,6–5,5
260	0,12–0,15	1,9–2,4	1,9–2,3	1,8–2,2	640	0,32–0,38	5,2–6,2	5,0–6,0	4,8–5,7
270	0,13–0,16	2,1–2,6	2,0–2,5	1,9–2,4	660	0,33–0,40	5,4–6,5	5,2–6,2	5,0–6,0
280	0,13–0,16	2,1–2,6	2,0–2,5	1,9–2,4	680	0,33–0,40	5,4–6,5	5,2–6,2	5,0–6,0
290	0,14–0,17	2,3–2,8	2,2–2,7	2,1–2,6	720	0,36–0,43	5,8–7,0	5,6–6,7	5,4–6,5
300	0,15–0,18	2,4–2,9	2,3–2,8	2,2–2,7	760	0,38–0,46	6,2–7,5	6,0–7,2	5,7–6,9
310	0,16–0,19	2,6–3,1	2,5–3,0	2,4–2,9	800	0,40–0,48	6,5–7,8	6,2–7,5	6,0–7,2
320	0,16–0,19	2,6–3,1	2,5–3,0	2,4–2,9					
330	0,16–0,20	2,6–3,2	2,5–3,1	2,4–3,0					



(1052) Transportvorrichtung für ein großes Pendelrollenlager.



(1053) Anwärmen des Innenringes.



vorderen Deckel ist ein gewisser Vorrat unterzubringen. Die Labyrinth müssen ebenfalls mit Fett gefüllt werden, um nach Möglichkeit das Eindringen von Wasser oder Schmutz zu verhindern. Der Ölvorrat soll die unterste Rolle bis zu  $\frac{3}{4} d_w$  bedecken.

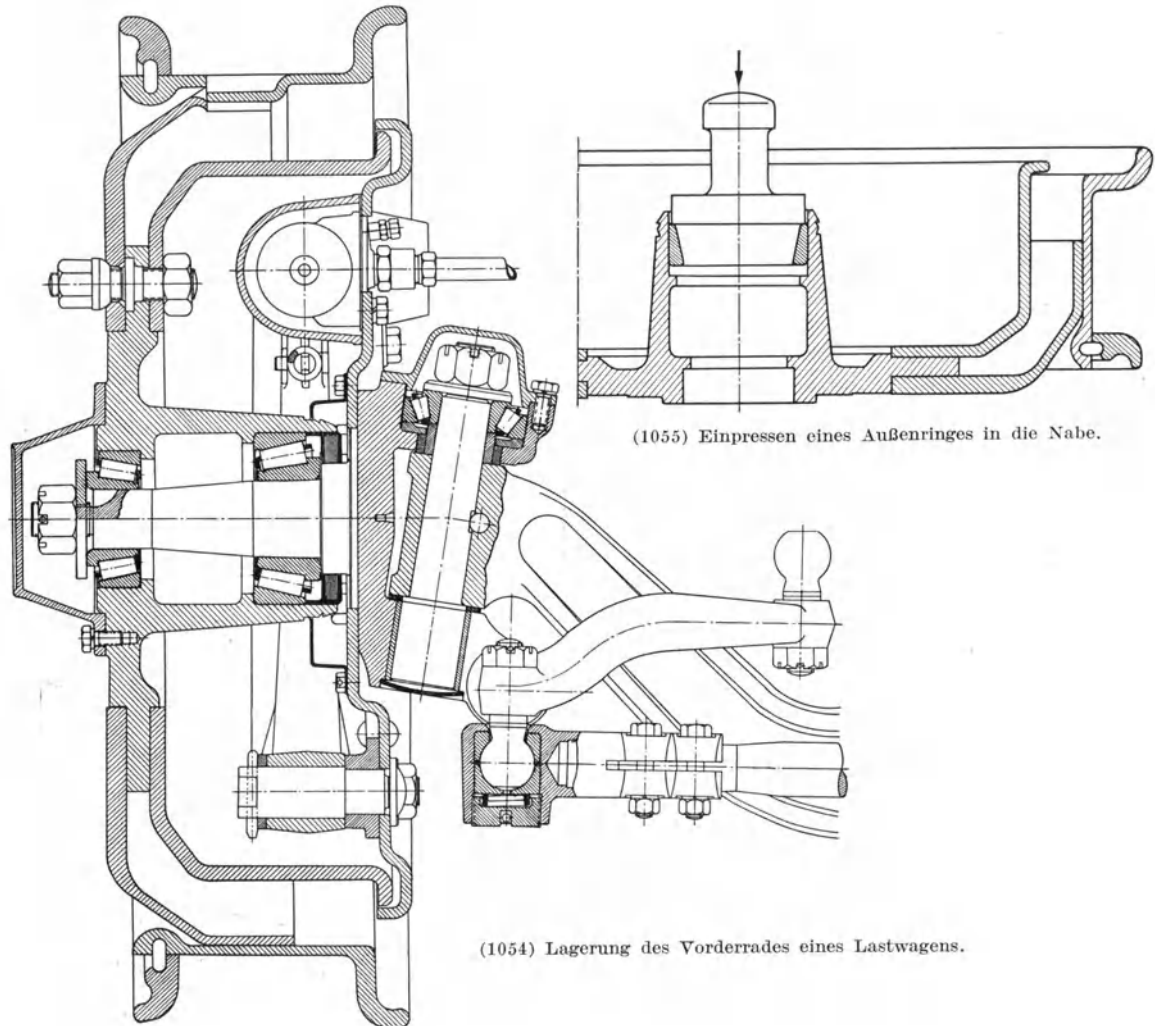
Bei der Demontage wird zunächst der äußere Deckel des Gehäuses entfernt und der innere Deckel gelöst, damit das Gehäuse von den Lagern abgezogen werden kann. Dann wird der Befestigungskeil 6 herausgeschlagen. Um den Ausbau zu erleichtern,

werden die Lager mittels eines Dampfrohres 9 (1053) erwärmt, nachdem die Abziehvorrichtung kräftig angespannt ist. Der Dampf strömt aus den am Umfang vorgesehenen Löchern zwischen die Rollen und auf den Innenring. Nach einiger Zeit kann die Abziehhülse herausgezogen werden. Dann wird das Dampfrohr an dem inneren Lager angebracht, und die Keile 3 werden eingetrieben.

### 5,26 Ein- und Ausbauen von Kegelrollenlagern.

#### 5,261 Kraftwagenvorderrad.

Der Ein- und Ausbau von Kegelrollenlagern wird an Hand des Bildes (1054), das die Lagerung des Vorderrades eines Lastkraftwagens darstellt, erläutert. Zunächst

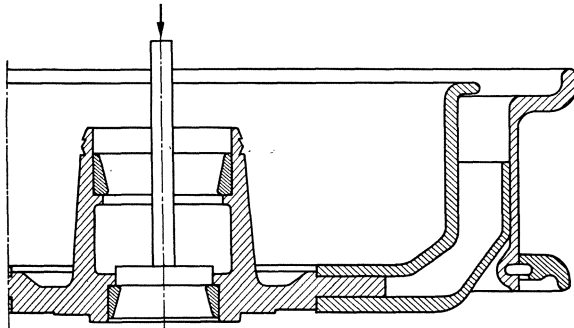


(1055) Einpressen eines Außenringes in die Nabe.

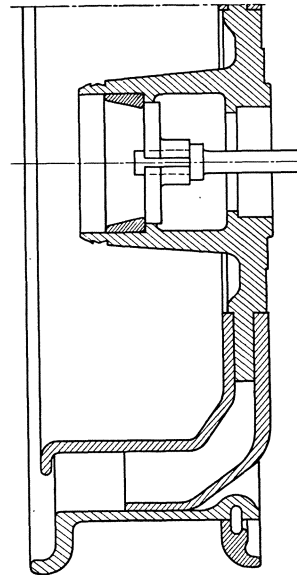
(1054) Lagerung des Vorderrades eines Lastwagens.

werden die Außenringe mit Hilfe einer kleinen Handpresse in die Gehäusebohrung gedrückt. Wenn die Außenringe mit Hammerschlägen eingepreßt werden müssen, können Druckstücke nach Bild (1055) verwendet werden. Dann wird der Innenring mit Rollen des größeren Lagers in die Laufbahn des dazugehörigen Außenringes geschoben und die Dichtung eingepreßt. Wegen des losen Innenringsitzes kann die komplette Felge mit Nabe auf den Zapfen geschoben werden. Der kegelige Teil des Schenkels ergibt dabei von vornherein eine gute Führung, so daß ein Festsetzen des Innenringes nicht zu befürchten ist. Das Rad muß aber in möglichst zentraler Lage gehalten werden, damit eine Beschädigung der Dichtung oder des inneren Lagers vermieden wird und der zweite Innenring mit Rollen auf seinen Sitz gebracht werden kann.

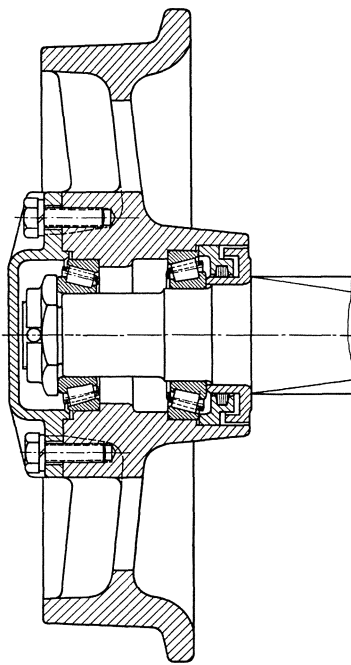
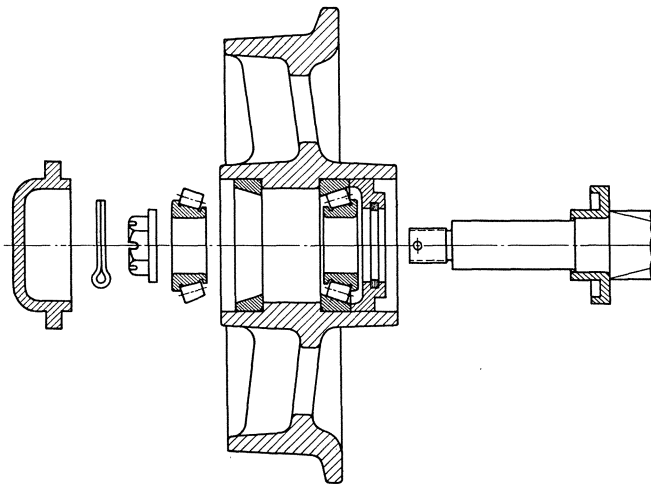
Nach Einlegen der Sicherungsscheibe ist die Achsmutter anzuziehen. Am besten geht man dabei so vor, daß das Rad in Drehung versetzt wird. Sobald ein Bremsen erfolgt, ist eine gewisse Vorspannung erreicht, die es erforderlich macht, die Mutter bis in die nächste Sicherungsstellung zurückzudrehen. In dieser Stellung kann dann nochmals durch Drehen des Rades der leichte Lauf geprüft werden. Durch Hin- und Herschieben oder Kippen des Rades wird auch das axiale Spiel fühlbar. Man muß sich



(1056) Ausbau eines Außenringes.



(1057) Ausbau des anderen Außenringes.

(1058) Lagerung  
des Losrades eines Förderwagens.

(1059) Einbau der Kegelrollenlager.

davor hüten, die Mutter zu fest anzuspannen, da sonst so hohe Kräfte im Inneren der Lager entstehen, daß eine starke Wärmeentwicklung auftritt und die Rollen an den Bordflächen fressen. Ebenso bedenklich ist eine zu große Luft, da das Rad dann wackelt oder „flattert“ und die Laufbahnen hohen Kantenbelastungen ausgesetzt werden, wenn sie rein kegelig geformt sind.

Der Einbau von Kegelrollenlagern wird dadurch besonders erschwert, daß die Rollen nicht sofort an dem Bord des Innenringes zur Anlage kommen, sondern sich erst nach längerer Betriebszeit in die Endstellung hineinschrauben. Um diese Verhältnisse zu klären, wurde die Anstellung der Kegelrollenlager zunächst unter ruhender Last vorgenommen. Später wurden mit der gleichen Belastung die gleichen Lager erneut montiert,

jedoch unter gleichzeitigem Rütteln und Drehen an dem Gehäuse. Es zeigte sich, daß gegenüber dem ersten Einbau noch eine weitere Verschiebung von 0,05—0,10 mm möglich war. Eine Erklärung für diese Erscheinung liegt darin, daß sich die stillstehenden Rollen der axialen Verschiebung zwischen den Laufbahnen mit der Reibung der Ruhe widersetzen, während die Reibung bei Rüttelung wesentlich vermindert wird. Die richtige Anlage der Rollen kann also nicht ohne weiteres erkannt werden. Dieser Zustand führt leicht zu Täuschungen. Infolgedessen ist es zweckmäßig, wenn ein geringes Spiel verlangt wird, den Außenring über den in horizontaler Lage befindlichen Innenring zu stülpen, da die Rollen unter ihrem Eigengewicht bei zwangloser Bewegungsmöglichkeit von vornherein an dem Bord anliegen. Vorbedingung für eine gleichmäßige richtige Anstellung ist der lose Sitz des kleineren, außenliegenden und daher anzustellenden Innenringes. Läßt sich dieser Ring zu schwer verschieben, so geht das Gefühl für die richtige Anstellung verloren; man weiß dann nicht, ob der Widerstand beim Anziehen der Mutter durch die Kegelflächen der Lager oder durch die Reibung des Innenringes auf dem Zapfen hervorgerufen wird. Vor dem Aufschieben des Rades müssen die freien Räume neben den Lagern etwa bis zur Mitte mit Fett gefüllt werden. Nach Eintreiben des Sicherungsstiftes für die Achsmutter wird die Verschlußkappe oder der Deckel — teilweise mit Fett gefüllt — verschraubt.

Der Ausbau geht folgendermaßen vor sich: Deckel, Sicherungsstift, Mutter und Sicherungsscheibe werden gelöst. Dann wird das Rad ein wenig nach außen gezogen und wieder zurückgedrückt, damit der äußere Innenring zu fassen ist. Danach kann das Rad ganz abgezogen werden. Hierbei nimmt die Dichtung gewöhnlich den anderen Innenring mit.

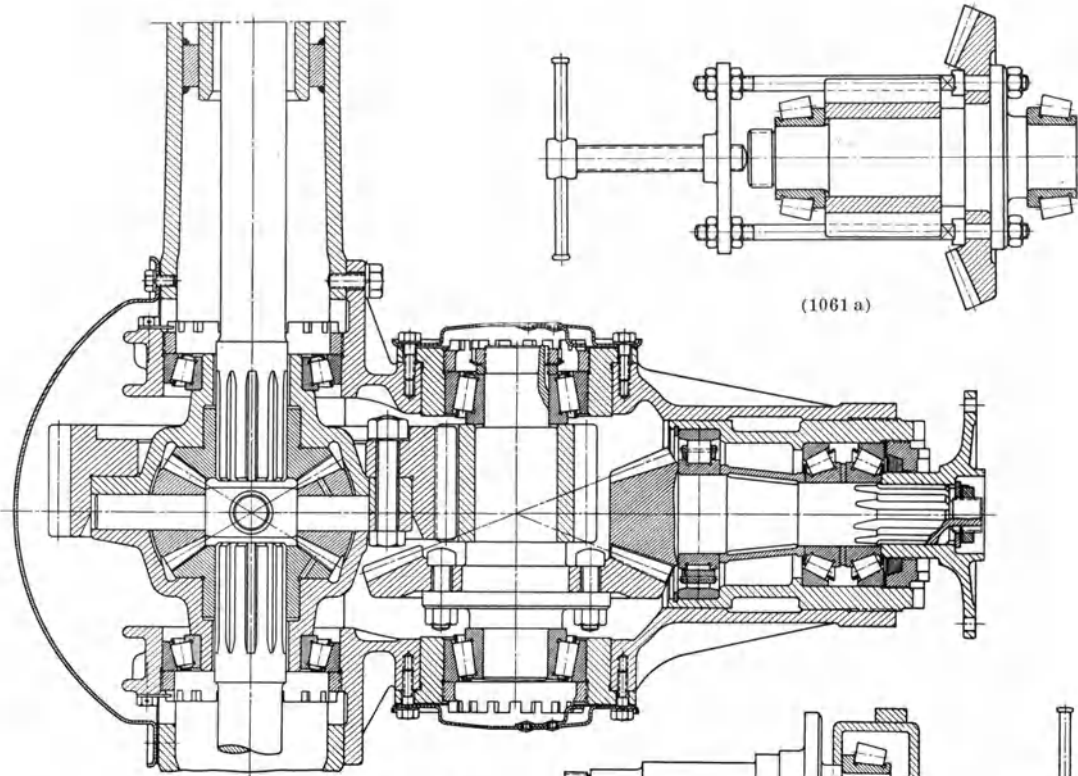
Sitzt dieser Ring zu fest, dann wird die Dichtung aus der Nabe herausgezogen. Innenring und Dichtung müssen für sich entfernt werden. Die Außenringe können durch Druck auf eine Scheibe, die auf der zugänglichen großen Seitenfläche aufliegt, herausgepreßt werden (1056). Wenn eine einteilige Scheibe nicht verwendet werden kann, wird zweckmäßigerweise eine Vorrichtung entsprechend (1057) benutzt.

Die Angaben über den Einbau der Lager bei dem Vorderrad gelten auch für das Losrad eines Förderwagens (1058). Die Einzelteile in der Reihenfolge ihres Einbaues werden in Bild (1059) gezeigt.

### 5,262 Kraftwagenhinterachse.

Auch bei der Verwendung von Kegelrollenlagern an anderen Stellen, wie z. B. für die Lagerung des Differentials und des Hinterachsantriebes (1060) ergeben sich die gleichen Maßnahmen beim Ein- und Ausbau. Ein Unterschied besteht nur darin, daß bei den Lagern des Antriebes die Innenringe Preßsitz erhalten, während die Außenringe lose sitzen. In diesen Fällen muß also die Anstellung über einen der Außenringe vorgenommen werden. Bei der Lagerung des Antriebsritzels ist nach der fast spielfreien Einstellung der Kegelrollenlager, die außerhalb des Hinterachsgehäuses vorgenommen werden kann, die Einstellung der axialen Lage des Ritzels in einem Gewinde des angeflanschten Gehäuses durchführbar. Dabei wird aber an dem Zustand der Lagerung selbst nichts geändert.

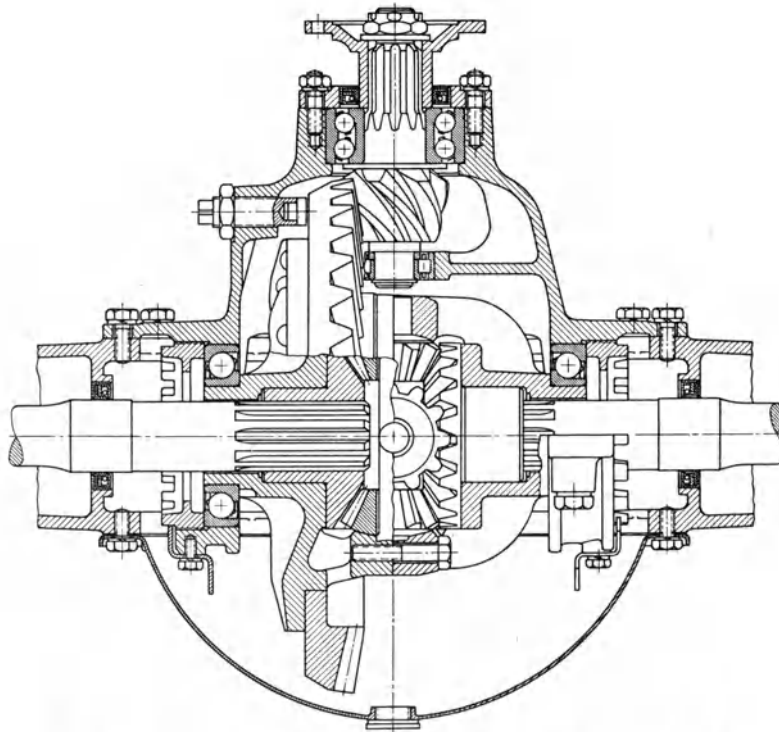
Der Ein- und Ausbau von Kegelrollenlagern mit festsitzenden Innenringen und lose sitzenden Außenringen geht z. B. bei der Zwischenwelle folgendermaßen vor sich: Der Zusammenbau der Welle mit dem Kegelrad, dem Stirnrad und den Innenringen kann außerhalb des Gehäuses erfolgen. Die Innenringe werden in normaler Weise in kaltem oder angewärmtem Zustande aufgepreßt. Die Außenringe können vorher in die Büchsen gesetzt und mit diesen über die Innenringe geschoben werden, nachdem die Welle in das Gehäuse eingelegt ist. In diesem Falle ist nicht nur die Luft der Lagerung richtig einzustellen, sondern auch das bogenverzahnte Tellerrad so zu verschieben, daß sich ein genauer Eingriff ergibt. Das Rad muß daher erst die richtige Stellung erhalten, bevor das Spiel der Lagerung selbst geregelt wird. Zu diesem Zweck ist der eine Außenring zu lockern und der andere gleichzeitig anzuziehen.



(1060) Lagerung des Hinterachsantriebes eines Lastwagens.

(1061 a—b) Abziehen der Innenringe der Zwischenwelle.

(1061 b)



(1062) Lagerung des Hinterachsantriebes eines Personenkraftwagens.



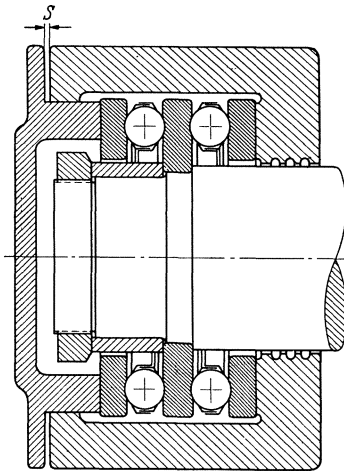
Nach Lösen der Kopfschrauben können die Büchsen mit den Außenringen herausgezogen werden. Der Ausbau der Innenringe erfolgt außerhalb des Hinterachsgehäuses. Die Abziehvorrichtung für den einen Innenring greift hinter das Zahnrad (1061a). Eine ähnliche Vorrichtung dient zum Abziehen des anderen Innenringes (1061b). Da die Außenringe einen losen Sitz haben, lassen sie sich von Hand aus der Bohrung der Büchsen schieben.

Die Anstellung der Differentiallager Bild (1062) ist ebenfalls schwierig, weil sowohl das Lagerspiel als auch das Zahnspiel eingestellt werden muß. Es hat sich als zweckmäßig erwiesen, folgendermaßen vorzugehen:

Zunächst wird mit dem Lager auf der Tellerradseite das Zahnspiel eingestellt. Dabei bleibt dieses Lager spannungsfrei, weil immer ein gewisses Zahnspiel notwendig ist. Jetzt wird das Lager auf der anderen Seite angestellt. Dadurch kann eine mehr oder weniger große Vorspannung in den Lagern erzeugt werden, die aber gleichzeitig eine Vergrößerung des Zahnspiels bewirkt. Diese kann als Maßstab für die Lager Vorspannung dienen, um eine genügende Starrheit zu erzielen und eine Verklemmung zu vermeiden.

### 5,27 Einbauen von Längslagern.

Bei der Montage von Längslagern sollte immer geprüft werden, ob die Laufrillen der Scheiben rechtwinkelig zur Welle liegen. Dies geschieht für die Wellenscheibe zweckmäßigerweise mit einer Meßuhr beim Drehen der Welle. Außerdem muß untersucht werden, ob die Gehäusescheiben konzentrisch und parallel zur Wellenscheibe liegen. Ein geeignetes Spiel wird dadurch erreicht, daß die Scheiben mittels des Gewindedeckels zunächst ohne Gewalt spielfrei eingestellt werden. Darauf wird der Deckel oder die Mutter je nach der Lagergröße und Gewindesteigung um 10—30 mm, bezogen auf den Umfang der Wellenscheibe, zurückgedreht. Bei einer Bauart mit Flanschdeckel wird die Einstellung des Spiels wie in Bild (1063) vorgenommen. Der Deckel wird leicht angespannt und die Luft „S“ gemessen. Dann wird der Zwischenraum durch eine Scheibe ausgefüllt, die um 0,05—0,10 mm — je nach der Lagergröße — dicker ist als die vorher gemessene Luft. Dieses Einpassen wird am besten vor der Montage vorgenommen bei vertikal stehendem Gehäuse.



(1063) Einbau von Längslagern.

### 5,3 Schmiermittelfüllung.

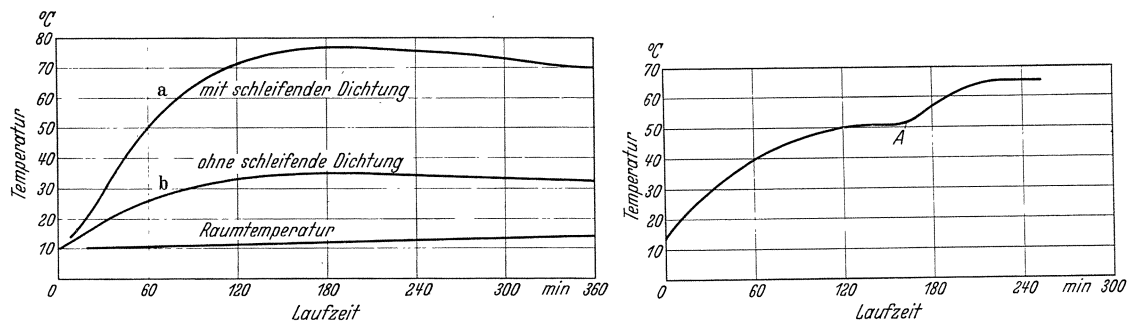
Bei Verwendung von Fett ist es in den meisten Fällen angebracht, das Schmiermittel sofort bei der Montage in das Lagergehäuse einzufüllen. Bei geringer Drehzahl kann fast der ganze freie Raum ausgefüllt werden, wenn ein Heraustreten von Fett keine Störung hervorruft. Bei hoher Drehzahl muß die Fettmenge bedeutend geringer sein, da das Schmiermittel sonst zu stark durchgerührt wird und beim Lauf durch die Dichtung tritt. Als allgemeine Richtlinie kann in den meisten Fällen die Vorschrift befolgt werden, daß etwa  $\frac{2}{3}$  des freien Raumes neben den Lagern mit Fett zu füllen ist. Das Lagerinnere muß beim Einbau mit Fett vollgepackt werden, damit die Schmierung schon beim ersten Anlauf gesichert ist. Trockene Laufbahnen fressen sofort.

Für solche Lagerungen, die in größeren Mengen gleichartig hergestellt werden, ist im allgemeinen die günstigste Füllung bekannt und festgelegt. Wenn aber neue Maschinen montiert werden, ist es zweckmäßig, die Schmiermittelmenge nach Versuchen zu bemessen, da sonst leicht eine unzulässig hohe Temperatur und eine Verflüssigung des Fettes eintritt. Bei Ölschmierung muß die geeignete Schmiermittelmenge in fast allen Fällen durch eine Laufprüfung festgestellt werden. Die Abhängigkeit der Temperatur

von der eingefüllten Ölmenge geht aus Bild (852) hervor. Die geeignete Schmiermittelmenge läßt sich am besten an Hand einer Temperaturkurve bestimmen.

### 5,4 Laufprüfung.

Nach der Montage ist der einwandfreie Lauf zu prüfen. Meistens kann von Hand untersucht werden, ob sich die Welle leicht drehen läßt. Hemmungen können durch Fehler des Lagers oder des Einbaues hervorgerufen sein. Wenn die Gehäuse auf unabhängigen Unterlagen montiert werden, kann eine so große Schiefstellung vorkommen, daß die Labyrinthringe schleifen. Dieser Zustand ruft hohe Temperatur und starken Verschleiß hervor und kann sogar ein Blockieren der Lagerung zur Folge haben. Aus diesem Grunde ist es erforderlich, die Labyrinthgänge nach erfolgtem Zusammenbau zu untersuchen, ob an allen Stellen genügend Luft vorhanden ist.



(1064) Einfluß schleifender Dichtungen beim Inbetriebsetzen einer Maschine.

(1065) Unregelmäßiger Temperaturverlauf — Zeichen für Fehler.

Zu stramm sitzende Filzringe oder Ledermanschetten rufen ebenfalls ein starkes Bremsen hervor. Von Anfang an sollte daher eine zu starke Spannung schleifender Dichtungen vermieden werden. Die anschließende Prüfung muß zunächst bei möglichst geringer Drehzahl erfolgen, um irgendwelche Fehler rechtzeitig vor einer Zerstörung zu erkennen. Dann kann die Geschwindigkeit allmählich gesteigert werden, bis die betriebsmäßige Drehzahl erreicht ist.

In vielen Fällen — vor allen Dingen bei hohtourigen Spindeln — ist die Leistungsaufnahme oder die erreichte Drehzahl ein gutes Kriterium für die einwandfreie Ausführung der Lagerung.

Nach Möglichkeit sollte gleichzeitig eine Temperaturkurve aufgenommen werden, um den einwandfreien Lauf der Lager richtig zu beurteilen. Wenn die Temperatursteigerung gleichmäßig verläuft und die maximale Temperatur als zulässig angesehen wird, etwa wie in Bild (1064) Linie a und b, kann die Lagerung als in Ordnung befindlich betrachtet werden. Nach einer Betriebszeit von mehreren Stunden, je nach der Lagerart, wird der Höhepunkt erreicht. Dann folgt ein allmähliches Sinken der Temperatur, falls alle Teile in Ordnung sind. Wenn die Temperatursteigerung unwahrscheinlich hoch ist, muß ein Probelauf ohne schleifende Dichtungen vorgenommen werden, um festzustellen, ob etwa die Ursache von den Lagern ausgeht. Bild (1064) zeigt an einem aus der Praxis genommenen Fall den starken Einfluß der Filzringreibung. Wie aufschlußreich der Verlauf der Temperatursteigerung ist, geht aus der Kurve (1065) hervor, die bei einem Versuchslauf mit Rollenlagern aufgenommen wurde. Man sieht, daß der Verlauf an der Stelle A eine Störung erfährt. Wie sich bei der Untersuchung herausstellte, war das Kalkseifenfett bei dieser Temperatur flüssig geworden und hatte die anomale Temperatursteigerung hervorgerufen.

Als Richtlinie dafür, welche Temperatursteigerung bei Wälzlagern verschiedener Art erwartet werden kann, sind im Kurvenblatt (550), (551) einige Beispiele aufgeführt. Die Werte gelten für den Beharrungszustand bei eingelaufenen Lagern, bester Schmierung und durchschnittlichen Einbau- und Kühlverhältnissen.

## 6 Wartung der Wälzlager.

### 6,1 Aufgabe der Wartung.

Durch die Wartung soll der betriebsfähige Zustand der Lager solange wie möglich erhalten werden. Es sind daher alle Einflüsse auszuschalten, die die Lebensdauer in irgendeiner Weise beeinträchtigen können. Im Gegensatz zu Gleitlagern erfordern Lager mit Rollkörpern in den meisten Fällen eine unbedeutende Wartung, da sie eine hohe Betriebssicherheit besitzen, wenn die Dichtung zuverlässig eine Verschmutzung verhindert. Der Bedarf an Schmierstoff ist gering. Nur in Ausnahmefällen muß der Wartung besondere Aufmerksamkeit gewidmet werden. Wenn trotzdem ausführlich auf die Maßnahmen eingegangen wird, die bei der Wartung der Wälzlager zu beachten sind, so geschieht dies, um ein „Zuviel“ zu verhindern und das Gefühl für solche Fälle zu stärken, bei denen größere Vorsicht am Platze ist. Außerdem werden Wege gezeigt, um die Beschädigung eines Lagers rechtzeitig zu erkennen. Dies ist wegen der Betriebssicherheit und mit Rücksicht auf die Kosten von Bedeutung, da eine im Anfangszustand erkannte Beschädigung die Gefahr einer plötzlichen Betriebsstockung beseitigt, und in den meisten Fällen die Ursache mit Sicherheit beurteilen läßt, ganz abgesehen davon, daß eine Wiederinstandsetzung des Lagers ermöglicht wird. Aus diesem Grunde sind in einem besonderen Abschnitt die wichtigsten Zerstörungsursachen an Hand von Bildern ausführlich erläutert.

Die Wartung der Wälzlager soll sich beziehen

- auf die Beobachtung des Zustandes der Lager,
- auf die Schmierung und Reinigung der Lager, und
- auf die Untersuchung und Instandsetzung.

Auch wenn bei der Laufprüfung unmittelbar nach der Montage oder bei der Inangsetzung der Maschine ein einwandfreier Lauf der Lager festgestellt wurde, kann es zweckmäßig und manchmal sogar notwendig sein, sich laufend von ihrer einwandfreien Beschaffenheit zu überzeugen. Dies muß entweder im Betrieb oder im ausgebauten Zustand geschehen. Bei allen stationären Maschinen ist eine Kontrolle der Lager während des Betriebes in den meisten Fällen dadurch möglich, daß das Geräusch oder die Temperatur der Lager beobachtet wird.

### 6,2 Überwachen.

#### 6,21 Abhören.

Durch Abhören der Lager kann eine gute Kontrolle ausgeübt werden. Schon ganz geringfügige Fehler sind feststellbar. Voraussetzung ist aber eine gewisse Übung, um diejenigen Geräusche ausscheiden zu können, die nicht von den Wälzlagern herrühren. Wieweit die Empfindlichkeit beim Abhören getrieben werden kann, geht daraus hervor, daß auch ganz kleine Schälungen in der Größe eines Stecknadelkopfes bei den Laufprüfungen der Wälzlagerfabriken regelmäßig entdeckt werden. Selbst wenn die vom Lauf der Wälzlager herrührenden Töne durch die übrigen Maschinengeräusche überlagert werden, ist dieses Verfahren anwendbar, weil ein geübtes Ohr meistens in der Lage ist, eine genügende Unterscheidung vorzunehmen. Da die Prüfung mit ganz einfachen Mitteln vorgenommen werden kann, sollte von ihr viel mehr Gebrauch gemacht werden als es heute geschieht. Die im freien Handel käuflichen Hörrohre, die das Geräusch verstärkt weitergeben, sind vielfach nicht erforderlich. Wichtig ist, daß möglichst ein und dieselbe Person ständig mit dieser Aufgabe betraut wird, damit

sich das Gehör auch an feine anomale Geräusche gewöhnt. Da die Prüfung nur eine kurze Zeit erfordert und mit einfachen, billigen Mitteln vorgenommen werden kann, wenn die Lagerstellen überhaupt zugänglich sind, sollte sie ganz besonders bei großen Lagern und solchen Lagerstellen, die für die Aufrechterhaltung eines Betriebes wichtig sind, angewendet werden. Bei ganz großen Lagern ist das Objekt in preislicher Hinsicht so bedeutend, daß es sich lohnt, eine Beschädigung im Anfangsstadium zu erkennen. Damit ist in den meisten Fällen ein Austausch des Lagers in einer den Betrieb nicht störenden Zeit und eine Instandsetzung durchführbar. Eine überraschende Stilllegung der Maschine kann vermieden werden.

### **6,22 Temperaturkontrolle.**

Eine andere Möglichkeit, den Zustand der Lager zu erkennen, besteht darin, die Temperatur laufend zu verfolgen. Auch dieses Verfahren läßt sich normalerweise nur bei stationären Maschinen durchführen, wenn die Betriebsverhältnisse nicht allzusehr schwanken, weil sonst ein Vergleich zu falschen Schlußfolgerungen Anlaß geben kann. Grundsätzlich sollte man sich nicht mit dem Ablesen der Temperatur zu irgendeinem Zeitpunkt begnügen, sondern die festgestellten Werte in Form einer Kurve auftragen, weil dann ein Vergleich mit einem weiter zurückliegenden Zustand vorgenommen werden kann. Wenn irgendeine Störung auftritt, wird die Temperatur nicht nur höher, sondern auch unregelmäßiger. Bei betriebswichtigen Maschinen und bei großen Lagern sollte man daher neben der Abhörkontrolle die Temperaturprüfung einschalten. Sie ist besonders dann zu empfehlen, wenn das Abhören nicht durchgeführt werden kann.

### **6,23 Prüfung des Schmiermittels.**

Bei den meisten Fahrzeuglagern kann weder die Temperaturkontrolle, noch die Geräuschprüfung vorgenommen werden. In diesen Fällen bleibt dann nichts anderes übrig, als von Zeit zu Zeit die Lager auszubauen und auf ihren Zustand zu untersuchen. Dies ist immer notwendig, wenn die Betriebssicherheit durch einen Lagerschaden gefährdet werden kann, wie z. B. bei Achslagern von Schienenfahrzeugen. Oft kann man sich damit begnügen, die Deckel zu öffnen oder die Gehäuse zu entfernen. Wenn auch das Lager nicht vollkommen besichtigt werden kann, so ist es doch möglich, den Zustand der Laufbahnen wenigstens teilweise zu erkennen. Bei einer Schälung oder einer Ausbröckelung werden nämlich die Splitter von den Rollkörpern überwalzt und rufen feine Eindrücke hervor. Diese sind ein Zeichen dafür, daß eine weitergehende Untersuchung erforderlich ist. Vor einem Ausbau des Lagers sollte man dann nicht zurückschrecken. Auch der Zustand des Fettes oder Öles kann einen Anhalt geben für bestimmte Fehler. Stark verschmutztes Schmiermittel läßt darauf schließen, daß entweder von außen Schmutz eingedrungen ist oder ein Verschleiß in den Lagern eingetreten ist. Eine dunkle Farbe des Fettes ist an sich noch kein Beweis für eine Beschädigung, solange das Fett noch durchsichtig ist, da die Einwirkung der Temperatur oft eine Verfärbung herbeiführt. Anders ist es jedoch, wenn beim Zerreiben des Fettes auf der Hand ein schwarzer Fleck festgestellt werden kann. Bei einem Bruch oder einem Verschleiß mischen sich die feinen Spänchen mit dem Schmiermittel und sind in diesem deutlich erkennbar. Bei Ölschmierung kann die Kontrolle des Lagerzustandes im allgemeinen dadurch geschehen, daß das verbrauchte Öl abgelassen wird. Aus seinem Aussehen ist ein Rückschluß auf den Zustand des Lagers möglich. Diese Prüfung sollte nicht nach längerem Stillstand, sondern während des Betriebes oder unmittelbar nach dem Stillsetzen der Maschine erfolgen, damit die Verunreinigungen keine Zeit haben, sich abzusetzen. Aus diesem Grunde muß die Ölablaßschraube an der tiefsten Stelle des Gehäuses angebracht werden. Diese Kontrolle ist vor allen Dingen bei großen oder schwer zugänglichen Lagern zu empfehlen, über deren Zustand man laufend ein klares Bild haben möchte.

### **6,24 Kontrolle der Lebensdauer.**

Wenn auch in den meisten Fällen eine Kontrolle über die Laufzeit der Lager schwer durchführbar sein dürfte, soll doch an dieser Stelle auf den großen Wert einer solchen

Feststellung hingewiesen werden, weil damit nicht nur Rückschlüsse auf die mögliche Zerstörungsursache, sondern auch ein Vergleich der Qualität möglich sein würde. Die Voraussetzung dafür ist aber, daß die Laufzeit wirklich einwandfrei festgestellt werden kann. Schätzungen sind nicht nur unbrauchbar, sondern irreführend. Irgendwelche Maßnahmen für eine Änderung können davon nicht abhängig gemacht werden. Bei wirklich einwandfreier Beobachtung würde man aber ein gutes Bild über die Streuung der Lebensdauer erhalten und Untersuchungen einleiten können über die Möglichkeiten, die eine Verbesserung in dieser Beziehung ergeben können.

### 6.3 Schmierer.

#### 6.31 Schmierperiode.

Die Nachschmierung ist in gewissen Zeiträumen in Abhängigkeit von den Betriebsverhältnissen vorzunehmen. Im allgemeinen ist die Gefahr einer zu reichlichen Füllung größer als ein Schmiermittelmangel. Wenn die Dichtung ein Heraustreten verhindert, ist der Verbrauch an Öl oder Fett außerordentlich gering. Die Nachschmierung kann daher in großen Zeiträumen erfolgen. Sie sollte immer von der Wirkung der Dichtung abhängig gemacht werden. Wenn das Schmiermittel nicht durch die Dichtung austreten kann und die Temperaturen gering sind, bei Kalkseifenfetten unter  $50^\circ$  und bei Alkalifetten unter  $70^\circ$ , so ist mit einer Veränderung der Qualität des Fettes erst nach langer Laufzeit zu rechnen. Man kann dann unbedenklich für die Zeit zwischen einer und der anderen Nachschmierung 50—100 Millionen Umdrehungen und mehr zugrunde legen, je nach der Lagerart und Lagergröße. Dies bedeutet bei 1000 U/min, also 60000 Umdrehungen in der Stunde, eine Betriebszeit von etwa 800 bzw. 1600 Stunden. In vielen Fällen wird eine bedeutend längere Laufzeit erreicht werden können. Dies sollte aber durch Untersuchung der Fettmenge und des Zustandes des Schmiermittels festgestellt werden. Es ist immer zweckmäßig, nicht von starren Richtlinien auszugehen, sondern sich den gegebenen Verhältnissen so gut wie möglich anzupassen.

Bei neueren Versuchen der SKF Göteborg mit Lagern für ortsfeste Elektromotoren und normale Betriebsverhältnisse wurde festgestellt, daß verhältnismäßig hoch belastete Lager in kürzeren Zeitabständen geschmiert werden müssen als gering beanspruchte Lager. Für Rollenlager waren im allgemeinen kürzere Schmierperioden erforderlich als für Kugellager. Auch die Bauart der Käfige beeinflußt die Zeit zwischen den Nachschmierungen. Gestanzte Käfige sind wegen ihres geringen Gewichtes, ihrer kleinen Gleitflächen und großen Hohlräume besonders gut für Fettschmierung geeignet und ermöglichen daher längere Schmierperioden als Massivkäfige.

Wenn man die Zeit zwischen je zwei Nachschmierungen in Anzahl Umdrehungen ausdrückt, ergeben sich für ortsfeste Motoren folgende Werte:

Lagerart	Schmierperiode
Pendelrollenlager, mittelschwere Reihe mit Massivkäfig . . . . .	$50 \cdot 10^6$ U
Zylinderrollenlager, mittelschwere Reihe mit Massivkäfig . . . . .	$100 \cdot 10^6$ U
Kugellager, mittelschwere Reihe mit Massivkäfig . . . . .	$200 \cdot 10^6$ U
Kugellager, mittelschwere Reihe mit gestanztem Blechkäfig . . . . .	$300 \cdot 10^6$ U

Die obigen Richtwerte gelten für Lager unter  $d = 200$  mm Bohrung und über  $d = 50$  mm. Für größere Lager sollte die Zeit abgekürzt werden, für kleinere Lager ist eine Verlängerung bis zu 50% zulässig.

Aus dem Schaubild (1066) ist die Laufzeit zwischen zwei Schmierungen in Monaten ersichtlich bei Tag- und Nachtbetrieb und  $n = 300$ — $3000$  U/min.

Wenn die Dichtung einwandfrei arbeitet und die Drehzahl gering ist, wird ein Ersatz des Fettes nur durch seine Haltbarkeit bestimmt. In staubigen Betrieben ist eine häufige Nachschmierung angebracht. Falls die Gehäuse mit Wasser in Berührung kommen, ist eine Erneuerung des Fettes nach kurzer Zeit zweckmäßig.

Bei Lagern mit geringer Drehzahl kann das Gehäuse zur Verbesserung der Dichtung mit Fett vollgepackt und oft nachgeschmiert werden, um einen Überdruck zu erzeugen, der das Eindringen von Wasser oder Staub verhindert. Die Betriebsverhältnisse bestimmen daher sowohl die Laufzeit von einer Nachschmierung bis zur anderen als auch die Fettmenge. Es ist deshalb nicht möglich, allgemein gültige Vorschriften aufzustellen. Eine gewisse Richtlinie besteht in der Regel, daß die Fettmenge um so kleiner sein soll, je höher die Drehzahl ist. Keineswegs ist es angebracht, mehr Fett in ein heiß laufendes Lager zu drücken, da hierdurch die entgegengesetzte Wirkung wie bei Gleitlagern hervorgerufen wird. Eine große Fettfüllung ist nur zulässig, wenn die Drehzahl gering ist und der durch die Dichtung austretende Schmierstoff keinen Schaden anrichten kann. Am besten ist es daher, für jede Lagerstelle einen Schmierplan aufzustellen, in welchem die Zeit der Nachschmierung und die Menge angegeben ist.

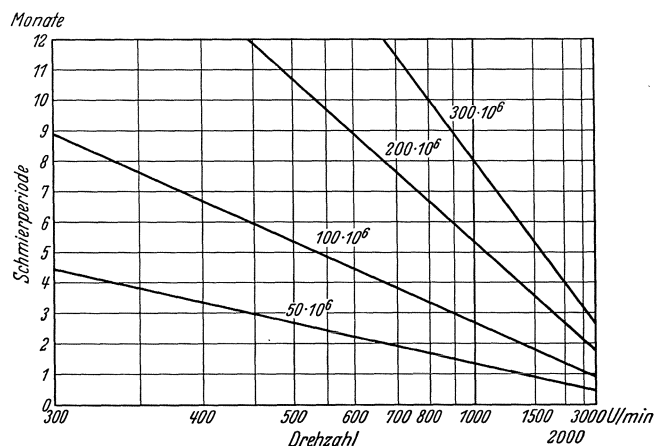
Bei Ölschmierung liegen die Verhältnisse einfacher. Wird ein Tropföler verwendet, so muß dafür gesorgt werden, daß im Anfang die richtige Menge eingestellt wird. Läuft das Öl um, so kommt es ebenfalls darauf an, schon bei der Inbetriebsetzung der Maschine die Schmiermittelmenge so zu regeln, daß der günstigste Zustand erzielt wird. In den meisten Fällen ist es zweckmäßig, einen Ölstandsanzeiger anzubringen, der die kleinste und größte zulässige Menge erkennen läßt. Dabei darf man nur vom Stillstand der Maschine ausgehen, weil ein großer Teil des Öles in das Lager

hineingezogen wird, sobald die Maschine in Betrieb gesetzt wird. Wenn die Ölmenge weder durch einen Ölstandsanzeiger noch durch einen Tropfölerbehälter zu erkennen ist, muß darauf geachtet werden, ob die Dichtung einwandfrei arbeitet. Ist dies der Fall, dann kann die zur Verfügung stehende Ölmenge lange Zeit benutzt werden. Ein interessantes Beispiel dafür ist die Rollenlagerspindel (690), bei welcher eine Füllung für 5000 Betriebsstunden genügt, trotzdem die Drehzahl etwa 10000 U/min beträgt. In diesem Falle werden also ohne Nachfüllung 3000 Millionen Umdrehungen erreicht. Bei Lagerstellen in staubigen Betrieben müssen die Labyrinthgänge von Zeit zu Zeit mit Fett gefüllt werden. Diese Schmierung ist unabhängig von der der Lager und muß in viel kürzeren Zeiträumen erfolgen, weil das nachgedrückte Fett den Spalt ausfüllen und verschmutztes Fett wieder herausdrücken soll. Die Nachschmierung des Labyrinths muß aber während der Drehung vorgenommen werden, da sonst nur der in der Nähe des Schmierloches liegende Teil des Spaltes neues Fett erhält.

### 6,32 Schmiermittelsorten.

Die für die Schmierung vorgesehene Ölart wird meistens von seiten des Herstellers vorgeschrieben. Wenn dies nicht der Fall ist, kann jedes gute Maschinenöl zur Anwendung kommen. Eine Schwierigkeit bei der Beschaffung besteht nicht, weil genügend brauchbare Ölarten auf dem Markte sind. Bei sehr hoher Drehzahl und hoher Temperatur sind Spezialöle erforderlich. In dem ersteren Falle kommen sog. Spindelöle und in dem letzteren Heißdampfzylinderöle in Betracht, deren genaue Charakteristik von den Herstellern der Maschine angegeben werden sollte.

Die im Handel erhältlichen Fettsorten sind von unterschiedlicher Güte. Auch ein und dieselbe Marke ist nicht immer beständig. Deshalb ist es empfehlenswert, nur die von der Maschinenfabrik vorgeschlagene Fettsorte zu verwenden. Wenn keine Richtlinien vorliegen, sollte man sich an die Wälzlagerfirmen wenden, um ein brauchbares

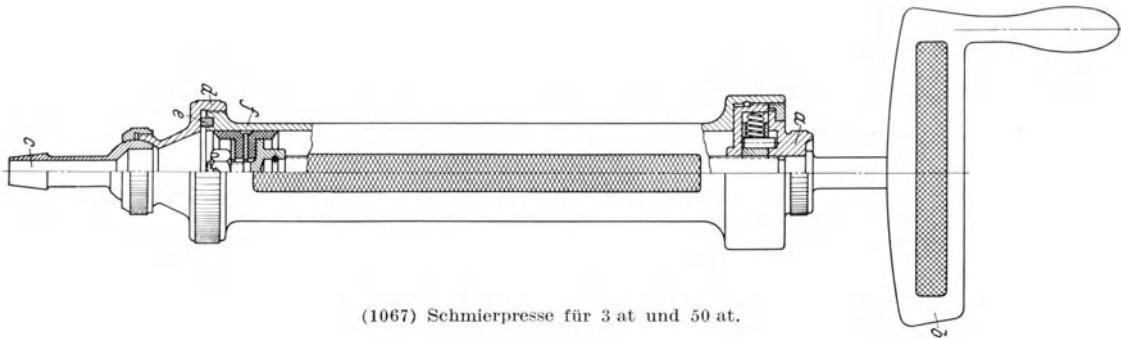


(1066) Schmierperioden in Monaten für verschiedene Lagerarten bei Tag- und Nachtbetrieb.

Fett zu erhalten. Entscheidend für die Wahl des einen oder anderen Fettes ist die Lagertemperatur (s. Abschnitt 4,427 Richtlinien für die Auswahl des Schmiermittels, S. 331).

### 6,33 Schmiergeräte.

Das Nachfüllen von Fett kann von Hand geschehen, wenn die Gehäuse durch Abnehmen eines Deckels oder der Gehäuseoberhälfte leicht zugänglich sind. Wurden Schmieröffnungen vorgesehen, dann empfiehlt sich die Verwendung einer Schmierpresse. Für diese Pressen werden besondere Nippel geliefert, die sich unter dem Druck des Fettes öffnen und unter Federdruck wieder schließen, sobald der Druck zurückgeht. Beim Ansetzen der Schmierspritze sind die Nippel vorher zu reinigen, damit der darauf sitzende Staub nicht in das Lagergehäuse gedrückt wird. Schmierschrauben sollten an einem Kettchen gesichert sein, da bei einem Verlust damit zu rechnen ist, daß sie lange Zeit nicht ersetzt werden. Ganz besondere Vorsicht ist geboten, wenn die Gehäuse geöffnet werden müssen. Dann sollte die Außenfläche erst mit einer Drahtbürste gereinigt werden. Offenstehende Gehäuse sind sorgfältig vor Staub und Feuchtigkeit zu schützen.



Die meisten Schmiergeräte sind als Hochdruckpressen ausgebildet, bei denen der Druck nur unter Verwendung eines Differentialkolbens mit einer Kolbenfläche von etwa  $\frac{1}{4}$  cm<sup>2</sup> erreicht werden kann. Das Schmiervermögen derartiger Pressen ist daher ziemlich gering, etwa 1 ccm je Kolbenhub. Der Druck wird also auf Kosten der Schmiermenge erzielt. Zur Schmierung von Wälzlagern genügt aber im allgemeinen ein Druck von 2–3 at. Nur in einzelnen Fällen ist es notwendig, das Fett durch Kanäle oder Rohrleitungen zu drücken. Dann dürfte der erforderliche Druck kaum mehr als 50 at betragen. Diesen Verhältnissen wird die in Bild (1067) dargestellte Schmierpresse gerecht, da sowohl mit 3 at als auch mit 50 at gearbeitet werden kann, wenn das auf der Kolbenspindel befindliche Gewinde in Eingriff gebracht wird. Durch das Drehen der Riffelscheibe *a* um 180° nach rechts oder links läßt sich die Spindel ein- oder ausrücken. Ist die Spindel ausgeschaltet, dann kann der Kolben mittels des Griffes *b* von Hand verschoben und eine große Schmiermittelmenge gefördert werden. Für einen Druck von mehr als 3 at kann die Schmierpresse durch einige einfache Handgriffe umgestellt werden. Die Schmierpresse wird daher normalerweise mit je einer Düse für Niederdruck und Hochdruck geliefert. Sie faßt etwa 200 g.

