

# Die Gestaltung von Wälzlagerungen

PDF 5/8:

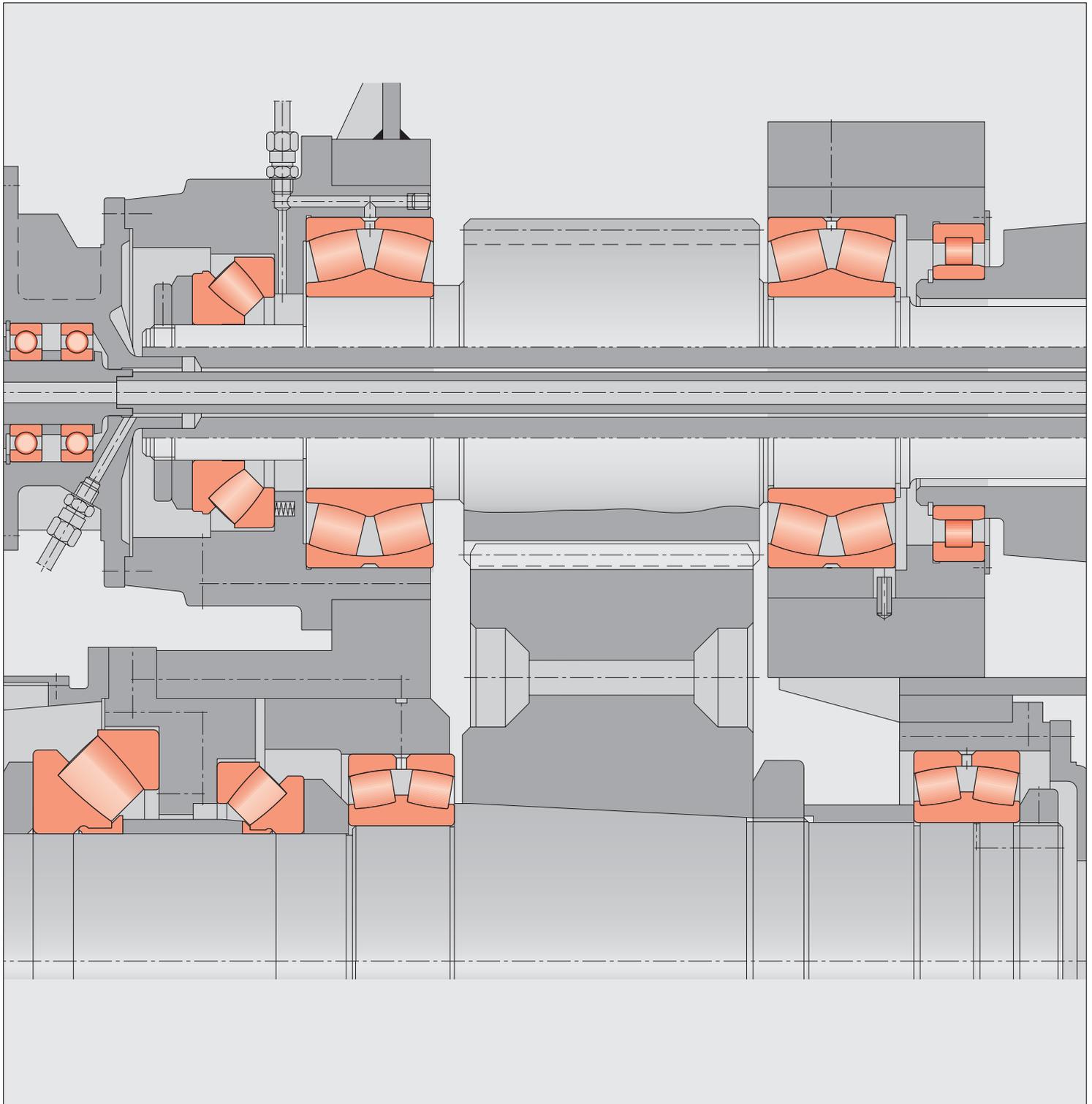
Papiermaschinen

Hebeteuge und Fördermittel



FAG OEM und Handel AG

Publ.-Nr. WL 00 200/5 DA



---

# Die Gestaltung von Wälzlagerungen

Konstruktionsbeispiele aus dem  
Maschinen-, Fahrzeug- und Gerätebau

Publ.-Nr. WL 00 200/5 DA

## **FAG OEM und Handel AG**

Ein Unternehmen der FAG Kugelfischer-Gruppe

Postfach 1260 · D-97419 Schweinfurt

Telefon (0 97 21) 91-0 · Telefax (0 97 21) 91 34 35

Telex 67345-0 fag d

<http://www.fag.de>

---

---

# Vorwort

---

Diese Broschüre enthält Konstruktionsbeispiele für verschiedene Maschinen, Fahrzeuge und Geräte. Die Beispiele haben eines gemeinsam: Wälzlager. Deshalb stehen auch die lagerungstechnischen Fragen im Mittelpunkt der kurzen Texte. Von der Arbeitsweise der Maschine schließt man auf die Betriebsbedingungen. Daraus ergeben sich dann die geeignete Bauart und Ausführung, die Größe und Anordnung der Wälzlager, die Passung, Schmierung und Abdichtung.

Wichtige, in der Wälzlagertechnik gebräuchliche Begriffe sind kursiv gedruckt. Sie sind am Schluß in einem Stichwortverzeichnis zusammengefaßt und erläutert, zum Teil mit Hilfe von Skizzen.

---

Beispiel	Titel	PDF
<b>PAPIERMASCHINEN</b>		
65	Refiner	5/8
66	Siebsaugwalze	5/8
67	Zentral-Preßwalze	5/8
68	Trockenzylinder	5/8
69	Leitwalze	5/8
70	Kalander-Thermowalze	5/8
71	Durchbiegungs-Ausgleichswalze	5/8
72	Breitstreckwalze	5/8
<b>HEBEZEUGE UND FÖRDERMITTEL</b>		
<b>Seilbahnen, Seilscheiben</b>		