### 6,4 Reinigen.

Bei Ölschmierung ist ein Ausbau der Lager zum Zwecke der Reinigung nicht erforderlich, weil es möglich ist, das Lager während des Betriebes oder im Leerlauf gründlich mit leichtflüssigem Öl durchzuspülen. Meistens genügt es sogar, das verbrauchte Öl durch neues zu ersetzen. Ein Ausbau der Lager kommt daher bei Ölschmierung nur in Frage, wenn der Zustand des Lagers einwandfrei festgestellt werden muß.

Wenn die Dichtung eine Verschmutzung des Schmiermittels zuverlässig verhindert, genügt das Nachpressen von neuem Fett, solange das alte noch brauchbar ist. Die

Reinigung ist nicht zu umgehen, wenn irgendeine Verschmutzung beobachtet wird, weil sich sonst nach kurzer Zeit Verschleiß bemerkbar macht. Man sollte sich dann nicht damit begnügen, das alte Fett zu entfernen, sondern eine gründliche Säuberung des ausgebauten Lagers vornehmen.

Als Waschmittel kann Benzin, Benzol, Trichloräthylen oder Petroleum verwendet werden, das letztere nur, wenn es vollkommen säurefrei ist. Trichloräthylen kann auch in Räumen mit offenem Feuer angewendet werden, da es nicht brennbar ist. Die Flüssigkeit muß häufig filtriert werden, damit die ausgewaschenen Verunreinigungen nicht wieder in die Lager kommen können. Wenn keine automatischen Wascheinrichtungen zur Verfügung stehen, sollten Behälter mit einem Doppelboden verwendet werden, damit das Aufrühren des unten abgesetzten Schmutzes unmöglich gemacht wird. Vorrichtungen solcher Art lohnen sich immer im Interesse der Betriebssicherheit. In solchen Betrieben, die ständig eine größere Anzahl von Lagern zu untersuchen und zu reinigen haben, sind Apparate am Platze, bei denen das Waschmittel unter Druck den rotierenden Lagern zugeführt werden kann und eine ständige Filtrierung des Waschmittels erfolgt.

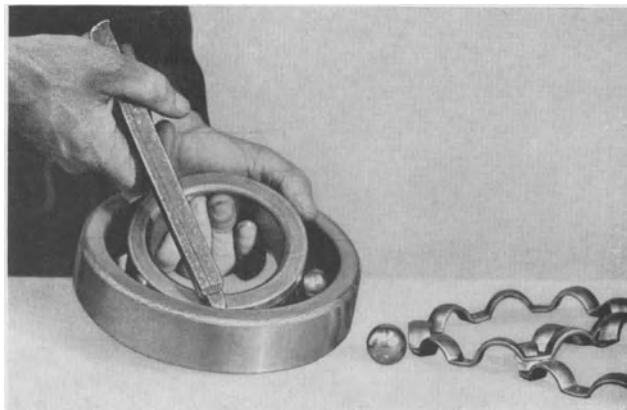
Nach dem Auswaschen müssen die Lager so gut wie möglich abgetrocknet und sofort eingölt werden, damit ein Verrosten vermieden wird. Lager, die nicht anschließend eingebaut werden, sind vor Staub und Feuchtigkeit zu schützen und in einem trockenen Raum aufzubewahren. Viele Lager werden dadurch unbrauchbar, daß sie offen in der Werkstatt herumliegen.

## 6,5 Untersuchen.

### 6,51 Zerlegen der Lager.

Auch wenn die Lager nur zum Zwecke der Reinigung ausgebaut wurden, ist eine Untersuchung über ihren Zustand zweckmäßig. Je frühzeitiger ein Fehler entdeckt wird, um so besser ist es für den Betrieb, da eine plötzliche Stilllegung der betreffenden Maschine oder des Fahrzeuges vermieden wird. Meistens ist dann auch die Ursache der Beschädigung leicht zu erkennen und eine Instandsetzung der Lager möglich.

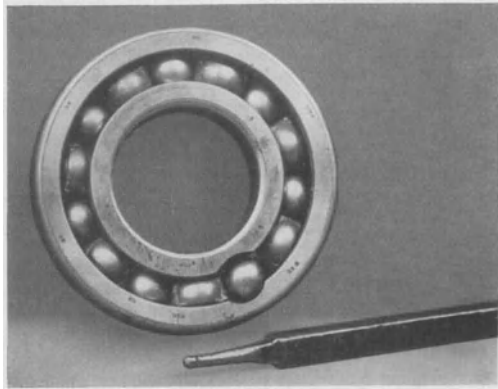
Im allgemeinen ist es nicht erforderlich, die Lager in ihre Einzelteile zu zerlegen, da die Kontrolle der Luft und des Laufes und die Besichtigung der Laufflächen bei genügender Erfahrung und sorgfältiger Prüfung einen ziemlich sicheren Rückschluß auf den Zustand der Lager ermöglicht. Bei Rillenkugellagern ist eine weitergehende Prüfung ohne Zerstörung des Käfigs nicht möglich. Bei Schulterkugellagern, Schrägkugellagern, Zylinderrollenlagern, Kegelrollenlagern und Pendellagern kann der eine Laufring abgezogen oder geschwenkt werden, so daß eine genaue Untersuchung der Laufbahn des einen Ringes und sämtlicher Rollkörper durchgeführt werden kann. Die Spuren einer Beschädigung zeigen sich oft auch an den anderen Stellen. Die feinen Splitter irgendeiner Schälung, Ausbröckelung oder eines Bruches werden überwalzt und rufen deutlich sichtbare Eindrücke in den Laufbahnen der Ringe und Rollkörper hervor, außerdem erzeugen sie einen unregelmäßigen und rauhen Lauf. Verschleiß kann an der matten Färbung der Laufspur und der Luftvergrößerung erkannt werden. Eine gefährliche Korrosion durch Wasser oder Säure ist gewöhnlich auch außen an dem Lager oder auf den Rollkörpern kenntlich.



(1068) Zerlegen eines Radialagers.



Wenn trotzdem irgendwelche Zweifel über den Zustand bestehen, sollte das Lager zerlegt werden. Bei einigen Lagerarten ist eine Zerstörung des Käfigs nicht zu umgehen,



a



b

(1069 a–b) Zerlegen eines einreihigen Rillenkugellagers mit Einfüllöffnung.

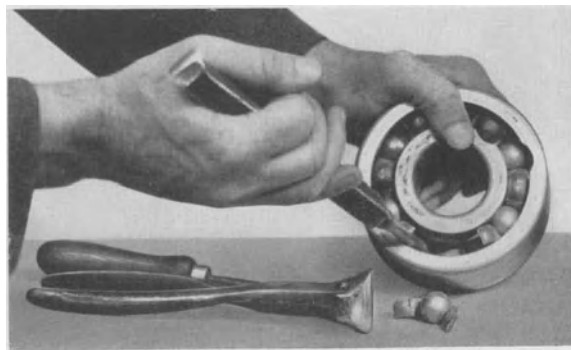
bei anderen können alle Teile auseinandergenommen und wieder zusammengesetzt werden. Da sowohl im Interesse der Untersuchung als auch der Instandsetzung eine unnötige



a



b



c

(1070 a–c) Zerlegen eines zweireihigen Rillenkugellagers mit Einfüllöffnung.

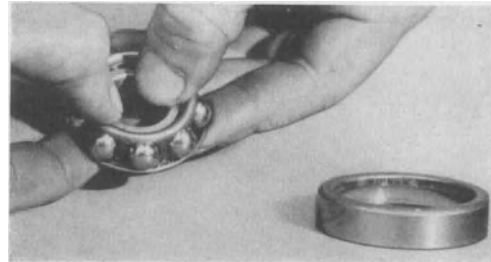
Beschädigung nach Möglichkeit vermieden werden sollte, sind in dem folgenden Abschnitt die Verfahren beim Zerlegen der Lager an Hand von Bildern beschrieben.

Bei einem Radiallager mit vernietetem, gestanztem Käfig müssen zunächst die Nietköpfe unter einer kleinen Bohrmaschine vorsichtig entfernt werden. Dann schiebt

man die Kugeln nach einer Seite und hebt an der gegenüberliegenden Stelle den Innenring kräftig an, gleichzeitig wird der Außenring mit einem Dorn in der in Bild (1068) gezeigten Weise deformiert. Sobald eine Kugel heraus ist, lassen sich die anderen leicht entfernen.



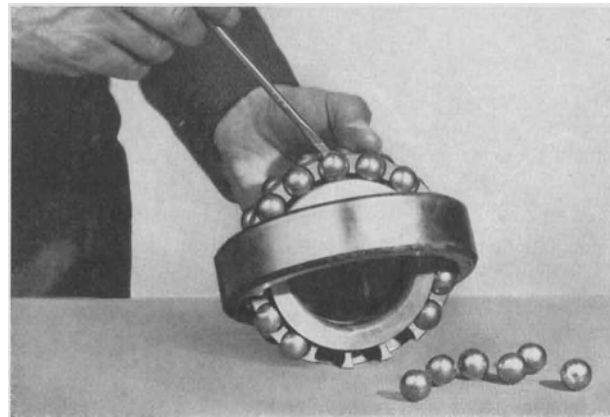
a



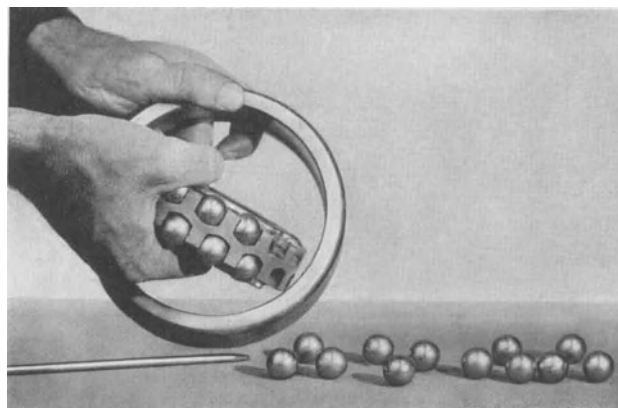
b

(1071 a–b) Zerlegen eines Schulterkugellagers.

Ein Rillenkörper mit Einfüllöffnung und Wellenkäfig kann nicht zerlegt werden, ohne den Käfig zu beschädigen. Bei einem einreihigen Lager werden zunächst die Einfüllnuten genau gegenübergestellt, so daß eine Kugel gerade vor der Öffnung liegt (1069a). Dann wird diese von der anderen Seite her zwischen Käfig und Innenring hindurch mit einem Dorn herausgedrückt (1069b). Der Wellenkäfig eines zweireihigen Lagers muß an zwei nebeneinanderliegenden Stellen aufgeschlitzt werden, wobei die dazwischen befindliche Kugel gerade vor der Einfüllöffnung liegt (1070a). Dann wird diese Kugel zusammen mit dem abgeschnittenen Käfigstück herausgezogen (1070b). Die freigelegte Stelle erlaubt es, die nach außen liegenden Kugeln der anderen Reihe nacheinander herauszudrücken (1070c) in derselben Weise wie in (1069b). Der Ausbau eines zweireihigen Schräglagers mit einteiligen Laufringen wird in derselben Weise vorgenommen. Der Außenring eines Schulterkugellagers kann leicht abgezogen werden (1071a). Der Innenring läßt sich aus dem Käfig von Hand herausdrücken (1071b). In ähnlicher Weise erfolgt das Zerlegen eines einreihigen Schräglagers. Beim Pendelkugellager wird der Außenring geschwenkt und dann mit einem stumpfen, weichen Schraubenzieher von entsprechender Größe eine Kugel nach der anderen aus den nach außen offenen Taschen gedrückt (1072a). Es genügt, wenn aus jeder Reihe unter 180° versetzt oben und unten 3 Kugeln herausgenommen werden. Der Innenring mit dem Käfig und den übrigen Kugeln kann dann in der in Bild (1072b) gezeigten Stellung entfernt werden.



a

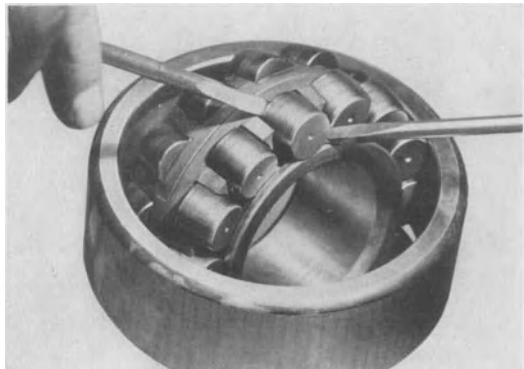


b

(1072 a–b) Zerlegen eines Pendelkugellagers.

Der normale Kammkäfig eines Zylinderrollenlagers läßt sich nur öffnen, wenn die Nietköpfe beseitigt werden. Dies geschieht am besten auf einer kleinen Bohrmaschine. Bei Verwendung von Hammer und Meißel wird der Käfig beschädigt. Bei einem Kegelrollenlager muß der Käfig aufgeschnitten werden, um die Rollen herausnehmen zu können.

Die Zerlegung eines Pendelrollenlagers kann mit einfachen Werkzeugen in folgender Weise vorgenommen werden. Man dreht



a



b

(1073 a–b) Zerlegen eines Pendelrollenlagers.

zunächst den Käfig so weit, bis eine Rolle vor der Einfüllnut des Innenringes liegt. Dann wird die Rolle in der in Bild (1073a) gezeigten Weise mit der vorderen Kante auf diese Nut geschoben und mit dem zwischen Käfig und Rollenseitenfläche angesetzten Schraubenzieher herausgedrückt. Es genügt, wenn aus jeder Reihe unter 180° versetzt oben und unten 3 Rollen entfernt werden. Der Innenring mit dem Käfig und den übrigen Rollen kann dann in der in Bild (1073b) gezeigten Weise herausgenommen werden.

## 6,52 Lagerschäden und ihre Ursachen.

### 6,521 Einleitung.

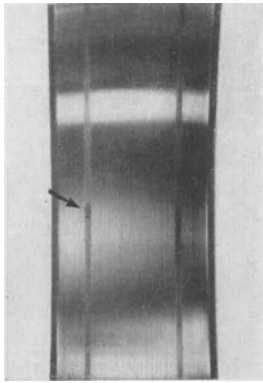
Als Ursache für die Zerstörung von Wälzlagern werden in den meisten Fällen Werkstoff- oder Herstellungsfehler angenommen. Jahrelange eingehende Untersuchungen haben jedoch gezeigt, daß die Güte des Materials und die Sorgfalt der Herstellung der Wälzlager einen hohen Grad von Vollkommenheit erreicht haben. Da es auch für den Verbraucher von großer Wichtigkeit ist, die häufigsten Fehler erkennen zu können, sollen im folgenden an Hand von Bildern typische Beschädigungen gezeigt und ihre Ursache und Wirkung beschrieben werden. Sicherlich ist es für eine Maschinenfabrik wichtiger, einen Fehler wirklich zu erkennen, um ähnliche Beanstandungen zu vermeiden, als für das eine oder andere Lager kostenlos Ersatz zu erhalten, durch den zwar der Einzelfall kaufmännisch erledigt ist, ohne daß aber die Ursache des Übels beseitigt wäre.

Oft stößt man auf die Ansicht, daß die Gefahr eines Bruches der Rollkörper sehr groß ist. Demgegenüber kann darauf hingewiesen werden, daß die Bruchfestigkeit 20–30 mal so hoch ist wie die größte Belastung einer Kugel unter normalen Verhältnissen. Schon STRIBECK fand, daß die Bruchlast in keinem Verhältnis steht zur Tragfähigkeit der Lager. Wenn Brüche von Kugeln oder Rollen vorkommen, so ist die in den weitaus meisten Fällen die Folgeerscheinung einer anderen Beschädigung.

### 6,522 Schälung.

**6,5221 Schälung infolge normaler Ermüdung.** Die wichtigste aber nicht häufigste Erscheinung ist die durch normale Materialbeanspruchung eintretende Ermüdung. In den Bildern (1074a und b) ist der Anfangszustand einer solchen Ermüdung zu sehen.

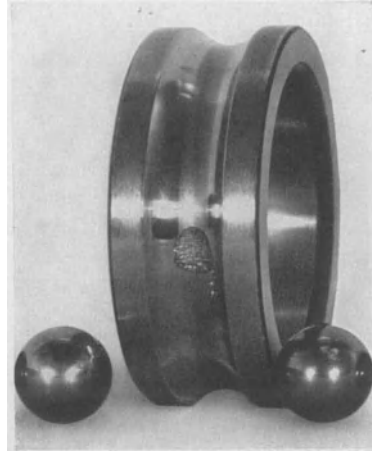
Sie wird mit Schälung bezeichnet, weil sich zuerst an einer örtlich begrenzten Stelle innerhalb der Laufspur eine dünne Schicht der Oberfläche ablöst. Es handelt sich zunächst um einen ganz winzigen Materialeinbruch, der sich jedoch bald verbreitert (1075) und (1076) und schließlich über die ganze Belastungszone im Bereich der Laufspur verläuft (1077)



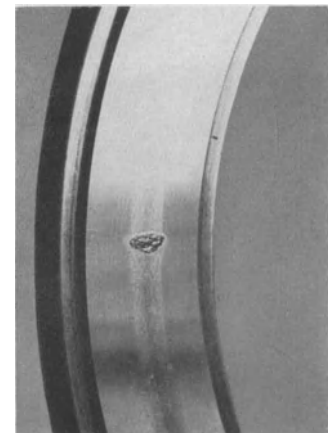
a



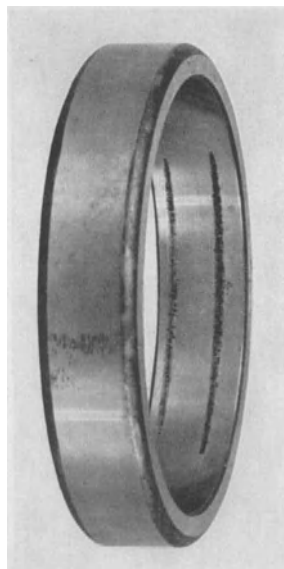
b



(1075) Fortgeschrittene Schälung bei dem Innenring eines Radialagers.



(1076) Fortgeschrittene Schälung bei dem Außenring eines Zylinderrollenlagers.



(1077) Weit fortgeschrittene Schälung bei dem Außenring eines Pendelkugellagers.

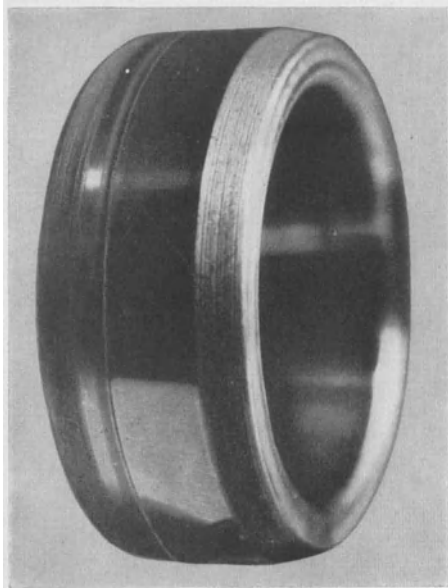


(1078) Ringsherum laufende Schälung bei dem Innenring eines Radialagers.

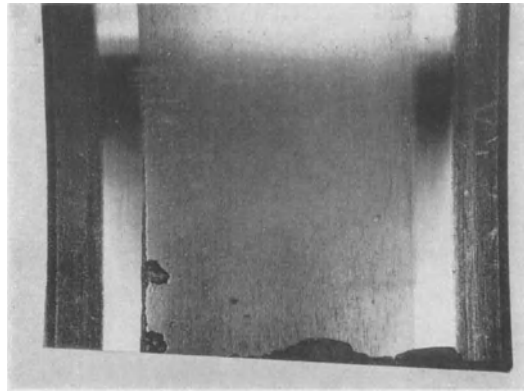
und (1078). Der Beginn der Schälung wird in den wenigsten Fällen rechtzeitig erkannt, obwohl es bei einiger Übung möglich ist, solche Fehler durch Abhören frühzeitig zu entdecken. Meistens ist die Beschädigung schon so weit fortgeschritten, daß die eigentliche Ursache nicht mehr gefunden werden kann, um so weniger als auch die übrigen Teile des Lagers sofort in Mitleidenschaft gezogen werden.

**6,5222 Schälung infolge Kantenbelastung bei starren Lagern.** In vielen Fällen tritt die Materialermüdung vor der rechnermäßig zu erwartenden Lebensdauer ein, wenn durch äußere Einflüsse z. B. Bearbeitungs- oder Einbaufehler, hohe spezifische Zusatzbelastungen hervorgerufen werden. In den Bildern (1079), (1080), (1081), (1082) und (1083) sind die Laufringe von Zylinderrollenlagern gezeigt, bei denen die immer weiter fortgeschrittene Schälung durch Kantenbelastung entstanden ist, offenbar infolge nicht

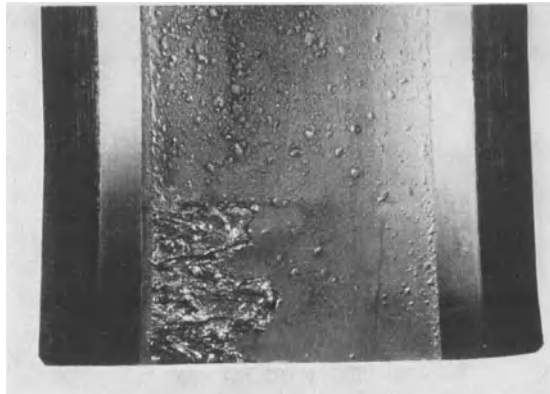
gleichachsiger Lage der Sitzflächen. Derartige Fehler wirken sich besonders bei solchen Lagern aus, die keine Schiefstellung der Welle zulassen. In Bild (1084) ist die Schälung an einem Innenring und einer Rolle eines Kegelrollenlagers gezeigt, die ebenfalls auf **Kantenbelastung** zurückzuführen ist. Man sieht deutlich, daß die Zerstörung von der Kante der Laufbahn ausgegangen ist. Solche Fehler können bereits nach kurzer Laufzeit erkannt



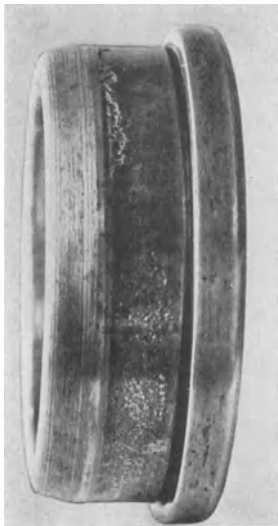
(1079) Beginn der Schälung am Rande der zylindrischen Laufspur eines Innenringes.



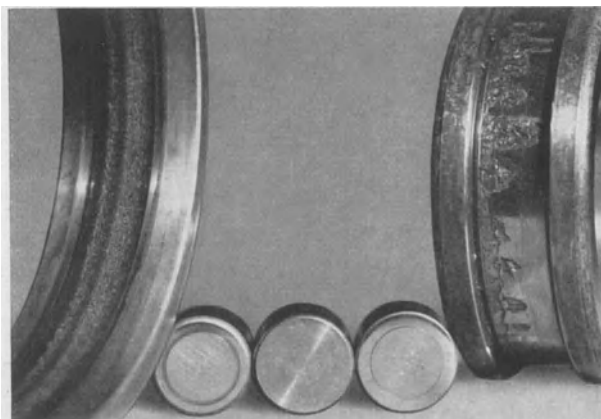
(1080) Beginn der Schälung am Rande der zylindrischen Laufspur eines Außenringes.



(1081) Weiter fortgeschrittene Schälung am Rande der zylindrischen Laufspur eines Außenringes.



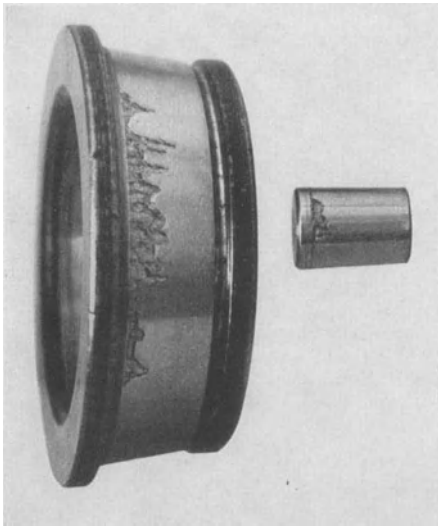
(1082) Weiter fortgeschrittene Schälung am Rande der zylindrischen Laufspur eines Innenringes.



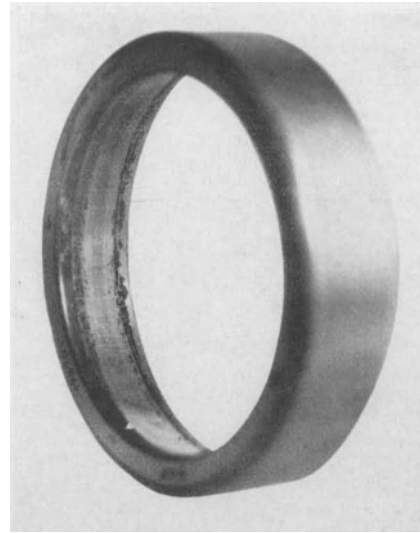
(1083) Sehr weit fortgeschrittene Schälung am Rande einer zylindrischen Laufspur.

werden, da sich die Laufspur infolge der ungleichmäßigen Lastverteilung an der einen Kante stärker ausprägt. Bei Verwendung von starren Rollenlagern ist daher besondere Sorgfalt auf die Bearbeitung der Zubehörteile, auf die Montage und auf die

Vermeidung von Wellenbiegungen zu legen, da schon geringfügige Abweichungen zu hohen Kantenbelastungen und damit zu frühzeitiger Ermüdung des Materials führen



(1084) Von dem Rand der Laufspur ausgehende, weit fortgeschrittene Schälung bei einem Kegelrollenlager-Innenring.



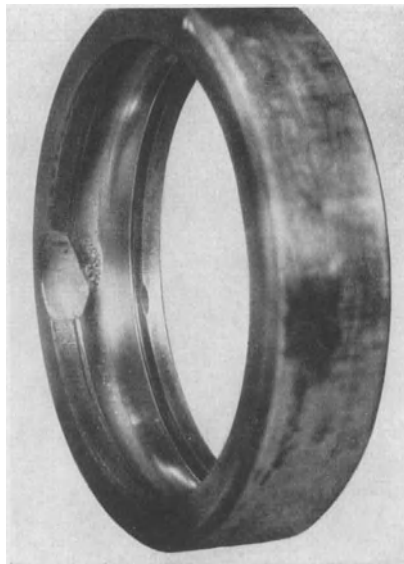
(1085) Schräg zur Laufbahn liegende Laufspur bei einem Zylinderrollenlager-Außenring.

können. Bei Zylinderrollenlagern und Kegelrollenlagern mit einem schwach balligen Laufring ist diese Gefahr behoben. Obwohl die Laufspur in Bild (1085) schräg zur Laufbahn liegt, ist keine Beschädigung eingetreten.

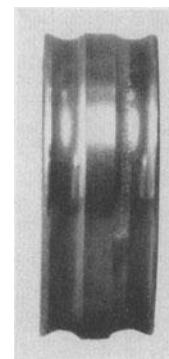
**6,5223 Schälung infolge Verklemmung bei Kugellagern.** Vorzeitige Ermüdung des Werkstoffes kann auch eintreten, wenn die Lager in Achsrichtung oder radial verklemmt



(1086) Ringsherum laufende seitlich versetzt liegende Schälung bei einem Innenring mit Einfüllnut.



(1087) Schälung an der Kante der Einfüllnut eines Außenringes.



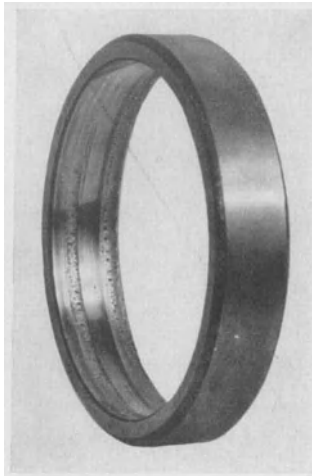
(1088) Schälung an der Kante der Laufrippe eines Pendelkugellager-Innenringes.

werden. Für übermäßig hohe axiale Belastung sind die Bilder (1086) und (1087) ein gutes Beispiel. Die durch die Schälung deutlich sichtbare Laufspur liegt stark nach der einen Seite versetzt im Bereich der Einfüllnut. Auch Bild (1088) läßt diese Ursache der

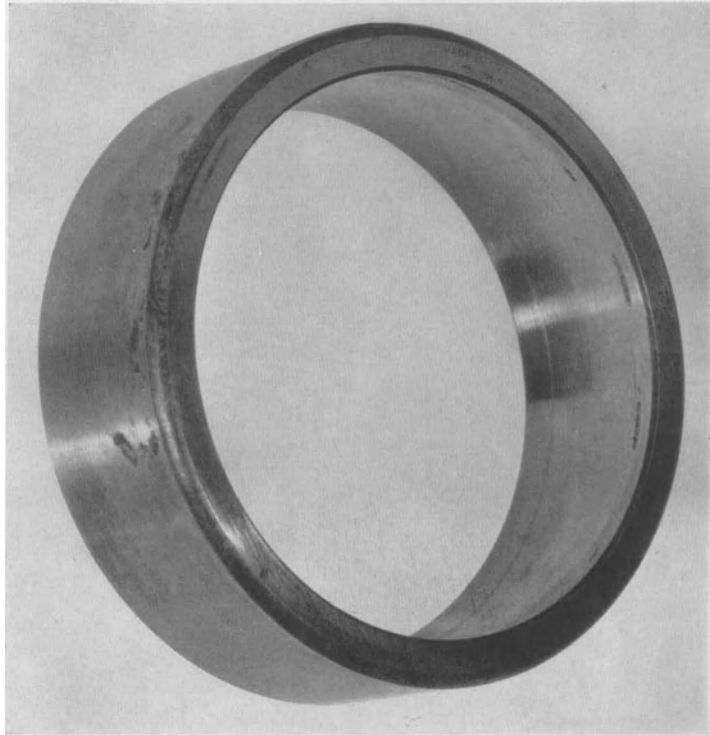
Zerstörung erkennen. Während die eine Laufbahn des Innenringes fast fehlerlos ist, zeigt die andere Laufspur bereits eine starke, unmittelbar an der Rillenkante liegende

(1089) Nach einer Seite versetzt liegende Schälungen bei einem Pendelkugellager-Außenring.

(1090) Schälung in der einen Laufspur eines Pendelkugellager-Außenringes durch fehlerhaftes Gehäuse.

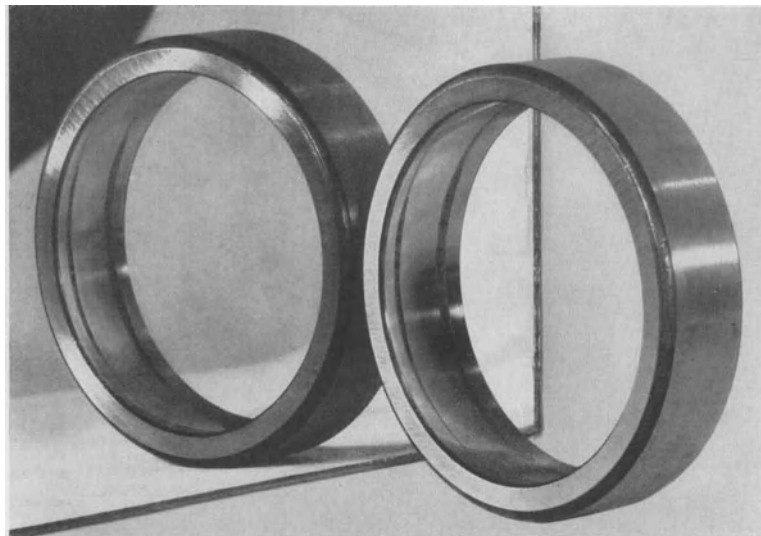


(1089)



(1090)

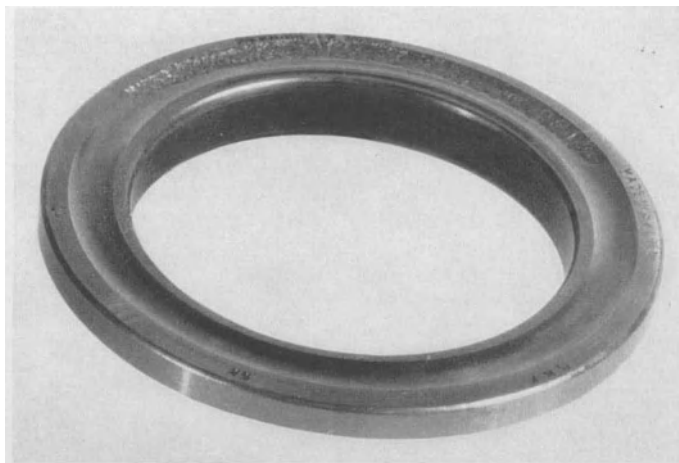
Schälung. Die starke Verschiebung der Laufspuren des Außenringes in Bild (1089) ist auf die gleiche Ursache zurückzuführen. Die Schälung in der einen Laufbahn und die nur



(1091) Diametrale Schälungen in den Laufspuren eines Pendelkugellager-Außenringes infolge Verklebung.

auf dieser Seite liegenden Sitzspuren bei dem Bild (1090) berechtigen zu der Annahme, daß der Außenring in einem fehlerhaften, konischen Gehäuse gesessen hat. Bei ovalverklebten Ringen liegen die Schälungen an gegenüberliegenden Stellen (1091). Um

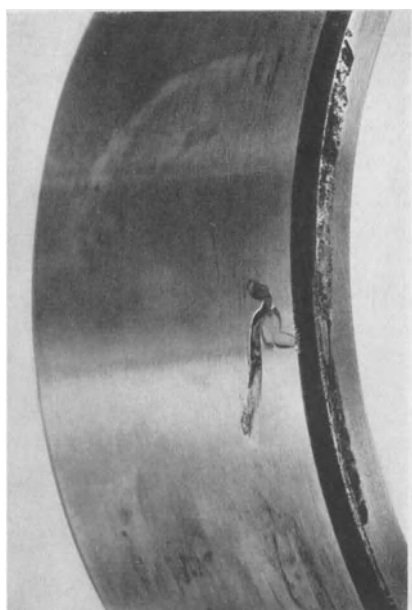
diesen Zustand festhalten zu können, wurde ein Spiegel benutzt. Wenn die Scheiben von Längslagern nicht gleichgerichtet sind, wird die Gehäusescheibe nur an einer Stelle



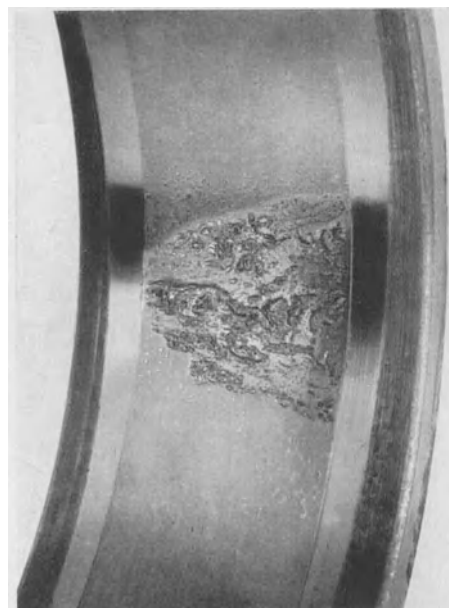
(1092) Schälung in der Laufspur einer Längslagerscheibe.

belastet. Dies führt zu hoher spezifischer Belastung, zu Temperatursteigerung und schließlich zu frühzeitiger Ermüdung (1092).

**6,5224 Schälung infolge schlechter Auflage im Gehäuse.** Wie notwendig es ist, daß die Ringe und Scheiben möglichst gleichmäßig am ganzen Mantel aufliegen, zeigen die



(1093) Abdruck eines Spans auf dem Mantel eines Zylinderrollenlagers.

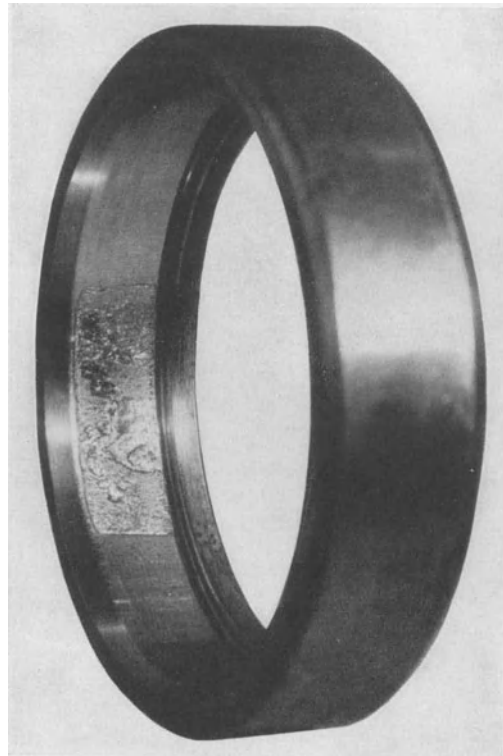
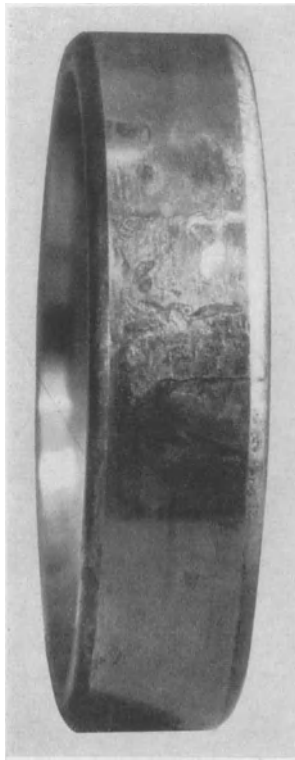


(1094) Der Lage des Spans Bild (1093) entsprechende Schälung.

Bilder (1093) und (1094). Infolge Unachtsamkeit beim Einbau wurde ein großer Span zwischen Außenring und Gehäuse nicht entfernt. Die Form desselben ist am Mantel deutlich abgezeichnet. Da die Aufnahme der Belastung nur an dieser Stelle erfolgen konnte, zeigte sich nach ganz kurzer Zeit in der Laufbahn eine Schälung, die von der Stelle der höchsten Beanspruchung unterhalb des Spanes ausging und sich entsprechend dem Druckverlauf nach der anderen Seite zu verkleinerte. Neben der Schälung sind viele feine Vertiefungen zu sehen. Es handelt sich um Überwältigungen einzelner Splitter, die aus der Schälungszone stammen. Die gleiche Beschädigung muß erwartet werden,



wenn der Außenring infolge schlechter Bearbeitung des Gehäuses ungenügend unterstützt wird. Bild (1095) zeigt eine solche Stelle, die durch Reibrost gekennzeichnet ist.

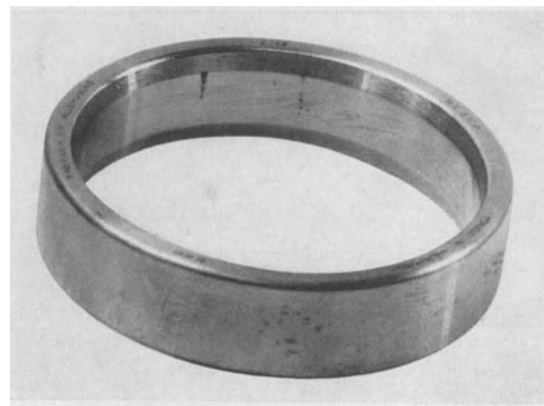
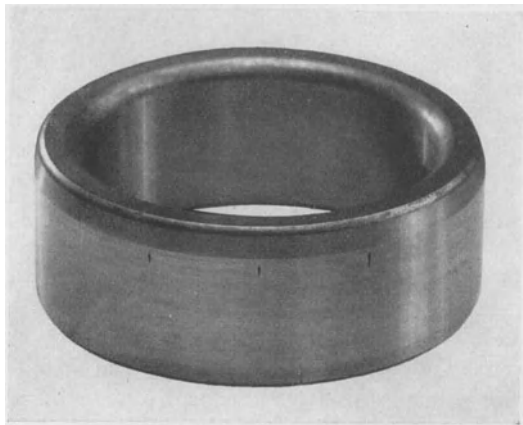


(1095) Stark ausgeprägter Reibrost am Mantel eines Zylinderrollenlagers.

(1096) Der Auflage im Gehäuse Bild (1095) entsprechende Schälung.

Bild (1096) gibt die gleiche Stelle des Ringes auf der Laufbahn wieder. Die Ermüdung wird auch durch die Biegungsbeanspruchung beschleunigt. Entsprechend der Auflage des Ringes ist die Schälung scharf begrenzt.

**6,5225 Schälung infolge Verletzung der Laufbahnen beim Einbau.** Die Laufringe von Zylinderrollenlagern können gegenseitig verschoben werden, ohne daß eine Ver-

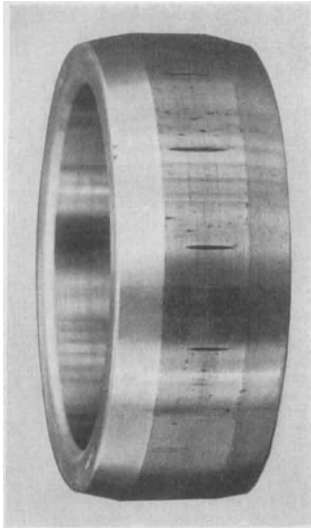


(1097) Feine in Rollenabstand liegende Verletzungen der Laufbahn eines Innenringes.

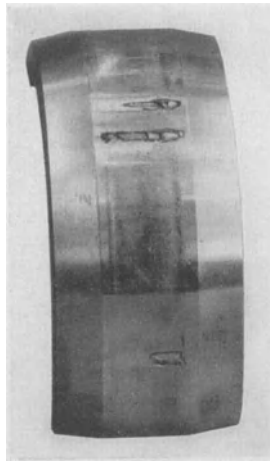
(1098) In Rollenabstand liegende Verletzungen der Laufbahn eines Außenringes.

größerung der Luft eintritt. Hierin liegt ein wichtiger Vorteil, aber auch eine große Gefahr für eine Verletzung der Laufbahnen, wenn die Ringe bei der seitlichen Bewegung

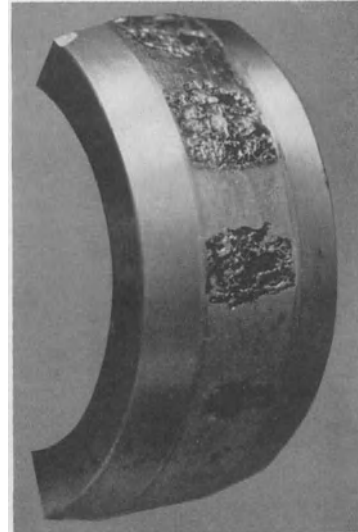
verkantet werden. Schon durch die Erschütterungen beim Transport können Schrammen in den Laufbahnen hervorgerufen werden. Eine ganz besondere Sorgfalt ist bei der



(1099) In Rollenabstand liegende Verletzungen der Laufbahn eines Innenringes.

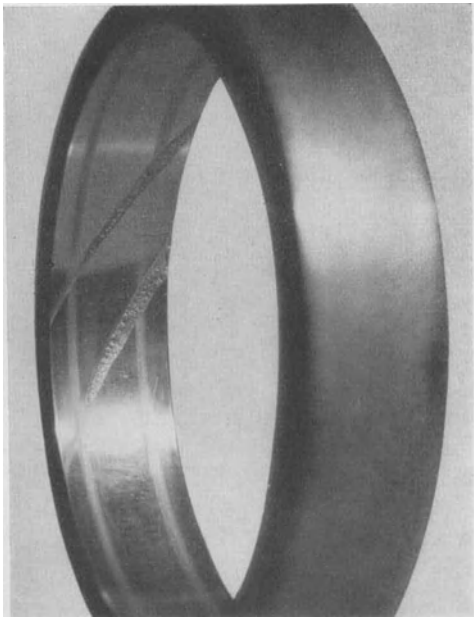


(1100) Fortgeschrittene Ausbröckelung der Laufbahnverletzungen.

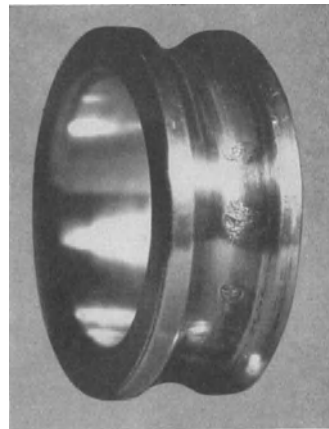


(1101) Weit fortgeschrittene Ausbröckelung der beim Einbau verletzten Stellen der Laufbahn.

Montage von Zylinderrollenlagern erforderlich, wenn die Laufringe gleichzeitig mit anderen Teilen zusammengebaut werden und ein genaues Ausrichten schwierig ist. Werden die Rollen verkantet auf den Laufbahnen verschoben, dann sind Beschädigungen, wie sie in den Bildern (1097), (1098) und (1099) dargestellt sind, nicht zu vermeiden. Selbst wenn die Verletzungen geringfügig sind, führen sie bald zu



(1102) Schräg zur Laufbahn verlaufende Verletzung bei einem Pendelkugellager-Außenring.

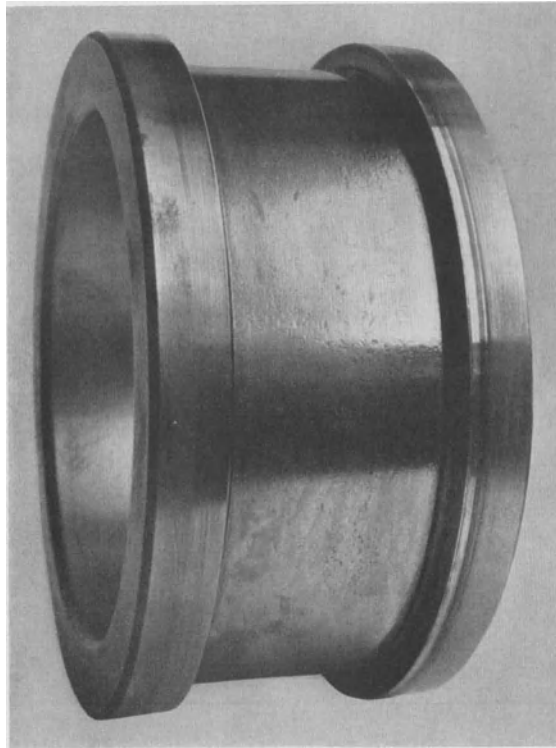


(1103) Schälung an drei Stellen in Kugelabstand.

Schälungen, die sich mehr und mehr verbreitern (1100) und (1101). Das letztere Bild läßt erkennen, daß die Beschädigungen im Rollenabstand liegen. Es kann daher nicht dringend genug angeraten werden, bei der Montage von Zylinderrollenlagern äußerst vorsichtig zu sein.

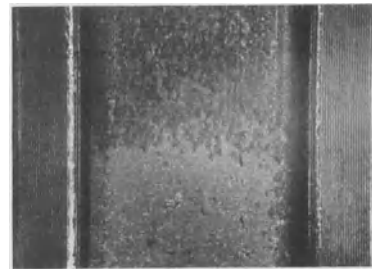
Eine ähnliche Beschädigung der Laufbahn weist der Außenring eines Pendelkugellagers auf, der gewaltsam geschwenkt wurde, so daß die Kugeln tiefe Rillen in der Laufbahn hinterließen (1102).

Wenn der Druck zum Einpressen des Innenringes über den Außenring und die Kugeln auf den Innenring erfolgt, bilden sich leicht in den Laufbahnen kleine Dellen. Die Gefahr einer solchen Beschädigung der Laufbahnen liegt dann besonders nahe, wenn das Lager beim Einbau verkantet wird und infolgedessen zum Aufpressen große Kräfte erforderlich sind. Vorsicht ist auch geboten, wenn beide Laufringe mit Rücksicht auf die Betriebsverhältnisse verhältnismäßig stramm sitzen müssen. Die kleinen Vertiefungen rufen zunächst ein starkes Geräusch hervor und führen später zu Schälungen. Bild (1103) zeigt den Innenring eines Lagers, der auf diese Art und Weise beschädigt wurde.



Die Schälungen liegen genau im Kugelabstand und etwas seitlich von der tiefsten Stelle der Laufrille. Diese Beschädigung tritt besonders leicht bei den Lagern ein, die eine seitliche Anstellung auf Grund ihrer Konstruktion bedingen, wie z. B. Schulterkugellager und Schrägkugellager.

**6,5226 Schälung infolge überwalzter Fremdkörper.** Eine andere Ursache für vorzeitige Materialermüdung liegt in dem Überwalzen von Fremdkörpern (1104a). Dabei können an den betreffenden Laufbahnstellen außerordentlich hohe spezifische Belastungen auftreten. Entweder



a (1104a-b) Eindrücke überwalzter Fremdkörper.

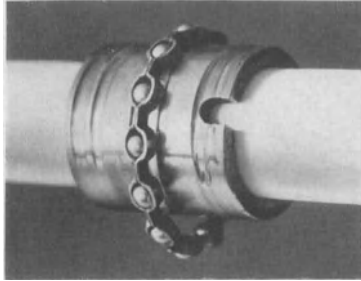
b

führt dies zu einem Eindruck entsprechend der Größe des Fremdkörpers oder zu einem Einbruch in Form einer Ausbröckelung. Befinden sich viele solcher Fremdkörper in einem Lager, dann wird im Laufe der Zeit die Zahl der Eindrücke so groß, daß der Rest der Laufbahn nicht mehr genügt, um den Beanspruchungen standzuhalten (1104b). Es ist daher erforderlich, die Gehäuse und alle Zubehörteile vor dem Einbau sorgfältig zu reinigen und zu entgraten und das Eindringen von Spänen zu verhindern.

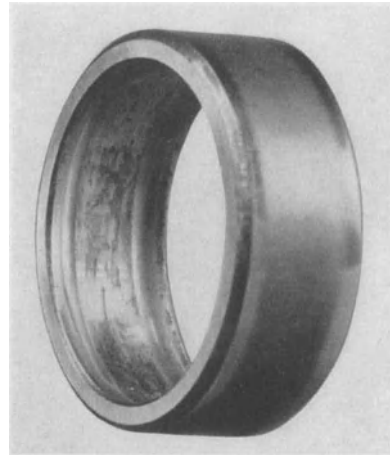
### 6,523 Verschleiß.

**6,5231 Verschleiß infolge Verschmutzung.** Viele Lager werden durch Verschleiß zerstört. Hierbei handelt es sich nicht um eine Schälung oder Ausbröckelung der Oberfläche, sondern um eine ganz allmählich, aber dauernd wirkende Schmirgelung, die durch Staub oder irgendwelche anderen feinen Fremdkörper hervorgerufen werden kann. Wie stark die Wirkung ist, zeigt Bild (1105). Hier ist im Laufe der Zeit bei einem Dreschmaschinenlager zweifellos durch Verschmutzung des Schmiermittels ein derartig großer Verschleiß eingetreten, daß die Laufrillen und Kugeln um mehrere Millimeter in ihrem

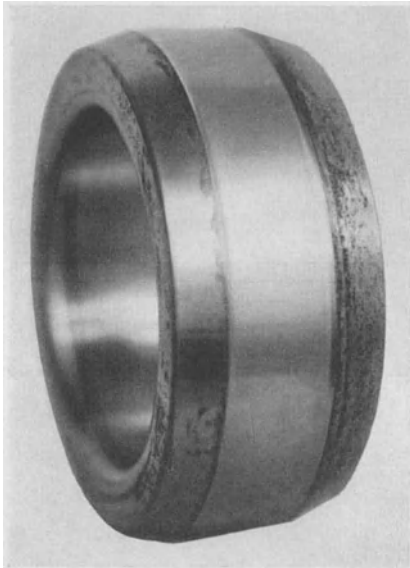
Durchmesser abgenommen haben. Im allgemeinen wird der Verschleiß gleichmäßig in der ganzen Belastungszone auftreten, wie z. B. bei dem Außenring (1106), dem Innenring (1107) und der Bordscheibe (1108). An den Seitenflächen der Rollen zeigt sich der Verschleiß besonders stark, wie die Zylinderrollen (1109a) und die Kegelrollen (1109b)



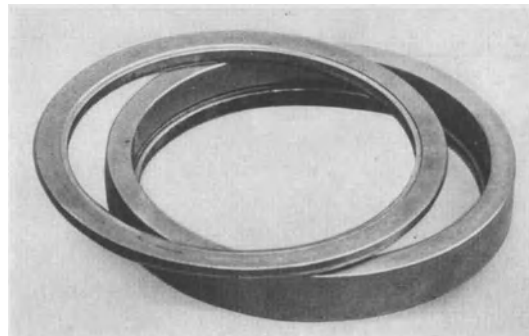
(1105) Starker Verschleiß der Laufrinne und der Kugeln bei einem Dreschmaschinenlager.



(1106) Verschleiß der Laufspuren bei einem Pendelkugellager-Außenring.

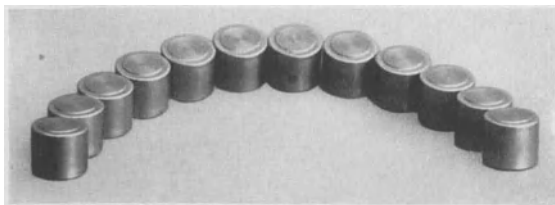


(1107) Verschleiß der Laufspur bei einem Zylinderrollenlager-Innenring.

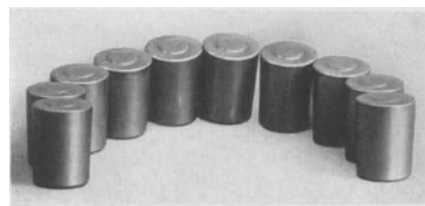


(1108) Verschleiß der Anlagefläche einer Bordscheibe.

erkennen lassen, weil hier reine Gleitreibung vorliegt. Der Verschleiß ist nicht nur an dem vergrößerten Spiel erkennbar, sondern auch an dem matten Aussehen der Laufspur. Würde die starke Wirkung einer nur geringen Verschmutzung in ihrer Bedeutung genügend



a

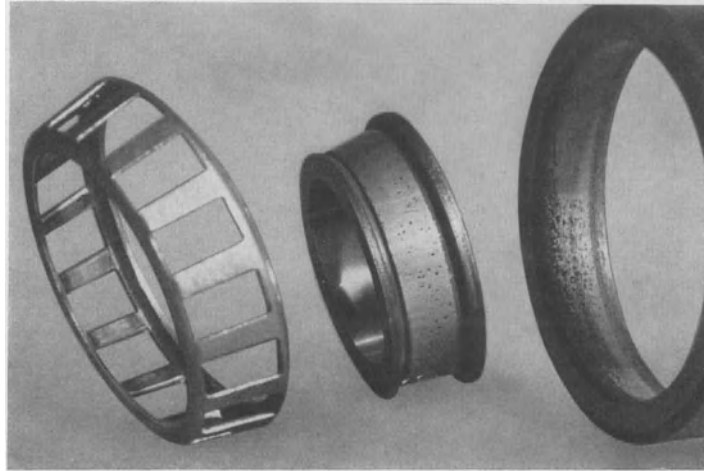


b

(1109 a—b) Verschleiß an den Seitenflächen von Rollen, a Zylinderrollen. b Kegelrollen.

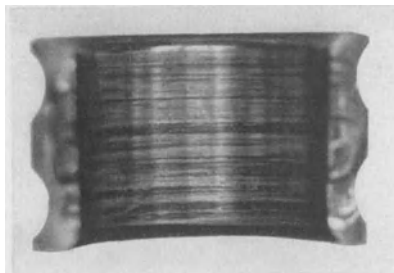
bekannt sein, so würde sicherlich mehr Wert auf eine zweckmäßige Dichtung gelegt werden. Leider wird oft angenommen, daß es sich um eine nicht genügende Härte des Werkstoffes handelt. Demgegenüber sei darauf hingewiesen, daß bei einwandfreiem Schmiermittel und normaler Belastung eines Wälzlagers selbst im Laufe vieler Jahre kein meßbarer Verschleiß beobachtet werden kann.

**6,5232 Verschleiß infolge Rost.** Verschleißfördernde Bestandteile können auch entstehen, wenn sich Rost auf den Laufbahnen bildet, der mit Öl oder Fett vermischt als Schmirgel wirkt. Die Rostpunkte sind dann natürlich nicht mehr an den darauf sitzenden Flocken zu erkennen, sondern als tiefe Narben in der Laufspur (1110). Es ist nur wenig bekannt, daß sich Schmirgel im Lager selbst bilden kann. Bei lose sitzenden

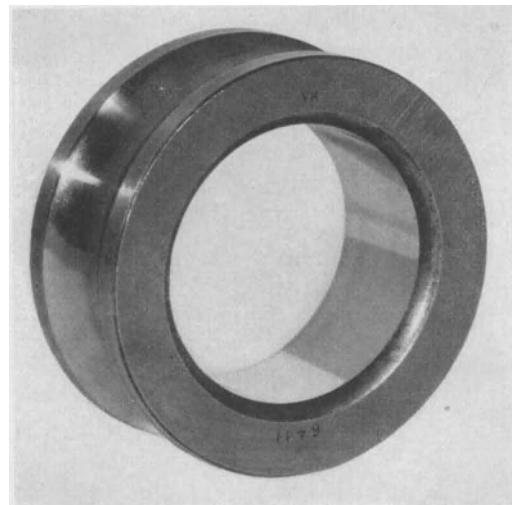


(1110) Verschleiß der Laufspuren eines Kegelrollenlagers infolge Rost.

Laufringen bildet sich Reibrost (s. Abschnitt 4,31 S. 262), der ebenfalls ein vortreffliches Schmirgelmittel (Polierrot) darstellt. Solange sich die Laufringe im Gehäuse oder auf der Welle nicht drehen, ist dieser Reibrost ungefährlich, da er dann nur eine geringfügige Veränderung der Oberfläche herbeiführt. In den Fällen jedoch, wo die Ringe wandern, wird diese Erscheinung zu einer großen Gefahr für die Lager, weil dann die infolge der Gleitbewegung auftretende Schmirgelwirkung schon nach kurzer Zeit einen starken Verschleiß der Sitzflächen hervorruft. Die abgeschabten äußerst feinen Eisenteile, ebenso wie der Reibrost selbst, vermischen sich mit dem Fett und dringen auf diese Art und Weise auch



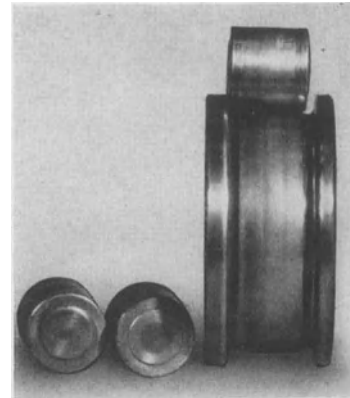
(1111) In Umfangsrichtung verlaufende Riefen in der Bohrung eines Innenringes.



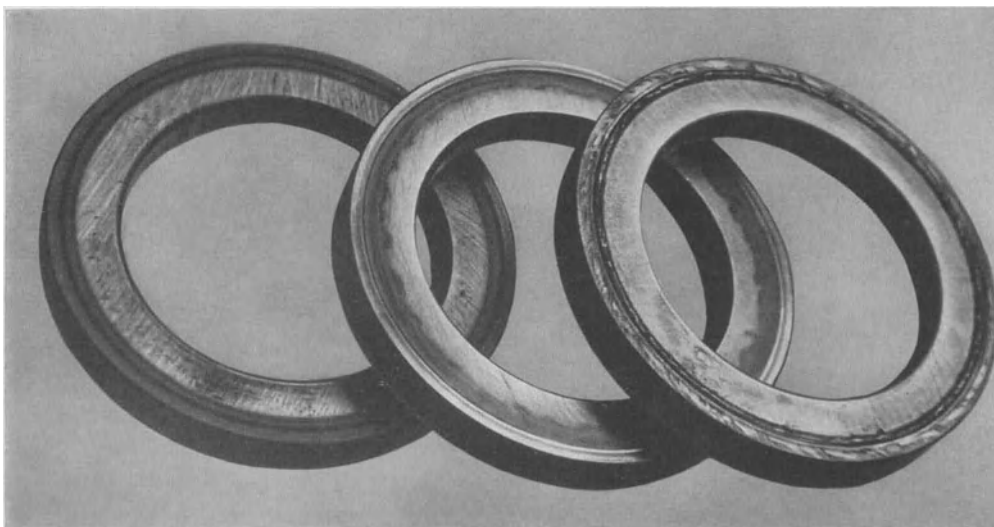
(1112) Hochglanzpolierte (verschlossene) Bohrungsfläche eines Innenringes.

in das Innere des Lagers ein, wo sie naturgemäß nach kurzer Zeit, vor allen Dingen an den unter Gleitung stehenden Flächen, Abnutzung hervorrufen. Bild (1111) zeigt die Bohrung eines Innenringes, der sich auf den Zapfen gedreht und dabei Freßspuren hervorgerufen hat; man sieht dies deutlich an den in Umfangsrichtung verlaufenden Streifen. Ein Wandern unter großer Geschwindigkeit und geringer Last, ist die Ursache der Hochglanzpolitur der Innenringbohrung in Bild (1112).

**6,5233 Verschleiß infolge ungenügender Schmierung.** Verschleiß kann nicht nur durch die Einwirkung von Schmirgel hervorgerufen werden, sondern auch durch ungenügende Schmierwirkung infolge zu hoher Belastung oder schlechten Schmiermittels. Dieser Einfluß zeigt sich zuerst an denjenigen Stellen, die einer Gleitreibung ausgesetzt sind, also vor allem an den Bordflächen und Rollenseitenflächen. Bild (1113) läßt erkennen, daß sowohl die Rollen als auch der eine Bord stark verschliffen sind. Die Lauffläche ist nur an einer Seite angegriffen, ein Zeichen dafür, daß kein normaler Verschleiß durch von außen eingedrungene Schmirgel vorliegt. Bei Bild (1114) handelt es sich um drei Bordscheiben von Führungsrollenlagern, die an der gleichen Stelle (Ritzzellagerung) bei ungenügender Schmierung zu hohem Axialdruck ausgesetzt waren und je nach der Laufzeit einen mehr oder weniger großen Verschleiß zeigen, dem eine starke Erwärmung und Enthärtung vorausging. Zu hohe Belastung bei ungenügender Schmierung ist auch die Ursache für die flachen Stellen der Rollen (1115), die ohne Käfig in einem Pleuellager gelaufen sind und aneinander gerieben haben. Um diese Beanstandung zu vermeiden, werden heute fast alle Lager mit Käfigen versehen und bei Pleuellagern möglichst dünne Rollen verwendet. Eine außergewöhnlich starke Verformung bei großem



(1113) Verschleiß an der Bordfläche und an den Seitenflächen von Zylinderrollen.

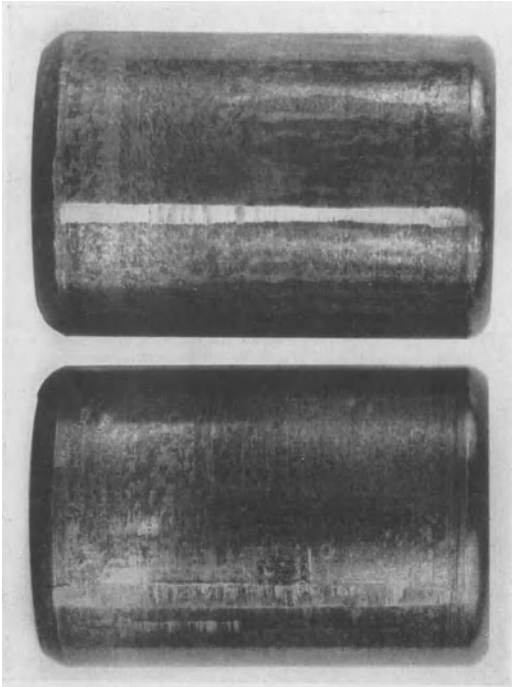


(1114) Starke Erwärmung und Verschleiß an der Anlagefläche von Bordscheiben.

Verschleiß zeigt das Zylinderrollenlager (1116). Die Rollen wurden zu Kugeln gewalzt. Mangelnde Schmierung bei zu hoher Temperatur ist wahrscheinlich die Ursache dieser Beschädigung.

### 6,524 Riffelbildung.

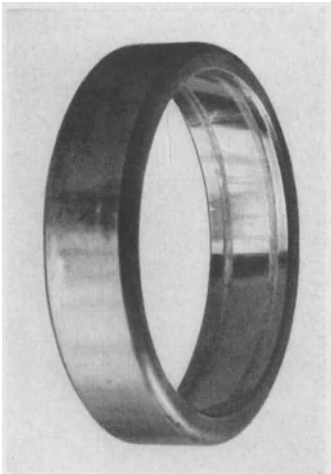
**6,5241 Riffelbildung infolge Verschleiß.** In einigen Fällen ist der Verschleiß mit Riffelbildung verbunden. Die Laufspuren des Außenringes eines Pendelkugellagers zeigen den Anfang einer solchen Erscheinung (1117). Das Bild (1118) kann als Beweis dafür dienen, welche Beschädigung eine auch noch so feine Verschmutzung des Schmiermittels herbeiführen kann. Hier handelt es sich um die Scheibe eines Längskegelrollenlagers, das in einer Kohlenstaubmühle eingebaut war. Infolge des durch den Verschleiß entstandenen zu großen Spiels haben die Erschütterungen der Maschine um den ganzen



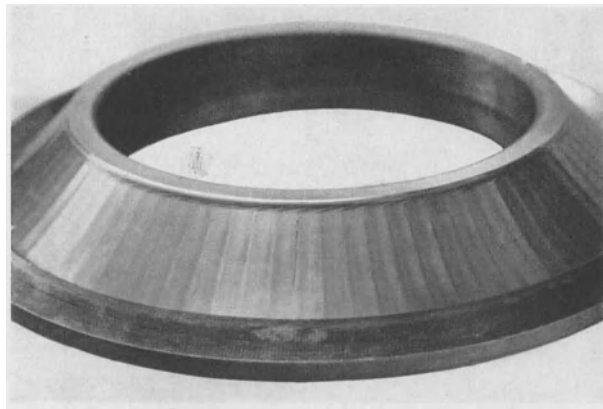
(1115) Flache Stellen an den Mantelflächen von Rollen.



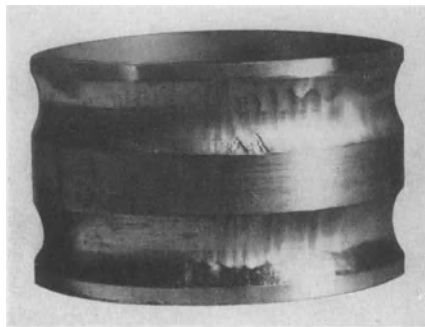
(1116) Enthärtung, Verformung und Verschleiß eines Zylinderrollenlagers, Rollen zu Kugeln verformt.



(1117) Verschleiß und Riffelbildung in der Laufbahn eines Pendelkugellager-Außenringes.



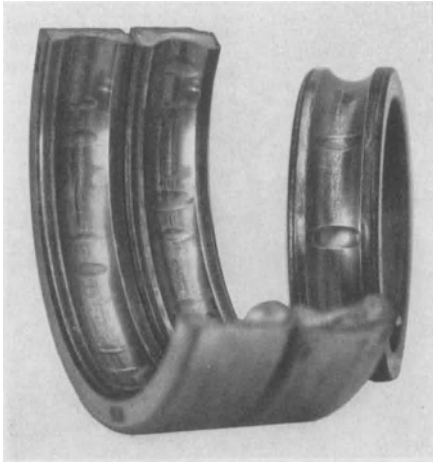
(1118) Verschleiß und Riffelbildung in der Laufbahn eines Längskegelrollenlagers.



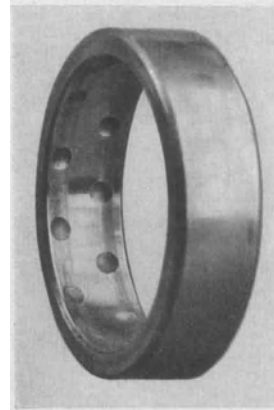
(1119) Verschleiß und Riffelbildung in der Laufbahn eines Pendelkugellager-Innenringes.

Umfang herum tiefe Rillen erzeugt, ganz ähnlich wie bei dem Innenring eines Pendelkugellagers (1119), der ebenfalls bei großem Verschleiß einer ungleichförmigen Belastung ausgesetzt war.

**6,5242 Riffelbildung infolge Erschütterung im Stillstand.** Werden Wälzlager in Stillstand Erschütterungen ausgesetzt, so bilden sich nach kurzer Zeit muldenförmige Vertiefungen an den Berührungsstellen. Die Bilder (1120), (1121), (1122) und (1123) zeigen Laufringe und Laufscheiben, die auf diese Art und Weise zerstört wurden. Die

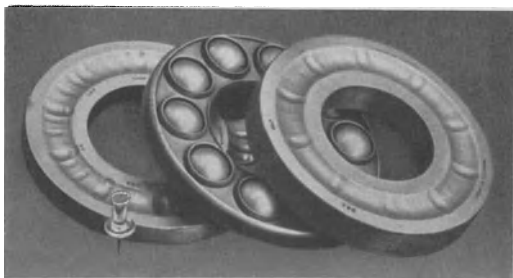


(1120) Muldenförmige Vertiefungen, Dellen, in den Laufbahnen eines Rillenkugellagers.

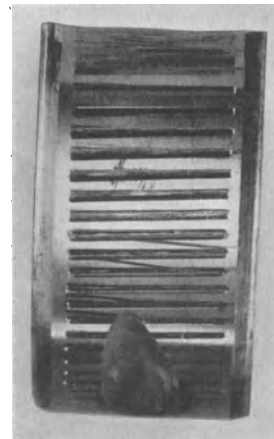


(1121) Muldenförmige Vertiefungen, Dellen, in der Laufbahn eines Pendelkugellager-Außenringes.

Mulden liegen immer im Abstand der Rollkörper. Wenn diese nach einer gewissen Laufzeit nicht wieder an dieselbe Stelle zurückkommen, bilden sich bei dem nächsten Stillstand neue Mulden neben den alten, die aber auch wieder genau im Abstand der Rollkörper liegen (1124) und (1125). Die Anzahl der Mulden oder Rillen ist bei diesen Innenringen sehr groß, da immer wieder andere Stellen der Laufbahn den Erschütterungen ausgesetzt wurden. Wie empfindlich die Wälzlager gegen solche Erschütterungen im Stillstand



(1122) Dellen in den Laufrillen von Längslagerscheiben.



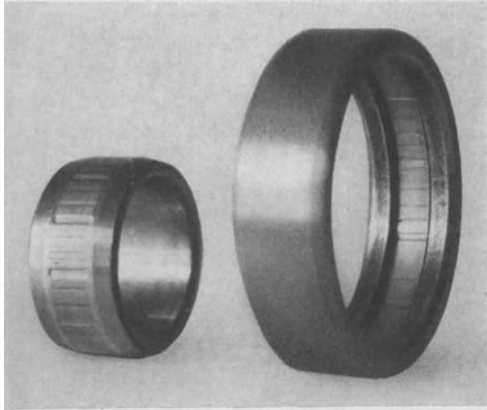
(1123) Lange Mulden in der Laufbahn eines Nadellager-Innenringes.

sind, geht daraus hervor, daß sich sogar beim Bahntransport von Elektromotoren solche Rillen gebildet haben. Besonders häufig war die Erscheinung bei Lüftermotoren und Kompressormotoren, die auf fahrenden Lokomotiven zeitweise stillstehen. Auch bei Motoren, die als Reserve auf einem im Betrieb befindlichen Kran aufgestellt waren, zeigten die Laufbahnen nach kurzer Zeit derartige Mulden.

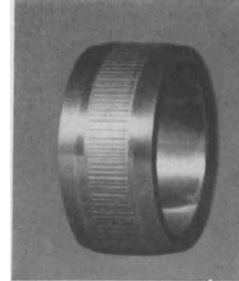
Die Ursache dieser Beschädigung liegt nicht etwa, wie vielfach angenommen wird, in ungenügender Härte der Laufringe. Es ist auch nicht eine dauernde Verformung infolge zu hoher Drücke, sondern Verschleiß, hervorgerufen durch die mit den



Erschütterungen zusammenhängenden Gleitbewegungen der Rollkörper an einer Stelle. Die Fläche der Mulde ist nämlich nicht, wie bei Eindrücken blank, sondern matt, wie bei der Einwirkung durch Verschleißpartikel. Leider ist es sehr schwierig, diese Beschädigungen zu vermeiden. Am geeignetsten ist es, die Maschinen auch dann, wenn sie keine Arbeit zu leisten haben, mit geringer Geschwindigkeit laufen zu lassen.

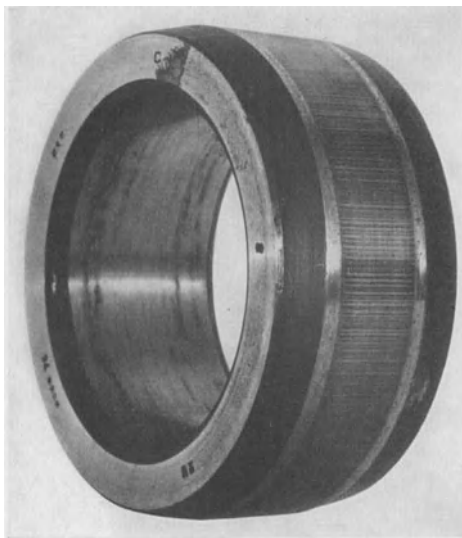


(1124) Riffelbildung durch zahlreiche Mulden in den Laufbahnen eines Zylinderrollenlagers.

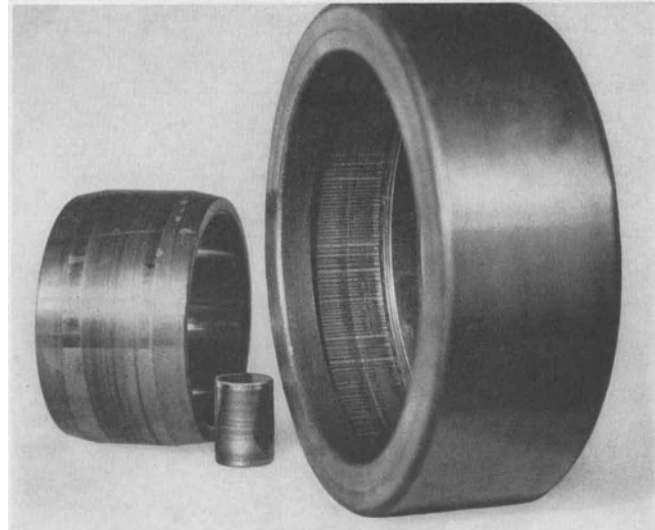


(1125) Riffelbildung durch sehr zahlreiche Mulden bei einem Zylinderrollenlager-Innenring.

**6,5243 Riffelbildung infolge Stromdurchgang.** Wenn man die Bilder (1126) und (1127) betrachtet, so zeigen sie eine große Ähnlichkeit mit den Erscheinungen, die in den Bildern (1124) und (1125) wiedergegeben sind. Die Riffeln sind aber gleichmäßiger und liegen in einer dunkel gefärbten Laufspur. Es handelt sich um die Wirkung von Stromdurchgang. Die Ringe (1126a) und (1126b) stammen aus einer Straßenbahnachsbuchse,



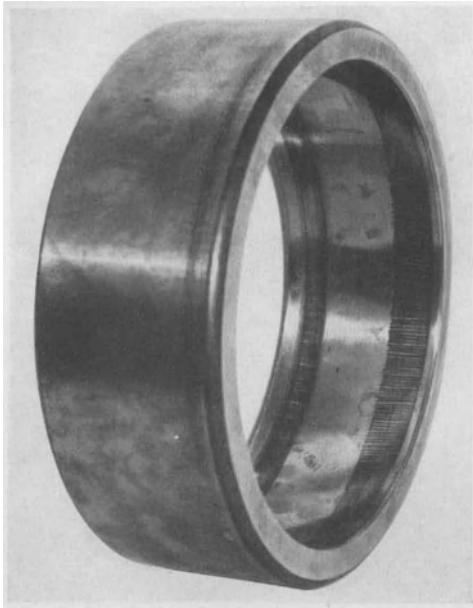
a



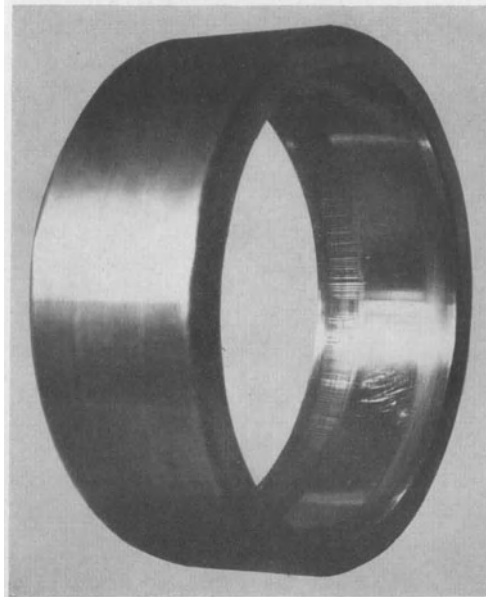
b

(1126a—b) Riffelbildung bei Laufringen von Zylinderrollenlagern infolge Stromdurchgang.

während die Außenringe (1127a) und (1127b) zu Lagern gehören, die in Achsbuchsen der Berliner Stadtbahn eingebaut waren. In beiden Fällen mußte der Strom, um zur Schiene zu gelangen, durch die Achslager fließen. Bei Triebwagen kann der Strom unmittelbar durch die Tatzenlager abgeleitet werden. Bei Anhängewagen dagegen muß der etwa am Untergestell geerdete Strom durch die Achslager gehen. Daher findet man die meisten Lager mit Riffelbildung bei dieser Wagenart. Die Lager (1128) und (1129), die ebenfalls Riffelbildung zeigen, stammen aus einem Gleichstrom-Vertikal-Generator, der einen Wicklungsdefekt besaß. Bei dem Lager (1129) hat der Stromübergang, wie Bild (1130) an der gezackten Kante der Käfigtasche erkennen läßt, auch zwischen dem

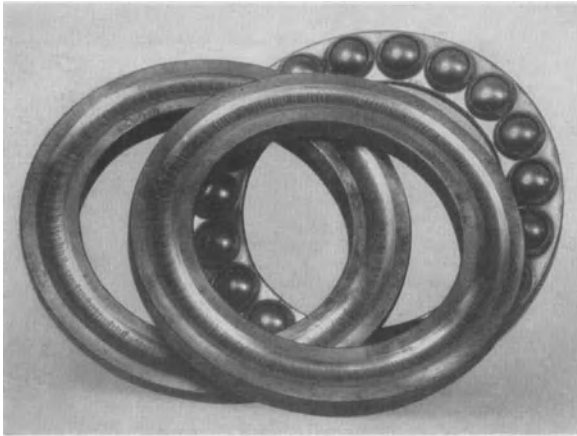


a

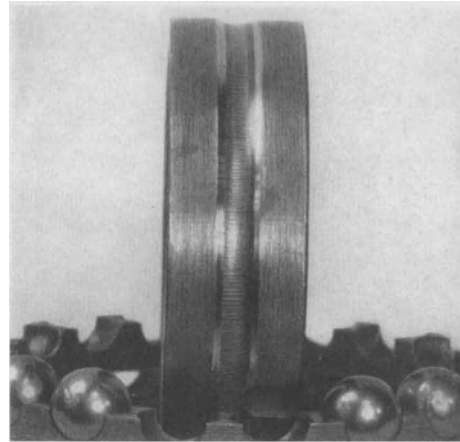


b

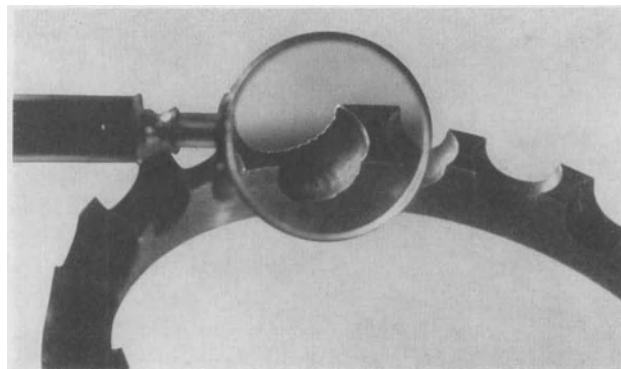
(1127 a-b) Riffelbildung in der Laufbahn von Pendelrollenlager-Außenringen infolge Stromdurchgang.



(1128) Riffelbildung bei einem Längskugellager infolge Stromdurchgang.

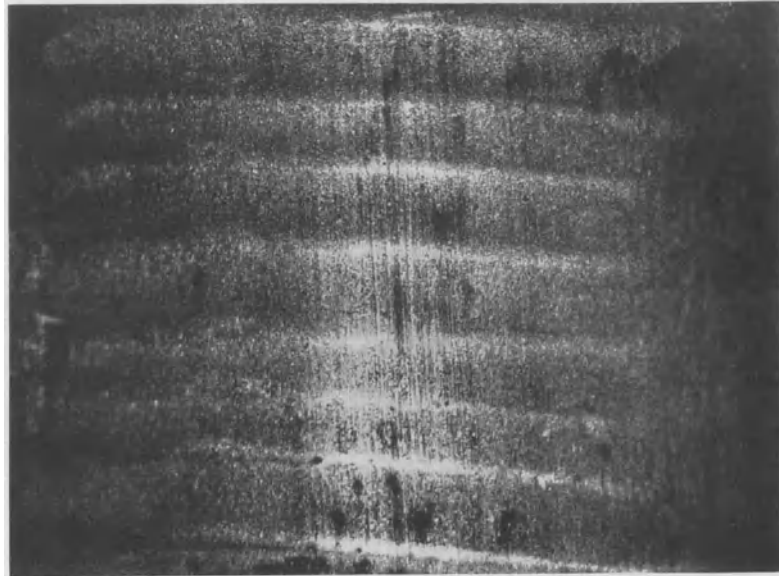
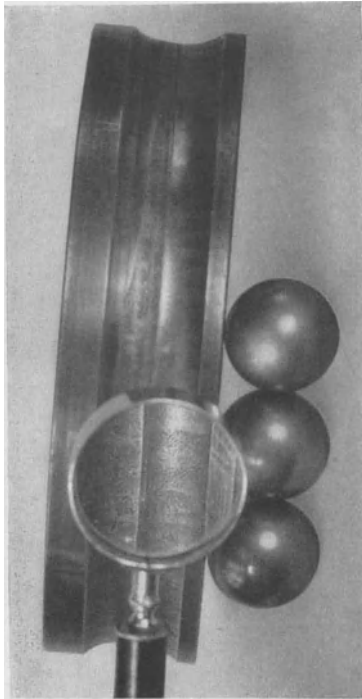


(1129) Riffelbildung bei einem Querkugellager-Innenring infolge Stromdurchgang.

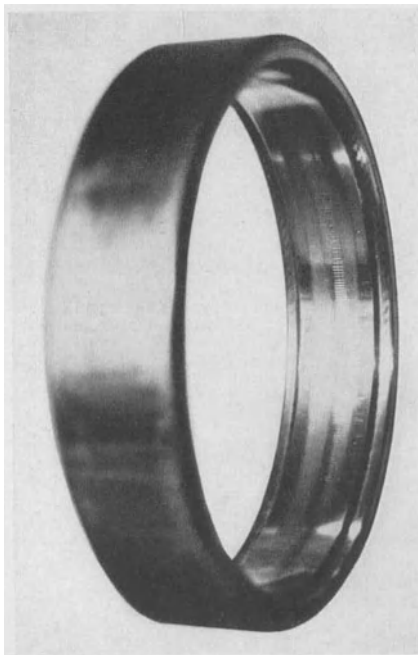


(1130) Folgen des Stromdurchgangs an der Kante einer Käfigtasche.

Käfig und den Kugeln stattgefunden. Die Erfahrung zeigt, daß diese Erscheinung nur bei Gleichstrom auftritt. Sie wird wahrscheinlich dadurch erzeugt, daß der auch bei Wälzlagern vorhandene Schmierfilm in seiner Dicke je nach der Belastungshöhe schwankt. An den Stellen geringster Dicke findet der Stromübergang statt und erzeugt eine große Anzahl feiner Krater (1131), die eine so bedeutende



(1131 a–b) Große Ansammlung von Strompunkten, Verschleiß und Riffelbildung bei einem Querkugellager.  
a Normale Größe. b 15fache Vergrößerung.



(1132) Schmäler Streifen von Riffelbildung in der Laufspur der balligen Laufbahn eines Zylinderrollenlager-Außenringes.

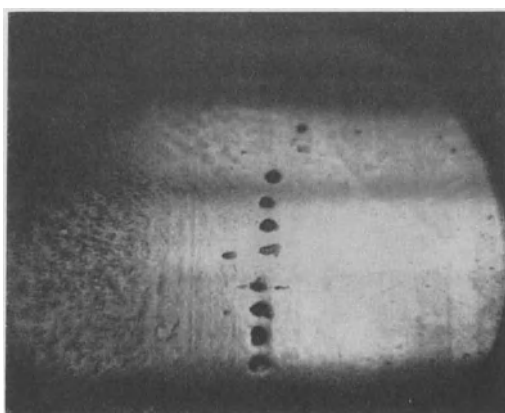
Unterbrechung der Laufbahn darstellen, daß eine Eindrückung an dieser Stelle die Folge ist. Die 15fache Vergrößerung (1131 b) der Riffeln bestätigt diese Auffassung. Um derartige Schäden zu vermeiden, ist es notwendig, für besondere Stromableitung Sorge zu tragen. Ihre Wirkung ist jedoch nur dann gegeben, wenn die Übergangsspannung kleiner ist als 0,4 V. Aus diesem Grunde muß für den Ring, auf dem die Bürsten schleifen, Bronze und für die Bürsten Bronzekohle verwendet werden. Diese Anordnung, die bei der Berliner Stadtbahn z. B. angebracht wurde, hat sich gut bewährt. Bei Straßenbahnen genügt es im allgemeinen, den rückfließenden Strom durch ein besonderes Kabel am Motorgehäuse zu erden. Bei Anhängewagen ist es erforderlich, den Brems- und Lichtstrom zum Triebwagen zurückzuführen oder Schleifkontakte anzubringen.

In dem Bild (1126 b) sind die Riffeln über die Breite des Ringes verschieden stark ausgeprägt. Die Lauffläche war offenbar nicht vollkommen zylindrisch. Auf dem Bild (1127 a) sind die Riffeln in der einen Laufspur breiter als in der anderen. Wahrscheinlich liegen die breiten Riffeln auf der Seite, die den Axialdruck aufzunehmen hatte. Auf Bild (1127 b) ist die Riffelbildung überhaupt nur auf der einen Seite

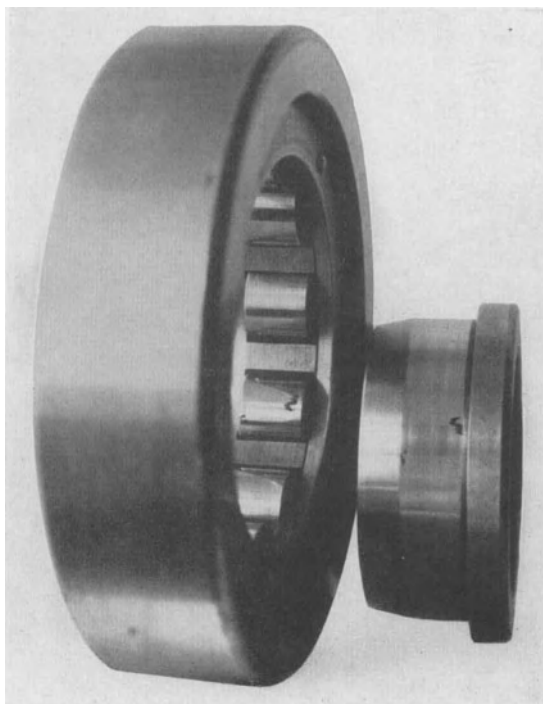
zu sehen. In Bild (1132) liegen die Riffeln als schmaler Streifen in der Laufspur. Die Breite der Riffeln hängt also wahrscheinlich von der spezifischen Belastung ab.

### 6,525 Krater.

Bei Wechselstrom erzeugt der Stromdurchgang eine Anzahl winzig kleiner Krater, die wie Perlenschnüre in Richtung der Laufbahn aneinander gereiht sind (1133). Es ist bisher nicht geklärt, wodurch dieser Unterschied in der Wirkung auf die Laufringe hervorgerufen wird. Erfolgt der Stromübergang als plötzlicher Überschlag infolge irgendeines Fehlers der elektrischen Ausrüstung, so bilden sich, wie aus den Bildern (1134) und (1135) hervorgeht, örtliche Beschädigungen offenbar als Folge der bei dem Stromübergang erzeugten hohen Wärme. Die

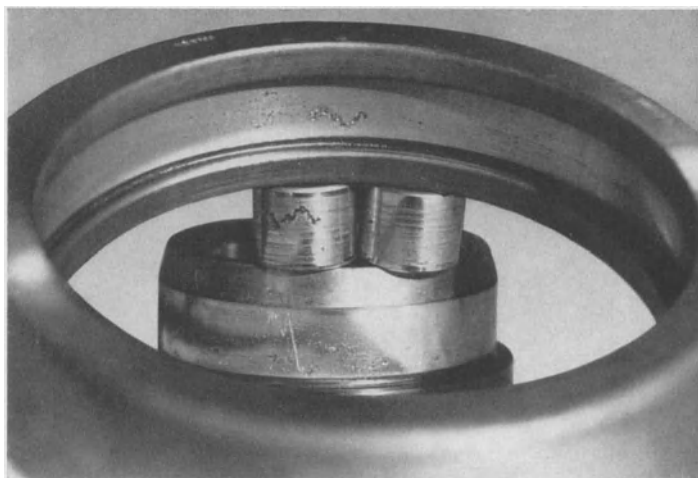


(1133) Krater, perlenschnurartig infolge Stromdurchgang, starke Vergrößerung.



(1134) Zickzackförmige Beschädigung einer Rolle und eines Innenringes durch Stromüberschlag.

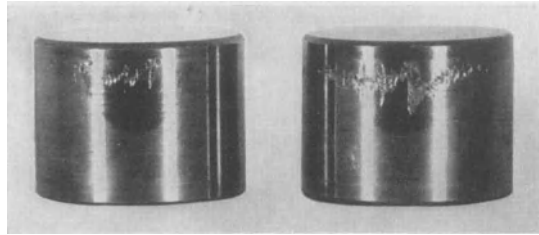
eigenartig gekrümmte Spur auf den Rollen läßt deshalb mit Sicherheit auf Stromübergang schließen, weil das Spiegelbild auch auf einem der Ringe in derselben Größe und Form zu finden ist. Die Bilder (1136a, b, c) zeigen solche zickzackförmigen Verletzungen auf einigen Rollen in natürlicher Größe und verschiedener Vergrößerung. Aus dem Bild (1136c) kann man erkennen, daß das Material geschmolzen ist. Es muß also eine sehr hohe Temperatur beim Stromübergang entstanden sein. Eigenartigerweise findet man auch bei Rollenlagern, die in Bahnmotoren gelaufen sind, viele Stromübergangsspuren, in Form von Kratern, dicht nebeneinander. Sie können jedoch oft nur bei starker Vergrößerung als



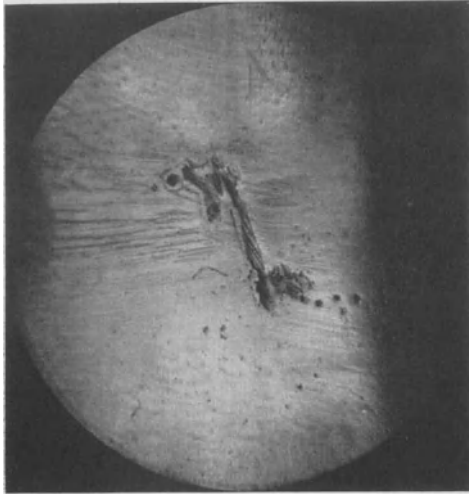
(1135) Zickzackartige Beschädigung einer Rolle und eines Außenringes durch Stromüberschlag.

solche erkannt werden. Es ist bis heute noch nicht geklärt, wie dieser Stromübergang zustande kommt, da höchstens vagabundierende Ströme den Weg durch das Lager nehmen können, solange die Wicklungen und die Leitungen fehlerfrei sind. Eine weitere

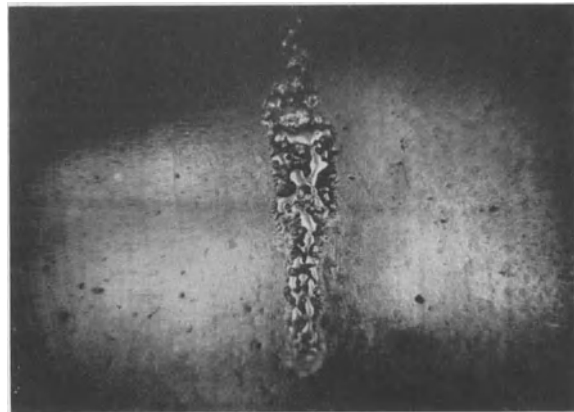
Möglichkeit des Stromüberganges ist sowohl bei Gleichstrommaschinen als auch bei Drehstrommaschinen gegeben, wenn „Wellenströme“ induziert werden. Diese haben sehr kleine Spannungen bei hohen Stromstärken; durch Überbrückung des Lagerwiderstandes (z. B. durch Auflegen einer geerdeten Bürste auf die Welle) kann man das Lager dem Einfluß des Stromüberganges entziehen.



a

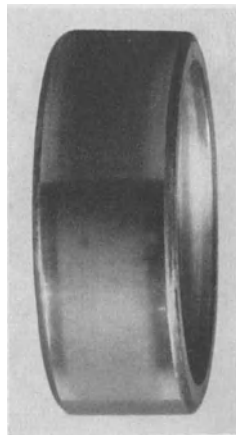


b

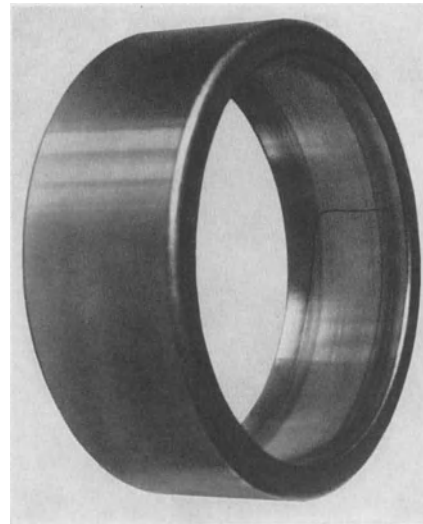


c

(1136 a-c) Zickzackartige Beschädigung der Lauffläche zweier Zylinderrollen durch Stromüberschlag. a normale Größe, b starke Vergrößerung, c sehr starke Vergrößerung.



(1137) Mantel eines Außenringes, der nur an den Kanten unterstützt wurde.

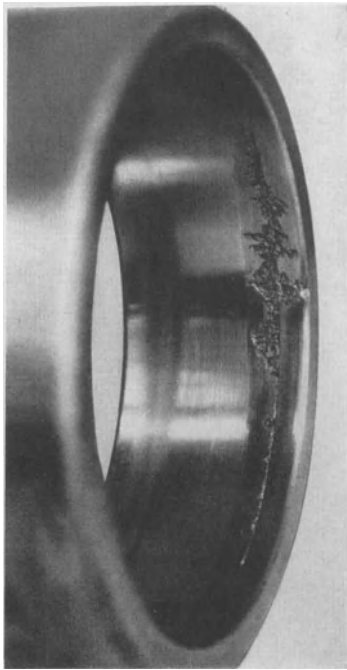


(1138) Ermüdungsriß in Umfangsrichtung in der Laufspur.

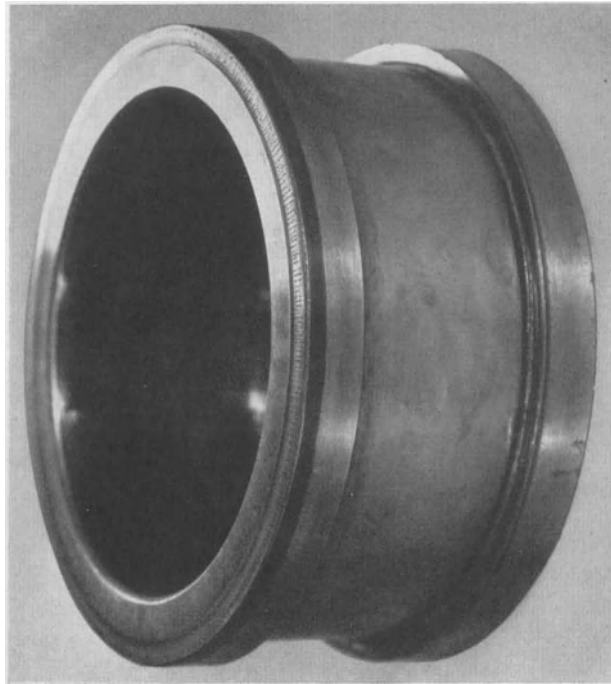
### 6,526 Ribbildung.

**6,5261 Ribbildung als Folge von schlechtem Sitz (Ermüdungsrisse).** Das Vorhandensein von Reibrost ist immer ein Zeichen dafür, daß eine Federung zwischen Außenring

und Gehäuse oder Innenring und Welle an dieser Stelle stattgefunden hat. Solche Bewegungen können auch dann eintreten, wenn die Ringe nicht auf der ganzen Fläche



(1139) Ermüdungsriß in Umfangsrichtung in der Laufspur mit schon eingetretener Schälung.



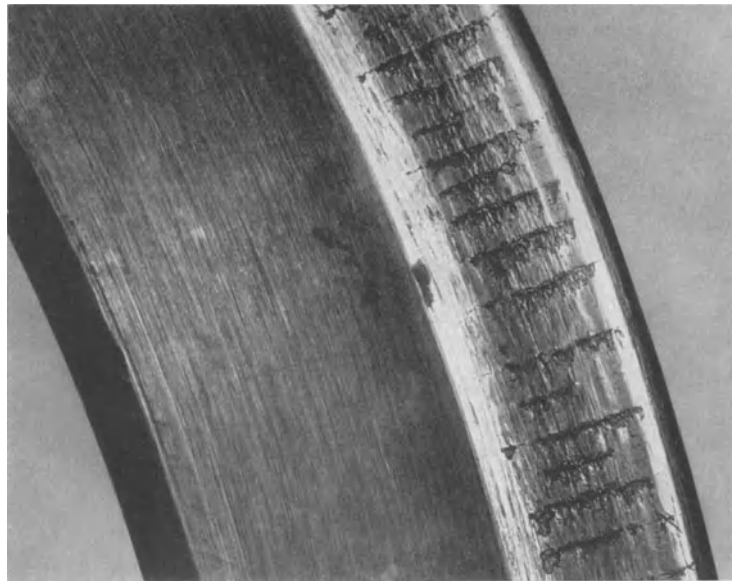
(1140) Gleitrinne in der Seitenfläche eines Zylinderrollenlager-Innenringes.

gut aufliegen. Eine absolute Übereinstimmung wird natürlich nie zu erreichen sein. Trotzdem sollte danach gestrebt werden, möglichst genaue Flächen zu erzielen, da sonst die Tragfähigkeit der Lager wesentlich vermindert werden kann. Wird ein Ring an einer Stelle nicht unterstützt, wie z. B. der Ring (1137) nur an den Kanten, so muß er unter der Belastung federn; hiermit ist eine

Materialbeanspruchung verbunden, für die die Lager nicht bemessen sind. In Umfangsrichtung der Laufringe sich hinziehende Risse sind meistens eine Folge schlechter Sitzflächen (1138) und (1139).

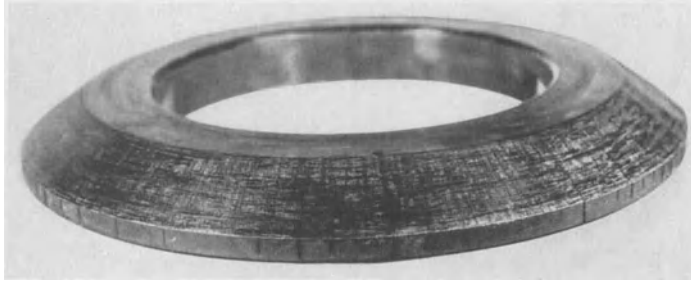
**6,5262 Rißbildung als Folge von Gleitbewegungen (Gleitrinne).** Beim Wandern der Laufringe können auch sog. Gleitrinne entstehen.

Die Bewegung zwischen Innenring und Welle oder Außenring und Gehäuse erfolgt unter fast trockener Reibung, da nicht genügend Öl zwischen diese Flächen dringt. Durch die hohe örtliche Erwärmung werden in den gehärteten Ringen Spannungen



(1141) Gleitrinne (stark vergrößert).

ausgelöst, deren Folge die sog. Gleitrinne sind. Da dieselben kaum sichtbar sind, werden sie als Zerstörungsursache oft nicht erkannt. Es ist dies besonders gefährlich,

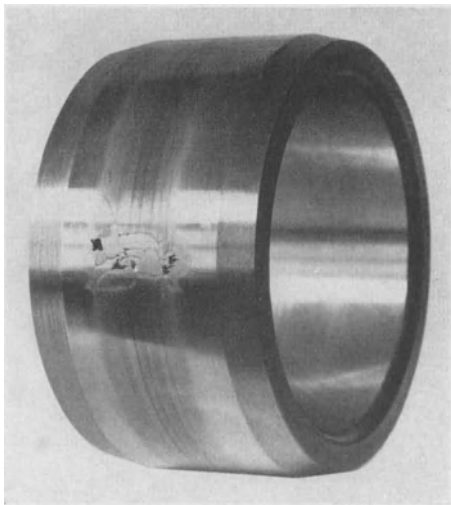


(1142) Gleitrinne in der balligen Fläche einer Gehäusescheibe.

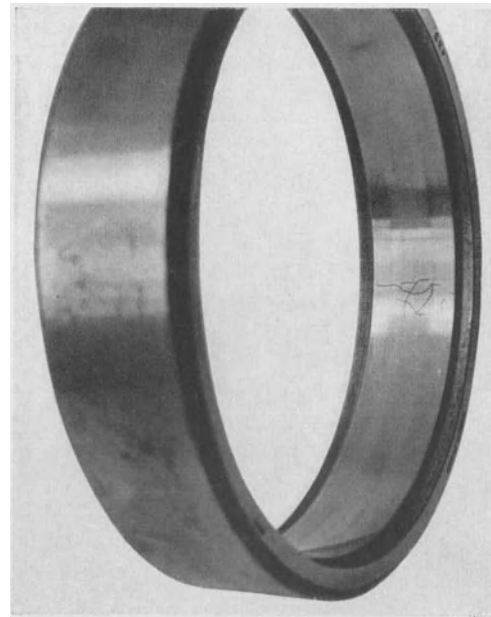
wenn Ringe beim Wandern unter hohem seitlichen Druck an einer verhältnismäßig kleinen Fläche eines Wellenansatzes oder eines Abstandsrings zur Anlage kommen. Die Bilder (1140) und in Vergrößerung (1141) zeigen einen Ring, der durch das Anstreifen an einem stillstehenden Teil mit einer großen Anzahl von Gleitrinnen bedeckt ist, die durch Ätzen sichtbar gemacht

wurden. Es ist daher notwendig, das Wandern der Ringe durch die Wahl einer richtigen Passung zu verhindern. Bei Längslagern bewegt sich die ballige Scheibe, sobald die beiden Scheiben nicht parallel stehen. Diese Bewegung geht unter hoher Belastung aber schlechter Schmierung vor sich. Auch bei solchen Lagern können daher, wie Bild (1142) zeigt, Gleitrinne entstehen.

**6,5263 Rißbildung als Folge von Herstellungsfehlern (Hitzerisse).** Rißbildung kann aber auch als Folge von Herstellungsfehlern eintreten. Die Bilder (1143) und (1144) zeigen in der Laufspur ein Nest feiner Risse als Folge einer zu hohen örtlichen Temperatur beim Schleifen. Es handelt sich um einen



(1143) Schleifrisse in der Laufbahn eines Zylinderrollenlager-Innenringes.

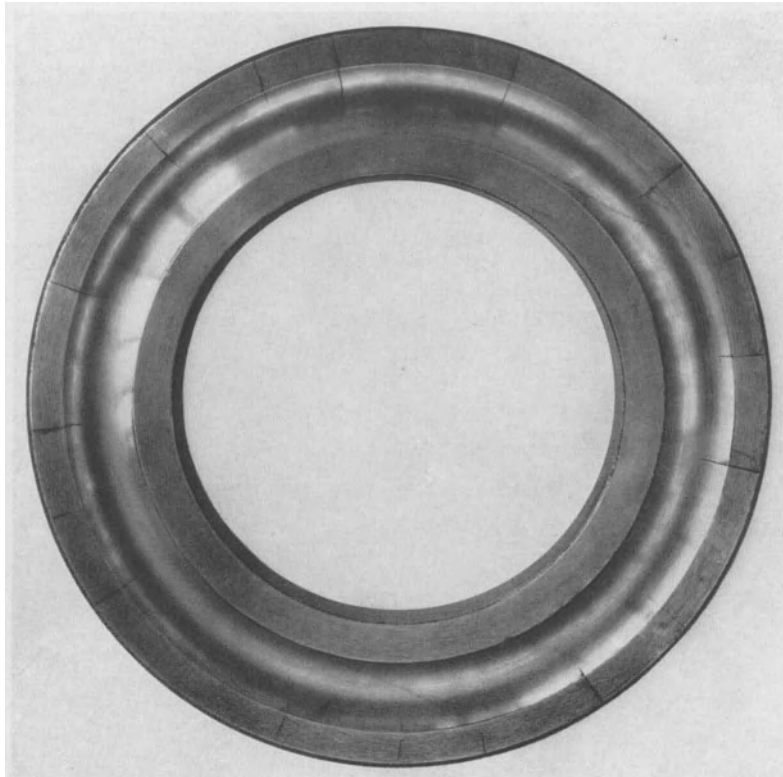


(1144) Schleifrisse in der Laufbahn eines Zylinderrollenlager-Außenringes.

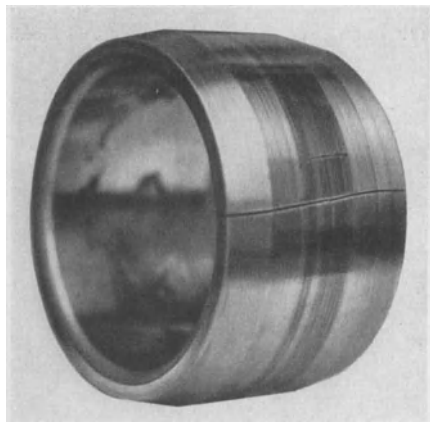
Herstellungsfehler, der bei der Kontrolle nicht bemerkt wurde, da die außerordentlich feinen Risse erst durch das Überwalzen sichtbar wurden. Ob es sich tatsächlich um Schleiffehler handelt, kann durch Ätzen festgestellt werden. Die so verbrannte Stelle hebt sich dann mit dunkler Färbung deutlich von der übrigen Schleiffläche ab. Einen ähnlichen Fehler zeigt die Scheibe (1145), nur daß die Risse von der Mantelfläche ausgehen.

**6,5264 Rißbildung als Folge von Werkstofffehlern (Schlackenadern).** Bild (1146) zeigt einen quer zur Laufbahn liegenden Riß und parallel dazu einen Anriß. Hier handelt es sich offenbar um einen Materialfehler, ebenso wie bei dem Innenring (1147).

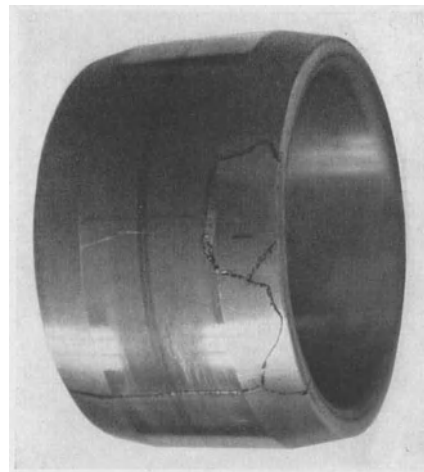
**6,5265 Rißbildung als Folge von Schlägen.** Der Riß in Bild (1148) ist der kleinen Schlagmarke an der Kante des Innenringes zuzuschreiben, die vor der Härtung entstanden ist. Der



1145) Schleifrisse in einer Längslagerscheibe.



(1146) Riß und Anriß in dem Innenring eines Zylinderrollenlagers.



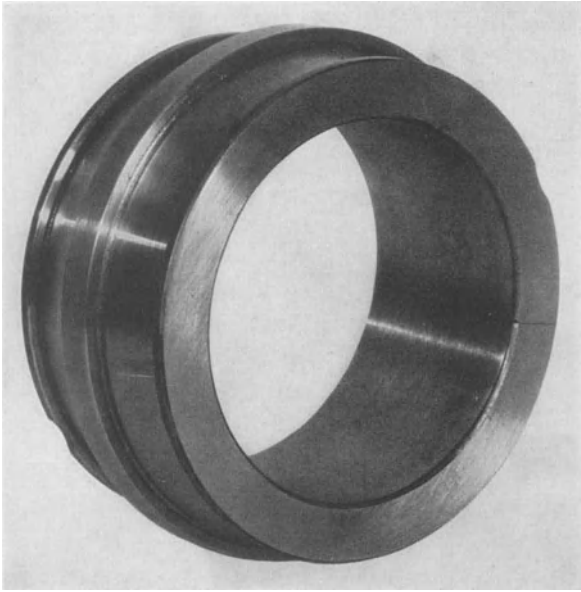
(1147) Risse in dem Innenring eines Zylinderrollenlagers.

Ring ist dann nach dem Härten gesprungen. Der Riß im Bild (1149) ist eine Folge des harten Schlages, der offenbar bei der Montage auf den Mittelbord ausgeübt wurde. Man erkennt noch unmittelbar vor der Bruchstelle des Mittelbordes die Schlagstelle (heller Fleck).

### 6,527 Rost — Reibrost.

Es ist allgemein bekannt, daß die Wälzlager gut abgedichtet werden müssen, um ein Verrosten derselben zu vermeiden. Rost vermindert die Tragfähigkeit des Lagers insofern, als die

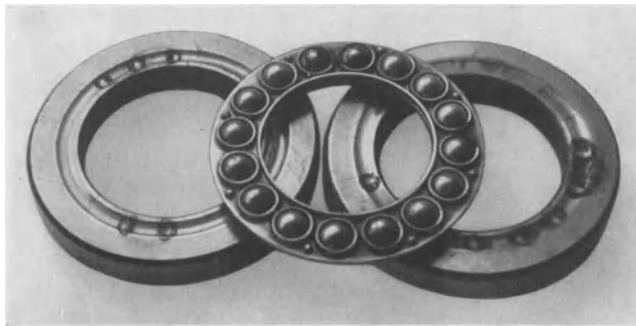




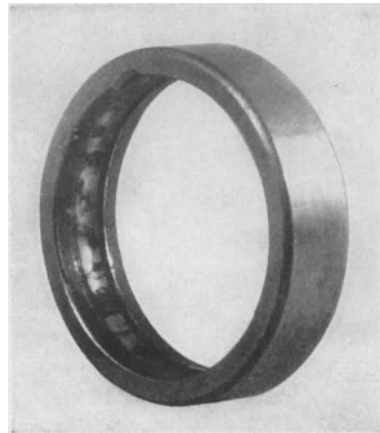
(1148) Spannungsriß in einem Pendelrollenlager-Innenring.



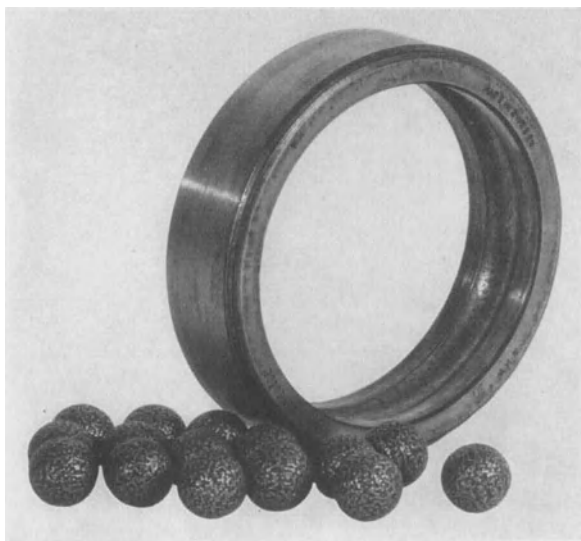
(1149) Riß und Bruchstellen durch harten Schlag.



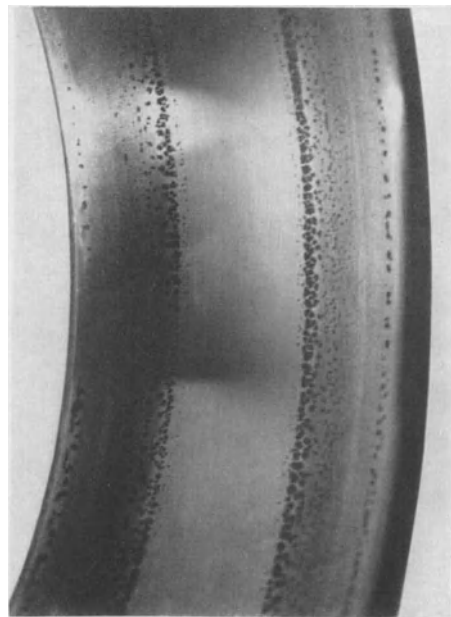
(1150) Verrostete Laufflächen von Längslagerscheiben.



(1151) Stark verrostete Laufbahn eines Außenringes.



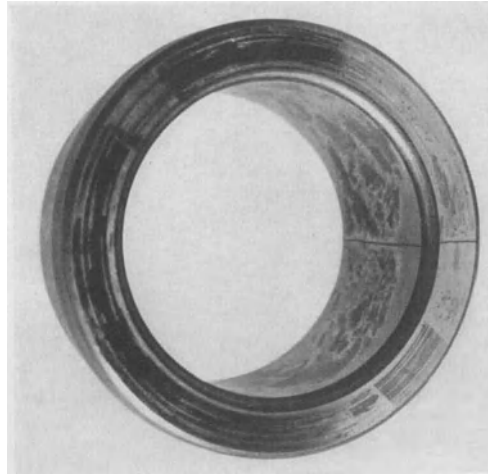
(1152) Sehr stark verrostete Kugeln.



(1153) Korrosion in und neben der Laufspur eines Pendelrollenlagers.

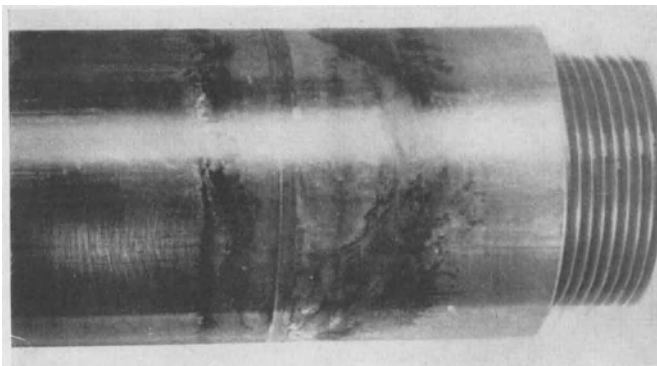


(1154) Reibrost auf dem Mantel eines Außenringes.

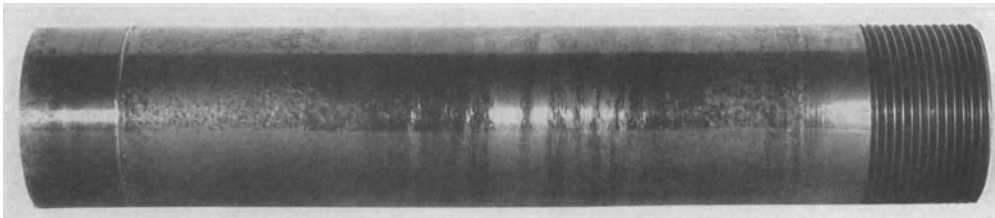


(1155) Reibrost in der Bohrung eines Innenringes.

wurden. Die Roststellen auf den Längslagerscheiben (1150) wurden in einer Nacht durch einige Wassertropfen hervorgerufen, nachdem die eingefetteten Scheiben leicht abgewischt aber nicht trocken waren. In Bild (1153) ist ein Laufbahnstück eines Pendelrollenlagers dargestellt, bei welchem infolge ungeeigneten Fettes neben der Laufspur starke Korrosionen entstanden sind. Das Aussehen des Reibrostes auf dem Mantel und in der Bohrung zeigen die Bilder (1154) und (1155). Entsprechend ist das Aussehen der Sitzflächen zweier Wellen (1156) und (1157). Da an den Roststellen keine innige Berührung vorhanden ist, sondern eine Federung der



(1156) Reibrost auf der Sitzfläche eines Zapfens.

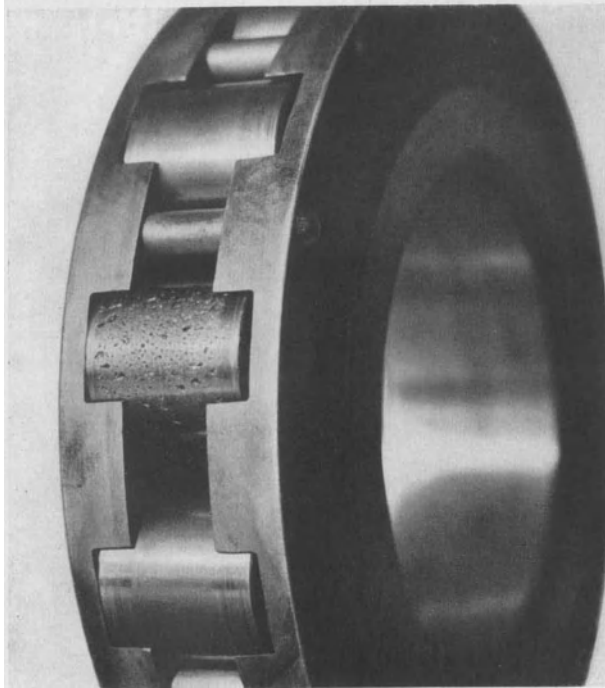


(1157) Reibrost und Verformung auf der Sitzfläche einer Welle.

Ringe erfolgt, geht ein entsprechender Teil der Tragfähigkeit verloren, außerdem besteht Gefahr für einen Ringbruch und Verschleiß. In manchen Fällen werden Wälzlager wegen ungenügender Härte beanstandet. Tatsache ist jedoch, daß gerade dieser Fehler

außerordentlich selten vorkommt, da bei der Herstellung der Lager die Härtung mit großer Sorgfalt vorgenommen und dauernd kontrolliert wird. Sind Ringe oder Rollkörper nicht genügend hart, so wird die Oberfläche nach kurzer Zeit stark porös. Im Bild (1158) ist ein Rollenlager ohne Außenring gezeigt, bei dem eine Rolle ungenügende Härte besaß.

Dasselbe Aussehen zeigt der zu weiche Innenring (1159).



(1158) Stark poröse Mantelfläche einer Rolle.



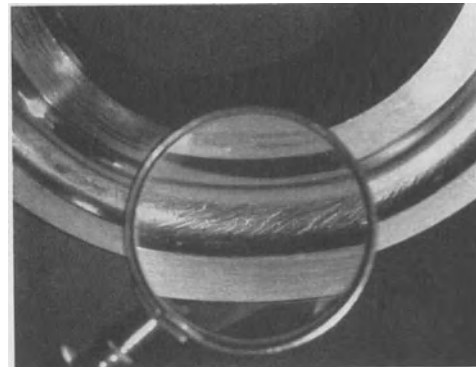
(1159) Stark poröse Laufspur eines Innenringes.

### 6,528 Freßspuren — Ansmieren.

Infolge der Zentrifugalkraft haben die Kugeln von Längslagern das Bestreben, sich tangential nach außen zu bewegen. Ist die Belastung nicht groß genug oder wird

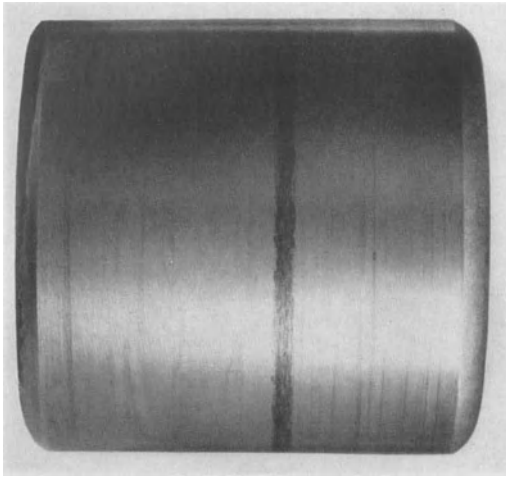


(1160) Freßspuren am Rande der Laufspur einer Längslagerscheibe.

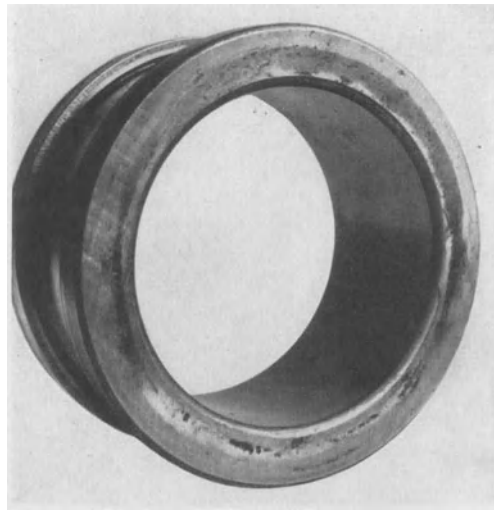


(1161) Freßspuren am Rande der Laufspur einer Längslagerscheibe.

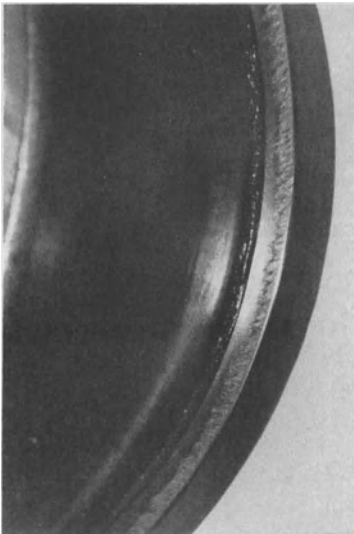
die Kugelreihe zeitweise entlastet, wie es bei doppelt wirkenden Lagern oft der Fall ist, dann können die Kugeln, soweit es das Spiel im Käfig zuläßt, radial ausweichen, um plötzlich wieder von den Laufrillen gefaßt zu werden. Die dabei entstehende Gleitung verursacht ein Fressen, das mit „Ansmieren“ bezeichnet werden kann. Es wird dabei Material von der einen Fläche abgerissen und auf die andere aufgetragen. Die Bilder (1160) und (1161) zeigen, wie diese feinen Freßspuren in der Laufbahn bogenförmig aus der eigentlichen Laufspur heraustreten. Bei der Inbetriebsetzung von



(1162) Freßspuren auf dem Mantel einer Zylinderrolle.



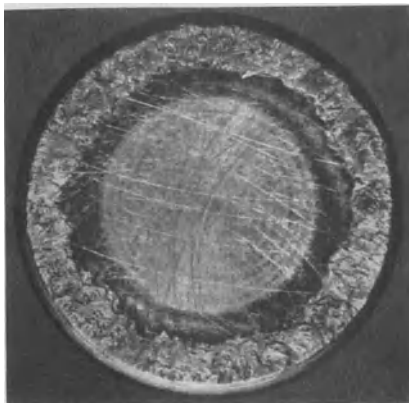
(1163) Freßspuren an einer Bordfläche (natürliche Größe).



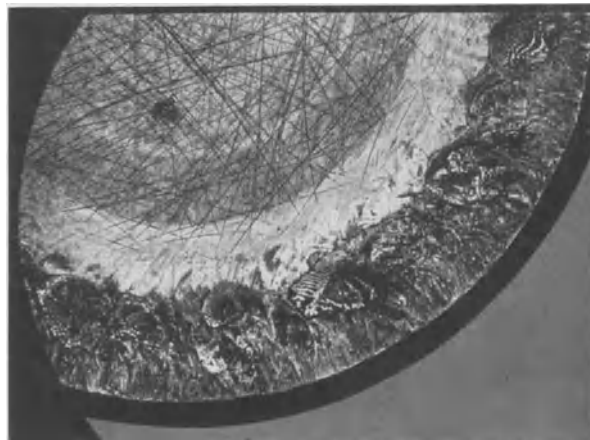
(1164) Freßspuren an der Bordfläche (etwas vergrößert).



(1165) Freßspuren an den Seitenflächen von Rollen (natürliche Größe).



a



b

1166 a—b) Freßspuren an der Seitenfläche einer Rolle. a Schwache Vergrößerung. b Starke Vergrößerung.

Maschinen muß von vornherein für eine gute Schmierung der Wälzlager gesorgt werden, weil sonst leicht ein Fressen der Laufbahnen eintritt, vor allen Dingen, wenn die Maschine schnell auf Touren gebracht wird. Auch die starke Bremswirkung von steifem Fett kann diese Wirkung hervorrufen. Der aufgeraute „angeschmierte“ Streifen in der Mitte der Rolle (1162) ist beim Probelauf eines großen schnellaufenden Elektromotors durch Gleiten auf der Laufbahn entstanden.

Die bereits erwähnten Kantenbelastungen rufen nicht nur frühzeitige Ermüdung der Laufbahnen hervor, sondern meistens auch ein Fressen an den Rollen- und Bordflächen, verbunden mit starkem Verschleiß. Die Bilder (1163) und (1164) zeigen diese Erscheinung an einer Bordfläche, (1165) und (1166) an den Seitenflächen von Rollen. Infolge fehlerhafter Bearbeitung, Biegung der Welle oder Verkantung wurden die Rollen geschränkt. Dabei entstanden so hohe Drücke an den Gleitstellen, daß Fressen eintrat.

## 6.6 Instandsetzen.

Wenn sich bei der Untersuchung eine Beschädigung herausstellt, dann muß das Lager entweder instandgesetzt oder durch ein neues ersetzt werden. Auch bei geringfügigen Fehlern sollte eine Wiederverwendung unterbleiben, weil mit einem schnellen Fortschreiten der Zerstörung zu rechnen ist.

Eine Instandsetzung lohnt sich bei kleinen Lagern unter etwa 60 mm Bohrung selten, bei größeren Lagern, nur wenn die Beschädigung frühzeitig entdeckt wurde und andere Teile noch nicht in Mitleidenschaft gezogen wurden. Man vergegenwärtige sich nur, welche Arbeitsgänge dazu tatsächlich erforderlich sind. Das Lager muß auseinandergenommen werden. Dabei wird der Käfig meistens unbrauchbar. Handelt es sich um eine geringfügige Ausbröckelung einer Laufbahn, dann sind mit großer Wahrscheinlichkeit beide Laufbahnen nachzuschleifen, da die feinen überwalzten Splitter auch die andere Laufbahn beschädigt haben. Meistens wird ein Ring ersetzt werden müssen und der andere nachzuschleifen sein. Dies bedingt größere Kugeln, die vorrätig sein müssen, da einzelne Kugeln nicht hergestellt werden können. Sie dürfen aber nur geringfügig von der normalen Größe abweichen, weil sonst der Käfig nicht mehr paßt. Ein gestanzter Blechkäfig ist nur für einen bestimmten Kugel- oder Rollendurchmesser verwendbar. Ein massiver Käfig erfordert besondere Operationen und Vorrichtungen. Außerdem ist jeder Arbeitsgang einzeln für jedes Lager vorzunehmen, so daß hohe Kosten erwachsen. Es ist daher verständlich, daß sich die Instandsetzung bei großen Lagern eher lohnt als bei kleinen. Der Ersatz durch ein neues Lager ist immer vorzuziehen, wenn die Kosten für die Wiederherstellung nur unwesentlich geringer sind als der Wert eines Lagers.

Die Instandsetzung eines Lagers sollte nur in einer Wälzlagerfabrik erfolgen. Dann ist zu erwarten, daß das Lager wieder voll verwendungsfähig ist. Es muß jedenfalls dringend davor gewarnt werden, irgendeine Nacharbeit an einem Wälzlager von dritter Seite vornehmen zu lassen, da meistens keine Gewähr für einwandfreie Ausführung gegeben ist.

Einzelne beschädigte Kugeln oder Rollen können nicht ersetzt werden, da von ein und derselben Nennmaßgröße immer verschiedene Sortierungsgruppen bestehen. Innerhalb einer Gruppe ist der Durchmesserunterschied oder die Toleranz gering, um eine gleichmäßige Belastung aller Rollkörper zu erzielen. Die einzelnen Gruppen weisen aber untereinander so große Differenzen auf, daß Rollkörper aus mehreren Gruppen nicht in einem Lager verwendet werden dürfen. Aus diesem Grunde ist es auch nicht zulässig, die Rollkörper verschiedener Lager miteinander zu vertauschen.

Der Ersatz von Wälzlagern kann meistens in kurzer Zeit erfolgen, wenn es sich um normale, listenmäßige Lager handelt, die in Serien hergestellt und auf Vorrat gehalten werden. Ist das Lager aber in irgendeiner Weise abnormal, sei es in bezug auf die Außenmaße oder Innenmaße, oder die Maßgenauigkeit, dann muß mit langer Lieferzeit und erheblichen Kosten gerechnet werden, wenn die betreffende Lagergröße nicht zufällig vorrätig ist. Es ist daher zu empfehlen, abnormale Lager als Reserve auf Vorrat zu halten oder dem Hersteller der Maschine die Verpflichtung zur Vorratshaltung aufzuerlegen.

## 7 Normen.

### 7,1 Stand der Normung.

In Deutschland wurde bereits im Jahre 1917 mit der Normung von Kugellagern begonnen. Die ersten Normblätter erschienen im Jahre 1922. Angeregt durch die Arbeiten in Deutschland beschäftigten sich später auch Schweden und die Schweiz mit der Wälzlager-Normung. In Amerika zeigte man ebenfalls Interesse für die deutschen Bestrebungen. Im Jahre 1923 fand in Zürich die erste Tagung über Kugellager-Normung statt, an der Vertreter von Deutschland, Schweden, der Schweiz und USA teilnahmen. Im Jahre 1926 wurde dann in New York die „ISA“ (International Federation of the National Standardizing Associations) gegründet<sup>1</sup>. Der Kugellager-Ausschuß setzte sich aus Vertretern von Deutschland, England, Italien, Schweden, der Schweiz und USA zusammen. Die Geschäftsführung wurde dem schwedischen Normen-Ausschuß übertragen. Auf den Tagungen in Stockholm im Jahre 1927, in Heidelberg 1928, in Paris 1929, in Kopenhagen 1931, Mailand 1932, Stockholm 1934 und Paris 1937 wurden die Arbeiten erheblich gefördert, so daß der größte Teil der mit der Normung in Zusammenhang stehenden Fragen jetzt als abgeschlossen gelten kann.

Der zur Zeit gültige Stand der deutschen Normen geht aus Tabelle [36] hervor.

[36] Liste der zur Zeit bestehenden DIN-Blätter für Wälzlager.

Nr.	Ausgabedatum	Inhalt
DIN 612 Bl. 1 . . . .	4. 29	Kugellager, einreihige leichte Querlager, Bohrung $d = 4$ bis 110 ( <i>in Neubearbeitung</i> )
DIN 612 Bl. 2 . . . .	4. 27	Kugellager, einreihige leichte Querlager, Bohrung $d = 120$ bis 320 ( <i>in Neubearbeitung</i> )
DIN 613 Bl. 1 . . . .	7. 28	Kugellager, einreihige mittelschwere Querlager, Bohrung $d = 10$ bis 95 ( <i>in Neubearbeitung</i> )
DIN 613 Bl. 2 . . . .	4. 27	Kugellager, einreihige mittelschwere Querlager, Bohrung $d = 100$ bis 280 ( <i>in Neubearbeitung</i> )
DIN 614 Bl. 1 . . . .	7. 28	Kugellager, einreihige schwere Querlager, Bohrung $d = 17$ bis 85 ( <i>in Neubearbeitung</i> )
DIN 614 Bl. 2 . . . .	4. 27	Kugellager, einreihige schwere Querlager, Bohrung $d = 90$ bis 240 ( <i>in Neubearbeitung</i> )
DIN 615 . . . . .	11. 32	Schulterkugellager, Hauptreihe, leichte Reihe, mittlere Reihe ( <i>in Neubearbeitung</i> )
DIN 616 . . . . .	1. 37	Kugellager, Querlager, Hauptabmessungen ( <i>in Neubearbeitung</i> )
DIN 619 . . . . .	3. 24	Kugellager, Übersicht ( <i>in Neubearbeitung</i> )
DIN 620 . . . . .	3. 36	Prüfverfahren und Toleranzen für Querkugel- und Rollenlager
DIN 622 Bl. 1 . . . .	4. 29	Kugellager, zweireihige leichte Querlager, Bohrung $d = 10$ bis 110 ( <i>in Neubearbeitung</i> )
DIN 622 Bl. 2 . . . .	4. 27	Kugellager, zweireihige leichte Querlager, Bohrung $d = 120$ bis 320 ( <i>in Neubearbeitung</i> )
DIN 623 Bl. 1 . . . .	7. 28	Kugellager, zweireihige mittelschwere Querlager, Bohrung $d = 10$ bis 95 ( <i>in Neubearbeitung</i> )
DIN 623 Bl. 2 . . . .	4. 27	Kugellager, zweireihige mittelschwere Querlager, Bohrung $d = 100$ bis 280 ( <i>in Neubearbeitung</i> )

<sup>1</sup> Das ISA-Komitee hat aber nur die Aufgabe, Normen vorzuschlagen. Maßgebend sind immer die von den nationalen Normenausschüssen aufgestellten Normblätter.

[36] (Fortsetzung.)

Nr.	Ausgabedatum	Inhalt
DIN 624 Bl. 1 . . . . .	7. 28	Kugellager, zweireihige schwere Querlager, Bohrung $d = 17$ bis 85 ( <i>in Neubearbeitung</i> )
DIN 624 Bl. 2 . . . . .	4. 27	Kugellager, zweireihige schwere Querlager, Bohrung $d = 90$ bis 240 ( <i>in Neubearbeitung</i> )
DIN 632 . . . . .	9. 36	Kugellager, einreihige leichte Spannhülsenlager, Bohrung $d = 17$ bis 180 ( <i>in Neubearbeitung</i> )
DIN 633 . . . . .	9. 36	Kugellager, einreihige mittelschwere Spannhülsenlager, Bohrung $d = 17$ bis 180 ( <i>in Neubearbeitung</i> )
DIN 634 . . . . .	6. 37	Wälzlager, Gehäuse-Innenmaße für Spannhülsen-Wälzlager, Wellendurchmesser $d = 17$ bis 180
DIN 642 . . . . .	7. 28	Kugellager, zweireihige leichte Spannhülsenlager, Bohrung $d = 15$ bis 100 ( <i>in Neubearbeitung</i> )
DIN 709 . . . . .	6. 36	Kugellager, Gehäuse für Wechsellager mittelschwere Reihe, Anschlußmaße, Bohrung $d = 25$ bis 100
DIN 710 . . . . .	6. 36	Kugellager, Gehäuse für Wechsellager schwere Reihe, Anschlußmaße, Bohrung $d = 25$ bis 100
DIN 711 . . . . .	11. 33	Kugellager, Längslager mit flachen Druckscheiben, ganz leichte Reihe, Bohrung $d = 10$ bis 360, leichte Reihe Bohrung $d = 10$ bis 360, mittelschwere Reihe Bohrung $d = 25$ bis 200, schwere Reihe Bohrung $d = 25$ bis 180
DIN 712 . . . . .	11. 33	Kugellager, Längslager mit balliger Scheibe, leichte Reihe mit und ohne Einstellscheibe, Bohrung $d = 10$ bis 360
DIN 713 . . . . .	11. 33	Kugellager, Längslager mit balliger Scheibe, mittelschwere Reihe, mit und ohne Einstellscheibe, Bohrung $d = 25$ bis 200
DIN 714 . . . . .	11. 33	Kugellager, Längslager mit balliger Scheibe, schwere Reihe, mit und ohne Einstellscheibe, Bohrung $d = 25$ bis 180
DIN 715 . . . . .	11. 33	Kugellager, Wechsellager mit flachen Druckscheiben, leichte Reihe, Bohrung $d = 15$ bis 220, mittelschwere Reihe Bohrung $d = 25$ bis 120, schwere Reihe Bohrung $d = 25$ bis 100
DIN 716 . . . . .	11. 33	Kugellager, Wechsellager mit balligen Scheiben, leichte Reihe mit und ohne Einstellscheiben, Bohrung $d = 15$ bis 220
DIN 717 . . . . .	11. 33	Kugellager, Wechsellager mit balligen Scheiben, mittelschwere Reihe mit und ohne Einstellscheiben, Bohrung $d = 25$ bis 120
DIN 718 . . . . .	11. 33	Kugellager, Wechsellager mit balligen Scheiben, schwere Reihe, mit und ohne Einstellscheiben, Bohrung $d = 25$ bis 100
DIN 719 . . . . .	6. 36	Kugellager, Abmaße für Längslager nach DIN 711 bis 714 und Wechsellager nach DIN 715 bis 718
DIN 720 . . . . .	9. 36	Kegelrollenlager leichte Reihen, schmal, Bohrung $d = 17$ bis 150, breit, Bohrung $d = 30$ bis 120, mittelschwere Reihen, schmal, Bohrung $d = 15$ bis 120, breit, Bohrung $d = 15$ bis 120
DIN 5412 Bl. 1 . . . . .	3. 31	Zylinderrollenlager, Erläuterungen, Änderungsvorschlag für Bohrung und Manteldurchmesserabmaße (Entwurf s. DIN-M. 1935 N 22)
DIN 5412 Bl. 2 . . . . .	3. 31	Schmale Zylinderrollenlager (N) leichte Reihe, Bohrung $d = 15$ bis 220, mittelschwere Reihe Bohrung $d = 15$ bis 140, schwere Reihe Bohrung $d = 25$ bis 110
DIN 5412 Bl. 3 . . . . .	3. 31	Breite Zylinderrollenlager (W) leichte Reihe, Bohrung $d = 15$ bis 110, mittelschwere Reihe Bohrung $d = 15$ bis 95, schwere Reihe Bohrung $d = 25$ bis 85
DIN L 89 . . . . .	12. 36	Kugellager, Querlager, A Querlager Bohrung $d = 3$ bis 60, B Pendellager Bohrung $d = 6$ bis 40, C Pendellager mit breitem Innenring Bohrung $d = 6$ bis 12, D Querlager mit kleinen Kugeln Bohrung $d = 15$ bis 60

[36] (Fortsetzung.)

Nr.	Ausgabedatum	Inhalt
DIN L 89 (Beiblatt) .	12. 36	Kugellager, Querlager, Tragfähigkeit
DIN L 351 . . . . .	12. 36	Gelenklager, Bohrung $d = 6$ bis 30
DIN L 61 . . . . .	8. 35	Seilrollen mit Kugellagern, A 6 bis 12 nach DIN L 89
DIN VDV 104 . . . .	4. 30	Rollenlager-Achswellen mit Schlitzmutter für Straßenbahn-Triebwagen
DIN VDV 106 . . . .	4. 30	Rollenlager-Achswellen mit Druckkappen für Straßenbahn-Triebwagen
DIN VDV 124 . . . .	4. 30	Rollenlager-Achswellen mit Schlitzmutter für Straßenbahn-Beiwagen
DIN VDV 126 . . . .	4. 30	Rollenlager-Achswellen mit Druckkappen für Straßenbahn-Beiwagen
DIN VDV 129 . . . .	4. 30	Schlitzmutter und Sicherungsstücke für Rollenlager-Achswellen (Straßenbahn)
DIN VDV 130 . . . .	4. 30	Druckkappen und Sicherungsbleche für Rollenlager-Achswellen (Straßenbahn)
DIN VDV 251—258 .	9. 30	Rollenachslager für Straßenbahn
DIN BERG 2605 . . .	12. 31	Abraum- und Kohlenwagen 900 mm Spurweite, Rollenlager-Achswelle
DIN BERG 2606 . . .	12. 31	— Anschlußmaße für Gleit- und Rollenachslager bei deutschen Drehgestellen
DIN BERG 2607 . . .	12. 31	— Anschlußmaße für Gleit- und Rollenachslager bei amerikanischen Drehgestellen
DIN BERG 2454 Bl. 1	3. 33	Elektrische Lokomotiven 900 mm Spurweite, Achswellen für Gleit- und Rollenachslager für Achsdrücke bis 12,5 t
DIN BERG 2454 Bl. 2	3. 33	— Achswellen für Gleit- und Rollenachslager für Achsdrücke über 12,5 bis 17,5 t
DIN BERG 2455 . . .	3. 33	Schlitzmutter, Sicherungsstücke für Rollenlager-Achswellen

Der Stand der internationalen Normung ist folgender:

## 7,11 Einbaumaße der Wälzlager.

### 7,111 Hauptmaße der Querlager.

Auf der Sitzung in Mailand 1932 wurden die Hauptmaße einer ganz leichten Reihe und der leichten, mittelschweren und schweren Reihen für „geschlossene“ Querlager — Pendelkugellager, Radiallager, Rillenkugellager mit Einfüllöffnung, Pendelrollenlager und Tonnenlager mit Ausnahme der zweireihigen Schrägkugellager, deren Breite seit Jahrzehnten in Zoll ausgeführt wird — bis zu einem Manteldurchmesser von 580 mm festgelegt, entsprechend einer Bohrung von 320 mm in den leichten Reihen, 280 mm in den mittelschweren Reihen und 240 mm in den schweren Reihen (s. Normtafel 9,51). [Die damals noch vorgesehene breite, schwere Reihe (1400) für Pendelkugellager wurde wieder gestrichen, da ihre Gängigkeit zu gering ist.]

In den folgenden Jahren stellte sich heraus, daß diese Reihen und ihr Umfang nicht mehr genügen. Die außerordentlich starke Entwicklung der Wälzlager auf fast allen Gebieten des Maschinen- und Fahrzeugbaues macht eine Anpassung an diese Verhältnisse erforderlich. Die immer mehr zunehmende Verwendung großer und ganz großer Lager für hohe Lasten hat dazu geführt, daß in dem Gebiet über 580 mm Manteldurchmesser jede Firma nach eigenem Gutdünken vorgegangen ist. Auch viele Abnehmer haben von sich aus, je nach dem vorliegenden Bedürfnis, irgendwelche Maße festgelegt. Dieser Zustand konnte in Kauf genommen werden, solange derartige Lager nur vereinzelt vorkamen. Mit der zunehmenden Verwendung großer Lager ist aber eine regelnde Bestimmung wünschenswert, um niedrigere Herstellungskosten zu erzielen und Ersatz leichter beschaffen zu können.



Auch die bisherigen leichten, mittelschweren und schweren Reihen genügen nicht mehr für die vielseitigen Anwendungsgebiete. Die Verhältnisse im Werkzeugmaschinenbau und Flugzeugbau machen z. B. eine besonders leichte aber genügend breite Reihe erforderlich. Der Walzwerksbau und die Maschinen für die Hartzerkleinerung lassen ebenfalls die Aufstellung von Zwischenreihen wünschenswert erscheinen. Mit Rücksicht auf den Automobilbau ist es notwendig, auch die Hauptmaße der in großen Mengen verwendeten Schrägkugellager in einer Norm zu erfassen.

Das ISA-Komitee 4 — Wälzlager — hat sich daher auf der Sitzung in Paris 1937 entschlossen, diesen Verhältnissen Rechnung zu tragen und den von Schweden eingereichten Vorschlag (s. Normtafel 9,51) in bezug auf die Aufnahme der Reihen:  $B_3$  der Durchmesserserie  $D_0$  von 120 mm Bohrung,  $B_3$  der Durchmesserserie  $D_1$  von 110 mm Bohrung und  $B_3$  der Durchmesserserie  $D_2$  von 220 mm Bohrung an aufwärts bis 500 mm Bohrung zu empfehlen.

Auch die Reihen  $B_3$  der Durchmesserserie  $D_2$  von 12 mm bis 110 mm Bohrung und  $B_3$  der Durchmesserserie  $D_3$  von 10 mm bis 110 mm Bohrung wurden als ISA-Vorschlag angenommen, jedoch mit einer Abrundung der Zollmaße nach oben oder unten auf eine Stelle nach dem Komma. Die *endgültigen* Werte sollen allerdings erst später festgelegt werden. Diese Reihen gelten für zweireihige Schrägkugellager, die in USA in sehr großen Stückzahlen verbreitet sind und auch in Europa in immer größeren Mengen verwendet werden.

Die Reihe  $B_1$  der Durchmesserserie  $D_0$  stellt eine Verbesserung der bisherigen ganz leichten Reihe  $B_0$  in der Serie  $D_0$  dar, die bekanntlich als Fachnorm nicht veröffentlicht wurde, weil man die Anwendung dieser Lager nach Möglichkeit verhindern wollte. Die Laufringe sind nämlich so schmal und dünn, daß ein starkes Verziehen derselben nicht zu vermeiden ist. Auch die Tragfähigkeit dieser Lager ist sehr unbestimmt. Aus diesem Grunde hat diese Reihe in USA keinen Anklang gefunden. Um aber auf der anderen Seite dem dringenden Bedürfnis nach Lagern mit einem kleinen Profil abzuhelfen, wurde außerdem die in der Normtafel 9,51 aufgestellte breitere Reihe vorgeschlagen. Diese Maße können aber noch nicht als endgültig betrachtet werden.

Die Hauptmaße der Zylinderrollenlager stimmen mit denen der Querkugellager überein. In Deutschland wurden besondere Normblätter über Zylinderrollenlager aufgestellt — DIN 5412 Blatt 1, 2 und 3 —, in denen auch diejenigen Maße festgelegt wurden, die für den Ein- und Ausbau benötigt werden. Eine Abweichung von den genormten Breiten besteht nur bei den Lagerarten NUJ, NH, WUJ und WH, bei denen der Winkelring vorsteht. In der Normtafel 9,51 sind auch diese Maße aufgeführt.

Für die Hauptmaße der Kegelrollenlager konnte keine Weltnorm erzielt werden, da USA von den in Amerika gebräuchlichen Zollmaßen nicht abgehen wollte. Die meisten europäischen Länder haben sich aber entschlossen, für Kegelrollenlager die gleichen Durchmessermaße und Toleranzen zu verwenden wie für die anderen Querlager. Die Gesamtbreite ist größer, da der eine Ring gegenüber dem anderen etwas vorsteht. Die Hauptmaße einschließlich der besonderen Breitenmaße gehen aus der Normtafel 9,51 hervor.

Die Hauptmaße der einreihigen Schrägkugellager der Reihen 7200 und 7300 entsprechen denen der einreihigen Querkugellager. Eine Ausnahme machen die Spezial-Schräglager für Vorderräder von Kraftwagen. Mit Rücksicht auf die große Verwendung dieser Lager wäre es zweckmäßig, dafür die Maße der Kegelrollenlager zugrunde zu legen, auch in der Breite, um eine Austauschbarkeit zu erzielen.

Die in Deutschland genormten Schulterkugellager der Reihe E (DIN 615) stimmen weder in den Hauptmaßen noch in der Toleranz mit den internationalen Normen überein, die Reihen L und M weichen nur in der Toleranz ab.

Der Vorschlag, die Konizität, die Bohrung und den Manteldurchmesser der Spannhülslager zu normen, wurde bereits auf der ersten Tagung in Stockholm behandelt. In Deutschland wurde früher der Konus 1:10 oder 1:15 verwendet. Auf Grund der internationalen Verhandlungen wird jetzt der Konus 1:12 in den meisten Ländern gutgeheißen.

In der Normtafel 9,51 sind auch die genormten Werte für den Kantenabstand der Rundungsflächen (nicht zu verwechseln mit Profilhalmmesser) aufgeführt. Diese Werte gelten aber nur für Schulter- und Bordseitenflächen. Der Kantenabstand der kleinen Seitenflächen von Kegelrollenlagern, Schrägkugellagern, Schulterkugellagern und einigen Zylinderrollenlagern ist geringer. Diese Werte wurden in die Normtafel nicht aufgenommen, weil sie im allgemeinen nicht benötigt werden.

ISA hat sich bisher mit einer Normung der Kegelhülsen — Spannhülsen, Abziehhülsen und Klemmhülsen — nur insofern befaßt, als die Kegelsteigung mit 1:12 einheitlich festgelegt wurde. In der deutschen Norm ist man darüber hinausgegangen und hat — allerdings nur für Spannhülsen — die Hülsenlänge, die Breite und den Durchmesser der Mutter festgelegt (DIN 632, 633 und 642). In der Normtafel 9,51 sind auch diejenigen Maße aufgeführt, die vorläufig nur den Charakter einer Werksnorm besitzen.

### 7,112 Hauptmaße der Längslager.

Die Normung der Längslager war besonders wichtig, da die Maße der Lager verschiedener Fabrikate in den meisten Fällen stark voneinander abwichen. Es besteht daher ein dringendes Bedürfnis, daß die in den internationalen Sitzungen beschlossenen Hauptmaße für die neuen Reihen sobald wie möglich eingeführt werden, damit der sowohl für die Verbraucher als auch für die Hersteller äußerst ungünstige Zustand behoben wird. In der Normtafel 9,51 sind die international vereinbarten Hauptmaße einschließlich der in Paris 1937 vorgeschlagenen Verlängerung einzelner Reihen enthalten.

### 7,113 Innenmaße — Lagerkonstruktion.

Die Innenmaße sind für den Verbraucher insofern von Bedeutung, als ein beliebiger Austausch der Lager eines oder mehrerer Hersteller gewährleistet sein muß. Dies ist der Fall, wenn sie so gewählt sind, daß die ISA-Passungen anwendbar sind, wenn also die radiale Lagerluft genügend groß ist. Weil es zur Zeit kein einwandfreies Meßverfahren für die Lagerluft bei Kugellagern gibt, hat sich das ISA-Komitee darauf beschränkt, folgende allgemeine Richtlinie zu empfehlen (Stockholm 1934) und (Paris 1937):

*„Die Konferenz weist darauf hin, daß die Größe der Lagerluft von der Lagerart und von der inneren Gestaltung der Lager, wie z. B. Kugelgröße, Rillenradius usw. abhängig ist; eine internationale Normung ist deshalb zur Zeit nicht durchführbar.*

*Die Konferenz empfiehlt jedoch als eine Art Regelung, daß alle Wälzlager grundsätzlich Lagerluft aufweisen müssen, und zwar mindestens so gewählt, daß ein einwandfreier Lauf auch bei ganz kleiner Last gewährleistet wird, wenn die Lager über 17 mm Bohrung auf Wellen montiert werden, die nach ISA k 5 bemessen sind. Für Wälzlager bis und mit 17 mm Bohrung gilt das gleiche bei Wellen nach ISA j 5.“*

Eine Festlegung gewisser Innenmaße kann auch mit Rücksicht auf den Ein- und Ausbau wünschenswert sein. Für Zylinderrollenlager wurde aus diesem Grunde in Deutschland der Laufbahndurchmesser und der Borddurchmesser genormt (DIN 5412).

Wenn auch das ISA-Komitee bei der Aufstellung der Serien und Reihen von den Verhältnissen bei den einzelnen Lagerarten ausgegangen ist, so bedeutet dies jedoch nicht, daß jede Maßreihe nur einer bestimmten Lagerbauart zugeordnet ist und nur für diese Gültigkeit besitzt. Mit Rücksicht auf eine wirtschaftliche Fertigung ist es naturgemäß erwünscht und wegen der Konstruktion sogar meistens notwendig, die Bauformen auf gewisse Reihen zu beschränken (s. Tafel 9,51). Es bleibt aber dem Hersteller überlassen, den inneren Aufbau eines Lagers einschließlich der Käfigkonstruktion nach seinem Gutdünken vorzunehmen.

### 7,114 Anschlußmaße.

Um einen zweckmäßigen Einbau der Wälzlager zu gewährleisten, hat sich das ISA-Komitee auch mit der Festlegung wichtiger Anschlußmaße befaßt. In der Normtafel 9,51 sind die vom ISA-Komitee vorgeschlagenen Werte für Hohlkehlenhalmmesser und Schulterhöhen enthalten.

Bei Verwendung von Lagern mit Spannhülsen ergeben sich gewisse Größt- und Kleinstmaße für die Gehäuse, die auf Grund eines ISA-Vorschlages in DIN 634 zusammengestellt wurden.

Auch bei Kegelrollenlagern sind bestimmte Anschlußmaße für die Zubehörteile, z. B. Distanzbüchsen, zu beachten, um ein Streifen des Käfigs zu vermeiden. Es wäre wünschenswert, auch diese in einer Norm festzulegen (s. Tafel 9,51).

### 7,12 Maß- und Laufgenauigkeit.

Die Toleranzen für den Durchmesser des Mantels und der Bohrung sowie für die Breite der international genormten Wälzlager sind aus Tafel 9,61 zu entnehmen. Diese Tafel enthält auch die zulässigen Grenzwerte — feststellbares Größtmaß und Kleinstmaß —, die sich ergeben können, wenn die Ringe unrund sind.

Auch für die Laufgenauigkeit der Kugellager — radialer Schlag, Rillenseitenschlag, Seitenschlag und Parallelität der Seitenflächen — wurden Toleranzen festgelegt (s. Tafel 9,61 und Abschnitt 8).

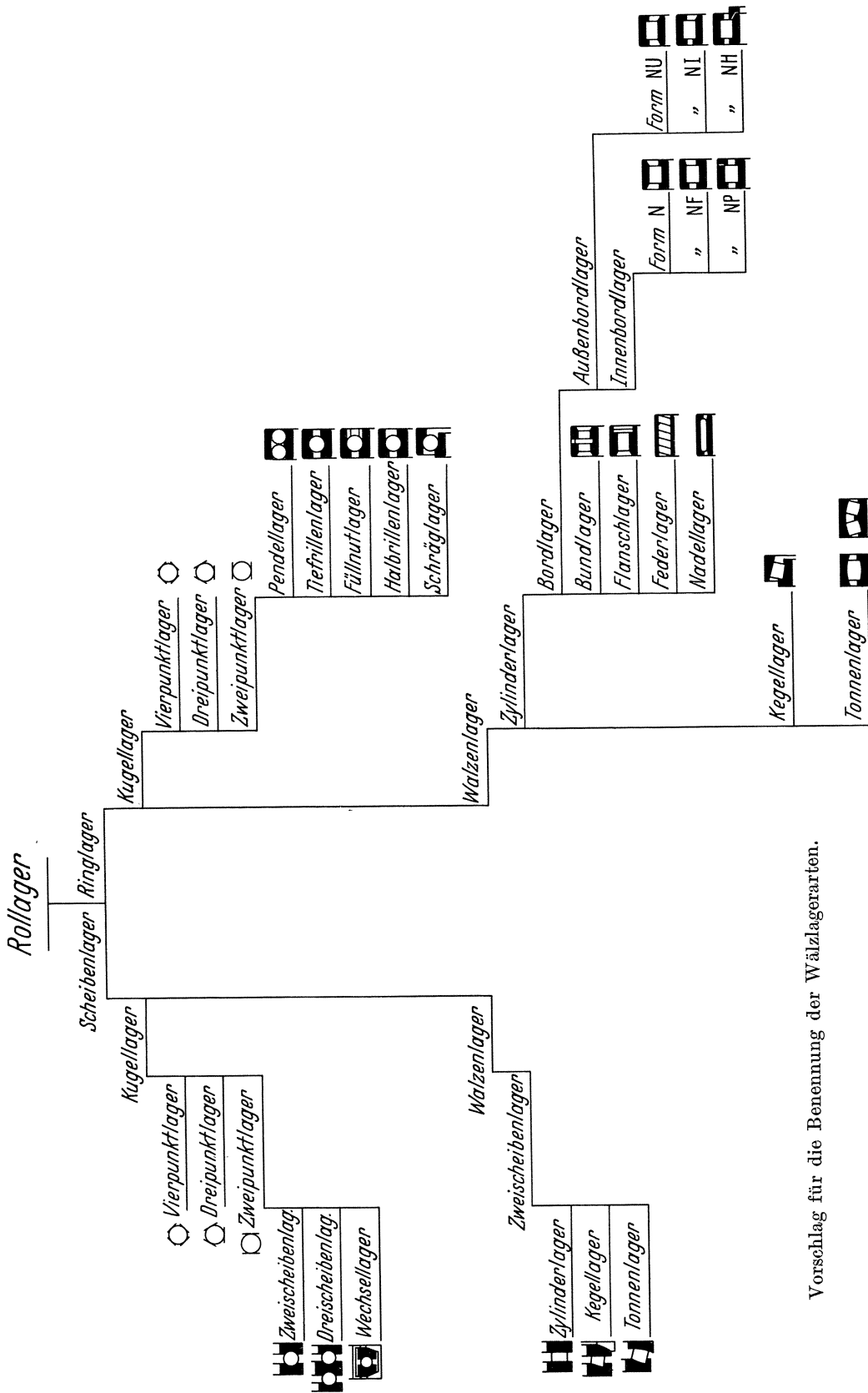
Für die Prüfung der Maß- und Laufgenauigkeit hat man ebenfalls besondere Vorschriften aufgestellt, da sonst keine einheitlichen Ergebnisse zu erzielen sind, und die Austauschbarkeit von Lagern verschiedenen Fabrikats nicht immer möglich wäre. Die in dem DIN-Blatt 620 angegebenen Prüfverfahren gelten praktisch nur für Kugellager. Es wäre zweckmäßig, eine Erweiterung entsprechend Abschnitt 8,52 vorzunehmen.

### 7,13 Benennung und Bezeichnung der Wälzlager.

Das ISA-Komitee hat sich bereits mit einer Benennung der wichtigsten Wälzlager befaßt. In den deutschen Normblättern werden ebenfalls bestimmte Ausdrücke für die Lager und ihre Teile verwendet. Diese Begriffe sind aber wenig brauchbar und teilweise sinnentstellend. Als Beispiel sei auf die Worte „Querlager“ und „Längslager“ verwiesen, die bei Beginn der Normung der Kugellager eingeführt wurden. Damals schienen diese Ausdrücke zweckmäßig zu sein. Inzwischen hat sich jedoch herausgestellt, daß sie nicht genügend eindeutig sind, da die sog. „Querlager“ (z. B. Radiallager und Pendelrollenlager) in vielen Fällen auch als „Längslager“ benutzt werden. Wie widersinnig diese Benennung ist, geht auch daraus hervor, daß „Schräglager“ nicht etwa eine besondere Gruppe darstellen, sondern zu den „Querlagern“ gehören. Wenn man mit „Querlager“ solche Lager meint, die in erster Linie „Querkräfte“ aufnehmen sollen, ist es nicht zweckmäßig, unter „Schräglager“ eine Bauform zu verstehen, bei der die Druckrichtung ständig schräg zur Radialebene liegt. Ebenso ungünstig sind die Ausdrücke „Längslager“ und „Wechselager“ für einseitig und zweiseitig wirkende Lager, wie sie in den Normblättern festgelegt wurden. Danach wäre ein „Wechselager“ kein „Längslager“. Diese Begriffsbestimmung sollte daher ebenfalls geändert werden. Auch die Benennung mehrerer anderer Lager ist ungünstig.

Die Ursache hierfür liegt darin, daß die einzelnen Bauarten im Laufe der Jahre nacheinander entstanden sind und die Benennung jeweils nach der Eigenschaft gewählt wurde, die zu dem betreffenden Zeitpunkt besonders wichtig erschien. Dabei hatte man aber nicht die möglichen Bauarten vor Augen, sondern nur einen eng begrenzten Rahmen. Da sich jetzt das ganze Gebiet überblicken läßt, sollte nach Ausdrücken gesucht werden, die systematisch aufgebaut sind und die Eigenart des Lagers oder des Teiles möglichst sinnfällig kennzeichnen.

Bei der Ausarbeitung der einzelnen Abschnitte dieses Buches ergaben sich häufig unangenehme Schwierigkeiten mit der heute üblichen Benennung. Zuerst bestand daher die Absicht, die jetzt als Vorschlag gebrachten Benennungen sofort zu verwenden. Dann hätte jedoch jeder Leser zunächst diese Tafel studieren müssen. Es wurde daher vorgezogen, sie als Anregung für eine offizielle Behandlung dieser Frage herauszugeben (S. 455 u. 456). Die bisher üblichen Benennungen gehen aus der Tafel 9,52 hervor. Der Ausdruck „Längslager“ wurde allerdings entgegen der deutschen Norm als Oberbegriff verwendet.



Vorschlag für die Benennung der Wälzlagerarten.

Rollagergruppen	Kennzeich.	Bilder der Bauformen											
Trag-Führlager													
Trag-Stützlager													
Traglager				Vorschlag für die Benennung der Wälzlager nach ihren Führungseigenschaften.									
Stützlager													
Stütz-Traglager													
Führlager													

die Trag-Führlager können auch als Trag-Stützlager und als Führlager eingebaut werden

Die Bezeichnung der verschiedenen Lagerreihen kann heute praktisch als genormt betrachtet werden, da sich bestimmte Bezeichnungen für alle genormten Längslager- und für die meisten Querlagerreihen durchgesetzt haben. Nur diese werden daher in der Tafel 9,52 aufgeführt. Diese Bezeichnungen sind bereits in den ISA-Vorschlägen enthalten und werden demnächst in ein Normblatt aufgenommen.

Für die Bezeichnung des einzelnen Lagers werden vorwiegend Zahlen benutzt, bei denen die beiden letzten Ziffern („Kennziffer“ der Bohrung) durch Multiplikation mit dem Faktor 5 den Bohrungsdurchmesser ergeben, mit Ausnahme der Lager unter 20 mm Bohrung. Bei Radiallagern unter 10 mm Bohrung, Schulterkugellagern und Zylinderrollenlagern setzt sich die Bezeichnung aus einem oder mehreren Buchstaben zusammen mit dem Bohrungsdurchmesser.

Die bisherige Unterteilung in ganz leichte, leichte, mittelschwere und schwere Reihen konnte wegen der Erweiterung nicht mehr aufrecht erhalten werden. TÖRNEBOHM hat daher den Vorschlag gemacht, in Zukunft den Begriff „Durchmesserserie“ einzuführen, wobei die früheren leichten Reihen der Serie  $D_2$ , die mittelschweren der Serie  $D_3$  und die schweren der Serie  $D_4$  entsprechen. In jeder „Durchmesserserie“ gibt es eine oder mehrere Reihen, die sich durch ihre Breite unterscheiden (s. Tafel 9,51).

#### 7.14 Werkstoff und Oberflächenbeschaffenheit.

Das ISA-Komitee 4 — Wälzlager — hat sich bisher mit der Normung des Werkstoffes nicht befaßt. Es ist auch nicht wahrscheinlich, daß diese Frage in nächster Zukunft behandelt wird, obwohl sich praktisch eine weitgehende Übereinstimmung herausgebildet hat, da schon seit vielen Jahren vorwiegend Chromstahl zur Verwendung kommt. Nur wenige Firmen sind bei Einsatzmaterial geblieben. Die Analysen der zur Zeit verwendeten Chromstähle geht aus Tabelle [37] hervor.

[37] Analysen von normalem Wälzlagerstahl.

(Mit steigender Dicke des Werkstückes ist höherer Chromgehalt bei niedrigerem Kohlenstoffgehalt vorgesehen.)

Dicke des Werkstückes in mm	C %	Mn %	Si %	Cr %	P %	S %
von 1,80 bis 9,00	1,10 ± 0,05	von 0,25 bis 0,35	von 0,25 bis 0,35	von 0,40 bis 0,60	max. 0,025	max. 0,020
von 9,10 bis 16,80	1,05 ± 0,05	von 0,25 bis 0,35	von 0,25 bis 0,35	von 0,85 bis 1,10	max. 0,025	max. 0,020
über 17,00	1,00 ± 0,05	von 0,25 bis 0,35	von 0,25 bis 0,35	von 1,40 bis 1,65	max. 0,025	max. 0,020

Die Härte der Laufringe und Rollkörper liegt normalerweise zwischen 60 und 66  $R_c$ .

Auch die Oberflächenbeschaffenheit ist praktisch einheitlich geregelt, insofern als alle Firmen die Einbauflächen der Lager — Bohrung, Mantel, Seiten — nach gleichen oder ähnlichen Verfahren schleifen und die Laufflächen polieren oder läppen. Für eine weitergehende Normung besteht daher kein Bedürfnis und auch keine Möglichkeit, solange kein einheitliches Prüfverfahren anerkannt ist.

### 7,15 Tragfähigkeit der Wälzlager.

In den immer noch bestehenden, jetzt aber in Neubearbeitung befindlichen deutschen Normblättern wurden 1922 auch Belastungszahlen angegeben, d. h. es wurde die Tragfähigkeit der Lager verschiedener Fabrikate genormt. Zu dieser Maßnahme kam man seinerzeit in erster Linie, um den ungesunden Wettbewerb mit solchen Angaben auszuschalten.

Die Belastungsangaben der DIN-Blätter wurden aber überholt, als von seiten der SKF ein neues Berechnungsverfahren eingeführt wurde, welches die relative Tragfähigkeit in Abhängigkeit von der Lebensdauer zur Grundlage hat.

Eine gewisse Vereinheitlichung hat sich dadurch ergeben, daß einige Wälzlagerhersteller dieses System mehr oder weniger genau übernommen haben, wie die Tabelle [38] zeigt. Unter diesen Umständen ist es praktisch und berechtigt, in der Tafel 9,61 nur die von der SKF aufgestellten Tragfähigkeitszahlen anzugeben.

Auch das ISA-Komitee 4 — Wälzlager — hat sich auf der Sitzung in Stockholm 1934 mit der Frage der Normung der Tragfähigkeit befassen müssen.

Damals wurde die Behandlung dieser Frage zurückgestellt. Auf der Sitzung in Paris 1937 wurde sie schließlich wieder von dem Programm des ISA-Komitees abgesetzt.

### 7,16 Gehäuse.

Bekanntlich sind in Deutschland Transmissions-Stehlager und die dazu gehörigen Unterlagen genormt. Für Stehlagergehäuse mit Wälzlagern sind in dem Normblatt DIN 118 die gleichen Fußmaße und Bauhöhen vorgesehen wie für Gleitlager. Die Bauhöhe dieser Stehlager ist für Wälzlager unnötig groß. Auch eine Verkleinerung der Fußplattenmaße wäre wünschenswert. Trotzdem schon vor vielen Jahren der Versuch gemacht wurde, eine diesen Verhältnissen entsprechende Norm zustande zu bringen, gelang es erst auf der Sitzung des ISA-Komitees 4 in Paris, Juni 1937, eine Einigung zu erzielen. Die in der Tabelle [39] aufgeführten Maße wurden als ISA-Vorschlag angenommen.

Für Flanschgehäuse, Tabelle [40], DIN 709 und 710, besteht ebenfalls ein ISA-Vorschlag.

In Deutschland wurden auch Achslager mit Zylinderrollenlagern für Straßenbahnwagen genormt.

### 7,17 Sondernormen.

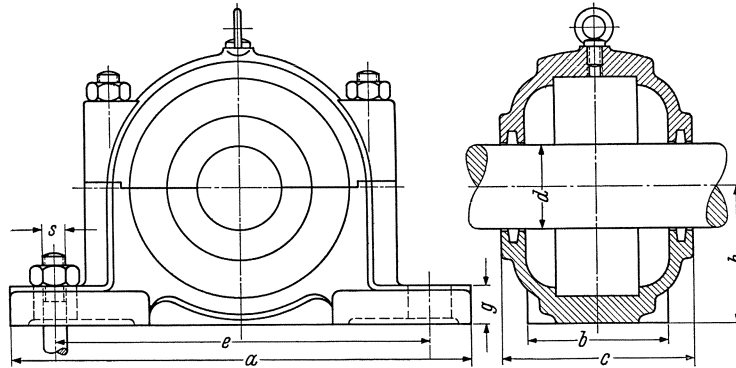
Es läßt sich nicht vermeiden, daß für gewisse Fachgebiete Sonderbauarten entwickelt werden müssen, um den speziellen Verhältnissen gerecht zu werden. In den meisten Fällen ist es zweckmäßig, auch hierfür eine bestimmte Norm aufzustellen, um einer allgemeinen Verwirrung vorzubeugen. Das ISA-Komitee hat sich jedoch bisher mit dieser Aufgabe nicht befaßt.

In dieses Gebiet fallen die Normen für kleine Kugellager mit besonders schwachem Profil — DIN L 89 — und die Seilrollen mit Kugellagern — DIN L 61 — die speziell für den Flugzeugbau entwickelt wurden. Auch im Automobilbau gibt es zwei Sonderausführungen, die in den letzten Jahren mehr und mehr verwendet werden, die Lager mit einem Flansch oder einer Ringnut. Es ist aber ein unhaltbarer Zustand eingerissen,

[38] Vergleich der Tragfähigkeitsangaben.

Firma	Exponent		Angegebene Stunden Lebensdauer für $s = 1$	% der Lager, die die Lebensdauer überschreiten
	Kugellager	Rollerlager		
SKF . . . . .	0,3	0,3	500	90
FAG . . . . .	0,3	0,3	5000	die meisten
DKF . . . . .	0,3	0,3	5000	die meisten
Jaeger . . . . .	—	0,3	—	—
M. A. B. . . . .	0,3	0,3	500	90
Timken . . . . .	—	0,3	500	nicht angegeben
RIV . . . . .	0,3	0,25	1000	nicht angegeben

[39] Hauptmaße der Stehlagergehäuse für Wälzlager mit Spannhülse.



Diese Maße stimmen überein mit den Vorschlägen des ISA-Komitees 4 — Wälzlager — vom Juni 1937.

Maße in mm.

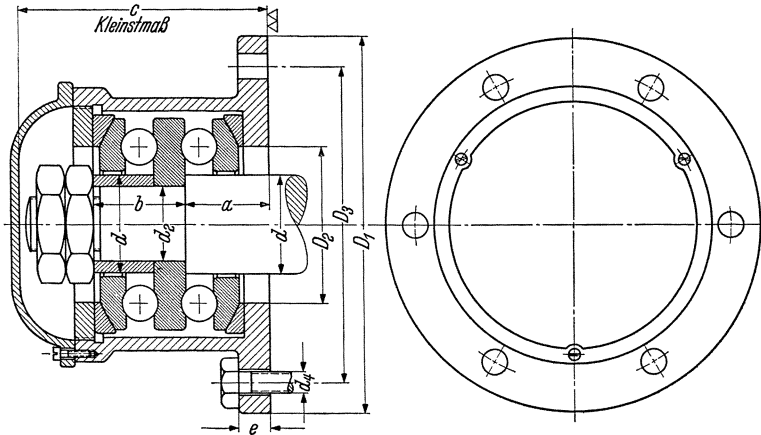
d	Leichte Reihe								Mittelschwere Reihe							
	a	b	c <sup>1</sup>	e <sup>2</sup>	g	h	s <sup>3</sup>		a	b	c	e <sup>2</sup>	g	h	s <sup>3</sup>	
							mm	Zoll							mm	Zoll
25	190	52	77	150	22	50	12	1/2	190	52	82	150	22	50	12	1/2
30	190	52	82	150	22	50	12	1/2	210	60	90	170	25	60	12	1/2
35	210	60	85	170	25	60	12	1/2	210	60	95	170	25	60	12	1/2
40	210	60	85	170	25	60	12	1/2	270	70	105	210	28	70	16	5/8
45	210	60	90	170	25	60	12	1/2	270	70	115	210	30	70	16	5/8
50	270	70	95	210	28	70	16	5/8	290	80	120	230	30	80	16	5/8
55	270	70	105	210	30	70	16	5/8	290	80	125	230	30	80	16	5/8
60	290	80	110	230	30	80	16	5/8	330	90	130	260	32	95	20	3/4
65	290	80	115	230	30	80	16	5/8	360	100	140	290	35	100	20	3/4
70	330	90	120	260	32	95	20	3/4	360	100	145	290	35	112	20	3/4
75	330	90	125	260	32	95	20	3/4	400	110	155	320	40	112	22	7/8
80	360	100	135	290	35	100	20	3/4	400	110	160	320	40	112	22	7/8
85	360	100	140	290	35	112	20	3/4	420	120	170	350	45	125	22	7/8
90	400	110	150	320	40	112	22	7/8	420	120	175	350	45	140	22	7/8
100	420	120	160	350	45	125	22	7/8	460	130	190	390	50	150	27	1
110	420	120	170	350	45	140	22	7/8	540	160	205	450	60	160	30	1 1/8
115	450	130	175	380	50	150	27	1	560	160	215	470	60	170	30	1 1/8
125	510	150	185	420	50	150	30	1 1/8	630	170	235	520	65	180	33	1 1/4
135	540	160	200	450	60	160	30	1 1/8	680	180	245	560	65	190	33	1 1/4
140	560	160	210	470	60	170	30	1 1/8	710	190	255	580	70	200	39	1 1/2

<sup>1</sup> Die Maße in dieser Spalte gelten für die leichte Reihe. Es sind aber auch die entsprechenden Maße der mittleren Reihe für die leichte Reihe zulässig, um die Anzahl der Modelle zu verringern.

<sup>2</sup> Wenn die Befestigungsschrauben in einem Abstand  $e/2$  von der Mitte der Stehlager sitzen, muß noch eine genügende seitliche Verschiebung der Gehäuse gegenüber den Befestigungsschrauben möglich sein. Der Schraubenabstand  $e$  muß um  $\pm 10$  mm schwanken können.

<sup>3</sup> Es wird empfohlen, die Maße der rechteckigen Löcher in den Fußplatten der Stehlager so zu halten, daß die Köpfe der Befestigungsschrauben nach DIN 188 eingeführt werden können.

[40] Flanschgehäuse für zweiseitig wirkende Längslager.



Diese Maße stimmen überein mit den Vorschlägen des ISA-Komitees 4 — Wälzlager — vom September 1934 und mit DIN 709 und 710.

Maße in mm.

Bezeichnung des Lagers	$d$	$d_2$	$D_1$	$D_2$	$D_3$	$a$	$b$	$c$ Kleinstmaß	$e$	Schraubendurchmesser $d_4$	
										Zoll	Metrisch
Mittelschwere Reihe.											
54305	25	20	115	40	90	24	25	72	8	$(\frac{5}{16})$	M 8
54306	30	25	125	46	100	27	28	82	10	$(\frac{5}{16})$	M 8
54307	35	30	135	55	110	30	31	90	10	$(\frac{5}{16})$	M 8
54308	40	30	150	62	125	33	36	98	12	$(\frac{3}{8})$	M 10
54309	45	35	160	68	135	35	37	105	12	$(\frac{3}{8})$	M 10
54310	50	40	180	75	150	39	42	118	14	$\frac{1}{2}$	M 12
54311	55	45	190	82	160	44	47	132	14	$\frac{1}{2}$	M 12
54312	60	50	205	88	170	44	47	140	16	$\frac{1}{2}$	M 12
54313	65	55	215	92	180	46	47	146	16	$\frac{1}{2}$	M 12
54314	70	55	225	100	190	51	52	157	16	$\frac{1}{2}$	M 12
54315	75	60	245	110	205	54	57	168	18	$\frac{5}{8}$	M 16
54316	80	65	250	115	210	54	57	172	18	$\frac{5}{8}$	M 16
54317	85	70	265	120	225	60	62	185	18	$\frac{5}{8}$	M 16
54318	90	75	270	125	230	60	63	190	18	$\frac{5}{8}$	M 16
54320	100	85	300	140	255	65	68	205	22	$\frac{3}{4}$	M 20
Schwere Reihe.											
54405	25	15	125	44	100	31	33	84	10	$(\frac{5}{16})$	M 8
54406	30	20	145	52	120	35	37	96	12	$(\frac{3}{8})$	M 10
54407	35	25	155	60	130	38	42	107	12	$(\frac{3}{8})$	M 10
54408	40	30	175	68	145	43	46	118	14	$\frac{1}{2}$	M 12
54409	45	35	185	75	155	47	52	132	14	$\frac{1}{2}$	M 12
54410	50	40	210	82	175	51	55	143	16	$\frac{1}{2}$	M 12
54411	55	45	220	90	185	55	61	157	16	$\frac{1}{2}$	M 12
54412	60	50	240	98	200	59	64	172	18	$\frac{5}{8}$	M 16
54413	65	50	255	105	215	64	71	188	18	$\frac{5}{8}$	M 16
54414	70	55	265	115	225	67	75	195	18	$\frac{5}{8}$	M 16
54415	75	60	290	120	245	72	81	210	22	$\frac{3}{4}$	M 20
54416	80	65	300	130	255	75	84	220	22	$\frac{3}{4}$	M 20
54417	85	65	310	135	265	80	90	235	22	$\frac{3}{4}$	M 20
54418	90	70	340	145	285	85	94	248	25	$\frac{7}{8}$	M 22
54420	100	80	370	160	315	95	105	272	25	$\frac{7}{8}$	M 22

Die für den Schraubendurchmesser  $D_3$  und für den Schraubendurchmesser  $d_4$  in der Zahlentafel angegebenen Werte gelten nur als Richtlinie. Die Zahl der Schrauben richtet sich nach der Beanspruchung. Fehlende Maße sind freie Maße. Werkstoff: Gußeisen.



insofern als die einzelnen Firmen die Maße nach eigenem Gutdünken bestimmt haben, so daß heute Lager derselben Größe mit verschiedenen Maßen für den Flansch oder die Nut geliefert werden müssen. Es ist daher zweckmäßig, einheitliche Maße aufzustellen, um diesem Zustand ein Ende zu bereiten. Am günstigsten wäre die Ausschaltung der Lager mit Flansch am Außenring, da die Lager mit Ringnut die gleichen Vorteile besitzen, aber einfacher herzustellen sind; die Außenringe können spitzenlos geschliffen werden. Der Flansch bedingt nicht nur großen Materialverlust, sondern auch höhere Kosten beim Drehen und Schleifen. Für Lager mit Ringnut gibt es in USA bereits einen „SAE-Standard“, der auch in Frankreich als Automobilnorm gilt.

In Zukunft dürfte es nicht zu umgehen sein, den schon mehrfach geäußerten Wunsch der Automobilindustrie zu berücksichtigen für Kegelrollenlager und Schrägkugellager Zwischengrößen mit 22, 28 und 32 mm Bohrung in einer Sondernorm festzulegen, da der jetzige Sprung von 5 zu 5 mm für die Bemessung der Vorderradlager als zu groß erachtet wird.

## 7.2 Einführung der Normen.

### 7.21 Bedeutung der Normung.

Von dem zur Zeit gültigen Stand der Normung aus kann jedes Wälzlager als genormt gelten, welches genormte Hauptmaße besitzt, sich innerhalb der zulässigen Grenzen für die Maß- und Laufgenauigkeit bewegt und dessen Radialluft so bemessen ist, daß die ISA-Passungen anwendbar sind. Bei der Beurteilung der Einführung der Normen muß man aber unterscheiden zwischen „genormten“ und „normalen“ Lagern. Ein genormtes oder „normgerechtes“ Lager ist erst dann für den Hersteller als „normal“ zu betrachten, wenn es auch in bezug auf Lagerluft, Werkstoff und Oberflächenbeschaffenheit der üblichen Ausführung entspricht. Ein nicht genormtes Lager weicht in irgendeiner Weise von der ISA- oder DIN-Norm ab. Ein Lager kann „normgerecht“ sein, aber abnormal, wenn es durch eine Sondervorschrift nicht mit der „üblichen“ Ausführung übereinstimmt, z. B. in bezug auf die Oberflächenbeschaffenheit oder die Lagerluft.

Für den Hersteller der Lager ergibt sich auch noch ein anderer Unterschied. Es ist klar, daß es bei dem großen Umfang der genormten Lager nicht möglich ist, sämtliche Größen und Arten unabhängig von Aufträgen auf Vorrat zu fabrizieren. Mit Rücksicht auf die „Gängigkeit“ des Lagers ist vielmehr zu unterscheiden zwischen solchen, die laufend in großen Mengen hergestellt werden und denen, die nur bei Bestellung angefertigt werden. Einige Firmen sind daher schon seit Jahren dazu übergegangen, im Katalog nur die gut gängigen und daher auf Vorrat hergestellten Lager zu führen.

Die allgemein verbreitete Ansicht, daß die seit vielen Jahren gültigen Normen für Wälzlager in weitaus überwiegendem Maße zur Anwendung kommen, ist keineswegs richtig, wenigstens nicht für die deutschen Verhältnisse. Der prozentuale Anteil der „genormten“ Lager ist allerdings wesentlich größer als der „normalen“, weil viele Vorschriften nicht der „üblichen“ Ausführung entsprechen.

In einzelnen Fällen kommt es vor, daß eine Größe in 10 bis 20 verschiedenen Variationen angefertigt werden muß, die jede für sich eine Sonderbauart darstellt. Man kann daher ohne Übertreibung behaupten, daß die Einführung der Normen kaum vorwärts gekommen ist. Es scheint nur so, als ob überwiegend normale Lager zur Verwendung kämen, weil meistens normale Bezeichnungen gebraucht werden. *Es wäre daher ein großer Vorteil, wenn die Norm möglichst weitgehend mit der „üblichen“ Ausführung in Übereinstimmung gebracht würde und dann eine genormte Bezeichnung nur unter der Bedingung Anwendung finden dürfte, daß die Lager in vollem Umfange der Norm entsprechen.* Dann würde sich zeigen, daß ein großer, wenn nicht gar der überwiegende Teil der heute zur Verwendung kommenden Lager nicht als „genormt“ angesehen werden kann. Leider gibt es zur Zeit kein Mittel als einzig und allein die immer wieder einsetzende Aufklärung über die Bedeutung der Normen, um diese katastrophale Entwicklung zu hemmen, solange aus Gründen des Wettbewerbs auf die Forderungen der Abnehmer eingegangen wird.

Viele Wünsche auf anomale Ausführung würden unterbleiben, wenn der den Selbstkosten entsprechende Preis genau festgestellt und gefordert werden könnte. Die wirk-

lichen Selbstkosten lassen sich aber nur schwer und dann nur schätzungsweise erfassen. Der Verkaufspreis wird oft beim Wettbewerb entschieden. Im allgemeinen wird der Preis der normalen Lager mit den Unkosten, die durch die Herstellung der abnormalen Lager erwachsen, belastet. Infolgedessen erscheinen die Mehrkosten meistens viel geringer als sie in Wirklichkeit sind. Die Unkosten, die mit jeder abnormalen Ausführung verbunden sind, beginnen schon bei den Verbrauchern. Da das Lager nicht mehr aus einer Liste herausgesucht werden kann, muß entweder eine Zeichnung angefertigt oder eine besondere Vorschrift aufgestellt werden, die peinlichst genau von allen Stellen, die damit zu tun haben können, bis zur endgültigen Lieferung zu beachten sind. In den meisten Fällen ergibt sich die Notwendigkeit, um spätere Schwierigkeiten zu vermeiden, die Lager einer besonderen Kontrolle zu unterziehen, ob sie wirklich den gegebenen Vorschriften entsprechen. Die gleiche Mehrarbeit ist in der Organisation der Wälzlagerfirma erforderlich. Die Erledigung von Aufträgen auf normale Lager kann von Personen vorgenommen werden, die nur registrierend zu arbeiten haben und daher mit geringem Zeitaufwand viele Aufträge weiterleiten können. Die anomalen Bestimmungen erfordern aber geschulte Kräfte, die nicht nur einen Überblick über die technisch-konstruktive Seite, sondern auch über die betrieblichen Anforderungen besitzen. Meistens ist es sogar erforderlich, wenn eine genügende Sicherheit für einwandfreie Ausführung vorhanden sein soll, derartige Aufträge in den technischen Büros von Fachleuten prüfen zu lassen, die für andere Aufgaben berufen sind. Erst nachdem auf zeitraubende und kostspielige Art und Weise der Auftrag zur Weitergabe an den Betrieb reif gemacht wurde, beginnt die Herstellung mit all den Schwierigkeiten eines Betriebes, der in erster Linie auf Massenfertigung eingestellt ist. Auch hier muß zunächst eine Prüfung über die Herstellungsmöglichkeit und das Herstellungsverfahren erfolgen, dann sind die Maschinen, die für die normale Fabrikation benötigt werden, in zeitraubender Arbeit umzustellen und meistens neue Werkzeuge anzufertigen. Außerdem müssen sämtliche Stellen über die außergewöhnlichen Anforderungen unterrichtet werden. In der Schlußkontrolle ist eine besondere Vorsicht aufzuwenden, damit die anomalen Bestimmungen berücksichtigt werden. Dabei ist zu bedenken, daß all diese Maßnahmen in der gleichen Weise, mit dem gleichen Aufwand an Mühe, Zeit und Kosten erforderlich sind, gleichgültig, ob der Auftrag auf ein Lager lautet oder tausend.

Es ist klar, daß unter diesen Umständen von Anfang an mit einer längeren Lieferzeit zu rechnen ist. Die normalen Lager liegen auf Vorrat und erfordern die Festlegung eines Kapitals von mehreren Millionen Mark. Die abnormalen Lager müssen gesondert hergestellt und von Anfang an besonders behandelt werden. Die Prüfung des Auftrages, die Anfertigung der Zeichnung, die Beschaffung des Werkstoffes und die Fabrikation bedingen eine lange Zeit. Es können unmöglich soviel Maschinen bereitgestellt werden, daß eine Ausführung des Auftrages unmittelbar nach dem Eintreffen in die Wege geleitet werden kann. Gerade bei abnormalen Ersatzlagern werden aber meistens kurze Lieferzeiten verlangt, die eine weitere Verteuerung der Lager zur Folge haben. Immer ist damit eine Belastung der übrigen Fabrikation verbunden, da die Kapazität eines Werkes nicht beliebig gesteigert werden kann. Sowohl die Lieferzeit als auch der Preis der abnormalen Lager gehen auf Kosten der normalen Fertigung.

Die vorwiegende Verwendung der normalen Lager würde eine noch größere Ausdehnung der schon an vielen Orten befindlichen Stocks ermöglichen. Die abnormalen Lager dagegen können nicht auf Vorrat hergestellt werden, weil der Hersteller ein zu großes Risiko übernehmen müßte. Daher bleibt nichts anderes übrig, als entweder von vornherein mit der Maschine Reservelager zu liefern oder die Schwierigkeiten bei der Beschaffung von Ersatzlagern in Kauf zu nehmen, wobei ungeahnte Kosten und Unannehmlichkeiten entstehen können, wenn eine lebenswichtige Maschine wegen eines einzigen Lagers tage- oder wochenlang außer Betrieb gesetzt werden muß.

Die Arbeiten, die mit der Einführung der Normen verbunden sind, dienen in erster Linie zur Stärkung der Volkswirtschaft. Je rationeller die heimische Industrie arbeiten kann, um so mehr sinkt der Herstellungspreis und um so günstiger sind die Aussichten für den Export. Aus diesem Grunde wird mit großer Weitsicht von seiten des

Normenausschusses der deutschen Industrie versucht, alle Stellen immer wieder über die Bedeutung der Normen aufzuklären. Jeder Konstrukteur sollte daher zunächst in ernsthafter Prüfung die Vor- und Nachteile abwägen, die mit der Verwendung eines nichtgenormten Lagers verbunden sind. Der vielleicht vorhandenen, in den meisten Fällen aber zweifelhaften besseren Raumausnutzung stehen auf der anderen Seite der höhere Preis, die längere Lieferzeit, die Gefahr von Fehlern und die Schwierigkeit des Ersatzes gegenüber. Hinzu kommt die Belastung der normalen Fabrikation sowohl hinsichtlich der Lieferzeit als auch der Kosten. Man stelle sich nur einmal vor, daß eine mit Speziallagern versehene Maschine ins Ausland geliefert wird und dort wegen eines Lagerdefektes zum Stillstand kommt. Dann muß der betreffende Abnehmer vielleicht Monate warten, bevor Ersatz beschafft werden kann, da die Speziallager nicht von irgendeinem in der Nähe liegenden Stock zu erhalten sind. Daß dieser Abnehmer auf Grund der damit verbundenen Schwierigkeiten und Unkosten abgeneigt sein wird, in Zukunft wieder eine solche Maschine zu bestellen, dürfte naheliegen. Hinzu kommt aber, daß auch den Herstellern der Maschine und der Lager große Unannehmlichkeiten und wahrscheinlich auch erhebliche Kosten entstehen, um einen solchen Fall zu bereinigen.

## **7,22 Beispiel für abnormale Ausführungen.**

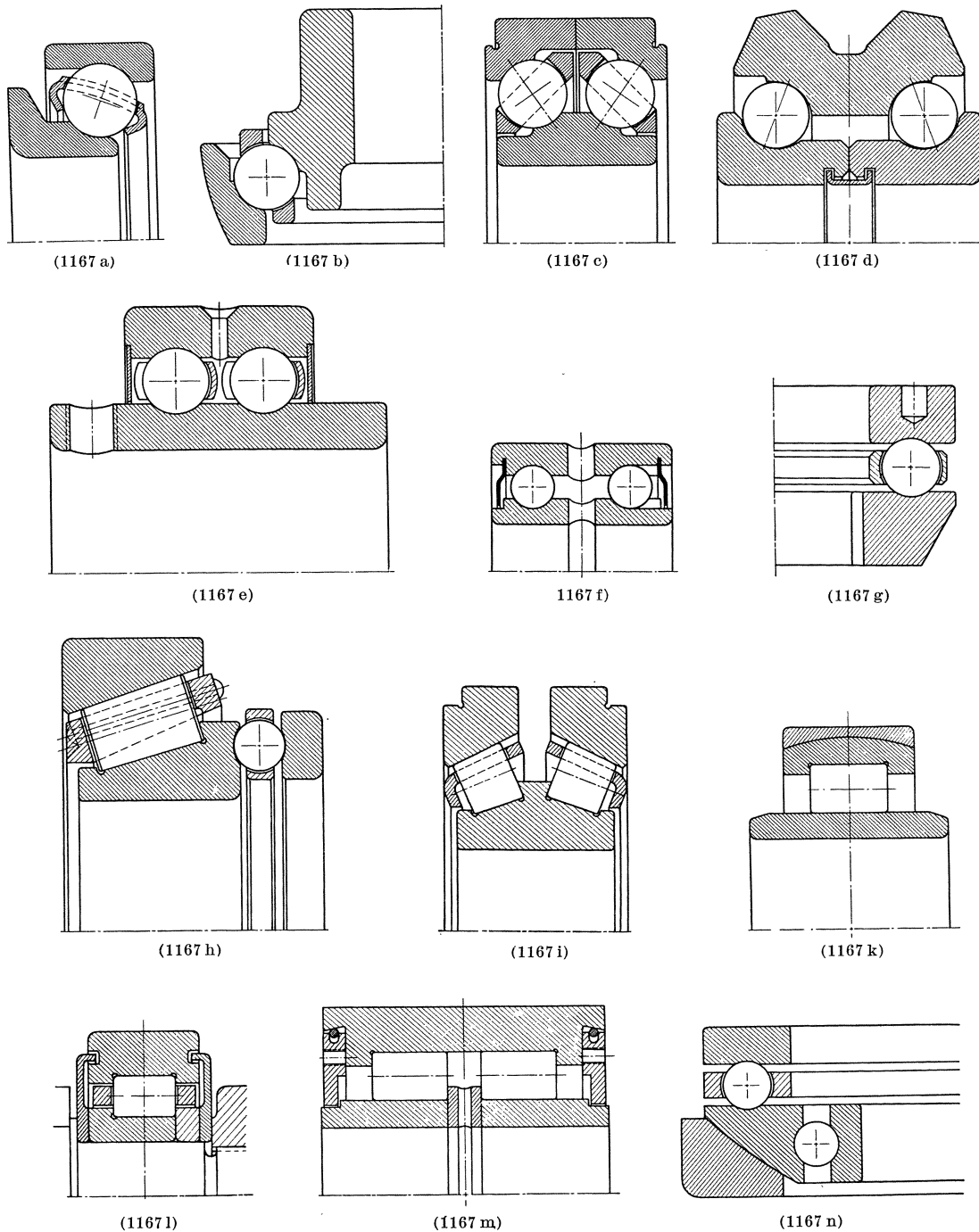
### **7,221 Abnormale Bauformen.**

Der allgemein verbreitete Eindruck, als ob die schon seit Jahren gültigen Normen für Wälzlager in weitaus überwiegendem Maße zur Anwendung kommen, ist keineswegs richtig. Die Anzahl abnormaler Ausführungen, die heute von seiten der Wälzlagerfirmen hergestellt werden, ist vielmehr so bedenklich groß, daß es angebracht sein dürfte, an Hand einiger Beispiele zu erläutern, welche Abweichungen prinzipieller Art vorkommen.

Die heute zur Verfügung stehenden Lagerarten sind so zahlreich und in ihrer Wirkungsweise und Tragfähigkeit so unterschiedlich, daß man glauben sollte, in allen Fällen damit auskommen zu können. Trotzdem werden immer wieder neue Konstruktionen entwickelt und auf den Markt gebracht. Oft handelt es sich dabei um Bauformen, die schon vor Jahrzehnten bekannt waren. Dies ist z. B. der Fall bei dem Lager mit Trennkugeln und den sog. Vorspannlagern. In anderen Fällen wiederum ist es bisher nicht möglich, Konstruktionen, die als minderwertig gelten müssen, wie z. B. das Lager für Landmaschinen mit einem besonders breiten Innenring, abzuschaffen, obwohl das Lager teuer ist und seine Befestigung durch einen Haltestift als ungenügend betrachtet werden kann. Aus der erschreckend großen Zahl abnormaler Bauformen sind in den Bildern (1167a—n) und (1168a—g) einige Beispiele wiedergegeben. Eine besondere Neigung zu eigenen Entwürfen, jeweils auf den besonderen Fall zugeschnitten, besteht bei Zylinderrollenlagern, obwohl dieselben schon in allen möglichen durchaus unwirtschaftlichen Variationen vorkommen. Welche Schwierigkeiten bei der Herstellung entstehen, auch wenn es sich um eine anscheinend belanglose Änderung handelt, zeigt folgender Fall: Um sämtliche Laufbahnen genau kontrollieren zu können, wurden Zylinderrollenlager mit einer losen Bordscheibe am Außenring und Innenring verlangt. Diese Ausführung erfordert trotz genormter Hauptmaße eine in jeder Beziehung besondere Herstellung, da die Rollen mit dem Käfig ein Teil für sich bilden. Infolgedessen muß die Rollensortierungstoleranz sämtlicher Lager die gleiche sein, weil eine Verwechslung nicht zu vermeiden ist. Auch die Laufringe und Borde müssen in diesem Fall austauschbar gefertigt werden. Zweifellos würden viele Abnehmer ihre Forderungen auf abnormale Ausführung fallen lassen, wenn eine gründliche Untersuchung über die Notwendigkeit vorausgehen würde und bekannt wäre, welche Nachteile tatsächlich aus solchen Vorschriften erwachsen können.

Daß es oft ohne Schwierigkeit möglich ist, normale Lager zu verwenden, zeigen die Beispiele auf Seite 464. Das in Bild (1168a) auf der linken Zeichnungshälfte dargestellte Lager wird auch heute noch verlangt, obwohl es, wie in der rechten Hälfte gezeigt, möglich ist, in demselben Raum normale Lager unterzubringen, die obendrein tragfähiger sind als die Spezialausführung.

Ähnlich liegen die Verhältnisse bei den nächsten Bildern. Die normalen Lagerarten werden in bestimmten Größen mit einem serienmäßig hergestellten Käfig geliefert, der entweder gestanzt oder gebohrt wird. Eine von der Massenerstellung abweichende

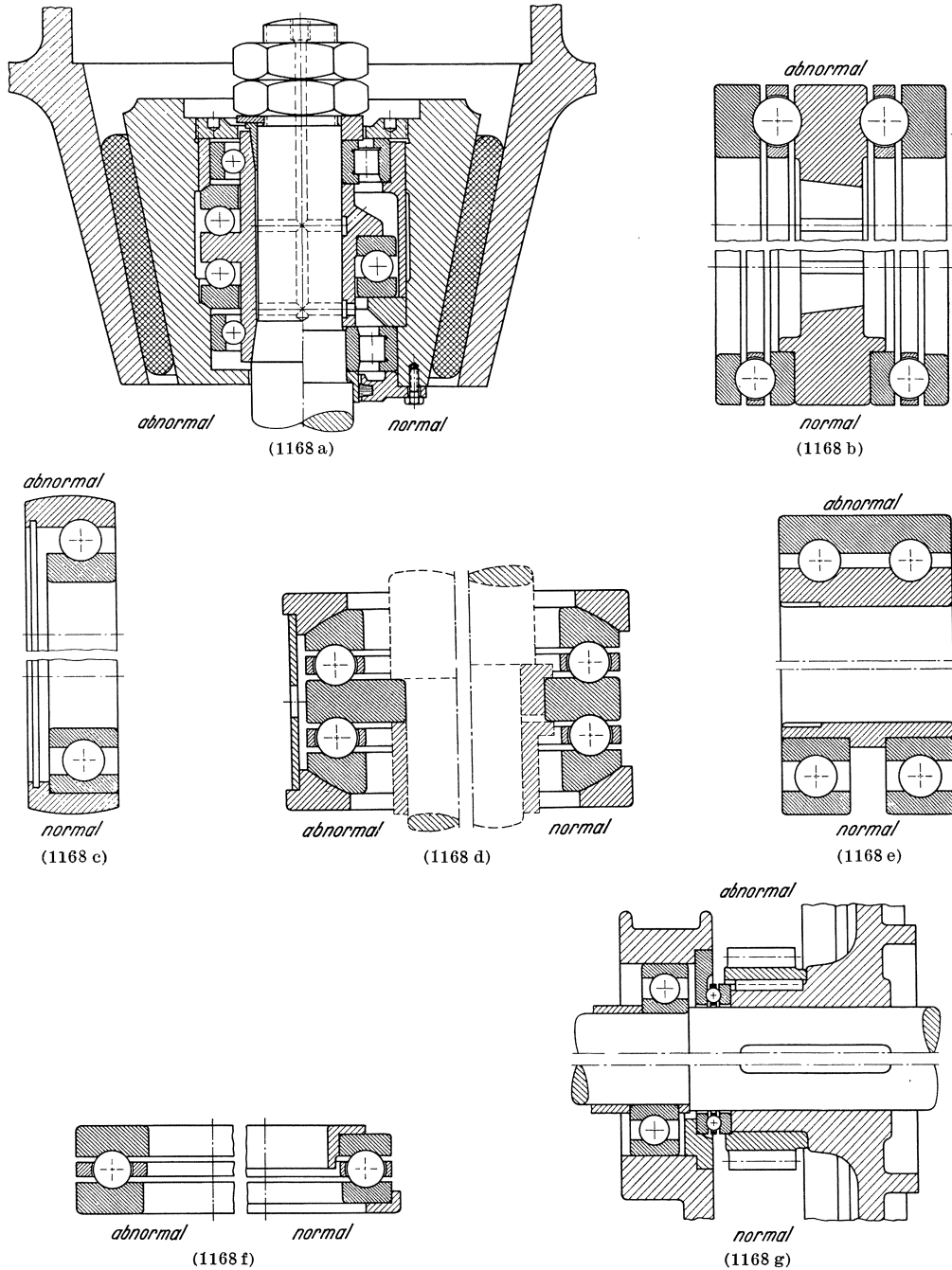


(1167 a—o) Abnormale Bauform eines Wälzlagers.

Vorschrift in bezug auf den Werkstoff, die Bearbeitung oder Konstruktion bedeutet eine Sonderanfertigung, die mit erhöhten Kosten verbunden ist und jedem Lager den Charakter einer abnormalen Ausführung gibt, auch wenn derartige Lager unter der normalen Bezeichnung laufen.

### 7,222 Nicht genormte Hauptmaße.

Trotz der bestehenden Norm für eine ganz leichte, leichte, mittelschwere und schwere Reihe mit verschiedener Stufung des Verhältnisses der Hauptabmessungen und zahlreichen Bauarten mit verschiedener Tragfähigkeit, werden immer wieder abweichende



(1168 a—g) Ersatz abnormaler Bauformen durch normale.

Maße gewünscht und in vielen Fällen geliefert. Dabei besteht kein Zweifel darüber, daß in den weitaus meisten Fällen bei wirklich unparteiischer Betrachtung auch ein Lager einer normalen Reihe Verwendung finden könnte. Häufig kommt es vor, daß an sich normale Lager mit einer kleineren Bohrung oder einem größeren Manteldurchmesser verlangt werden. Die Ursache ist meistens irgendein Fehler bei der Herstellung der Wellen

oder Gehäuse und der Wunsch, diese wieder verwendungsfähig zu machen. Es kann auch vorkommen, daß diese Teile im Betrieb Verschleiß zeigen und nachgearbeitet werden müssen. Solche Lager bedingen ebenfalls eine Sonderanfertigung, die innerhalb der Serienfabrikation eine höchst unerwünschte Belastung darstellt und mit hohen Kosten verbunden ist. Sogar für die Rundung werden Sonderforderungen gestellt. Entweder sollen engere Toleranzen oder andere Nennmaße eingehalten werden als sie auf Grund der internationalen Normung festliegen. Solange die Toleranz innerhalb der genormten Beträge liegt, könnte ein Ausschuss erfolgen, wenn die Lager sonst normal sind. Bei allzu starker Einschränkung ist aber eine Sonderherstellung erforderlich, die auch nicht zu vermeiden ist, wenn die Rundung größer oder kleiner als normal sein soll. Ein solches Lager ist genau so abnormal wie ein Lager mit einer um 1 mm größeren Bohrung, weil der Hersteller solche Lager nicht an irgendeinen anderen Abnehmer liefern kann. Diese Forderung bedeutet also eine Sonderanfertigung der betreffenden Laufringe mit all den großen Nachteilen, die mit einer abnormalen Ausführung verbunden sind. Läßt sich die abnormale Rundung oder auch eine andere Stempelung wirklich nicht umgehen, so sollte dem Wälzlagerfabrikanten wenigstens eine größere Breitentoleranz zugestanden werden, damit vorrätige Lager umgearbeitet werden können.

### 7,223 Abnormale Innenmaße — Lagerluft.

In dieser Beziehung ist ein geradezu katastrophaler Zustand eingetreten insofern, als viele Abnehmer glauben, je nach ihrem Gutdünken die Lagerluft vorschreiben zu sollen. Meistens wird nicht beachtet, daß auch derartige von den normalen Bestimmungen der Wälzlagerfirmen abweichende Vorschriften jedem Lager den Charakter einer abnormalen Ausführung geben, sobald die gewünschten Luftbeträge außerhalb der üblicherweise verwendeten Toleranzen liegen. Auch eine Einschränkung ist in dem gleichen Sinne zu werten. Leider macht man sich in vielen Fällen keine Gedanken darüber, welche Schwierigkeiten mit Sondervorschriften über die Lagerluft für die Herstellerfirmen verbunden sind. Dem Verfasser ist bekannt, daß bei vielen Lagern 5 bis 10 verschiedene Ausführungen ein und derselben Type nebeneinander geführt werden müssen, die sich nur durch ganz geringfügige Unterschiede in der Lufttoleranz unterscheiden. Von dem so oft gepredigten Gedanken, daß die Wälzlager als „primäre Marktware“ betrachtet werden müssen, kann unter diesen Umständen keine Rede mehr sein. Es sollte immer der Versuch gemacht werden, diejenigen Maßnahmen anzuwenden, die es erlauben, normale Lager zu verwenden. Hierfür ist aber die Kenntnis derjenigen Möglichkeiten erforderlich, die bei dem Einbau von Wälzlagern gegeben sind, um, wenn es nötig sein sollte, die Luft in den gewünschten Grenzen zu regeln (s. Abschnitt 4,23 S. 237f.).

Als Beispiel sei auf folgenden Fall hingewiesen: Nach langen Verhandlungen wurde eine Norm aufgestellt, in welcher auch die Grenzwerte der Lagerluft aufgenommen wurden. Da der betreffende Abnehmer aber später festgestellt haben wollte, daß Lager mit großer Luft Geräusche machen, erließ er bei allen Bestellungen die Vorschrift: „Lagerluft in den mittleren Grenzen“. Abgesehen davon, daß diese Bestimmung ganz unklar gehalten ist, bedeutet sie gleichzeitig eine wesentliche Einschränkung der gemeinsam mit dieser Firma aufgestellten Vereinbarung und damit für den Hersteller eine bedeutende Erschwerung. Der Abnehmer sollte sich immer vor Augen halten, daß die Luft eine Maßdifferenz zweier Körper darstellt und eine Änderung der Luft eine Änderung der Maße bedingt. Die Messung des Radialspiels ist bei allen Lagern, vor allen Dingen aber bei Kugellagern äußerst schwierig (s. Abschnitt 8,53 S. 484). Die meisten heute verwendeten Apparate und Meßverfahren ergeben selbst bei sorgfältiger Prüfung Meßfehler von der Größenordnung der Toleranz. Es widerspricht daher jeder technischen Vernunft, die Einhaltung derart enger Grenzen zu fordern, solange die Meßgenauigkeit nicht wesentlich verbessert wird.

### 7,224 Nicht genormte Toleranzen für die Maßgenauigkeit.

Obwohl die Toleranzen der Wälzlager durch internationale und deutsche Norm seit Jahren festliegen, werden in vielen Fällen Abweichungen oder Einschränkungen gewünscht,

entweder in der Absicht, einen geringeren Einfluß auf den Sitzcharakter der Laufringe auszuüben, oder die Lagerlufttoleranz möglichst klein zu halten. Bei dieser Forderung wird meistens vergessen, daß, wie in Abschnitt 4,3 nachgewiesen wurde, die Paßtoleranz als Summe der Maßtoleranzen immer großen Schwankungen unterliegen muß. Der Einfluß auf die Lagerluft ist jedenfalls dem Grade nach so gering, daß die durch die Einschränkung bedingten Kosten nicht aufgewogen werden. Die Ansicht vieler Abnehmer, daß eine Einschränkung der Maßtoleranz für den Hersteller durch Aussuchen der Lager ohne Schwierigkeit durchführbar sei, ist keineswegs richtig, da immer eine große Menge fertig verpackter Lager, je nach der gewünschten Toleranz, geprüft werden muß, um gerade die Anzahl herauszufinden, die von dem betreffenden Abnehmer verlangt wird (s. Abschnitt 4,3 S. 294). Gegen die Berechtigung solcher Vorschriften läßt sich anführen, daß die Wahrscheinlichkeit des Zusammentreffens der äußersten Grenzfälle außerordentlich gering ist. Leider gehen aber die meisten Abnehmer von den Grenzabmaßen aus, ohne den Einfluß des beliebigen Austausches auf die Streuung und die damit verbundene große Unwahrscheinlichkeit des Eintretens der Grenzfälle zu beachten.

#### **7,225 Nicht genormte Toleranzen für die Laufgenauigkeit.**

In bezug auf die Laufgenauigkeit der Wälzlager werden, unbeachtet der genormten Toleranzen, immer schärfere Forderungen gestellt, weil man glaubt, dadurch allein die Arbeitsgenauigkeit oder die Geräuschbildung einer Maschine beeinflussen zu können, ohne zu bedenken, daß die Laufgenauigkeit in starkem Maße von der Genauigkeit der Teile abhängt, die die Laufringe aufzunehmen haben. In einem Falle wurde z. B. ein radialer Schlag der Innenringe von max 0,005 mm vorgeschrieben, obwohl festgestellt werden konnte, daß die Gehäusesitzflächen eine Unrundheit von 0,04—0,07 mm besaßen. Dieser Fall steht nicht vereinzelt da. Er kann immer wieder beobachtet werden, weil es meistens bequemer ist, einem Lieferer scharfe Vorschriften zu machen, als sie selbst auch nur annähernd einzuhalten. Für die Arbeitsspindeln von Werkzeugmaschinen ist eine gewisse Einschränkung der Laufgenauigkeit erforderlich. Meistens genügt es, den radialen Schlag des Innenringes in engen Grenzen zu halten. Wenn gleichzeitig auch der Axialschlag gering sein soll, bedeutet dies eine wesentliche Erschwerung. Es ist aber fast unmöglich, alle Faktoren der Laufgenauigkeit, wie sie in DIN 620 aufgeführt sind, gleichzeitig etwa auf 25 % der normalen Werte zu verringern. Es sollte daher, um unnötige Schwierigkeiten zu vermeiden, in jedem Einzelfall untersucht werden, welche Einschränkung wirklich erforderlich ist. Wie in dem Abschnitt 4,2 (S. 248) gezeigt wird, ist der Einfluß der Rundheit der Gehäusebohrungen und der der Federung so groß, daß es zwecklos ist, von den Lagern eine Genauigkeit zu verlangen, die sich praktisch nicht auswirken kann.

#### **7.226 Abnormale Oberflächenbeschaffenheit.**

Bei einem Wälzlager werden Bohrung, Mantel und Seiten geschliffen, die Rundungen gedreht und die Laufbahnen der Ringe und Rollkörper geläpft. Das letztere Verfahren hat den Zweck, eine möglichst glatte und möglichst genau runde Oberfläche zu erzeugen. Das Blankmachen als solches ist nicht der Zweck dieser Maßnahme. Die Schwierigkeit besteht gerade darin, die Genauigkeit zu verbessern und nicht zu verschlechtern. An sich ist aber eine blanke Oberfläche kein Beweis für eine höhere Qualität. Wenn diese Maßnahme von einzelnen Firmen nicht nur für die Laufbahnen, sondern auch für die Paßflächen angewendet wird, so besteht dafür kein praktisches Bedürfnis. Grundsätzlich ist jedenfalls davon auszugehen, daß diejenige Oberflächenbeschaffenheit die richtige ist, die mit den billigsten Mitteln erzielt werden kann bei ausreichender Genauigkeit. Ein „blankes, glänzendes Äußere“ sollte, wenn keine dringende Notwendigkeit dafür besteht, eher der Anlaß zu Mißtrauen und zu einer besonders scharfen Kontrolle sein. Dort aber, wo eine sehr gute Oberflächenbeschaffenheit verlangt werden muß, ist der „Glanz“ allein als Maßstab nicht genügend, da dann gewöhnlich auch die Abweichungen von der geometrischen Form der Körper eine Rolle spielen.

**7,227 Abnormale Bezeichnung, Stempelung, Verpackung.**

Wieweit manche Firmen mit ihren Forderungen gehen, kann man daraus erkennen, daß sogar für die Bezeichnungen und für die Verpackung der Lager besondere Vorschriften gemacht werden. Selbst wenn ein Lager einen abnormalen Stempel oder andere Zeichen neben den normalen tragen muß, erhält es den Charakter einer abnormalen Ausführung. Kann die Bezeichnung nicht zum Schluß eingätzt werden, so wird eine Sonderherstellung erforderlich. In manchen Fällen wird diese Vorschrift, ebenso wie eine Abweichung an irgendeiner anderen Stelle, nur verlangt, damit die Lieferung der Ersatzlager nicht direkt durch die Wälzlagerfirmen vorgenommen werden kann. Aus demselben Grunde ergehen auch oft Vorschriften für eine besondere Verpackung.

**7,228 Abnormaler Werkstoff.**

Sonderwünsche in bezug auf den Werkstoff sind verhältnismäßig selten. Sie kommen aber doch vor und bedeuten dann eine große Erschwerung bei der Herstellung der Lager, weil in den meisten Fällen nicht nur die Beschaffung gesondert erfolgen muß, sondern auch die Verarbeitung und Kontrolle. Für normale Werkstoffe sind die Härteverfahren bis zu einem großen Maß von Sicherheit entwickelt worden. Eine Änderung bedingt immer eine gefährliche Umstellung und vorhergehende Versuche, um die richtige Glüh- und Härtetemperatur zu finden. Häufig kommen auch Vorschriften über die Verwendung von rostfreiem Stahl vor. Da die Rostfreiheit nicht unter allen Umständen sicher ist, sollte vorher eine Klarstellung der Verhältnisse erfolgen, um sicher zu sein, daß ein Versuch überhaupt Aussicht auf Erfolg hat.



## 8 Prüfverfahren.

### 8,1 Einleitung.

Die Güte einer Wälzlagerbauart oder eines einzelnen Lagers ist von folgenden Faktoren abhängig:

- a) Tragfähigkeit,
- b) Reibung,
- c) Maß- und Laufgenauigkeit.

Die wirkliche Tragfähigkeit einer Lagerbauart oder die Lebensdauer eines Lagers ist im praktischen Betrieb in den wenigsten Fällen feststellbar, weil meistens die wichtigste Voraussetzung nicht gegeben ist, nämlich einheitliche und unveränderliche Betriebsverhältnisse. Außerdem ist es schwer, einen Überblick zu gewinnen, weil die Lebensdauer in den meisten Fällen viel zu lang ist und alle anderen Faktoren, die einen Einfluß ausüben können, ausgeschaltet werden müßten. Hinzu kommt die große Streuung der Lebensdauer, die die Beobachtung zahlreicher Lager erforderlich macht, wenn ein einigermaßen zuverlässiges Urteil abgegeben werden soll. Die Untersuchungsmethoden für den Werkstoff sind zwar ein Anhalt für eine allgemeine Qualitätsbeurteilung; sie genügen jedoch nicht, um ein sicheres Urteil über die Tragfähigkeit eines einzelnen Lagers abzugeben. Auch die absolute Reibung eines Lagers oder der Unterschied des Reibwertes von Lagern gleicher Art und Größe ist im praktischen Betrieb selten feststellbar.

Dieser Zustand ist sehr bedauerlich, da er dem Abnehmer kein oder kein sicheres Urteil über die Güte ermöglicht. *Die einzige wirklich zuverlässige Qualitätsuntersuchung besteht in der Laufprüfung unter nahezu gleichen Verhältnissen.* Diese kann aber nur im Laboratorium erfolgen und bedingt für jede Prüfreihe eine große Anzahl Lager. Sie erfordert infolgedessen lange Zeit und hohe Kosten.

Dem Abnehmer bleibt daher zur Zeit nichts anderes übrig, als sich auf die Prüfung der Maß- und Laufgenauigkeit zu beschränken, die mit wirtschaftlichen Mitteln durchgeführt werden kann, obwohl sie als Maßstab für die Qualitätsbeurteilung keineswegs genügt. Um so wichtiger ist es aber unter diesen Umständen für eine wirklich sachgemäße und den tatsächlichen Verhältnissen angepaßte Prüfung Sorge zu tragen. Zur Erzielung eines genügend genauen oder möglichst genauen Meßergebnisses und einer richtigen Beurteilung desselben ist es notwendig, folgende Fragen klarzustellen:

- a) Welche Fehler können beim Messen vorkommen?
- b) Welche Fehler des Prüflings sollen beim Messen festgestellt werden?
- c) Welche Meßwerkzeuge sind zu benutzen?
- d) Welche Meßverfahren sollen angewendet werden?

### 8,2 Meßfehler.

Es ist klar, daß alle Meßwerkzeuge, gleichgültig ob es sich um feste Lehren oder Schraublehren handelt, mit mehr oder weniger großen Fehlern behaftet sind. Auch bei Verwendung von Zeigerlehren muß immer mit Fehlern gerechnet werden, je nach der Bauart des Instrumentes. Bei Meßuhren können die Fehler in der Meßuhr selbst liegen (Reibungs-, Übersetzungs- und Teilungsfehler) oder durch ihre Anlage und Auflage oder durch Druckschwankungen hervorgerufen werden. Wesentlich geringer sind die inneren Fehler bei Minimetern und Optimetern. In der Tabelle [41] sind die Fehler der gebräuchlichsten Meßwerkzeuge vergleichsweise aufgeführt, die entweder durch DIN oder von den Herstellerfirmen festgelegt wurden. Eine Feinmeßschieblehre ist also für die Kontrolle von Toleranzen, wie sie bei Wälzlagern oder Wellen und Gehäusen in Betracht kommen, nicht geeignet, da sie z. B. bei einem Durchmesser von 50 mm einen eigenen Fehler von max 0,042 mm aufweisen kann, der fast 3mal so groß ist, wie die zulässige Toleranz der Lagerbohrung.

[41] Fehler von Meßwerkzeugen.

Meßwerkzeug		Möglicher Fehler *		
Prüfmaßstab	DIN 865	$\pm \left( 0,01 + \frac{L}{100000} \right)$ mm		
Schieblehren $\frac{1}{50}$ Nonius	DIN 862	$\pm \left( 0,02 + \frac{L}{50000} \right)$ mm		
Grensrachenlehren e W h 5	DIN 2073 DIN 7160 (ISA)	46 % der Ausgangstoleranz 27 % der Ausgangstoleranz		
Lehrdorne, Flachlehren u. a. e B H 6	DIN 2072 DIN 7161 (ISA)	36 % der Ausgangstoleranz 21 % der Ausgangstoleranz		
Schraublehren, Genauigkeitsgrad I DIN 863	Gesamtfehler bei der Prüfung mit Parallelendmaßen:			
		Meßbereich		Fehler
		über	bis	
		25	100	0,004
		100	150	0,005
		150	200	0,006
		200	300	0,007
		300	400	0,008
		400	500	0,010
Meßuhren	DIN E 878	Genauigkeitsgrad	Beim Messen von einer beliebigen Stelle des Meßbereiches aus	Beim Messen von einer auf der Meßuhr bezeichneten Stelle aus und für Bereich 0,1 mm
		I	$\pm \left( 10 + \frac{L}{2000} \right) \mu$	$\pm 5 \mu$
		II	$\pm \left( 15 + \frac{L}{1000} \right) \mu$	$\pm 7 \mu$
		III	$\pm \left( 20 + \frac{L}{500} \right) \mu$	$\pm 10 \mu$
Minimeter	1:500	(Ablesung 0,002)		
Mikrotast	1:500	0,001 mm		
Optimeter		(Ablesung 0,001) $\pm 0,00025$		
Parallelendmaße, Genauigkeitsgrad I DIN 861		$\pm \left( 0,0002 + \frac{L}{200000} \right)$ mm		

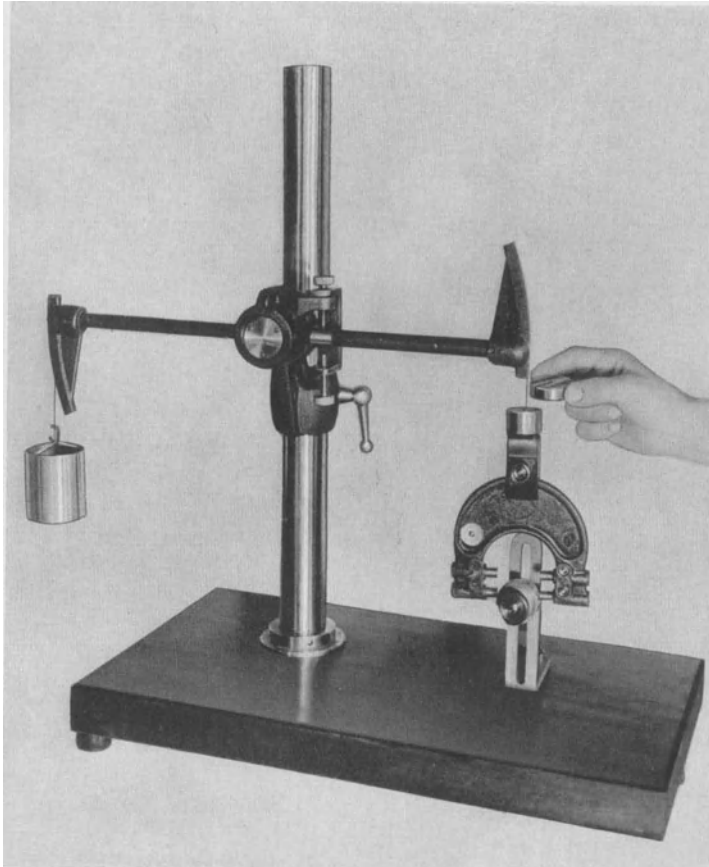
\*  $L$  = Meßlänge in mm.

Wenn auch die Widerstandsfähigkeit gegen Verschleiß durch die heute verwendeten Werkstoffe und Herstellungsverfahren beträchtlich zugenommen hat, so ist doch eine Abnutzung der Meßflächen im Laufe der Zeit nicht zu vermeiden<sup>1</sup>. In dem DIN-Blatt 7162 ist die zulässige Abnutzung festgelegt. Es ist daher dringend erforderlich, den Grad der Abnutzung nach einer gewissen Gebrauchsdauer zu kontrollieren.

Die heute üblichen Übergreiflehren — Rachenlehren, Bügellehren und Mikrometerschrauben — sind mehr oder weniger elastisch. Da die Normaldrücke in der Meßfläche

<sup>1</sup> NIEBERDING: Abnutzung von Metallen unter besonderer Berücksichtigung der Meßflächen von Lehren. Berlin: VDI-Verlag 1930.

4—6mal so groß sind, wie die tangentielle Meßbelastung, kann der Meßdruck das Ergebnis stark beeinflussen. Bei Lehren von 10—200 mm ist der Unterschied zwischen dem Arbeitsmaß (bei einem durch das Eigengewicht ausgeübten Meßdruck) und dem Eigenmaß (beim Meßdruck Null)  $0,3—12,9 \mu^1$ . Aus diesem Grunde wird in DIN 2057 nicht der Abstand der Meßflächen angegeben, sondern als Maß der Rachenlehre der Durchmesser derjenigen Meßscheibe, über die sie im leicht eingefetteten Zustande durch ihr Eigengewicht, aber mindestens 100 g, gerade hinübergleitet. Bei den ISA-Verhandlungen



(1169) Waage für Rachenlehren.

wurde ferner bestimmt, daß die Meßscheibe sachgemäß gereinigt, d. h. mit einem Vaseline-Fetthauch versehen und dann sorgfältig abgewischt werden muß. Statt des Eigengewichtes wurde auch eine andere Gebrauchsbelastung zugelassen, die aber anzugeben ist.

Wie wichtig die Beachtung der Meßbelastung ist, geht aus den Untersuchungen von BERNDT<sup>2</sup> und von DONATH<sup>3</sup> hervor. DONATH hat gefunden<sup>4</sup>, daß das Maß einer Rachenlehre von 40 mm je nach dem „Fettstoff“ bis zu  $\pm 0,9 \mu$  anders ausfallen kann. Bei waagrechttem Gebrauch treten Maßänderungen bis  $\pm 10 \mu$  und beim Überschwenken der Lehre über den Prüfling im Vergleich zum senkrechten Übergleiten bis zu  $6 \mu$  auf.

Die Bedeutung der Meßbelastung geht auch aus dem Vortrag von TÖRNEBOHM hervor /136/, in welchem er ein Instrument beschreibt, mit dem die Meßbelastung

genau eingestellt werden kann (1169)<sup>5</sup>. Es besteht im wesentlichen aus einem Waagebalken. An der einen Seite hängt die Lehre und an der anderen Seite ein veränderliches Gewicht zum Ausbalancieren der Lehre. Die Rachenlehre gilt als richtig, wenn sie unter einem bestimmten Gewicht gerade über die Prüfscheibe geht. In den Werkstätten der SKF werden alle Rachenlehren auf diese Art und Weise eingestellt, und zwar unter einem Gewicht von 100 g. Diese Einrichtung hat gleichzeitig den großen Vorteil, daß der Arbeiter von Zeit zu Zeit sein Gefühl kontrollieren und abstimmen kann. Es hat sich gezeigt, daß auch unerfahrene Arbeiter mit Hilfe dieses Apparates schon nach kurzer Zeit ein sicheres Gefühl für die Meßbelastung erhalten. Diese Maßnahme ist deshalb besonders

<sup>1</sup> BERNDT: Maßbestimmung an Rachenlehren. VDI Bd. 80 (1936) Nr. 25.

<sup>2</sup> BERNDT: Beiträge zur Bestimmung der Maße von Rachenlehren. Werkstattstechn. u. Werksl. 1935 Heft 18.

<sup>3</sup> DONATH: Beiträge zur Bestimmung des Maßes von Rachenlehren. Dissert. 1935.

<sup>4</sup> BERNDT: Maßbestimmung an Rachenlehren. VDI Bd. 80 (1936) Nr. 25.

<sup>5</sup> Siehe auch KIENZLE: Feste Lehren im ISA-System. Werkstattstechn. u. Werksl. 1936 Heft 23.

wichtig, weil die Elastizität der verhältnismäßig dünnen Wälzlageringringe bei der Handhabung von Rachenlehren und Flachlehren große Fehler zur Folge haben kann.

Der Temperatureinfluß auf Meßwerkzeug und Prüfling darf nie vernachlässigt werden. Ein Grad Temperaturunterschied ergibt für Stahl bei einer Meßlänge von 100 mm eine Differenz von  $1,1 \mu$ . Bei einem Lager NUM 100 mit einem Manteldurchmesser von 215 mm würde z. B. ein Meßfehler von  $\sim 12 \mu$  zustande kommen, wenn die Lehre nur um  $5^\circ$  kälter oder wärmer wäre als der Ring. Es ist daher notwendig, daß beim Messen Prüfling und Lehre oder Vergleichsstück, vor allen Dingen bei großen Teilen, immer gleiche Temperatur haben. Außerdem ist zu beachten, daß verschiedene Werkstoffe verschiedene Dehnung bei Temperaturerhöhung aufweisen. Aluminium hat beispielsweise einen doppelt so großen Ausdehnungskoeffizienten wie Stahl. Ein Arbeitsstück aus Aluminium darf also direkt mit einer Lehre aus Stahl nur bei der festgesetzten Bezugstemperatur gemessen werden, andernfalls muß ein Normalmaß aus Aluminium zur Vergleichsmessung benutzt werden.

Bei der Übertragung der Maße von einem Meßwerkzeug auf ein anderes können sich die Einzelfehler addieren. So ist

beispielsweise bei der Abnahme eines Maßes mit Meßschnäbeln und Übertragung auf ein Optimeter unter Kontrolleinstellung des Optimeters mit Parallelendmaßen bereits ein Fehler von  $3-5 \mu$  zu erwarten.

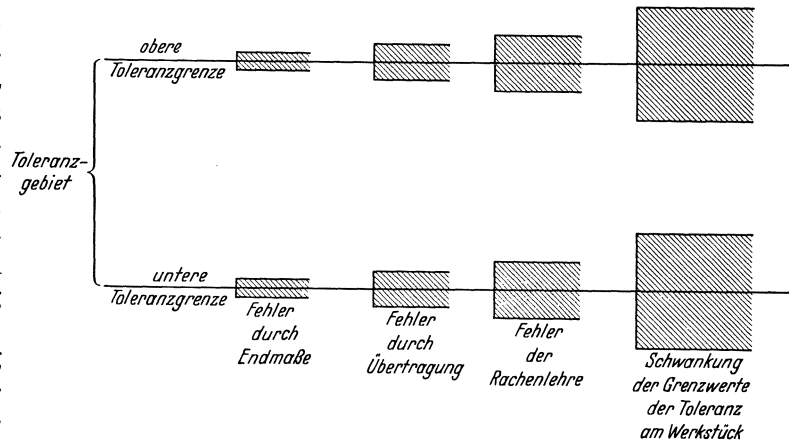
Man darf nicht den Fehler begehen, die Ablesegenauigkeit des Instrumentes mit der Genauigkeit des Meßergebnisses zu verwechseln. Wenn ein Minimometer eine Skalenteilung von  $0,01 \text{ mm}$  besitzt, und eine Schätzung auf  $\frac{1}{10}$  dieses Wertes zuläßt, so ist damit keinesfalls gesagt, daß das Meßergebnis auf  $0,001 \text{ mm}$  genau ist. Die Ablesegenauigkeit ist vielmehr von mehreren Faktoren abhängig, so von der Strichstärke der Skala, von der Größe der Zwischenräume und dem Lichteinfallwinkel.

Auch der subjektive Einfluß ist nicht auszuschalten. Er kann aber erträglich bleiben, wenn Fehler durch den Mittelwert einer Meßreihe ausgeglichen werden oder wenn die genaue Kenntnis des Meßinstrumentes systematische Fehler in seiner Behandlung ausschließt.

TÖRNEBOHM sagt in seinem äußerst interessanten Vortrag, den er im Juni 1936 gelegentlich der „3. CALVIN-W.-RICE-Memorial-Lecture“ anläßlich der Tagung der „Society of Mechanical Engineers“ gehalten hat, über die beim Messen vorkommenden Fehler folgendes:

„Wenn ein Herstellungsproblem vorliegt, zu welchem auch das Messen eines Arbeitsstückes mit einer bestimmten Toleranz gehört, kann es vorkommen, daß Werte festgestellt werden, die stark von der vorgeschriebenen Toleranz abweichen. Es werde angenommen, daß ein gewisses Arbeitsstück die in Bild (1170) durch dünne Linien gekennzeichneten Grenzen erhalten soll. Es ist klar, daß bei der Prüfung dieser Maße von Endmaßen ausgegangen werden muß. Diese weisen bekanntlich nur sehr geringe Fehler auf. Bei der Übertragung auf ein Vergleichsstück kommen aber weitere größere Fehler hinzu. Die Abgabe dieses Maßes an eine Rachenlehre erhöht die Schwankung zwischen der oberen und unteren Toleranzgrenze noch mehr. Schließlich ist noch mit den Fehlern zu rechnen, die durch den Kontrolleur herbeigeführt werden können. Der Grad der Schwankung der Grenzwerte der Toleranzen ist schematisch in dem Bild (1170) dargestellt.“

In diesem Falle ist es notwendig, von ganz anderen Toleranzen auszugehen, um die vorgeschriebene, erforderliche Toleranz nicht zu überschreiten. Dies würde offenbar eine äußerst kleine Ausgangstoleranz bedingen, wenn der Grad der Schwankung in den verschiedenen Stufen wirklich bekannt wäre, was aber ziemlich unwahrscheinlich ist. Es muß auch auf die Abnutzung Rücksicht



(1170) Mögliche Schwankung der Toleranzgrenzen.

genommen werden, die eine weitere Einschränkung der Ausgangstoleranz verursacht. Aus diesem Grunde hat das Passungskomitee ISA 3 *Toleranzen für die Toleranzen* aufgestellt.<sup>1</sup>

Für alle Meßmittel gilt daher der im ISA-System aufgestellte Grundsatz I<sup>1</sup>:

*„Damit das wirklich vorhandene Maß eines industriellen Meßmittels zuverlässig innerhalb der in den Normen vorgeschriebenen Grenzen liegt (ohne diese Grenzwerte auszuschalten), muß der Hersteller die mögliche Unsicherheit seiner Messungen berücksichtigen.“*

und für die Beziehung der Lehren zu den Werkstückgrenzmaßen der Grundsatz II:

*„Die nominellen Abmaße des ISA-Systems stellen die ideellen Grenzmaße der Werkstücke dar, d. h. die Grenzmaße, zwischen denen sich ihre Abmessungen unter Einschluß der Meßfehler des Herstellers befinden sollen. Sie bilden daher grundsätzlich die Grenzmaße der Fertigung.“*

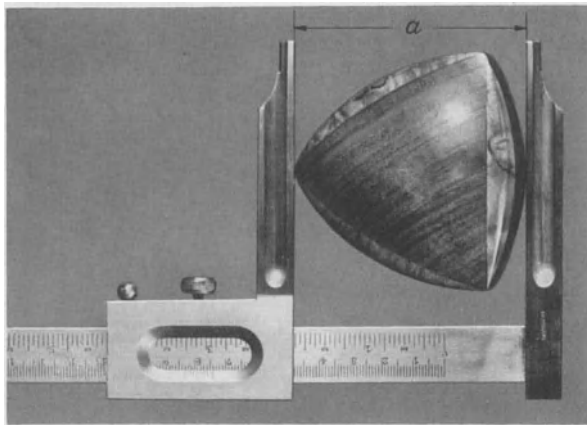
### 8,3 Fehler des Werkstückes.

#### 8,31 Maß- und Formfehler.

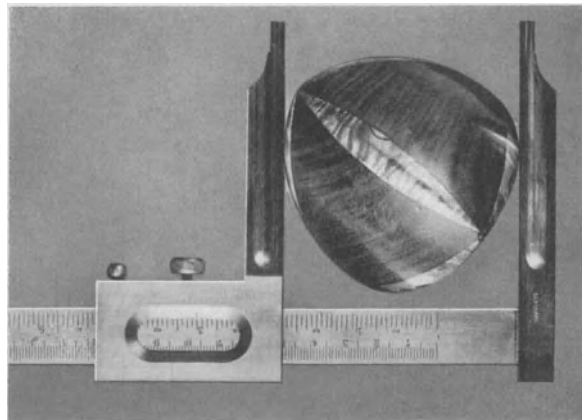
Mit Rücksicht auf eine sichere Befestigung der Laufringe und einen einwandfreien Lauf der Lager ist es erforderlich, den tatsächlichen Zustand der Paßflächen der Lager und der Wellen und Gehäuse festzustellen. Es genügt in keiner Weise, nur an irgendeiner Stelle den Durchmesser zu bestimmen, da niemals genau runde und formgerechte Flächen erzeugt werden können. Leider ist aber diese Vorstellung noch nicht weit verbreitet und wohl mit die Ursache für die Verwendung unzureichender Meßwerkzeuge und Meßverfahren.

Sowohl durch die mechanische Bearbeitung als auch durch die Auswirkung von Materialspannungen, die beim Härten entstehen, wird die Form- und Maßgenauigkeit der Arbeitsstücke beeinflusst. Die Formfehler oder geometrischen Fehler, nach SCHMALTZ/118a/ als „Makrofehler“ bezeichnet, können sich als Unrundheit, Kegelform, Wölbungen oder glockenförmige Erweiterungen zeigen.

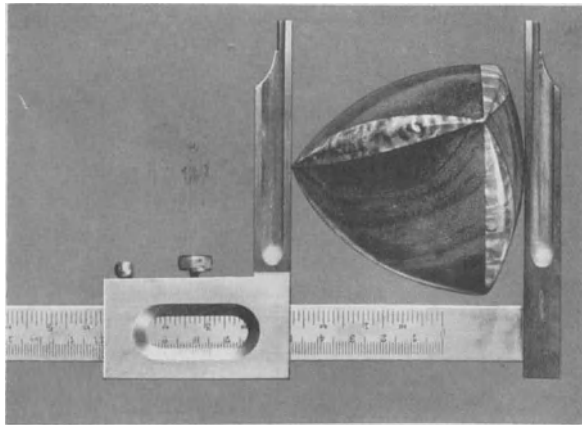
Besonders beim spitzenlosen Schleifen zylindrischer Körper können sog. „Gleichdicke“ entstehen. Diese ergeben zwar zwischen parallelen Flächen in einer Ebene senkrecht zur Achse den gleichen Durchmesser; sie



a



b



c

(1171 a-c) Räumliches „Gleichdicke“ zwischen planparallelen Flächen.

<sup>1</sup> Siehe KIENZLE: Feste Lehren im ISA-System. Werkstattstechn. u. Werksl. 1936 Heft 23.

sind aber nicht rund /67/. Bild (1171) zeigt ein räumliches „Gleichdick“ in verschiedenen Lagen. Auch Gehäusebohrungen können die Eigenart eines „Gleichdicks“ aufweisen, wenn Schwingungen in der Werkzeugmaschine beim Ausbohren entstehen oder das Gehäuse durch Backenfutter verspannt wird.

Es ist klar, daß man ohne Berücksichtigung dieser Fehler zu einer durchaus falschen Beurteilung der Passung gelangen muß. Wenn das Spiel einer Welle in einer Bohrung als das Maß der radialen Bewegung definiert wird, kann dieses Spiel nie kleiner sein als der Unterschied zwischen dem kleinsten einbeschriebenen Kreis der Bohrung und dem größten umbeschriebenen Kreis der Welle, und das Größtspiel kann nie größer sein als der Unterschied zwischen dem Größtmaß der Bohrung und dem Kleinstmaß der Welle.

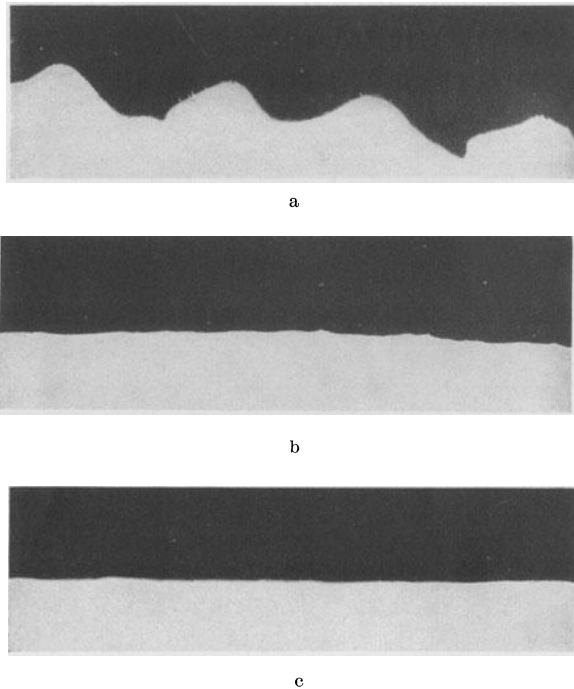
### 8,32 Fehler in der Oberflächenbeschaffenheit.

Von ähnlich großer Bedeutung ist die Beachtung der „mikrogeometrischen“ Fehler /118/. Hierunter versteht man die Unregelmäßigkeit der Oberflächenschicht oder „Oberflächenhaut“.

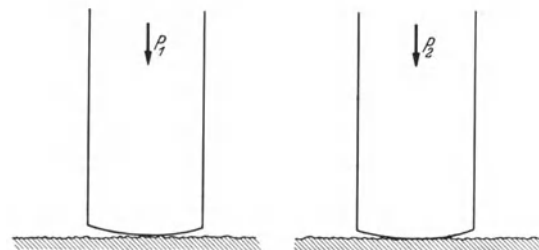
Ist die Oberfläche sehr rau, sind die „Mikrofehler“ also groß, wie in Bild (1172 a), so kann die gewünschte Passung nur durch ein größeres Übermaß erzielt werden als bei einer glatten Oberfläche entsprechend Bild (1172 c). Bei Bewegungssitzen hat die Oberfläche die gleiche Bedeutung, wenn ein richtiger Sitz und eine möglichst geringe Abnutzung erreicht werden soll. Schon seit einer Reihe von Jahren haben sich mehrere Forscher mit dem Problem befaßt, diese „Mikrofehler“ der Oberflächen zu messen und zu normen, so SCHMALTZ /118b/ und BERNDT<sup>1</sup>. Auch TÖRNEBOHM beschäftigte sich mit dieser Aufgabe. Er hat ein Meßinstrument vorgeschlagen /136/, das auf dem Prinzip der Annäherung zweier Körper unter einer gewissen Last beruht, für welche HERTZ /50/ bekanntlich eine Formel angegeben hat. In der Skizze (1173) ist in übertriebener Weise der Vorgang dargestellt, wenn eine Meßspitze gegen eine Oberfläche mit „Mikrofehlern“ gepreßt wird.  $P_1$  ist eine ganz kleine Belastung nur etwas mehr als Null,  $P_2$  eine so große Belastung, daß die Materialbeanspruchungen der Meßspitze und des Arbeitsstückes innerhalb der elastischen Grenzen liegen. Je größer demnach die Mikrofehler sind, um so tiefer dringt die Spitze ein.

Wenn auch die „Mikrofehler“ bei der Verwendung von Wälzlagern vorläufig nur in Sonderfällen berücksichtigt werden, dürfte es doch wichtig sein zu wissen, daß auch dieser Fehler beim Messen und beim Vergleich von Messungen beachtet werden muß. Das ISA-Komitee 3 (Passungen) ist jedenfalls zu der Auffassung gekommen, daß es

<sup>1</sup> Siehe auch BÜTTNER: Gütebestimmung in der Feinstbearbeitung. Werkstattstechn. u. Werksl. 1936 Heft 23.



(1172a-c) Aufnahmen der Schnittkanten von Zylinderflächen (stark vergrößert). a Oberfläche gedreht, b Oberfläche geschliffen, c Oberfläche poliert.



(1173) Eindruck der Meßspitze bei „Mikrofehlern“ unter verschieden hoher Belastung.

notwendig ist, die Meßdrücke und Meßspitzen zu normen und Kennzeichen für die verschiedenen Meßwerkzeuge aufzustellen. Über die Beziehung zwischen Maßangaben und praktischen Messungen gilt nach ISA folgendes<sup>1</sup>:

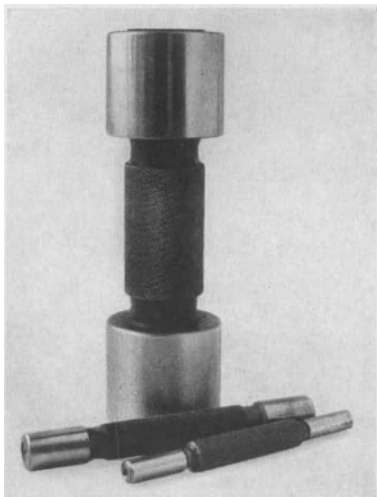
„Alle Maßangaben beziehen sich auf den Meßdruck Null. Soweit die Messungen unter einem von Null verschiedenen Meßdruck ausgeführt werden, sind für die Ermittlung des definierten Maßes die Ergebnisse auf den Meßdruck Null umzurechnen (HOOKE, HERTZ). Bei Vergleichsmessungen unter gleichem Meßdruck zwischen annähernd gleichen Körpern aus gleichem Werkstoff und gleicher Beschaffenheit der Meßflächen mittels eines und desselben Vergleichsmittels erübrigt sich die Umrechnung.“

## 8,4 Meßmittel.

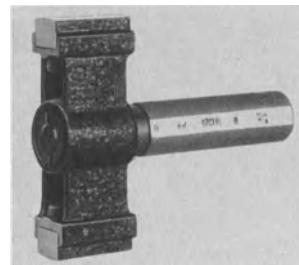
### 8,41 Feste Lehren.

Wie aus den vorhergehenden Überlegungen hervorgeht, sollte bei Bohrungen der Durchmesser des kleinsten Hüllkreises und der größte auffindbare Durchmesser, und bei Wellen der Durchmesser des größten Hüllkreises und der kleinste auffindbare Durchmesser festgestellt werden, um die „makrogeometrischen“ Fehler zu begrenzen. Dementsprechend lautet der Grundsatz III im ISA-System<sup>1</sup>:

„Die Lehre soll auf der Gutseite die gesamte Form messen, d. h. alle Durchmesser



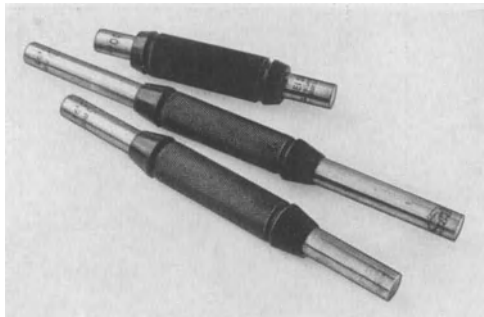
(1174) Lehrdorne.



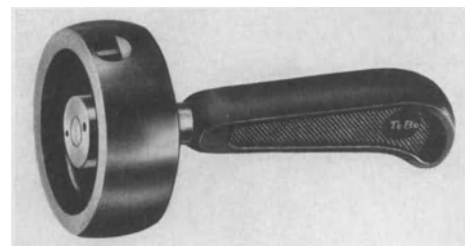
(1175) Flachlehre.

*in allen Achsenschnitten. Umgekehrt soll die Ausschußseite die Möglichkeit geben, jeden einzelnen Durchmesser zu prüfen.“*

Dies ist aber mit Lehrdornen für die Gut- und Ausschußseite, wie sie heute noch in den meisten Ländern verwendet werden, unmöglich. In Deutschland ist neuerdings auf Empfehlung des ISA-Unterausschusses entschieden worden, daß die Ausschußseite nicht



(1176) Kugelm Maße.

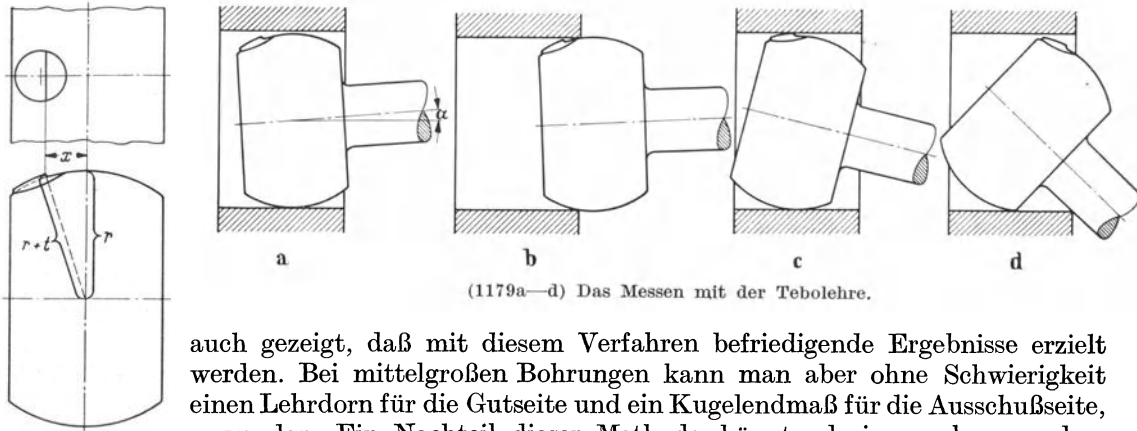


(1177) Tebolehre.

mehr mit Lehrdornen (1174), geprüft werden soll, sondern je nach der Größe mit Flachlehren oder Kugelmäßen (1175) und (1176). Bei sehr kleinen Bohrungen ist das

<sup>1</sup> Siehe KIENZLE: Feste Lehren im ISA-System. Werkstattstechn. u. Werksl. 1936 Heft 23.

Kugellendmaß unhandlich und eine Flachlehre günstiger. Damit wird man zwar den aufgestellten Bedingungen nicht gerecht, man kommt ihnen aber sehr nahe. Es hat sich

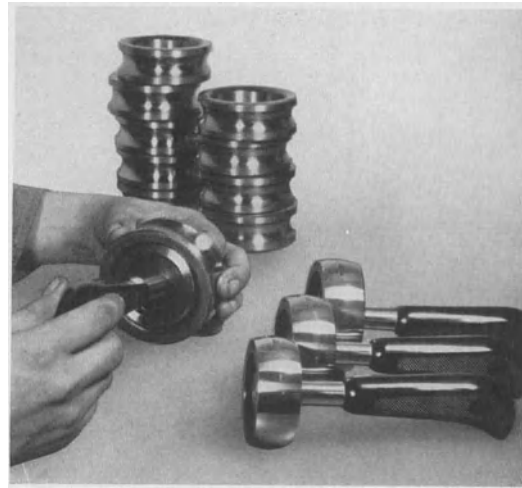


(1179a—d) Das Messen mit der Tebolehre.

(1178) Darstellung der Gutseite und Ausschußseite bei der Tebolehre.

auch gezeigt, daß mit diesem Verfahren befriedigende Ergebnisse erzielt werden. Bei mittelgroßen Bohrungen kann man aber ohne Schwierigkeit einen Lehrdorn für die Gutseite und ein Kugellendmaß für die Ausschußseite, anwenden. Ein Nachteil dieser Methode könnte darin gesehen werden, daß bei unvorsichtiger Handhabung der Kugellendmaße bei dünnwandigen Ringen, z. B. Kugellagerringen, schon bei verhältnismäßig geringem Druck eine Verformung herbeigeführt werden kann.

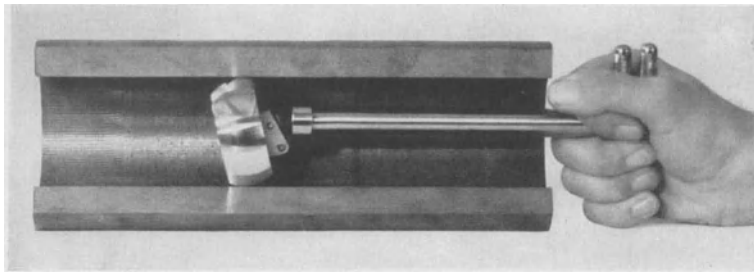
Um diesen Nachteil zu vermeiden und die Kombination Lehrdorn und Kugellendmaß in einer Lehre zu vereinen, hat TÖRNEBOHM die Tebolehre (1177) entwickelt. Der Meßkörper der Tebolehre besteht aus einer Kugelzone (1178), deren Durchmesser gleich dem Kleinstmaß der Bohrung ist. Er ist ohne Zwang in jede Bohrung mit größerem Durchmesser einzuführen und verhindert, wegen der innigen Schmiegun auf einem großen Teil des Umfanges, ein Ovalziehen. Auf der Kugelfläche befindet sich in der Nähe der äußeren Kante eine Erhebung in der Form einer Kugelkalotte. Die Entfernung zwischen dem höchsten Punkt der Kalotte und der gegenüberliegenden Stelle des Meßkörpers,  $2r + t$ , ist gleich dem zulässigen Größtmaß der Bohrung. Der Unterschied zwischen Größt- und Kleinstmaß, also die Höhe der Kugelkalotte ( $t$ ), entspricht der Toleranz. Die Bilder (1179 a, b, c und d) zeigen den Gebrauch der Lehre. Bei der praktischen Anwendung wird die Tebolehre mit positivem Winkel  $\alpha$  in die Bohrung geschoben (1179a). Mit dem unbehinderten Einführen ist die Bedingung für die untere Grenze erfüllt. Läßt sich die Lehre nicht einführen (1179b), dann ist die Gutseite noch nicht erreicht. Die Ausschußseite wird dadurch geprüft, daß man die Lehre schwenkt, bis  $\alpha$  negativ wird. Stößt diese Bewegung auf Widerstand, so ist die Bohrung gutzuheißen (1179c). Bei hemmungslosem Durchschwenken ist die Bohrung zu groß (1179d). In dieser Art wird die Bohrung durch Drehen am ganzen Umfang und über die Breite geprüft (1180). Ein anderer beachtlicher Vorteil der Lehre besteht darin, daß die Winkellage ein feinfühliges Maß für die Lage der Bohrung innerhalb der Toleranz ist. Eine Bohrung mit einem Ansatz kann nicht über die ganze Zylinderlänge gemessen werden. Bei einer Bohrung von 50 mm Durchmesser lassen sich 12,5 mm nicht prüfen, bei 100 mm Durchmesser fallen etwa 20 mm aus. Entscheidend ist jedoch, daß  $\frac{4}{5}$  der Länge auf genaue Zylinderform gemessen werden können. Für lange Bohrungen wird der Meßkörper mit einem Verlängerungsstück



(1180) Handhabung der Tebolehre.



versehen. Mit Hilfe einer Stange und einer Hebelübersetzung kann der Meßkörper nach dem Einführen an jeder beliebigen Stelle in einfacher, bequemer Weise geschwenkt

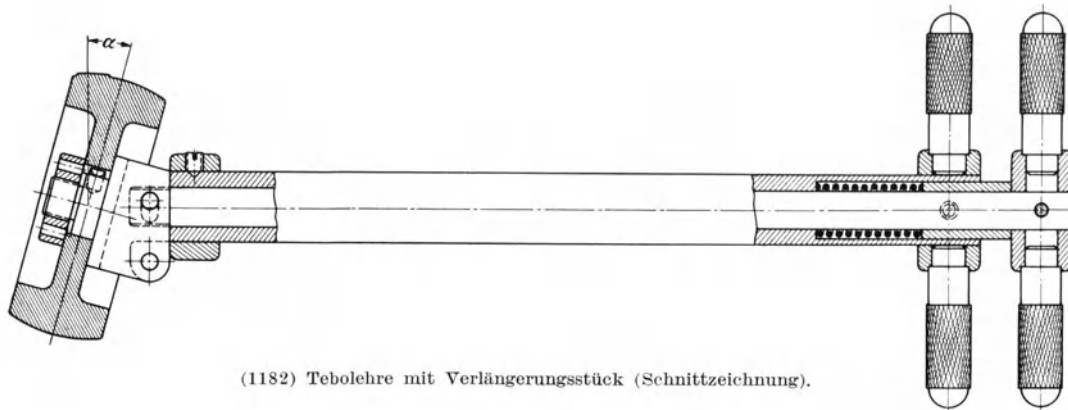


(1181) Tebolehre mit Verlängerungsstück.

werden (1181) und (1182). Für große Bohrungen wird eine Ausführung entsprechend Bild (1183) geliefert. Bei der Kontrolle der Ausschußseite verhindert der kugelige Meßkörper der Gutseite eine unzulässige Deformation des Prüfstückes.

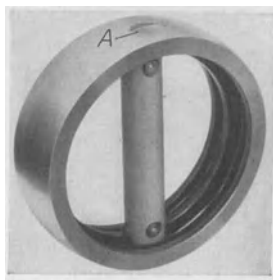
Die Tebolehre stellt daher in der Vereinigung

der Kontrolle des einbeschriebenen Kreises und des größten Durchmessers eine geradezu ideale Lösung dar mit einer Meßgenauigkeit, die diejenige von Lehrdornen für Gut- und Ausschußseite weit übertrifft.

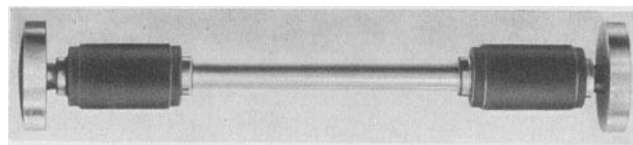


(1182) Tebolehre mit Verlängerungsstück (Schnittzeichnung).

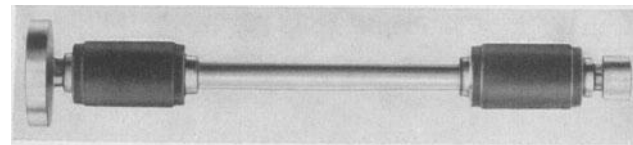
Für ganz große Bohrungen sind Lehren, die das Messen des einbeschriebenen Kreises erlauben, zu unförmlich. Es werden daher für die Gut- und Ausschußseite Kugelendmaße (1176) benutzt, deren Handhabung außerordentlich schwierig ist. Um eine bessere Genauigkeit zu erzielen, hat TÖRNEBOHM ein Kugelendmaß



(1183) Tebolehre für große Bohrungen.



a



b

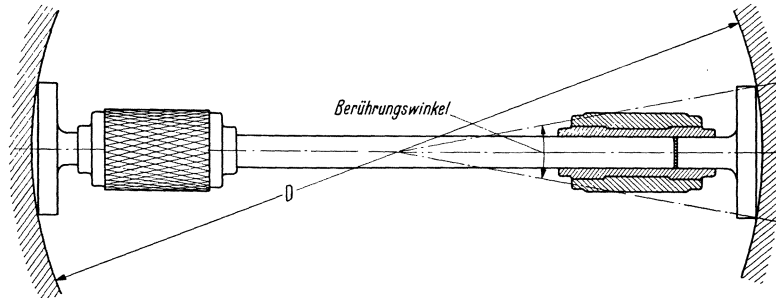
(1184a—b) Kugelendmaß nach TÖRNEBOHM. a Pilzartige Meßkörper an beiden Enden (Gutseite). b Pilzartiger Meßkörper an einem Ende (Ausschußseite).

entsprechend Bild (1184) konstruiert. Die zum Messen der Gutseite bestimmten Meßkörper sind pilzartig ausgebildet und so groß, daß verhältnismäßig lange Bogen des einbeschriebenen Kreises erfaßt werden (1184a). Für die Ausschußseite wird das eine Ende mit einem großen und das andere mit einem kleinen Meßkörper versehen (1184 b). Der erstere ermöglicht ein leichtes Zentrieren der Lehre, wenn der Berührungswinkel

mindestens  $4^\circ$  beträgt (1185). Der kleine Meßkörper erlaubt die Kontrolle des größten Durchmessers.

Für ganz große Bohrungen wird grundsätzlich die gleiche Anordnung vorgesehen. Die Lehre hat aber, wie aus Bild (1186) hervorgeht, eine mit Rücksicht auf die Größe, besondere Formerhalten.

Zum Messen der Gutseite dienen zwei breite in der Mitte ausgesparte Meßkörper, die durch ein in der Länge veränderliches Rohrstück verbunden sind. Für die Ausschußseite wird ein Meßstab benutzt, der in das rohrartige Verbindungsstück paßt, so daß auf der einen

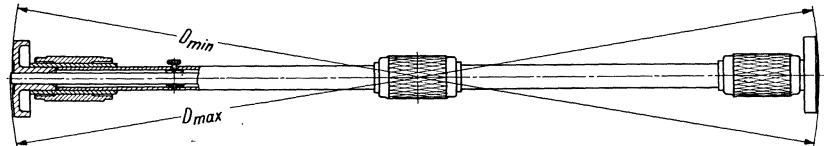


(1185) Berührungswinkel beim Kugelendmaß nach TÖRNEBOHM.

Seite wieder eine breite Auflage vorhanden ist und auf dem anderen Ende die Kuppe des unten aufstehenden Stabes das Auffinden des Größtmaßes gestattet. Je nach dem Durchmesser ergeben sich somit folgende Meßwerkzeuge für die Bohrung:

- bis 18 mm Lehrdorn-Flachlehre (1174) und (1175),
- über 18—180 mm Tebolehre (1177),
- „ 180—250 mm Tebolehre (1183),
- „ 250—630 mm Kugelendmaße (1184),
- „ 630 mm Kugelendmaße (1186).

Bei den bisher üblichen Rachenlehren (1187) liegen die Verhältnisse ähnlich. Sie erlauben nicht die Prüfung des umbeschriebenen Kreises. Hinzu kommt, daß die Federung der Meßflächen verhältnismäßig groß ist, vor allen Dingen, wenn leichte Lehren benutzt werden. Dadurch werden die



(1186) Kugelendmaß nach TÖRNEBOHM für ganz große Bohrungen.

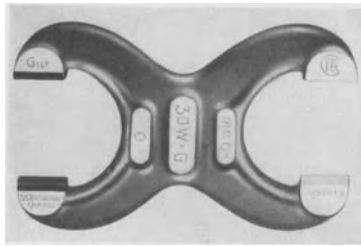
mit großen Kosten erzielte Parallelität der Meßflächen und die Genauigkeit beeinträchtigt. Für die Prüfung des Hüllzylinders wäre theoretisch eine ringförmige Lehre am besten geeignet, deren Bohrung das Größtmaß aufweist und deren Länge mit der zu messenden Fläche übereinstimmt. Ein solcher Kaliberring ist aber schlecht zu handhaben und daher nur bei kleinen, dünnwandigen Hülsen üblich. Man sollte auch für Rachenlehren möglichst breite Meßflächen verwenden, um sich so dem idealen Zustand anzupassen. Für die Ausschußseite müßte theoretisch eine Lehre mit zwei auf das Kleinstmaß eingestellten Spitzen verwendet werden. Dann wird aber das Messen des wirklichen Durchmessers schwierig<sup>1</sup>.

Aus diesen Überlegungen heraus hat TÖRNEBOHM eine neue Rachenlehre konstruiert, die in Bild (1188) dargestellt ist. Auf der einen Seite ist der Meßkörper eben und dient gewissermaßen als Meßtisch. Die Gutseite bildet einen in Achsrichtung liegenden Halbzylinder von der Breite der Meßfläche. Als Ausschußseite sind zwei kugelige Warzen angeordnet. Die Lehre befolgt also den Grundsatz: Für die Gutseite breite Berührung, für die Ausschußseite schmale Berührung. Die Federung wird unschädlich, weil das Messen nicht zwischen zwei ebenen Flächen, sondern zwischen einer Fläche und einer Mantellinie des Halbzylinders oder einer ebenen Fläche und zwei Punkten der Kugelkalotte erfolgt. Außerdem werden Abweichungen von der zylindrischen Form leicht fühlbar. Die Verbindung zwischen beiden Armen verleiht

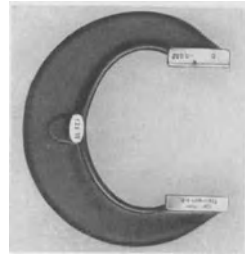
<sup>1</sup> Siehe auch KIENZLE: Feste Lehren im ISA-System. Werkstattstechn. u. Werksl. 1936 Heft 23 S. 509.

der Lehre eine große Steifheit und erlaubt ein leichtes Einstellen. Der Einfluß der Erwärmung des Handgriffes wirkt sich nicht als Erweiterung, sondern als Verengung aus.

Wie TÖRNEBOHM in seinem Vortrag mitteilt, haben diese anscheinend geringfügigen Änderungen ein ganz erstaunliches Ergebnis gehabt insofern, als 30 % der Teile, die nach den früheren Methoden als befriedigend angesehen werden mußten, jetzt als Ausschuß anfielen. Dies ist der beste Beweis dafür, daß mit diesen neuen Lehren tatsächlich genauer geprüft wird und daß wirklich Klarheit darüber besteht, welche Toleranzen eingehalten werden.



a  
(1187 a-b) Übliche Rachenlehren.



b



(1188) Rachenlehre nach TÖRNEBOHM.

### 8.42 Schraublehren.

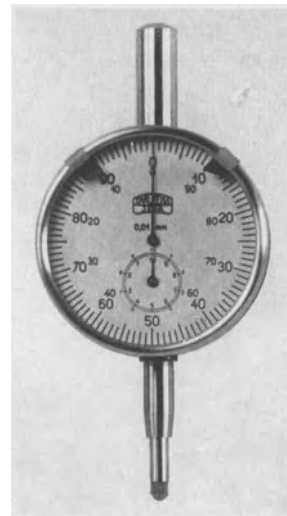
Die Schraublehren für Bohrung und Mantel (1189) und (1190) erlauben die Bestimmung des kleinsten und größten Durchmessers und geben damit die Möglichkeit, die Formfehler zu analysieren. Ihr eigener Meßfehler ist verhältnismäßig klein. Ihre Handhabung ist jedoch schwierig, so daß mit großen persönlichen Fehlern gerechnet werden



(1189) Schraublehre (Stichmaß).



(1190) Schraublehre mit Fühlhebel.



(1191) Meßuhr.

muß. Sie werden daher in der Werkstatt nur dann benutzt, wenn sich die Anfertigung fester Lehren nicht lohnt. Ihre Verwendung ist auch bei der Abnahme oder Montage wegen ihres großen Meßbereiches zweckmäßig. Die Federung dieser Lehren ist ähnlich groß wie die von Rachenlehren. Man kann aber nach vorheriger Einstellung mit einem Endmaß das tatsächliche Abmaß eines Bohrungs- oder Manteldurchmessers ermitteln.

### 8,43 Zeigerlehren (Tast- oder Fühlhebelgeräte).

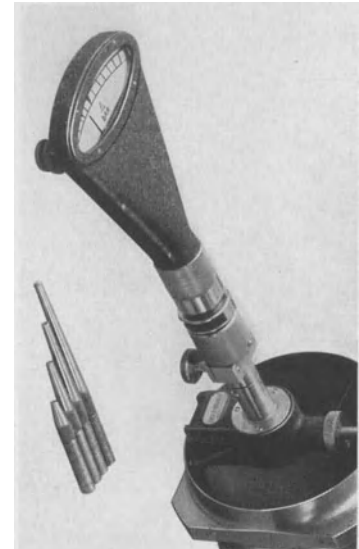
Bei der dritten Gruppe der Meßwerkzeuge, den Zeigerlehren, wird die Meßgenauigkeit durch Getriebe, Hebel oder auf optischem Wege erhöht. Bei der Verwendung dieser Meßwerkzeuge ist man nicht mehr auf das Gefühl des Kontrolleurs und die durch ihn erzeugte Meßbelastung angewiesen. Der subjektive Meßfehler wird nahezu ausgeschaltet. Zwingend wird der Gebrauch von Tastgeräten, wenn die Meßstelle für eine Lehre nicht zugänglich ist oder ein fortlaufendes Meßbild verlangt wird, das immer dann von Wert ist, wenn die Arbeitsgenauigkeit von Werkzeugmaschinen oder die Oberflächenform von Werkstücken zu untersuchen ist.



(1192) Minimeter.



(1193) Innenminimeter für Dreipunktmessung.



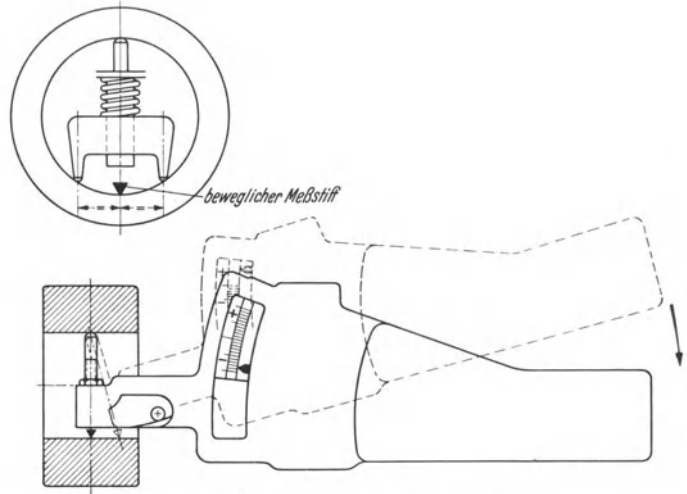
(1194) Mikrotast.

Auch die Fühlhebelgeräte sind Vergleichsinstrumente, die mit Grundmaßen justiert werden müssen. Man benutzt dazu Endmaßsätze der Genauigkeitsklasse I nach DIN 861 oder JOHANSSON-Grad A. Das Sollmaß wird durch „Ansprengen“ der Einzelstücke erreicht. Die Unsicherheit von 2 angesprengten Stücken kann im ungünstigsten Fall  $0,1 \mu$  betragen, sie ist also für die angestrebte Meßgenauigkeit ohne Bedeutung. Für die Übertragung auf das Meßgerät haben sich Meßschnäbel bezüglich Fehlerfreiheit als zweckmäßig erwiesen.

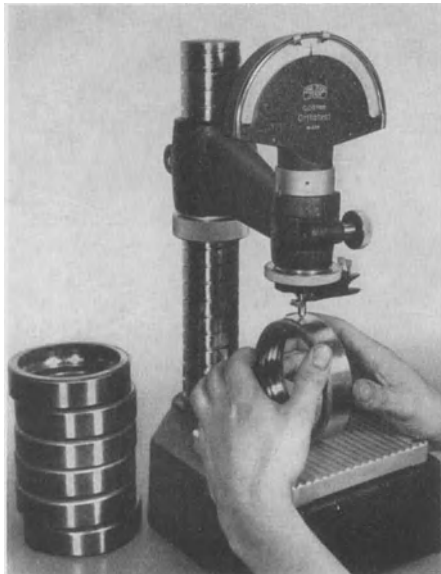
Wie aus der Tabelle [41] zu ersehen ist, steht die Meßuhr (1191) bezüglich Genauigkeit an unterster Stelle. Schon nach kurzzeitigem Gebrauch ist mit Abweichungen von  $10-30 \mu$  zu rechnen. Wesentlich genauer sind Fühlhebel mit Schneidenlagerung. „Minimeter“ (1192), (1193) und „Mikrotast“ (1194). Nach einem ähnlichen Prinzip arbeitet auch der JOHANSSON-Indikator für Bohrungsmessungen (1195) und (1196) sowie der von Zeiß herausgebrachte Orthotest (1197). Eine weitere Steigerung lassen die optischen Geräte (1198) zu. Die Fehler im Optimeter von  $\pm 0,00025$  mm lassen sich in mechanischen Meßgeräten kaum unterbieten. Für eine weitere Steigerung der Genauigkeit der Meßgeräte besteht bei der Wälzlagerkontrolle zur Zeit kein Bedürfnis.



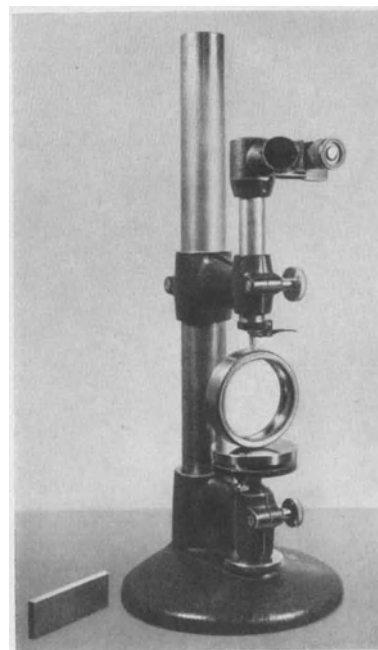
(1195) Indikator.



(1196) Das Messen mit dem Indikator.  
 (1196) Das Messen mit dem Indikator.



(1197) Orthotest.



(1198) Optimeter.

## 8,5 Meßverfahren.

### 8,51 Meßverfahren für die Prüfung der Maßgenauigkeit.

Nach den Untersuchungen von TÖRNEBOHM hat sich gezeigt, daß eine Kombination von verschiedenen Meßmethoden das Meßergebnis verbessert. Deshalb werden bei der SKF feste Lehren für die Schlußkontrolle und Meßgeräte für die Produktion verwendet. Diese werden in einem besonderen Meßraum von einem besonders geschickten Arbeiter eingestellt, der eine größere Geschicklichkeit besitzt als der Arbeiter an der Maschine und der Prüflehren und Endmaße zur Hand hat. Da das Verfahren bei Verwendung von festen Lehren ein ganz anderes ist als bei Meßgeräten, kann zusammen genommen eine größere Genauigkeit erreicht werden. Fehler, die bei der ersten Prüfung nicht festgestellt wurden, konnten mit den festen Lehren gefunden werden. Es hat sich als wichtig erwiesen, daß bei der Verwendung von Meßgeräten nur einheitliche Spitzen benutzt werden, die mit einem Radius von 5 mm geläpft sind.

Für die Messung der Wälzlager und Einbauteile ergeben sich folgende Richtlinien:

#### 8,511 Das Messen der Bohrung:

1. Kleinster einbeschriebener Kreis (Durchmesser des Hüllzylinders).
2. Größter auffindbarer Durchmesser.

Feste Lehren:	Zeigerlehren:
Lehrdorn — Flachlehre	Innenminimeter für Dreipunktmessung
Lehrdorn — Kugelendmaß oder Tebollehre	Innenmikrotast
Kugelendmaß mit } — { Kugelendmaß mit großem Meßkörper } — { kleinem Meßkörper	Indikator

In Sonderfällen: Schraublehre (Stichmaß).

#### 8,512 Das Messen des Mantels.

1. Größter umbeschriebener Kreis (Durchmesser des Hüllzylinders).
2. Kleinster auffindbarer Durchmesser.

Feste Lehren:	Zeigerlehren:
Rachenlehre [100 g]	Orthotest
Rachenlehre nach TÖRNEBOHM	Optimeter

In Sonderfällen: Schraublehre.

**8,513 Das Messen der Breite.** Die Breite der Laufringe wird an irgendeiner Stelle gemessen. Der Unterschied der Messung an mehreren Stellen ergibt die Abweichung von der Planparallelität:

Feste Lehren:	Zeigerlehren:
Rachenlehre	Minimeter
	Optimeter.

Schraublehre.

### 8,52 Meßverfahren für die Prüfung der Laufgenauigkeit.

Die Laufgenauigkeit kann sich auf folgende Eigenschaften beziehen:

Radialschlag des zusammengebauten Lagers,

a) bei umlaufendem Innenring, b) bei umlaufendem Außenring.

Axialschlag des zusammengebauten Lagers,

a) bei umlaufendem Innenring, b) bei umlaufendem Außenring.

Seitenschlag des Innenringes.

Die Anforderungen an die Laufgenauigkeit sind unterschiedlich. Es wäre widersinnig, sie mehr zu steigern, als für die Verwendung der Lager unbedingt notwendig ist. Man soll sich vor Augen halten, daß die Herstellungskosten in der zweiten bis dritten Potenz zunehmen.

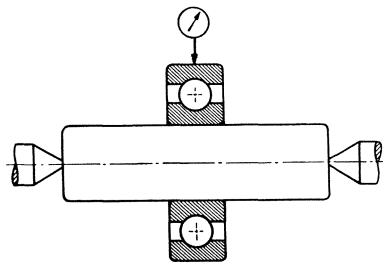
Zur Durchführung der Laufgenauigkeitsmessung werden die Lager auf einen Dorn gesteckt, der sich zwischen Spitzen drehen läßt. Je enger die Toleranzen sind, um so größerer Wert ist auf die Genauigkeit des Dorns zu legen. Der Schlag soll nicht größer sein als  $2\ \mu$  und nach Größe und Lage bei dem Meßergebnis berücksichtigt werden. Der Innenring muß leicht saugend, aber ohne Luft auf den Dorn geschoben werden, der zu diesem Zweck ganz leicht konisch ausgebildet werden sollte. Sobald der Ring auch nur um geringe Beträge verkantet wird, ist auch ein radialer Schlag unvermeidlich. Große Sorgfalt erfordert die Ausführung und Sauberhaltung der Zentrierbohrung. Bei der Messung größerer Stückzahlen kann es zweckmäßig sein, den Meßdorn in zwei Prismen zu legen; man ist dann unabhängig von dem Zustand der Zentrierbohrung und hat zudem den Vorteil, daß leicht ein guter Rundlauf des Dorns erzielt wird. Das Drehen des Dorns oder des Außenringes muß vorsichtig und gleichmäßig erfolgen. Die Lager müssen vor der Messung in säurefreiem Petroleum gewaschen werden.

Zur Fehleranzeige sollte entweder ein Minimeter oder der Zeiß-Orthotest benutzt werden. Die gesamte Zeigerbewegung wird als „Schlag“ gewertet.

#### 8,521 Radialschlag eines Lagers.

1. Radiaxlager, Rillenkugellager mit Einfüllöffnung, Zylinderrollenlager.

Die Messung ist (a) bei stillstehendem Außenring und langsam zu drehendem Innenring (Schlag des Innenrings) und (b) bei stillstehendem Innenring und langsam zu drehendem Außenring (Schlag des Außenrings) durchzuführen. In beiden Fällen ist der Meßstift auf dem Außenring in der Mitte anzusetzen (1199).



(1199) Messung des Radialschlages.

2. Pendelkugellager, Pendelrollenlager, Tonnenlager.

Wie unter 1. Der Außenring muß aber während der Messung durch ein geschliffenes Lineal in der Mittellage gehalten werden.

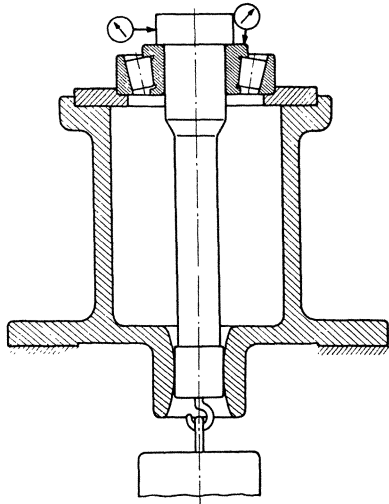
3. Kegelrollenlager, Schrägkugellager, Schulterkugellager.

Die Messung erfolgt bei Kegelrollenlagern über 60 mm Bohrung auf einem senkrecht stehenden Dorn, der unter dem Prüflager mit etwas Luft geführt ist. Der Außenring ist durch ein Gewicht zu belasten, damit er auf allen Rollen zur Anlage kommt und nicht kippen kann. Die unvermeidliche Unrundheit wird auf diese Weise ausgeschaltet (1200). Bei Lagern unter 60 mm Bohrung genügt die Prüfung auf einem waagerechten Meßdorn zwischen Spitzen. Der Außenring wird mit einer Büchse unter Zwischenschaltung einer Druckscheibe auf den Rollen satt zur Anlage gebracht (1201).

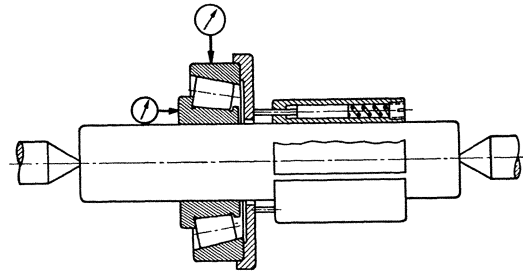
4. Längslager.

Der radiale Schlag eines Längslagers ergibt sich theoretisch aus dem Rillen- oder Bordschlag der belasteten Scheiben. Praktisch genügt es aber, nur den Schlag

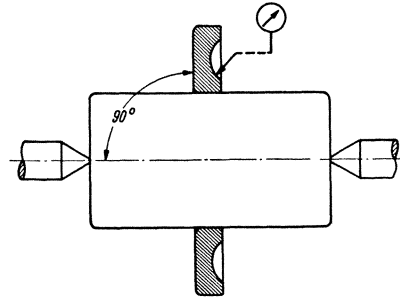
der Wellenscheibe zu messen. Das Zentrieren der Scheibe auf dem Meßdorn muß wegen der schmalen Sitzfläche mit großer Sorgfalt vorgenommen werden. Meßstift neben der Rillenkante (1202). Diese Messung ist deshalb nicht ganz einwandfrei, weil sie neben der Laufspur erfolgt an einer Stelle, die normalerweise keinen Einfluß auf den Lauf des Lagers ausübt.



(1200) Messung des Radial- und Axialschlages eines großen Kegelrollenlagers.



(1201) Messung des Radial- und Axialschlages eines kleinen Kegelrollenlagers.

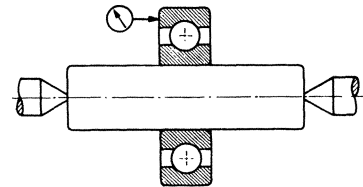


(1202) Messung des Radialschlages einer Wellenscheibe.

### 8,522 Axialschlag eines Lagers.

Wenn ein Lager unter reinem Axialdruck steht und der Innenring sich dreht, dann wird bei schräg zur Hauptachse liegender Laufrille des Innenringes die axiale Führung theoretisch jeweils durch die Kugel vorgenommen, die an der engsten Stelle der Laufrillen liegt, vorausgesetzt, daß der Außenring seine Lage nicht ändern kann. Beim Drehen zeigt sich also nicht der Rillenseitenschlag des Innenringes, sondern der des Außenringes. Umgekehrt wirkt sich beim Drehen des Außenringes und festgehaltenem Innenring unter den gleichen Voraussetzungen nur der axiale Schlag der Innenringlaufbahn aus. In beiden Fällen wird aber ein radialer Schlag auftreten.

Da der Außenring bei der nach DIN 620 vorgeschriebenen Methode Bild (1203) nicht in seiner Lage festgehalten ist, sondern kippen kann, tritt ein Zustand ein, der mit dem im Betrieb möglichen nicht übereinstimmt. Man sollte daher zweckmäßigerweise auch den Außenring festhalten und den Dorn an einer zweiten Stelle führen, ähnlich wie bei Bild (1200), wobei eine dem Betrieb entsprechende Belastung verwendet wird.



(1203) Messung des Axialschlages (Rillenseitenschlages) eines Rillenkugellagers.

#### 1. Pendelkugellager, Pendelrollenlager, Tonnenlager.

Querlager mit kugelige Laufbahn des Außenringes zeigen nach der obigen Überlegung im Betrieb keinen axialen Schlag bei sich drehendem Innenring. Der Rillenseitenschlag hat aber einen radialen Schlag zur Folge. Ein Messen des Axialschlages nach DIN 620 Bild (1203) ist nicht möglich, da der Außenring zu leicht kippen kann.

#### 2. Radiaxlager, Rillenkugellager mit Einfüllöffnung, Schulterkugellager.

Die nach DIN 620 vorgesehene Prüfung ist äußerst schwierig, weil die Laufringe nur schlecht auf den Kugeln geführt werden. Es ist immer mit einer mehr oder weniger



großen Unrundheit zu rechnen, die leicht ein Kippen des Laufringes zur Folge hat, das die Lagerluft hemmungslos gestattet. Auch schrägliegende Rillen verhindern eine sichere Führung beim Messen. Um einigermaßen zuverlässige Werte zu erhalten, muß der Außenring axial und möglichst gleichmäßig belastet werden. Der Meßstift ist parallel zur Achse auf der nichtgestempelten Seite des Außenringes anzusetzen (1203).

### 3. Zylinderrollenlager.

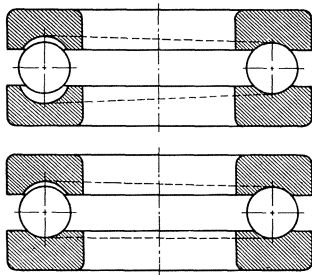
Der axiale Schlag bei Zylinderrollenlagern kann nicht einwandfrei gemessen werden, da ein Kippen der Rollen um die Radialluft eintritt. Es läßt sich also nur der Bordschlag eines Ringes messen.

### 4. Kegelrollenlager.

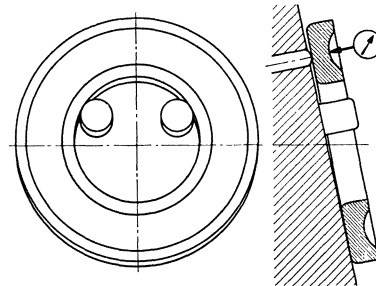
Gemessen wird auf der Seitenfläche des Innenringes, wobei dieser langsam gedreht wird entsprechend Bild (1200).

### 5. Längslager.

Der axiale Schlag eines Längslagers ist von der Lage derjenigen Rillensohle abhängig, die die kleinste Neigung zur Hauptachse im eingebauten Zustande aufweist. Er ist also gleich Null, wenn eine Rillensohle genau rechtwinklig zur Hauptachse liegt. Er kann beeinflußt werden von den Auflageflächen und der Zentrierung einerseits und der Schwankung der Dicke in der Rillensohle andererseits. Wenn man von den Einbaufehlern absieht und vorausgesetzt, daß sich die Lage der Achsen nicht ändert, ist die Dicke der



(1204) Darstellung des Axialschlages eines Längslagers.



(1205) Messen der Schwankung der Dicke von Längslagerscheiben.

Scheiben in der Rillensohle bestimmend. Der theoretisch mögliche axiale Schlag ist dann gleich der Schwankung der Dicke derjenigen Scheibe, die den kleinsten Wert aufweist. Dies geht aus dem Bild (1204) hervor. Die Messung der Dicke erfolgt entsprechend Bild (1205), wobei der Meßstift in der Rillensohle angesetzt und die Scheibe auf den beiden Stützpunkten gedreht wird. Die Scheibe wird auf der einen Seite etwa 0,02 mm angehoben, damit eine windschiefe Form das Ergebnis nicht beeinflussen kann. Da bei geneigt stehenden Rillensohlen eine exzentrische Belastung auftreten würde und die Rollkörper auf einem Teil des Umfangs unbelastet wären, ist eine möglichst genaue Parallelität der Rillensohlen und ihre rechtwinklige Lage zur Hauptachse im eingebauten Zustand erforderlich.

### 8,523 Seitenschlag des umlaufenden Innenringes.

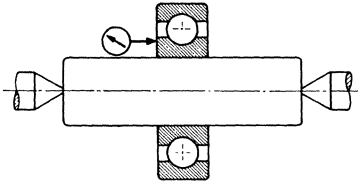
Gemessen wird parallel zur Achse auf der nichtgestempelten Seite des Innenringes (1206).

### 8,53 Meßverfahren für die Prüfung des Lagerspiels.

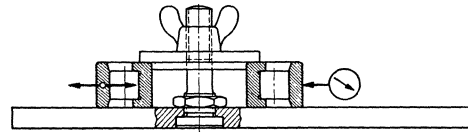
Als Maßstab für das radiale Spiel bei Kugellagern wurde bisher das axiale Spiel oder der Durchschlag angesehen. Die Umrechnung des Durchschlages in Radialspiel ergibt aber eine so große Streuung, daß diese Methode nicht verwendbar ist. Andererseits ist die direkte Prüfung des Radialspiels durch radiale Bewegung des einen Laufringes

gegenüber dem anderen äußerst schwierig. Die Lufttoleranz ist klein und die Federung verhältnismäßig groß. Die Meßbelastung muß daher festgelegt werden (5 oder 10 kg je nach Lagergröße). Die Laufringe müssen so liegen und verschoben werden, daß der größte Laufbahnkreis des Außenringes und der kleinste Laufbahnkreis des Innenringes in einer Ebene liegen. Die Breitenunterschiede der Laufringe und der Versatz der Rillen gestatten keine Auflage auf einer ebenen Platte. Die Unrundheit der Ringe ergibt an jeder Stelle ein anderes Ergebnis. Aus diesen Gründen mußte bei den bisherigen Verfahren ein sehr großer Meßfehler zugelassen werden.

TÖRNEBOHM hat daher vorgeschlagen, das Radialspiel, das Axialspiel und den Radialschlag nacheinander bei mit einer gewissen Drehzahl umlaufendem Innenring zu



(1206) Messen des Seitenschlages eines Innenringes.



(1207) Messen des Radialspiels eines Zylinderrollenlagers.

messen. Diese Methode ergibt nicht nur wesentlich zuverlässigere, sondern auch dem Betriebszustand mehr entsprechende, d. h. größere Werte als bei den bisherigen Verfahren.

Wesentlich einfacher ist die Messung des radialen Spiels bei Zylinderrollenlagern, weil eine seitliche Versetzung beider Laufringe etwa infolge von Abweichungen in der Breite keinen Einfluß ausübt. Eine Meßvorrichtung zeigt Bild (1207). Zur Anzeige ist ein Minimometer zu benutzen.

Die gesamte axiale Bewegungsmöglichkeit des einen Laufringes gegenüber dem anderen setzt sich zusammen aus der Luft der Rollen im Führungs- und im Stützring mit Bordscheibe oder Winkelring. Da beim gegenseitigen Verschieben der Laufringe ein Kippen der Rollen eintreten wird, kann als Axialspiel nur die Summe der seitlichen Bewegungsmöglichkeit eines jeden Laufringes bei festliegenden Rollen bezeichnet werden entsprechend dem Unterschied des Maßes zwischen den Bordflächen und der größten Breite irgendeiner Rolle.

## 9 Verzeichnisse und Tafeln.

### 9,1 Verzeichnis der Bilder moderner Lagerungen.

	Seite
<b>9,11 Kraftmaschinen.</b>	
<b>9,111 Dampfmaschinen.</b>	
(869) Lagerung einer Dampfturbine mit Ölumlaufschmierung . . . . .	327
(578) Pleuellager und Kurbelwellenlager einer Dampfmaschine . . . . .	194
<b>9,112 Verbrennungskraftmaschinen.</b>	
(680) Kurbelwelle eines zweizylindrigen Zweitaktdieselmotors . . . . .	230
(719) Kurbelwellenlager eines Vierzylindermotors . . . . .	244
(720) Kurbelwellenlagerung eines zweizylindrigen Zweitakt-Benzinmotors . . . . .	245
(797) Lagerung der zusammengesetzten Kurbelwelle eines Dieselmotors . . . . .	288
(839) Lagerung einer Kurbelwelle . . . . .	308
(898) Lagerung der Kurbelwelle eines Zweitakt-Schiffsdieselmotors, Abdichtung mit Schleifringen . . . . .	342
(970) Kurbelwellenlagerung eines Lastwagenmotors . . . . .	372
(971) Befestigung des mittleren Lagers einer Kurbelwelle . . . . .	372
(973) Kurbelwellenlagerung eines Lastwagenmotors . . . . .	373
(974) Lagerung eines Kraftradmotors . . . . .	373
(975) Zusammengesetzte Kurbelwelle eines Zweizylindermotors . . . . .	374
(976) Zusammengesetzte Kurbelwelle eines Lastwagenmotors . . . . .	374
(977) Zusammengesetzte Kurbelwelle eines Vierzylinder-Zweitaktmotors . . . . .	374
(978) Zusammengesetzte Kurbelwelle nach HIRTH . . . . .	375
(681) Geteilte Kurbelwelle nach HIRTH . . . . .	230
(979) Zusammengesetzte Kurbelwelle nach SKF . . . . .	375
(703) Nockenrolle für Brennstoffpumpe . . . . .	236
(851) Lagerung eines Schwinghebels für die Ventilsteuerung von Dieselmotoren . . . . .	321
<b>9,113 Wasserkraftmaschinen.</b>	
(811) Hauptlager einer liegenden Wasserturbine . . . . .	299
(824) Lager einer kleinen vertikalen Wasserturbine . . . . .	303
(906) Lagerung einer Spiralturbine . . . . .	344
<b>9,114 Elektrische Maschinen.</b>	
(613) Bahnmotor mit einem Pendelrollenlager auf Abziehhülse und einem Zylinderrollenlager . . . . .	205
(614) Bahnmotor mit zwei Zylinderrollenlagern, Form NU und NH . . . . .	206
(624) Tatzenlagerung eines Bahnmotors . . . . .	210
(688) Lokomotivmotor mit beiderseitigem Antrieb . . . . .	233
(951) Stehlager eines Propellermotors . . . . .	363
(799) Lagerung eines Hochfrequenzgenerators . . . . .	289
(630) Lagerung eines Drehstrommotors . . . . .	213
(651) Lagerung eines Vertikalmotors mit zwei Radiallagern zur Axialdruckaufnahme . . . . .	220
(652 a) Lagerung eines Vertikalmotors mit zwei Radiallagern zur Axialdruckaufnahme . . . . .	220
(652 b) Halslager eines Vertikalmotors mit einem Längslager und Federn . . . . .	220
(858) Lagerung eines Vertikalmotors mit einem Radiallager zur Aufnahme des Radial- und Axialdruckes . . . . .	324
(860) Vertikalmotor mit 2 Radiallagern zur Aufnahme des Axialdruckes . . . . .	324
(861) Vertikalmotor mit 2 Radiallagern zur Aufnahme des Axialdruckes . . . . .	325
(865) Lagerung eines Vertikalmotors mit Ölförderung durch Schleuderringe . . . . .	326
(870) Lagerung eines Vertikalmotors für Turbinenantrieb mit Ölumlaufschmierung . . . . .	328
(883) Lagerung des Motors für eine Zahnarzt-Bohrmaschine . . . . .	337
(663) Lagerung einer Fahrradlichtdynamo . . . . .	224
(798) Lagerung des Motors eines Staubsaugers . . . . .	289
(962) Lagerung des Motors einer Nähmaschine . . . . .	368
<b>9,12 Übertragungselemente.</b>	
<b>9,121 Getriebe.</b>	
(577) Lagerung eines Schneckenantriebes . . . . .	194
(639) Schneckenlagerung . . . . .	216
(644) Schneckenlagerung . . . . .	217
(650) Planetengetriebe . . . . .	219
(656) Globoidschneckenlagerung . . . . .	221
(909) Lagerung einer Schneckenwelle . . . . .	346
(654) Lagerung eines Schiffswendegetriebes . . . . .	221
(662) Lagerung eines Wendegetriebes . . . . .	224
(689) Stirnradgetriebe mit Pfeilverzahnung oder Schrägverzahnung . . . . .	233
(774) Lagerung des Wechselgetriebes einer Motorkleinlokomotive . . . . .	276
(775) Lagerung des Wechselgetriebes eines Triebwagens . . . . .	277

	Seite		Seite
(655) Lagerung des Getriebes eines Triebwagens . . . . .	221	(585) Achslager mit unten liegender Aufhängung . . . . .	196
(791) Getriebekasten für Personenkraftwagen . . . . .	285	(586) Achslager (pendelnd) . . . . .	196
(792) Getriebekasten für Lastkraftwagen . . . . .	286	(583) Achslager für Treibachse und Kuppelachse . . . . .	196
(837) Lagerung eines Aphongetriebes . . . . .	307	(584) Achslager für Treibachse und Kuppelachse . . . . .	196
(838) Wechselgetriebe eines Kraftwagens . . . . .	308	(587) Achslager für Lokomotivlaufachse . . . . .	197
(875) Lagerung eines Getriebes mit Rollenklammkupplung und Ölschmierung durch die Welle . . . . .	331	(919) Achslager (pendelnd) . . . . .	349
(897) Lagerung eines Flüssigkeitsgetriebes mit Labyrinthdichtung und Leder-manschetten . . . . .	341	(589) Achslager für Straßenbahnwagen mit 2 Zylinderrollenlagern . . . . .	197
(901) Lagerung eines Strömungsgetriebes, Abdichtung mit Schleifringen . . . . .	343	(626) Laufradlagerung einer Drehscheibe . . . . .	211
(658) Antrieb eines Spiegelteleskops . . . . .	222	(697) Laufrad einer Drehscheibe . . . . .	236
(665) Differentialgetriebe für Selfaktor . . . . .	225	(713) Losrad für Förderwagen, Kegelspitze innen . . . . .	242
(886) Kupplungslager . . . . .	337	(714) Losrad für Förderwagen, Kegelspitze außen . . . . .	242
(653) Lagerung der Schneckenwelle einer Schiffswinde . . . . .	221	(815) Losrad für Förderwagen mit zwei Radialagern . . . . .	300
<b>9,122 Transmissionen.</b>		(816) Losrad für Förderwagen mit zwei Kegelrollenlagern . . . . .	300
(831) Stehlager (Festlager—Loslager), Stehlagergehäuse geteilt . . . . .	305	(942) Radsatz für Förderwagen mit Außenlagern . . . . .	360
(832) Stehlager (Festlager—Loslager), Stehlagergehäuse geteilt mit besonderem Deckel . . . . .	305	(682) Lokomotivstangenlager . . . . .	231
(820) Hängelager einer Transmission . . . . .	302	<b>9,133 Wasserfahrzeuge.</b>	
<b>9,13 Fahrzeuge.</b>		(649) Schiffsdrucklager . . . . .	219
<b>9,131 Straßenfahrzeuge.</b>		(828) Schiffsdrucklager für kleine Schiffe . . . . .	304
(643) Ritzellagerung eines Kraftwagens . . . . .	217	(672) Schiffswellenauflager . . . . .	227
(666) Ritzellagerung eines Kraftwagens . . . . .	225	(873) Schiffswellenauflager mit Ölschmierung . . . . .	329
(856) Ritzelwelle mit 2 Kegelrollenlagern . . . . .	323	(935) Stevenrohrlagerung . . . . .	355
(717) Ritzellagerung mit einem Zylinderrollenlager und 2 Kegelrollenlagern auf einer Seite . . . . .	243	<b>9,14 Förderanlagen.</b>	
(718) Ritzellagerung mit einem Zylinderrollenlager und einem zweireihigen Schrägkugellager . . . . .	243	<b>9,141 Krane.</b>	
(882) Ritzelantrieb mit Abdeckscheibe . . . . .	336	(634) Fußlager eines Schwenkkrans . . . . .	214
(715) Hinterachsantrieb eines Kraftwagens . . . . .	242	(846) Lagerung eines Kranlaufrades . . . . .	320
(793) Hinterachsantrieb für Lastkraftwagen . . . . .	286	(849) Spurlager eines Drehkrans . . . . .	320
(1062) Lagerung des Hinterachsantriebes eines Personenkraftwagens . . . . .	411	<b>9,142 Aufzüge und Fördermaschinen.</b>	
(659) Vorderrad mit Schrägkugellagern . . . . .	223	(696) Lagerung einer Seilrolle . . . . .	235
(963) Lagerung eines Vorderrades mit Kegelrollenlagern . . . . .	368	(834) Seilrolle mit TV-Lagern . . . . .	306
(789) Lagerung des Vorderrades eines Lastkraftwagens mit einem Pendelrollenlager und einem Zylinderrollenlager . . . . .	284	(964) Lagerung einer Förderseilscheibe . . . . .	369
(790) Lagerung des Vorderrades eines Lastkraftwagens mit Kegelrollenlagern . . . . .	284	<b>9,143 Hängebahnen.</b>	
(794) Hinterradlagerung für Personenkraftwagen, semi floating . . . . .	287	(779) Lagerung der Laufrollen einer Drahtseilbahn . . . . .	279
(795) Hinterradlagerung für Lastkraftwagen, $\frac{3}{4}$ floating . . . . .	287	(884) Lagerung einer Laufrolle . . . . .	337
(796) Hinterradlagerung eines Lastkraftwagens, full floating . . . . .	288	<b>9,144 Flurförderer.</b>	
(712) Lagerung des Vorderrades eines Kraftwagens . . . . .	242	(700) Lenkrolle für Flurwagen . . . . .	236
(701) Nabenlagerung für Fuhrwerke . . . . .	236	(699) Losrad für Flurwagen . . . . .	236
<b>9,132 Gleisfahrzeuge.</b>		<b>9,145 Stetige Förderer.</b>	
(588) Achslager mit 2 Pendelrollenlagern auf Abziehhülsen . . . . .	197	(899) Lagerung einer Transportschnecke, Abdichtung mit Schleifringen . . . . .	342
		(926) Lagerung einer Transportschnecke . . . . .	351
		(1030) Lagerung einer Transportschnecke . . . . .	399
		<b>9,146 Brücken, Schleusen.</b>	
		(576) Stehlager für eine Klappbrücke . . . . .	193
		(930) Fußlager eines Schleusentors . . . . .	353
		(907) Lagerung eines Schleusentors . . . . .	345

<b>9,147 Maschinen zur Förderung von Gas und Flüssigkeiten.</b>		Seite
(612) Lagerung einer Kreiselpumpe . . .	205	
(638) Lagerung einer Kreiselpumpe . . .	215	
(647) Lagerung einer Kreiselpumpe . . .	219	
(857) Lagerung einer Kreiselpumpe mit zwei zweireihigen Längslagern . . . . .	324	
(863) Lagerung einer vertikalen Kreiselpumpe mit Ölförderung durch ein kleines Schaufelrad . . . . .	325	
(866) Unteres Lager einer Kreiselpumpe mit Ölförderung durch einen Schraubengang . . . . .	326	
(859) Oberes Lager einer Schraubenpumpe mit einem zweireihigen Längslager	324	
(891) Lagerung einer kleinen Pumpe . . .	339	
(904) Lagerung einer Zahnrادpumpe, Abdichtung mit Stopfbuchsen . . . . .	344	
(936) Lagerung einer Vertikalpumpe . . .	356	
(929) Unterwasserlager einer Bohrlochpumpe	353	
(905) Lagerung einer Fullerpumpe, Abdichtung mit Filzringen und Fett	344	
(896) Lagerung eines Turbogenerators, Abdichtung mit Metallringen . . . . .	341	
(660) Lagerung eines Kolbenkompressors .	223	
(679) Lagerung der Kurbelwelle eines Kompressors . . . . .	229	
(723) Lagerung eines Rotationskompressors	246	
(855) Lagerung eines Kompressors mit Ölförderring . . . . .	323	
(818) Lagerung der Kurbelwelle eines zweizylindrigen Luftkompressors . . .	301	
(874) Pleuellager und Kurbelwellenlager eines zweizylindrigen, zweistufigen Luftkompressors . . . . .	330	
(632) Lagerung einer Kolbenpumpe . . .	213	
(669) Ventilatorlagerung . . . . .	226	
(777) Lagerung eines Heißgasventilators mit Wasserkühlung . . . . .	278	
(778) Lagerung eines Heißgasventilators mit Kühltischeibe . . . . .	278	
(871) Lagerung eines Rauchgaslüfters mit Ölumlaufschmierung . . . . .	328	
(876) Lagerung eines Heißgasventilators mit Kühltischeiben . . . . .	333	
(877) Lagerung eines Ventilators mit Luftkühlung durch die Welle . . . . .	333	
(878) Lagerung eines Ventilators mit Luftkühlung zwischen Welle und Wellenrohr	334	
(879) Lagerung eines Ventilators . . . . .	334	
 <b>9,15 Hartzerkleinerungs-, Aufbereitungs- und Baumaschinen.</b>		
<b>9,151 Hartzerkleinerungsmaschinen.</b>		
(927) Lagerung einer Kohlenstaubmühle .	352	
(928) Lagerung einer Kohlenstaubmühle .	352	
(960) Lagerung einer Mühle mit gegenläufigen Mahlscheiben . . . . .	367	
(640) Halslager mit einem Längskegelrollenlager . . . . .	216	
(674) Halslager einer Rohrmühle auf Schneiden . . . . .	228	
(678) Halslager einer Rohrmühle auf Linearlagern . . . . .	229	
(704) Stützrolle mit einem Pendelrollenlager	237	
(822) Lagerung der Stützrolle einer Rohrmühle . . . . .	303	
(872) Halslager einer Rohrmühle mit Ölschmierung . . . . .	329	
(773) Lagerung einer Schlagkreuzmühle . .	275	
(881) Lagerung einer Hammermühle mit Wasserkühlung der Welle und der Gehäuse . . . . .	335	
(810) Lager einer Hammermühle . . . . .	298	
(922) Lagerung einer Hammermühle . . .	350	
(917) Lagerung eines Backenbrechers . . .	348	
(845) Lagerung einer Stützrolle mit Pendelrollenlagern auf Spannhülsen . . .	319	
(958) Lagerung einer Granuliermühle . . .	366	
(646) Zerkleinerer für Fischgräten . . . .	218	
 <b>9,152 Aufbereitungsmaschinen.</b>		
(594) Druckrolle einer Brikettpresse . . .	199	
(621) Lagerung der Rolle einer Brikettpresse	209	
(629) Lagerung einer Brikettpresse . . . .	212	
(636) Lagerung einer Schneckenpresse . . .	215	
(698) Rolle einer Brikettpresse . . . . .	236	
(772) Lagerung eines Schwingsiebes . . . .	275	
(619) Lagerung eines Rührwerkes . . . . .	208	
(894) Lagerung der oberen Walze eines Stachelwalzwerkes . . . . .	340	
(607) Lagerung eines Gummiwalzwerkes .	203	
 <b>9,153 Glas- und Steinbearbeitungsmaschinen.</b>		
(957) Lagerung der Hauptwelle einer Marmor Schleifmaschine . . . . .	366	
 <b>9,154 Baumaschinen.</b>		
(627) Nabe eines Baggerschafelrades . . .	212	
(814) Laufrolle für das Raupenband eines Baggers . . . . .	300	
(825) Lager einer Antriebswelle für Turas	304	
(892) Lager für Unterwasserturas . . . . .	340	
 <b>9,155 Trocknungsanlagen.</b>		
(770) Lagerung der Stützrolle einer Trockentrommel . . . . .	274	
(771) Lagerung der Stützrolle einer Trockentrommel . . . . .	274	
(850) Lagerung der Seitenrolle einer Trockentrommel . . . . .	320	
(937) Spurlager eines Röstofens . . . . .	356	
(967) Spurlager eines Röstofens . . . . .	370	
(635) Lagerung eines Zementschlamm-trockners . . . . .	214	
 <b>9,156 Tiefbohrgeräte.</b>		
(641) Spülkopflagerung . . . . .	216	
(645) Lagerung eines Bohrtisches . . . . .	218	
 <b>9,16 Landwirtschaftliche Maschinen und Maschinen zur Nahrungsmittelverarbeitung.</b>		
<b>9,161 Landwirtschaftliche Maschinen.</b>		
(605) Lagerung einer Dreschtrommel . . .	202	
(684) Lagerung einer Siebwelle mit Kurbellagern . . . . .	231	

	Seite		Seite
(685) Einteiliges Kurbelgehäuse . . . . .	232	(923) Lagerung der Leitwalze einer großen Papiermaschine . . . . .	351
(686) Zweiteiliges Kurbelgehäuse . . . . .	232	(673) Lagerung eines Trockenzylinders mit Schneiden . . . . .	228
(763) Lagerung eines Entgranners . . . . .	265	(633) Lagerung eines Trockenzylinders . . . . .	214
(617) Lagerung eines Grasmähergetriebes . . . . .	207	(597) Regulierwalze einer Papiermaschine . . . . .	199
(642) Lagerung einer Maischmaschine . . . . .	217	(675) Lagerung einer unteren Kalandervalze mit Schneiden . . . . .	228
(823) Lagerung einer Getreidereinigungs- maschine . . . . .	303	(829) Lager für einen Holzschleifer . . . . .	305
(817) Radnabe eines Motorpfluges mit Kegel- rollenlagern . . . . .	300	(950) Lagerung einer Schälmaschine . . . . .	363
(667) Lagerung einer Schnitzelmaschine . . . . .	226	(943) Fußlager der Königswelle eines Koller- ganges . . . . .	360

### 9,162 Maschinen zur Verarbeitung von Nahrungsmitteln.

(604) Lagerung einer Schrotmühle . . . . .	202
(802) Kurbellager eines Plansichters . . . . .	291
(921) Lagerung eines Plansichters . . . . .	350
(900) Lagerung eines Mahlganges, Abdich- tung mit Schleifringen . . . . .	342
(671) Lagerung eines Mahlganges . . . . .	227
(954) Lagerung eines Walzenstuhles . . . . .	364
(910) Lagerung eines Walzenstuhles . . . . .	346
(609) Lagerung eines Walzenstuhles . . . . .	204
(801) Lagerung eines Windsichters . . . . .	290
(918) Lagerung einer Nudelmaschine . . . . .	349
(890) Lagerung für Backofen . . . . .	339
(947) Lagerung der Walze eines Zuckerrohr- walzwerkes . . . . .	362

### 9,163 Zentrifugen.

(598) Halslager einer Zentrifuge . . . . .	199
(599) Halslager und Fußlager einer Zentri- fuge . . . . .	200
(600) Halslager einer Zentrifuge . . . . .	200
(661) Lagerung einer Zentrifuge mit zwei Kegelrollenlagern . . . . .	224
(691) Fußlagerung einer Zentrifuge . . . . .	234
(692) Fußlagerung einer Zentrifuge . . . . .	234
(693) Fußlagerung einer Zentrifuge . . . . .	234
(776) Lagerung einer Zentrifuge mit Zylinderrollenlagern . . . . .	277
(867) Lagerung einer Zentrifuge mit Öl- förderung durch Rohre, die in einen Ölbehälter tauchen . . . . .	327
(913) Lagerung einer Trockenzentrifuge . . . . .	347
(959) Lagerung einer Zentrifuge . . . . .	367

### 9,17 Maschinen zur Gewinnung und Verarbeitung von Faserstoffen.

#### 9,171 Maschinen für Zellstoff- und Papierherstellung.

(965) Lagerung der Brustwalze einer Papier- maschine . . . . .	369
(608) Lagerung der Brustwalze einer Papier- maschine . . . . .	203
(911) Lagerung einer Registerwalze . . . . .	347
(601) Lagerung der Saugwalze einer Papier- maschine . . . . .	200
(914) Lagerung von Sieb-, Naßfilz- oder Trockenfilzleitwalzen . . . . .	347
(611) Lagerung einer oberen Gautsch- und Preßwalze . . . . .	204
(966) Lagerung einer unteren Gautschwalze und unteren Preßwalze . . . . .	370

(925) Lagerung des Läufersteins eines Koller- ganges . . . . .	351
(1017) Lagerung des Läufersteins eines Kollerganges . . . . .	394
(670) Lagerung einer Kegelstoffmühle . . . . .	227
(931) Lagerung der Glättzylinder einer Papiermaschine . . . . .	354
(830) Lager der Zwischenwalze eines Glätt- werkes . . . . .	305

### 9,172 Maschinen zur Papierverar- beitung.

(668) Lagerung eines Druckwerkantriebes . . . . .	226
(722) Lagerung eines Plattenzylinders . . . . .	246

### 9,173 Textilmaschinen.

(868) Lagerung einer Spinnspindel mit Öl- förderung auf dem konischen Schaft . . . . .	327
(690) Spinnspindel . . . . .	234
(631) Spannrolle . . . . .	213
(702) Laufrolle mit einem Lager . . . . .	236
(610) Lagerung eines Vertikalöffners . . . . .	204
(687) Lagerung eines Hackerkastens . . . . .	232
(827) Lager für die Trommel einer Schlicht- maschine . . . . .	304
(835) Lagerung des Tambours einer Rau- maschine . . . . .	306
(836) Lagerung der Schlichtwalze einer Schlichtmaschine . . . . .	307
(847) Lagerung von Läufer-, Wender- und Arbeitswalzen von Textilmaschinen . . . . .	320
(848) Lagerung der Schlägerwelle einer Schlagmaschine . . . . .	320

### 9,18 Bearbeitungsmaschinen.

#### 9,181 Maschinen für Metallbear- beitung.

##### 9,1811 Maschinen für spanlose Formung.

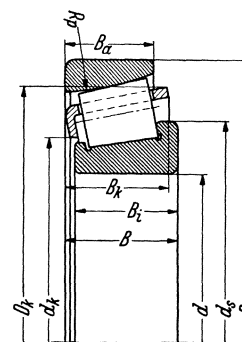
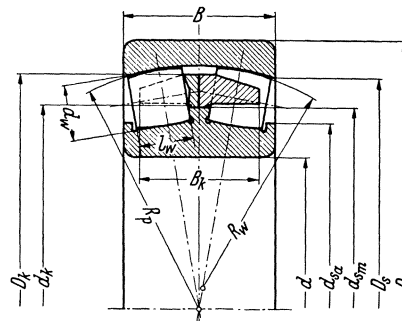
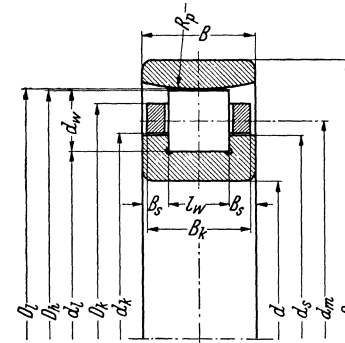
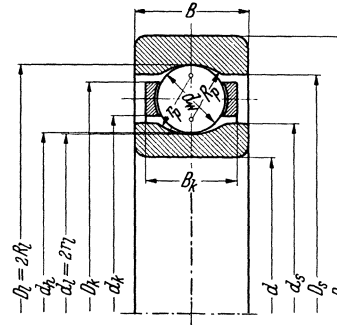
(590) Lagerung eines Kaliberwarmwalz- werkes . . . . .	197
(596) Rollenlager eines Federstahlwalzwerkes . . . . .	199
(782) Lagerung eines Bandwalzwerkes . . . . .	280
(648) Lagerung der Vertikalwalze einer kontinuierlichen Drahtstraße . . . . .	219
(955) Lagerung eines Kaliberwarmwalz- werkes . . . . .	365
(780) Lagerung eines Kaltwalzwerkes mit aufgeschrumpften Innenringen . . . . .	279
(781) Lagerung der Stütz- und Arbeits- walzen eines Kaltwalzwerkes . . . . .	280

	Seite		Seite
(677) Walzwerksgehäuse auf Druckstücken mit tonnenförmigem Querschnitt . . . . .	229	(748) Lagerung der Hauptspindel einer Drehbank mit 2 Kegelrollenlagern auf der Arbeitsseite, Außenringe in Büchsen . . . . .	255
(628) Lagerung einer Rollgangsrolle mit Kegelradantrieb . . . . .	212	(730) Lagerung der Hauptspindel einer schweren Drehbank mit einem Pendelrollenlager auf der Arbeitsseite . . . . .	248
(657) Lagerung eines Federhammers . . . . .	222	(749) Lagerung der Hauptspindel einer Drehbank mit einem Zylinderrollenlager mit kegeliger Bohrung auf der Arbeitsseite . . . . .	256
(902) Lagerung eines Walzwerks mit Kegelrollenlagern, radiale Abdichtung mit Schleifringen . . . . .	343	(787) Lagerung der Hauptspindel einer Drehbank mit 2 Zylinderrollenlagern . . . . .	283
(903) Lagerung eines Walzwerkes mit Kegelrollenlagerung, axiale Abdichtung mit Schleifringen . . . . .	343	(944) Lagerung einer Karusselldrehbank . . . . .	361
(616) Lagerung des Spindelstockes einer Drückbank . . . . .	207	(938) Lagerung einer Bohrmaschine . . . . .	358
<b>9,1812 Maschinen für spanabhebende Formung.</b>		(800) Lagerung einer Metallsäge . . . . .	290
(580) Schleifspindel . . . . .	195	(956) Lagerung eines Schleifsteins . . . . .	365
(581) Schleifspindel . . . . .	195	(941) Lagerung eines Schmirgelbockes . . . . .	359
(724) Schleifspindel mit Laufrillen in der Welle . . . . .	246	(618) Lagerung einer Poliermaschine . . . . .	208
(725) Schleifspindel mit Federvorspannung . . . . .	246	<b>9,182 Maschinen für die Bearbeitung von Holz, Kunststoffen und organischen Stoffen.</b>	
(726) Schleifspindel mit 2 Pendelkugellagern . . . . .	247	(602) Lagerung eines Zweistelzengatters . . . . .	201
(785) Lagerung einer Schleifspindel mit vorgespannten Radialagern . . . . .	282	(683) Lagerung eines Einstelzengatters . . . . .	231
(912) Lagerung einer Schleifspindel mit zwei vorgespannten Pendelkugellagern . . . . .	347	(783) Lagerung eines Horizontalgatters . . . . .	281
(750) Anordnung eines Belastungslagers zur Schwingungsdämpfung bei einer Schleifspindel . . . . .	257	(603) Lagerung einer Kreissäge . . . . .	201
(786) Lagerung einer Flächenschleifmaschine mit vorgespannten Pendelkugellagern . . . . .	282	(620) Lagerung einer Bandtrennsäge . . . . .	208
(908) Lagerung eines Feinbohrwerkes . . . . .	346	(888) Lagerung einer Bandtrennsäge . . . . .	338
(579) Spindellagerung eines Vierspindelautomaten . . . . .	194	(887) Lagerung einer Besäumkreissäge . . . . .	338
(637) Spindellagerung eines Schraubautomaten . . . . .	215	(809) Lagerung einer Bandsäge . . . . .	298
(729) Lagerung der Hauptspindel und des Antriebes eines Halbautomaten . . . . .	248	(606) Lagerung der Messerwelle einer Hobelmaschine . . . . .	202
(727) Lagerung der Hauptspindel einer Drehbank mit 2 Kegelrollenlagern auf der Arbeitsseite, Anstellung über die Innenringe . . . . .	247	(784) Lagerung einer senkrechten Frässpindel . . . . .	282
(728) Lagerung der Hauptspindel einer Drehbank mit einem Kegelrollenlager und einem Längslager auf der Arbeitsseite . . . . .	247	(862) Vertikale Fräse mit Ölförderung durch ein kleines Schaufelrad . . . . .	325
		(864) Lagerung einer vertikalen Fräse mit Ölförderung durch Schleuderringe . . . . .	326
		(694) Lagerung eines Holzschleifzylinders . . . . .	235
		(695) „Movaxlager“ für einen Schleifzylinder . . . . .	235
		<b>9,19 Geräte.</b>	
		(625) Lagerung der Schraubenspindel eines Spiegelteleskops . . . . .	211
		(826) Lager für eine Kirchenglocke . . . . .	304

## 9,2 Zeichen für Maße und Formelgrößen.

### 9,21 Zeichen für die Abmessungen der Lager und Lagerteile.

- $d$  = Durchmesser am Innenring. Bohrung, Zapfendurchmesser.
- $d_i$  = Durchmesser der Innenlaufbahn.
- $d_h$  = Durchmesser des Hüllzylinders oder Hüllkreises, innen.
- $d_s$  = Schulter- oder Borddurchmesser des Innenringes.
- $r_i$  = Halbmesser des kleinsten Kreises der Innenlaufbahn.
- $r_p$  = Halbmesser des Profils der Innenlaufbahn.
- $r$  = Kantenabstand der Rundungsfläche.
- $\Delta d$  = Durchmesserdiffferenz zwischen Zapfen und Bohrung.  
 $+\Delta d$  = Luft zwischen Zapfen u. Bohrung.  
 $-\Delta d$  = Übermaß des Zapfens.
- $\Delta l_i$  = Aufweitung der Innenlaufbahn.
- $D$  = Durchmesser am Außenring. Durchmesser des Mantels und der Gehäusebohrung.
- $D_h$  = Durchmesser des Hüllzylinders oder Hüllkreises, außen.
- $D_i$  = Durchmesser der Außenlaufbahn.
- $D_s$  = Schulter- oder Borddurchmesser des Außenringes.
- $R_i$  = Halbmesser des größten Kreises der Außenlaufbahn.
- $R_p$  = Halbmesser des Profils der Außenlaufbahn.
- $r, r_1, r_2$  = Kantenabstand der Rundungsfläche am Außenring, nicht Profilhalbmesser
- $r_z$  = Halbmesser der Hohlkehle.
- $\Delta D$  = Durchmesserdiffferenz zwischen Mantel und Gehäusebohrung.  
 $+\Delta D$  = Luft zwischen Mantel u. Bohrung.  
 $-\Delta D$  = Übermaß des Mantels.
- $\Delta l_a$  = Einengung der Außenlaufbahn.
- $B$  bzw.  $B_g$  = Gesamtbreite eines Querlagers.
- $B_i$  = Innenringbreite.
- $B_a$  = Außenringbreite.
- $B_s$  = Breite einer Schulter, eines Bordes oder einer Bordscheibe.
- $H$  = Profilhöhe eines Wälzlagers oder Bauhöhe eines Längslagers.
- $D_k$  = Durchmesser der Käfigmantelfläche.
- $d_k$  = Durchmesser der Käfigbohrungsfläche.
- $B_k$  = Breite des Käfigs.
- $d_{kt}$  = Durchmesser einer Käfigtasche.
- $d_w$  = Durchmesser eines Rollkörpers.
- $R_w$  = Krümmungsradius der Erzeugenden eines Rollkörpers.
- $l_w$  = Länge eines Rollkörpers.
- $d_m$  = Durchmesser des Rollkörpermittlenkreises.
- $a$  = größerer Halbmesser der Druckellipse.
- $2a$  = größerer Durchmesser der Druckellipse, Breite der Laufspur.
- $w_z$  = größte Lücke zwischen den Rollkörpern einer Reihe im Teilkreis.
- $Ralu$  = Radialluft.
- $Alu$  = Axialluft.
- $sp$  = Spiel.
- $sp$  = Radialspiel.
- $sp_a$  = Axialspiel.
- $\lambda$  = Winkelspiel, Winkel zwischen den Achsen von Innen- und Außenring.
- $\varphi$  = Führungswinkel.
- $\mu$  = 0,001 mm.





### 9,22 Zeichen für die Berechnung der äußeren Kräfte.

$N$	= Leistung in PS oder kW.
$n$	= Drehzahl in U/min.
$M$	= Moment.
$M_d$	= Drehmoment.
$r$	= Hebelarm eines Drehmoments.
$d_t$	= Teilkreisdurchmesser eines Zahnrades (des kleineren Rades eines Zahnradpaares).
$D_t$	= Teilkreisdurchmesser des größeren Rades eines Zahnradpaares.
$M_b$	= Biegemoment.
$M_k$	= Kippmoment (Kräftepaar in einer Axialebene).
$K$	= äußere Kraft, mehrere Kräfte werden unterschieden als $K_1, K_2$ usw.
$K_n$	= Normalkraft.
$K_q$	= Querkraft (beliebige Kraft in einer Radialebene).
$K_t$	= Tangentialkraft, Umfangskraft ( $K_t = \frac{M_d}{r}$ ).
$K_l$	= Längskraft (beliebige Kraft längs der Achse).
$K_a$	= Axialkraft (Kraft in der Achse).
$K_g$	= Eigengewicht.
$K_z$	= Fliehkraft.
$W$	= Widerstandsmoment.
$J$	= Trägheitsmoment.
$\mu_R$	= Reibwert
$M_R$	= Reibmoment

### 9,23 Zeichen für die Berechnung der Lagerdrücke.

$I, II, III$	= Bezeichnung der Lagerstellen.
$P$	= Druck, Lagerdruck.
$P_I$	= Teildruck auf Lager $I$ aus äußerer Kraft $K$ .
$P_{II}$	= Teildruck auf Lager $II$ aus äußerer Kraft $K$ .
$P_r$	= Radialdruck.
$P_a$	= Axialdruck (von einer Axialkraft herrührender Lagerdruck).
$l$	= Lagerabstand.
$a_1, a_2$	= Abstand der Kraft $K_1$ von Lager $I$ und $II$ .
$b_1, b_2$	= Abstand der Kraft $K_2$ von Lager $I$ und $II$ .
$c_1, c_2$	= Abstand der Kraft $K_3$ von Lager $I$ und $II$ .
$f$	= allgemein: Berechnungsfaktor.
$f_z, f_g$ u. $f_{zb}$	= Zahndruckzuschlagfaktoren.
$f_v$	= Vorspannungsfaktor für äußere Kräfte aus Zugorganen.
$f_e$	= Faktor zur Berücksichtigung des Einflusses einer Unwucht.
$f_d$	= Faktor zur Berücksichtigung dynamischer Zusatzkräfte.
$y$	= Umrechnungsfaktor für Axialdruck in Radialdruck.
$f_1$	= Umrechnungsfaktor für Belastungsart.
$f_2$	= Axialdruckfaktor aus $\frac{P_a}{P_r}$ .

### 9,24 Zeichen für die Berechnung der Lagertragfähigkeit.

$T$	= Tragzahl, dynamische Tragfähigkeit für 1 Million Umdrehungen.
$U$	= Gesamtzahl Umdrehungen.
$c$	= Anzahl Beanspruchungen bei einer Umdrehung.
$C$	= Tragfähigkeit, allgemein.
$C_n$	= Tragfähigkeit bei $n = U/\text{min}$ .
$C_{15}$	= Tragfähigkeit bei 15 U/min (relative Tragfähigkeit, bezogen auf eine Lebensdauer von 500 Betriebsstunden).
$C_0$	= statische Tragfähigkeit (absoluter Wert, bezogen auf die Meßbarkeitsgrenze bleibender Verformungen).
$f_n$	= Faktor zur Bestimmung der Tragfähigkeitszahl bei beliebiger Drehzahl aus der Tragfähigkeit bei 15/Umin.
$s$	= Lebensdauerfaktor ( $s = \frac{C_n}{P}$ ).
$L$	= Lebensdauer in Anzahl Millionen Umdrehungen (für 90% der Lager).
$L_h$	= Lebensdauer in Betriebsstunden (für 90% der Lager).
$L_m$	= mittlere Lebensdauer.
$s_0$	= Sicherheitsfaktor im Verhältnis zur statischen Tragfähigkeit ( $s_0 = \frac{C_0}{P}$ ).
$Q$	= Rollkörperdruck.
$Q_0$	= Teildruck auf den Rollkörper im Scheitel der belasteten Zone.
$Q_1, Q_2 \dots Q_n$	= Teildrücke auf den ersten, zweiten ... $n$ -ten Rollkörper seitlich des Scheitels der belasteten Zone.
$k$	= spezifische Belastung in $\text{kg}/\text{mm}^2$ ( $1 \text{ kg}/\text{mm}^2 = 10 \text{ kg}/\text{cm}^2$ ).
$k_0$	= spezifische statische Belastung.
$p$	= Pressung je Flächeneinheit.
$\alpha$	= Druckwinkel (Winkel zwischen der Drucklinie und der Ebene des Rollkörpermittlenkreises).
$\beta$	= Lastwinkel zwischen der Wirkungslinie des resultierenden Lagerdruckes aus Axialdruck und Radialdruck und der Ebene des Rollkörpermittlenkreises).
$z$	= Anzahl der Rollkörper eines Lagers.
$z_1$	= Anzahl der Rollkörper einer Reihe.
$i$	= Anzahl der Rollkörperreihen.

### 9,25 Zeichen allgemein.

( ) Zahlen in runder Klammer bedeuten Bildnummern.

[ ] Zahlen in eckiger Klammer bedeuten Tabellenummern.

{ } Zahlen in geschweifter Klammer bedeuten Formelnummern.

// Zahlen zwischen schrägen Strichen bedeuten Schriftumsnummern.

Unter sämtlichen Patentschriften wurde der Tag der Anmeldung angegeben. Bei den USA-Patentschriften steht der Tag der Anmeldung — application filed — in runden Klammern. Das Datum ohne Klammern ist der Erteilungstermin.

### 9,3 Schrifttum.

- /1/ AHRENS: Herstellung und Anwendung von Kugellagern. Werkst.-Techn., 1913, H. 20/24.
- /2/ AHRENS: Die Kugellager. Berlin: Julius Springer 1913.
- /3/ ALMQVIST: Verwendung von Rollenlagern in Walzwerken. Stahl u. Eisen, 1929, Nr. 4.
- /4/ AUERBACH: Absolute Härtemessung. Ann. Physik Bd. 43, 1891, S. 61; Über Härtemessung, insbesondere an plastischen Körpern. Bd. 45, 1892, S. 262.
- /5/ AYASSE: Wälzlager im schweren Schienenfahrzeugbau. Verkehrstechn., 1922, H. 42.
- /6/ BAUSCHLICHER: Die heutigen Kugellager und ihre Anwendung. Z. VDI Bd. 52, 1908, Nr. 30.
- /7/ BAUSCHLICHER: Die Kugellagerungen. Automob.-techn. Bibl. Bd. 4, 1908.
- /8/ BAUSCHLICHER: Das Kugellager in der Feinmechanik. Mechaniker, 1909, Nr. 22.
- /9/ BAUSCHLICHER: Neuere Kugel- und Rollenlager und deren Bewährung in der Praxis. Z. Werkzeugmasch. u. Werkzeuge, 1910, Nr. 7 S. 97.
- /10/ BAUSCHLICHER: Die Bedeutung der Kugellager. Essen. Anz., 1921, Nr. 113.
- /11a/ BECKER: Reibungsverluste der Gleitlager und der Rollenlager bei Automobilachsen. Bericht d. Vers. Anst. f. Kraftfahrzeuge der T. H. Berlin. Motorwagen Jg. 27 H. 12.
- /11b/ BEHR: Kugel- und Rollenlager. Werkstattbücher Heft 29. Berlin: Julius Springer, 1927.
- /12/ BEHR-GOHLKE: Die Wälzlager. Berlin: Julius Springer, 1925.
- /13/ BERNDT: Grundlagen und Geräte technischer Längenmessungen. Berlin: Julius Springer, 1929.
- /14/ BERNDT: Kugellager-Passungen. Z. Feinmech. Präz., 1924, Nr. 17.
- /15/ BOCHMANN: Die Abplattung von Stahlkugeln und Zylindern durch den Meßdruck. Diss. Dresden, 1922.
- /16/ BRÜHL: Die Geschichte des modernen Kugellagers. Z. VDI, 1909, S. 1844.
- /17/ BUES: Was jeder vom Wälzlager wissen muß. TZ. f. prakt. Metallbearb. Nr. 15, 16, 17, 18.
- /18/ BÜTTNER: Qualitätssteigerung im Werkzeug- und Feinmaschinenbau. Berlin: VDI-Verlag, 1933.
- /19/ DAHL: Om belastningsförmagan hos kullager (Über die Belastbarkeit der Kugellager). Tekn. T. Mekan., 1919, Heft 1.
- /20/ DANIELSON: Elastika kroppars sammantryckning i beröringsytorna (Die Zusammendrückung elastischer Körper in den Berührungsflächen). Tekn. T. Mekan., 1919, Heft 7.
- /21/ DELFOSSE: Sur le couple des roulements à billes (Über das Reibungsmoment der Kugellager). Diss. Lille, 1936.
- /22/ DIERFELD: Kugel- und Rollenlager, ihre Konstruktion und Anwendung. Dingers polytechn. J. Bd. 326/14, 1911, S. 18—21, 23.
- /23/ DOUGHTY: Ausführung und Bewährung von Rollenlagern, Bauart Timken, im Walzwerksbau. Stahl u. Eisen, 1935, Nr. 55 Heft 26.
- /24/ EIPPEL: Belastung und Lebensdauer von Kugellagern. Masch.-Konstr., 1928, Heft 18 S. 426.
- /25a/ EURICH: Die Genauigkeit der Kugellager und ihr Einfluß auf die Herstellungs- und Prüfmethoden. Diss. Darmstadt, 1920.
- /25b/ EURICH: Die Wälzlagerarten in ihrer zweckmäßigen Verwendung. Vortr. in der H. K. Reichenberg. F & S, Schweinfurt, März, 1925.
- /26/ FERRETTI: Experiments with needle bearings. Riv. Aeronautica Bd. 8, Okt. 1932, Nr. 10.
- /27/ FICHTEL & SACHS: Geschichte der Kugellager. April, 1914.
- /28/ FINZI: Der Achsenwechsel während der Kugeleigendrehung als Vorschubbewegung beim Kugelschliff in Kugelschleifmaschinen. Diss. Breslau, 1916.
- /29/ FISCHER-HINNEN: Berechnung und Konstruktion elektrischer Gleichstrommaschinen. Zürich: A. Raustein, 1899.
- /30/ FÖPPL, O.: Die Berechnung der im Kugellager auftretenden Größtbeanspruchungen und die Prüfung von Stählen, die für den Kugellagerbau geeignet sind. Masch.-Bau, 1925, Heft 2.
- /31/ FÖPPL, O.: Vergleichsversuche über die Haltbarkeit verschiedener Kugellagerkonstruktionen. Masch.-Bau/Betrieb, 1929, Heft 6 S. 189.
- /32/ FÖPPL, A.: Vorlesung über technische Mechanik, Bd. 5, Das Ringgeschütz.
- /33/ FÖPPL, L.: Der Spannungszustand und die Anstrengung des Werkstoffes bei der Berührung zweier Körper. Forsch. Bd. 7, Sept. 1936, Nr. 5.
- /34/ FORSBERG: Die Lagerreibung. Vortr. balt. Ingenieur.-Kongr. Malmö, 1914.
- /35/ FRANK: Mechanik der Kugellager. Dingers polytechn. J., 1899.
- /36/ FRAUENTHAL: Influence of Roll neck deflection on life of antifriction bearings. Iron Steel Engr. Bd. 12, Juni 1935, S. 356.
- /37/ FROMM: Zulässige Belastung von Reibungstrieben mit zylindrischen oder kegeligen Rädern. Z. VDI Bd. 73, 1929, S. 957.
- /38/ GÄRTNER: Über Lebensdauer von Kugellagern. Dingers polytechn. J. Bd. 333, 1918, Heft 5.
- /39a/ GOHLKE: Passungen für Kugellager. Betrieb, 1920, Heft 13 S. 330.
- /39b/ GOHLKE: Versuche über den Energiebedarf von Kugel- und Gleitlagern an Triebwerkswellen. Betrieb, 1922, S. 447.
- /40/ GOLDEN: Two races ball bearings. The horseless Age Bd. 25, 1910, Nr. 2.
- /41/ GOODMAN: Roller and ball bearings. Published by the Institution of civil eng. London, 1912.
- /42/ GOODMAN: The contact area of an elastic sphere when compressed between flat elastic plates. Engineering, 3. Aug., 1923, S. 133.
- /43/ GOODMAN: The approach of flat elastic plates under load when separated by a ball of similar material. Engineering, 24. Aug., 1923, S. 244.
- /44/ GOODMAN: The distribution of load on the balls and rollers of ball and roller bearings. Engineering, 19. Juni 1925, S. 753.
- /45/ GRAMENZ: DIN-Buch 4, Passungen, 3. Aufl., 1934.

- /46/ HANOCACOP: Étude expérimentale des paliers de transmission. Rev. univ. Mines (Belge), April-Mai, 1927.
- /47/ HAUPT: Kugel- und Walzenlager in Theorie und Praxis. München: R. Oldenbourg, 1920.
- /48/ HEATHCOTE: The ball bearing. Mech. Wld., Aug., 1921.
- /49/ HEERWAGEN: Kugellager. Z. VDI Bd. 45, 1901.
- /50/ HERTZ: Gesammelte Werke Bd. 1 S. 155f., 174f.
- /51/ HOLDSWORTH: Procedure in preloading. (Belastungsversuche mit Kugellagern von Werkzeugmaschinen spindeln). Amer. Mach. Lond. Bd. 74 1931, Nr. 7.
- /52a/ HOLZWEILER: Neue Walzenlagerungen. Stahl u. Eisen, 1924, Nr. 16.
- /52b/ HOFSCHEIDER: Zur Beurteilung der radialen und axialen Tragfähigkeit von Kugellagern. Werkzeugmasch. Bd. 30, 1926, S. 294.
- /53/ HORWITZ: Die Entwicklung der Traglager. Berlin: Fr. Zillesen, 1916.
- /54/ HUBER: Zur Theorie der Berührung fester elastischer Körper. Ann. Physik Bd. 14, 1904, S. 153.
- /55/ HUGGENBERGER: Die Festigkeit der Preßsitzverbindung mit zylindrischer Sitzfläche. Herausgeg. von der schweizerischen Lokomotiv- und Maschinenfabrik (SLM) Winterthur, 1926.
- /56/ JAROSCH: Laufrillen-Tragkugellager und deren Zusammenbau. Z. Mitteleurop. Motorwagenver. Berlin Jg. 10, 1911, Heft 15.
- /57/ JÜRGENSMEYER: Die Wälzlager und ihre Anwendung im Kraftfahrzeugbau. Automob.-Techn. Z., 1934, Heft 5.
- /58/ JÜRGENSMEYER: Allgemeine Grundlagen für Bau und Ausführung von Rollenlagern. Stahl u. Eisen, 1935, Nr. 55 Heft 21/22.
- /59/ JÜRGENSMEYER: Ausführung und Bewahrung von Rollenlagern im Walzwerksbau, Bauart SKF. Stahl u. Eisen, 1935, Nr. 55 Heft 25.
- /60/ KIENZLE: Der Austauschbau. Berlin: Julius Springer, 1923.
- /61/ KIRNER: Kinematik und Dynamik der in Pleuelköpfe eingebauten Wälzlager. Motorwagen Jg. 26 Heft 14 S. 213.
- /62/ KIRNER: Primäre Marktware. Betrieb 1920, Heft 13.
- /63/ KIRNER: Größentoleranzen und Passungstoleranzen, die Vorbedingung der unbegrenzten Austauschbarkeit. Betrieb, 1920, Heft 16.
- /64/ KIRNER: Zusammenhang zwischen Kraftfluß, Wälzlager und Passung. Betrieb, 1922, Heft 7 S. 459.
- /65/ KIRNER: Die Passung der Wälzlager. Anz. Berg-, Hütten- u. Masch.-Wes., 1923, Nr. 111.
- /66/ KIRNER: Die Passung der Wälzlager, 1. Aufl. Stuttgart: Konrad Wittwer, 1925.
- /67/ KIRNER: Vom Gleichdick. Werkst.-Techn., 1933, Heft 13.
- /68/ KIRNER: Die Anwendung der Vorspannung bei Wälzlagern. Werkst.-Techn., 1934, Heft 7/8.
- /69/ KIRNER: Die Passung der Wälzlager, 2. Aufl. Stuttgart: Konrad Wittwer, 1935.
- /70/ KLEIN: Reibung in Gleit-, Rollen- und Kugellagern bei aussetzendem Betrieb. Z. VDI, 1929, S. 1499.
- /71/ KOEHLER: HERTZsche Formel und Kugellager. Masch.-Bau/Gestaltung, 1923/24, Heft 6.
- /72/ KRAMER: Einfluß axialer Verschiebung auf radial belastete Wälzlager. Doktor-Diss., 1935.
- /73/ LEPEIGNEUX: Considération sur les roulements à billes et à rouleaux. SIA Journ., 1934.
- /74/ KURREIN: Berichte des Versuchsfeldes für Werkzeugmaschinen an der T. H. Berlin, Heft 9: Gleit-, Kugel- und Rollenlager und ihre Schmierung. Berlin: Julius Springer, 1932.
- /75/ LAUBENHEIMER: Kugel- und Rollenlager für Eisenbahnfahrzeuge. VDI-Sonderdruck 845-2251.
- /76/ LUNDBERG u. ODQUIST: Studier över spänningsfördelningen i omgivningen av kroppars kontakt jämte tillämpningar. (Studien über die Spannungsverteilung in der Umgebung der Berührung von elastischen Körpern, mit Anwendungen). Ingeniörsvetenskapsakademiens Hdl. Stockh., 1932, Nr. 116.
- /77/ MACAULAY: The endurance of ball bearings with particular reference to automobile practice. The Institution of automobile engineers. London, 1920.
- /78/ MACAULAY: Ball and roller bearings; their design and performance. The skefko ball-bearing Comp. Ltd., Luton, Mai 1922.
- /79/ MACAULAY: Handbook of ball and roller bearings. London: Sir. Isaak Pitman u. S. 1924.
- /80/ MECKE: Wälzlager für Bahnmotoren. Z. VDI, 1922, S. 269.
- /81/ MEYER-JAGENBERG: Berichte des Versuchsfeldes für Werkzeugmaschinen an der T. H. Berlin, Heft 9: Gleit-, Kugel- und Rollenlager und ihre Schmierung. Berlin: Julius Springer, 1932.
- /82/ MINTZ: Entwicklung des Baues von Kugellagern. Werkst.-Techn., 1908, S. 247.
- /83/ MUNDT: Ermüdungsbruch und zulässige Belastung von Wälzquerlagern. Z. VDI Bd. 73, 1929, S. 53.
- /84/ MUNDT: Über die Tragfähigkeit von Zylinderrollenlagern. Masch.-Bau Bd. 10, 1931, Heft 10 S. 354.
- /85/ MUNDT: Die Bestimmung der Wälzlager für Bahnmotoren. Elektr. Bahnen Jg. 7, 1931, Heft 11 S. 328.
- /86/ MUNDT: Oberflächenspannung und Ermüdungsbruch bei Wälzlagern. Forschg. Ing.-Wes. VDI-Verlag, Mai-Juni, 1932.
- /87/ MUNDT: Über die Geräusche von Wälzlagern in elektrischen Maschinen. Werkst.-Techn., 1933, Heft 3.
- /88/ MUNDT: Wälzlager im Schiffsbetrieb. Jb. der schiffbautechn. Ges. Berlin, 1935.
- /89/ MUZZOLI: L'attrito nei cuscinetti a rotolamento. (Die Reibung in den Wälzlagern.) In comune con la Rivista L'ingegneria, Roma, Okt., 1934.
- /90/ MUZZOLI: La resistenza alla fatica degli acciai duri per cuscinetti a rotolamento e sua relazione con le caratteristiche strutturali. (Der Ermüdungswiderstand der Hartstähle für Drehlager und seine Beziehung zu den Strukturcharakteristiken.) Stabilim. Tipograf. nat. Trieste, 1935.
- /91/ OPPEL: Polarisationsoptische Untersuchung räumlicher Spannungs- und Dehnungszustände. Forschg. Bd. 7, 1936, Nr. 5 S. 240.

- /92a/ OSTERMANN: Untersuchung des Reibungswiderstandes von Förderwagenlagern. Glückauf, 1933, Heft 17, 18, 26.
- /92b/ PLESSOW: Der Fahr- und Anfahrwiderstand von Grubenförderwagen. Dissertation. Berlin 1933.
- /93/ PALMGREN, A.: Om glidningsfriktion i kullager. (Über Gleitreibung in Kugellagern.) Tekn. T. Mekan. 1918 Heft 3.
- /94/ PALMGREN, A.: Statiskt obestämmd inbyggnad av kullager. (Statisch unbestimmte Kugellagereinbauten.) Verkstäderna, 1918, Nr. 5.
- /95/ PALMGREN, A. u. SUNDBERG: Spörsmal rörande kullagens belastningsförmaga. (Fragen betr. die Belastbarkeit der Kugellager.) Tekn. T. Mekan., 1919, Heft 4.
- /96/ PALMGREN, A.: Load-Carrying Capacity of the Single-Row Groove-Type Ball Bearing. J. Soc. automot. Engr., Okt. 1920.
- /97/ PALMGREN, A.: Undersökningar rörande rullning under tangentialkraft. (Einwirkung von Tangentialkräften.) Tekn. T. Mekan., 1921, Heft 9.
- /98/ PALMGREN, A.: Die Lebensdauer von Kugellagern. Z. VDI Bd. 68, (1924), S. 339.
- /99/ PALMGREN, A.: Über die Konstruktion von Rillenkugellagern. Masch.-Bau, 1926, Heft 10.
- /100/ PALMGREN, A.: Die Verteilung des Kugeldruckes in Kugellagern und ihre Abhängigkeit von der sog. Betriebsluft. Mod. Betrieb, Prag, 1927 Nr. 10.
- /101/ PALMGREN, A.: Teori och praktik vid maskinelement, speciellt kullager. (Theorie und Praxis bei Maschinenelementen, besonders Kugellagern.) Tekn. T. Mekan., Nov., 1930.
- /102/ PALMGREN, A.: Undersökningar rörande statiska bärförmagan hos kullager. (Untersuchungen über die statische Tragfähigkeit von Kugellagern.) Diss. Stockholm. 1930.
- /103/ PALMGREN, A.: Some economical aspects concerning the use of roller bearings in large electric machines. (Wirtschaftliche Fragen in bezug auf Rollenlager in großen elektrischen Maschinen.) Wld. Power Confer., Sect. Meet. Scand. 1933, Sect. 6 Nr. 2.
- /104/ PALMGREN, A.: Kullager för övertvägande axiell belastning. (Kugellager für überwiegend axiale Belastung.) Sfären, 1935. Nr. 4<sup>1</sup>.
- /105/ PALMGREN, G.: Om införande av rullager i valsverk. (Über die Einführung von Rollenlagern in Walzwerken.) Jernkont. Ann., 1928.
- /106/ PALMGREN, G.: Über neuzeitliche Kaltwalzwerke mit Rollenlagern. Stahl u. Eisen, 1930, Nr. 52.
- /107/ PALMGREN, G.: Über die Einführung von Rollenlagern in Walzwerken. Rev. techn. Luxembourg., 1931, Nr. 3.
- /108/ PERL: Die Beanspruchung der Kugeln im Kugellager. Z. VDI, 1900.
- /109/ PAUSE: Verhalten verschiedener Zylinderrollenlager bei Längsdruck. Werkzeugmasch., 1928, Heft 11.
- /110/ PAUSE: Der Reibungswiderstand der Zylinderrollenlager bei Quer- und Längsdruck. Werkzeugmasch., 1927, Heft 20 S. 429.
- /111/ RASCH: Über die Berechnung der an Kugel- und Rollenlagern auftretenden Materialspannungen. Eisenbau, 1915, Nr. 1.
- /112/ REULEAUX: Über die neuen amerikanischen Rollenlager und die damit erzielte Ersparnis an Reibung. Glasers Ann. Bd. 42, 1898, Nr. 495.
- /113/ RIEBE: Grundsätzliches und neue Erfahrungen an Kugel- und Rollenlagern. Motorwagen, 1923, Heft 4.
- /114/ RUNFELT: SKF-Lager i Europas största vakuumtorkmaskin. (SKF-Lager in der größten Vakuum-Trockenmaschine Europas.) Industridn. Norden, 1934, Nr. 45.
- /115/ RYDBERG: Bidrag till fragan om kullagens betydelse ur järnvägsteknisk synpunkt. (Beitrag zur Frage der Bedeutung der Kugellager im Eisenbahnbetrieb.) Tekn. T. Mekan., 1919, Heft 1.
- /116/ SACHS, E.: Kugellager, deren Einführung, Fabrikation, Zweck und Verwendung. Bayer. Ind.- u. Gewerbebl., München, 1909.
- /117/ SCHILD: Die Bewegung der Kugeln in Kugellagern. Diss. Darmstadt, 1928. Bonn-Leipzig: R. Noske.
- /118a/ SCHMALTZ: Oberflächenbeschaffenheit und Passung. Werkstattstechn. u. Werksl., 1936 Heft 1.
- /118b/ SCHMALTZ: Technische Oberflächenkunde. Berlin: Julius Springer, 1936.
- /119/ SCHÖN: Das Nadellager (Aufbau, Wirkungsweise, Spiel, Belastung, Einbaubeispiele). Werkst.-Techn., 1933 Heft 14 S. 280.
- /120/ SCHÖPF: Walzwerksrollenlager der Bauart Schöpf. Stahl u. Eisen, 1935, Nr. 55 Heft 24.
- /121/ SCHÖNGUT: Energieverbrauchsmessungen an einer Papiermaschine mit Wälzlagern. Papier-Fabrikant Jg. 27, 1929, Heft 40.
- /122/ SCHOTTKY u. HILTENKAMP: Mitwirkung des Luftstickstoffes beim Fressen aufeinander gleitender Stahlteile und beim Dauerbruch. Stahl u. Eisen, 1936, Heft 15 S. 444.
- /123/ SCHULZ: Ausführung und Berechnung von Rollenlagern im Walzwerksbau, Bauart Kugelfischer. Stahl u. Eisen, 1935, Heft 23 S. 616/623.
- /124/ SCHWARZ, v.: Untersuchungsergebnisse über Rollenlagerschäden. Z. bayer. Revis.-Ver., 1927, Nr. 18 S. 197.
- /125/ SCHWINNING: Versuche über die zulässige Belastung von Kugeln und Kugellagern Z. VDI, 1901, S. 333.
- /126/ SJÖVALL: Belastungsfördelnungen inom kul-och rullager vid givna yttre radial-och axialbelastningar. (Belastungsverteilung in Kugel- und Rollenlagern bei gegebenen äußeren Radial- und Axialbelastungen.) Tekn. T. Mekan., 1933, Heft 9.
- /127/ STELLRECHT: Die Belastbarkeit der Wälzlager. Berlin: Julius Springer, 1928.
- /128/ STRIBECK: Kugellager für beliebige Belastungen. Mitt. Zentralstelle wiss. techn. Untersuch., Neubabelsberg b. Berlin, Mai 1900.
- /129/ STRIBECK: Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager. Z. VDI, 1902 (Sonderdruck Votr., 5. Dez. 1901).
- /130/ STRIBECK: Kugellager. Votr. Ver. Eisenbahnkde. Berlin, 9. April 1901. F. C. Glaser 1901. Glasers Ann. Gewerbe- u. Bauwes., Bd. 49 1901.,
- /131/ STRIBECK: Ein neues Kugellager der DWF. Z. VDI, 1904 S. 1971.
- /132/ STYRI: General properties of ball bearings. Mech. Engng., 1923.

<sup>1</sup> Werkzeitschrift der SKF.

- /133/ SWYNGEDAUF: Sur le couple de frottement des paliers à billes. C. R. Bd. 198 S. 796.
- /134/ SYMANZIK: Die Belastung der Kugellager. Betrieb, 1921, Heft 18.
- /135/ TÖRNEBOHM: Prüfung der Laufgenauigkeit von Arbeitsspindeln unter Belastung. Werkstattstechn. u. Werksl., 1936, Heft 3.
- /136/ TÖRNEBOHM: Modern Tolerance requirements and their scientific determination. Mech. Engng. Bd. 58, 1936, Nr. 7.
- /136a/ van VELZEN: Das Kugellager als Maschinenelement. Verlag A. E. Kluwer, Deventer, Holland, 1913.
- /137/ VOGEL: Reibungsvorgänge in längsbeweglichen Querlagern (Movaxlagern). Forschung Bd. 7, Sept. 1936, Nr. 5.
- /138/ VOGEL: Längsbewegliche Querkugellager. Z. VDI Bd. 35, 1931, S. 148.
- /139/ WAWRZINIÖK: Versuche zur Feststellung der Arbeitsverluste durch Schrägrollenlager im Vergleich zu Gleit- und Kugellagern, insbesondere in den Naben von Kraftwagenrädern. Auto-techn., 1929, Heft 8/12.
- /140/ WEIBULL: Experimentell prövning av Hertz kontaktformler för elastiska kroppar. (Experimentelle Prüfung der HERTZschen Formeln für die Berührung elastischer Körper). Tekn. T. Mekan., 1919, Heft 2.
- /141/ WEIBULL: Ytspänningarna vid elastiska kroppars beröring. (Oberflächenspannungen bei der Berührung elastischer Körper). Tekn. T. Mekan., 1919, Heft 12.
- /142/ WEIDMANN: Kugellagerpassungen. Betrieb, 1920, Heft 13 S. 325.
- /143/ WEBER: Untersuchungen des Energieverlustes von zylindrischen Rollenlagern bei gleichzeitiger Quer- und Längsbelastung, Dissertation. Berlin, 1930.
- /144/ WINGQUIST: Svenska insatser i kullagerteknikens utveckling. (Schwedische Beiträge zur Entwicklung der Kugellagertechnik.) Tekn. Samfundet Göteborg, Minnesskr., 1882, 1932, S. 277.
- /145/ WUNDERLICH: Gleitlager und Wälzlager. Papier-Fabrikant, 1935, Heft 33.
- /146/ ZEHLIN: Kugel- und Rollenlager. Berlin: A. Seidel, 1900.
- /147/ Ohne Verfasser: Proc. Inst. Automob. Engr., London, 1923.
- /148/ Kugellager-Zeitschrift<sup>1</sup>: Das Wesen des Rollwiderstandes, 1926/1.
- /149/ Kugellager-Zeitschrift<sup>1</sup>: Die Tragfähigkeit der Wälzlager, 1926/1.
- /150/ Kugellager-Zeitschrift<sup>1</sup>: Über die Konstruktion von Rillenkugellagern, 1927/1.
- /151/ Kugellager-Zeitschrift<sup>1</sup>: Die Verteilung des Kugeldruckes im Kugellager und ihre Abhängigkeit von der sog. Betriebsluft, 1927/3.
- /152/ Kugellager-Zeitschrift<sup>1</sup>: Methoden zur Berechnung der wahrscheinlichen Lebensdauer der SKF-Norma-Kugellager, 1927/4.
- /153/ Kugellager-Zeitschrift<sup>1</sup>: Die Auswahl von Automobilagern, 1928/1.
- /154/ Kugellager-Zeitschrift<sup>1</sup>: Die Auswahl der Kugel- und Rollenlager für Verbrennungsmotoren, 1928/2/3.
- /155/ Kugellager-Zeitschrift<sup>1</sup>: Untersuchung über das Rollen von Kugeln unter der Einwirkung von Tangentialkräften, 1928/4.
- /156/ Kugellager-Zeitschrift<sup>1</sup>: Das Pendelrollenlager, 1928/4.
- /157/ Kugellager-Zeitschrift<sup>1</sup>: Stand der internationalen Normung der Querlager und Längslager, 1929/1.
- /158/ Kugellager-Zeitschrift<sup>1</sup>: Die gleitende Reibung im Kugellager, 1929/1.
- /159/ Kugellager-Zeitschrift<sup>1</sup>: Lagerwahl bei veränderlicher Belastung, 1929/2.
- /160/ Kugellager-Zeitschrift<sup>1</sup>: Die Aufweitung der Laufbahn eines stramm aufgezogenen Innenringes, 1929/4.
- /161/ Kugellager-Zeitschrift<sup>1</sup>: Passung und Lager-einbau, 1930/1.
- /162/ Kugellager-Zeitschrift<sup>1</sup>: Berechnung von Walzdruck, Lagergröße und Kraftverbrauch für ein Eisen- und Stahlwalzwerk, 1930/2.
- /163/ Kugellager-Zeitschrift<sup>1</sup>: Kreiselpumpen mit Wälzlagern 1930/3.
- /164/ Kugellager Zeitschrift<sup>1</sup>: Wälzlagerpassungen im internationalen Passungssystem, 1931/2.
- /165/ Kugellager-Zeitschrift<sup>1</sup>: Die Lagerbelastung bei Zahnradgetrieben, 1931/3.
- /166/ Kugellager-Zeitschrift<sup>1</sup>: Die Reibungsverluste im Ringschmierlagern und Kugellagern, 1932/1.
- /167/ Kugellager Zeitschrift<sup>1</sup>: Die Bestimmung der Wälzlager für Bahnmotoren, 1932/2.
- /168/ Kugellager-Zeitschrift<sup>1</sup>: Querkugellager für genaue axiale Führung, 1933/1.
- /169/ Kugellager-Zeitschrift<sup>1</sup>: Die Hauptlager der Werkzeugmaschinen, 1933/2.
- /170/ Kugellager-Zeitschrift<sup>1</sup>: Die Ursachen von Lagerbeschädigungen, 1935/1.
- /171/ Kugellager-Zeitschrift<sup>1</sup>: Rollenlager für Backenbrecher, 1935/2.

<sup>1</sup> Herausgegeben von der Firma Vereinigte Kugellagerfabriken AG., Schweinfurt.

## 9,4 Wälzlagerfabriken.

Firma	Sitz	Warenzeichen	Fabrikationsprogramm
<b>Deutschland:</b>			
Deutsche Kugellagerfabrik G.m.b.H. Erste Automatische Gußstahlkugel- fabrik vorm. Friedrich Fischer G. & J. Jaeger G.m.b.H. Robert Kling Kugellagerfabrik Georg Müller Norddeutsche Kugellagerfabrik <sup>1</sup> Präzisionswerke G.m.b.H. Universal-Kugellagerfabrik G.m.b.H. Vereinigte Kugellagerfabriken A.G.  Norma Compagnie G.m.b.H.	Leipzig W 31 Schweinfurt  Wuppertal-Elberfeld Wetzlar Nürnberg Berlin SW 36 Bielefeld Berlin Schweinfurt  Cannstatt-Stuttgart	DKF F'AG  JAEGER RKW G.M. NKF PWB UKF SKF, F & S  Norma	Kugellager, Rollenlager Kugellager, Rollenlager  Rollenlager Spezialzylinderrollenlag. Kleine Kugellager Kugellager Kugellager Spezialkugellager Kugellager, Rollenlager  jetzt: Vereinigte Kugel- lagerfabriken A.G., Werk Bad Cannstatt jetzt: Vereinigte Kugel- lagerfabriken A.G., Werk II, Schweinfurt jetzt: Vereinigte Kugel- lagerfabriken A.G., Werk I, Schweinfurt jetzt: Vereinigte Kugel- lagerfabriken A.G.
Sehweinfurter Präzisions-Kugellager- werke Fichtel & Sachs, Wälzlager- abteilung Deutsche Gußstahlkugel- und Maschin- nenfabrik A.G., vorm. Fries & Höpf- linger Berlin-Karlsruher Industriewerke A.G. Wälzlagerabteilung, vorm. Deutsche Waffen- und Munitionsfabriken A.G. Riebe-Werk Aktiengesellschaft  Maschinenfabrik „Rheinland“ A.G.  S.K.F.-Norma A.G.  Präzisions-Kugellager-Werke Friedrich Hollmann A.G.  Berliner Kugellagerfabrik G.m.b.H. A. Riebe	Schweinfurt  Schweinfurt  Berlin NW 7  Berlin-Weißensee  Düsseldorf  Berlin W 8  Wetzlar  Berlin-Wittenau	F & S  F & H  DWF  Riebe  RHL  SKF, Norma  BKF	jetzt: Vereinigte Kugel- lagerfabriken A.G., Werk Bad Cannstatt jetzt: Vereinigte Kugel- lagerfabriken A.G., Werk II, Schweinfurt jetzt: Vereinigte Kugel- lagerfabriken A.G., Werk I, Schweinfurt jetzt: Vereinigte Kugel- lagerfabriken A.G.
<b>England:</b>			
British Timken Limited  The Cooper Roller Bearing Co. Ltd.  Fischer Bearings Co. Ltd. The Hoffmann Manufacturing Co. Ltd. Frederick Pollard (Bearings) Limited  The Ransome & Marles Bearing Co. Ltd. George Salter & Co. Ltd.  The Spiro Ball Bearing Company The Skefko Ball Bearing Co. Ltd.	Ward End, Birming- ham  Kings Lynn  Wolverhampton Chelmsford, Essex Leicester  Newark-On-Trent  West Bromwich  Kettering Luton, Beds	Timken  C.R.B.  F'AG Hoffmann Heliflex  R & M  Salter S  Spiro SKF	Kegelrollenlager, einreihige Kugellager, zylindr. Rollenlager Spezial-Zylinderrollen- lager Kugellager, Rollenlager Kugellager, Rollenlager Federrollenlager, einreihige Kugellager Kugellager, Rollenlager  Federrollenlager, Rollenkörbe Spezialkugellager Kugellager, Rollenlager
<b>Frankreich:</b>			
Cie d'Applications Mécanique Etablissements F. Crochat Soc des Etablissements Malicet & Blin Société Anonyme J. Schmid-Roost Société Anonyme Française Timken Société Anonyme des Roulements à Aiguilles Nadella Société Anonyme le Roulement Lyon	Paris La Ricamarie (Loire) Aubervilliers (Seine) Annecy (Hte-Savoie) Asnieres (Seine) Levallois-Perret (Seine) Villeurbanne (Rhône)	SKF, RBF RCF MAB SRO TIMKEN NADELLA LYON	Kugellager, Rollenlager Kugellager, Rollenlager Kugellager, Rollenlager Kugellager, Rollenlager Kegelrollenlager Nadellager  Kugellager, Rollenlager

<sup>1</sup> Von der Firma Erste Automatische Gußstahlkugelfabrik vorm. Friedrich Fischer, Schweinfurt, übernommen.

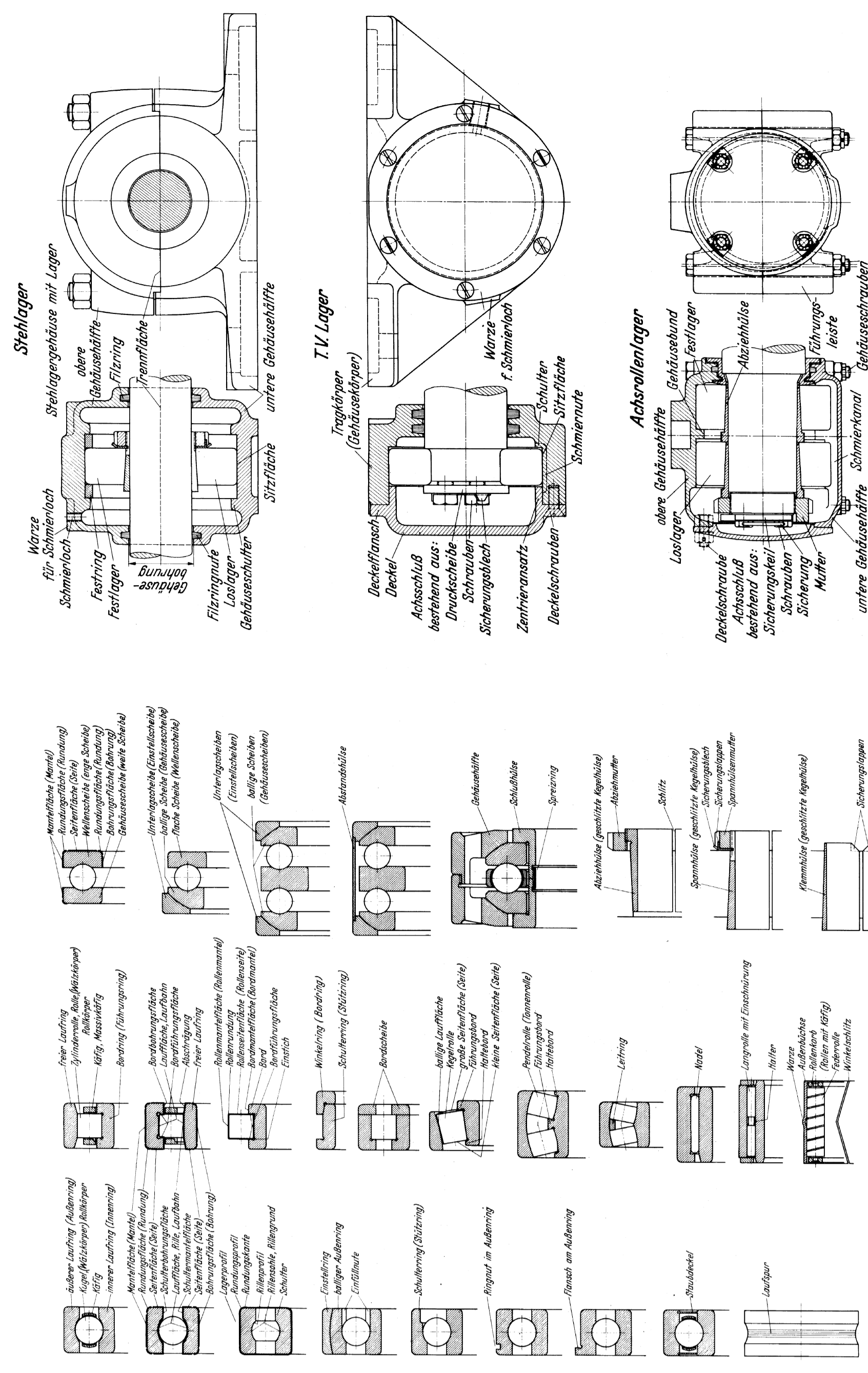
Firma	Sitz	Warenzeichen	Fabrikationsprogramm
<b>Italien:</b>			
S.A. Officine Villar Perosa Chiumino & Siccardi	Turin Turin	RIV C S	Kugellager, Rollenlager Kugellager, Kegelrollen- lager
Fratelli Basticcio	Turin	FBT	Längslager
<b>Japan:</b>			
Toyo Bearing Seizo K. K.	Osaka		Kugellager, Rollenlager
<b>Österreich:</b>			
Steyrwerke A.G.	Steyr	STEYR	Kugellager, Rollenlager
<b>Rußland:</b>			
Staatliche Kugellagerfabriken	Moskau		Kugellager, Rollenlager
<b>Schweden:</b>			
Aktiebolaget Svenska Kullager- fabriken	Göteborg Artillerigatan	SKF	Kugellager, Rollenlager
<b>Schweiz:</b>			
SRO-Kugellagerwerke J. Schmid- Roost A.G.	Oerlikon	SRO	Kugellager, Rollenlager
Kugellagerfabrik Arbon A.G.	Arbon	KFA	Kugellager, Rollenlager
<b>USA.:</b>			
Aetna Ball Bearing Mfg. Co.	Chicago, Illinois	Aetna	Kugellager
Ahlberg Bearing Company	Chicago, Illinois	CJB	Kugellager
Ball and Roller Bearing Co.	Danbury, Conn.		Längslager
Bower Roller Bearing Co.	Detroit, Michigan	Bower	Rollenlager
Bearings Co of America	Lancaster, Pa.	BCA	Kugellager
Fafnir Bearing Company	New Britain, Conn.	Fafnir	Kugellager, Rollenlager
Federal Bearings Co., Inc.	Poughkeepsie, N. Y.	Federal	Kugellager
Hoover Ball & Bearing Co.	Ann Harbor, Mich.	Hoover	Kugellager
Hyatt Roller Bearing Co.	Harrison, N. J.	Hyatt	Rollenlager
Marlin Rockwell Corp.	Jamestown, N. Y. Plainville, Conn.	MRC { Strom SRB Gurney	Kugellager
McGill Manufacturing Co.	Valparaiso, Indiana	McGill	Kugellager
Messinger Bearings, Inc.	Philadelphia, Pa.	Messinger	Rollenlager
New Departure Mfg. Co.	Bristol, Conn.	NewDeparture	Kugellager
Nice Ball Bearing Co.	Nicetown, Philadel- phia, Pa.	Nice	Kugellager
Norma Hoffmann Bearings Co.	Stamford, Conn.	„Norma-Hoff- mann“	Kugellager, Rollenlager
Orange Roller Bearing Co.	Orange, N.J.	Orange	Rollenlager
Roller Bearing Co. of America	Trenton, N. J.	RBC	Rollenlager
Rollway Bearings Co.	Syracuse, N. Y.	Rollway	Rollenlager
The Schatz Mfg. Co.	Poughkeepsie, N. Y.	„Commercial“	Kugellager
Shafer Bearing Corp.	Chicago, Illinois	Shafer	Rollenlager
S K F Industries, Inc.	Philadelphia, Pa.	SKF	Kugellager, Rollenlager
Timken Roller Bearing	Canton, Ohio	Timken	Rollenlager
Torrington Company	Torrington, Conn.	Torrington	Kugellager
Tyson Roller Bearings Corp.	Massilon, Ohio	Tyson	Rollenlager







Benennung der Wälzlagererteile



Benennung und Bezeichnung der Wälzlager