73	Lauftrad einer Material-Seilbahn	5/8
74	Seil-Umlenkscheiben einer Bergbahn	5/8
75	Förderseilscheibe (Bergbau)	5/8
76	Seilrolle einer Hakenflasche	5/8
<b>Krane, Stapler</b>		
77	Kransäulenlagerung mit einem Axial-Pendelrollenlager	5/8
78	Kransäulenlagerung mit einem Axial- und einem Radial-Pendelrollenlager	5/8
79	Laufrollenlagerung	5/8
80	Kranlauftrad	5/8
81	Lasthaken	5/8
82	Hubmastführung eines Gabelstaplers	5/8
<b>Gurtförderanlagen</b>		
83	Antriebstrommel	5/8
84	Innenlagerung der Spann-Umlenktrommel	5/8
85	Starr angeordnete Tragrollen	5/8
86	Tragrollengirlande	5/8
<b>Bagger und Becherwerke</b>		
87	Schaufelradwelle eines Schaufelradbaggers	5/8
88	Unterturas eines Eimerkettenbaggers	5/8
89	Antrieb eines Fertiggutelevators	5/8

---

# 65–72 Papiermaschinen

Moderne Papiermaschinen sind ausgedehnte, zum Teil weit über 100 m lange Anlagen mit einer Vielzahl von Walzen. Bei der Konstruktion und Dimensionierung der Lagerstellen steht die Forderung nach höchster Betriebssicherheit obenan: denn wenn nur an einer Walze eine Störung auftritt, muß die gesamte Anlage stillgesetzt werden. Aus diesem Grunde werden die Lager für eine weit höhere *nominelle Lebensdauer* ausgelegt (*dynamische Kennzahl*  $f_L = 5 \dots 6$ ), als es sonst im Maschinenbau üblich ist. Ausschlaggebend für eine lange *Gebrauchsdauer* ist eine hohe Sauberkeit in den Lagern. Dies erfordert höchste Zuverlässigkeit der *Abdichtungen*, insbesondere gegen Feuchtigkeit, und unterschiedliche Gestaltung je nach Walzenart.

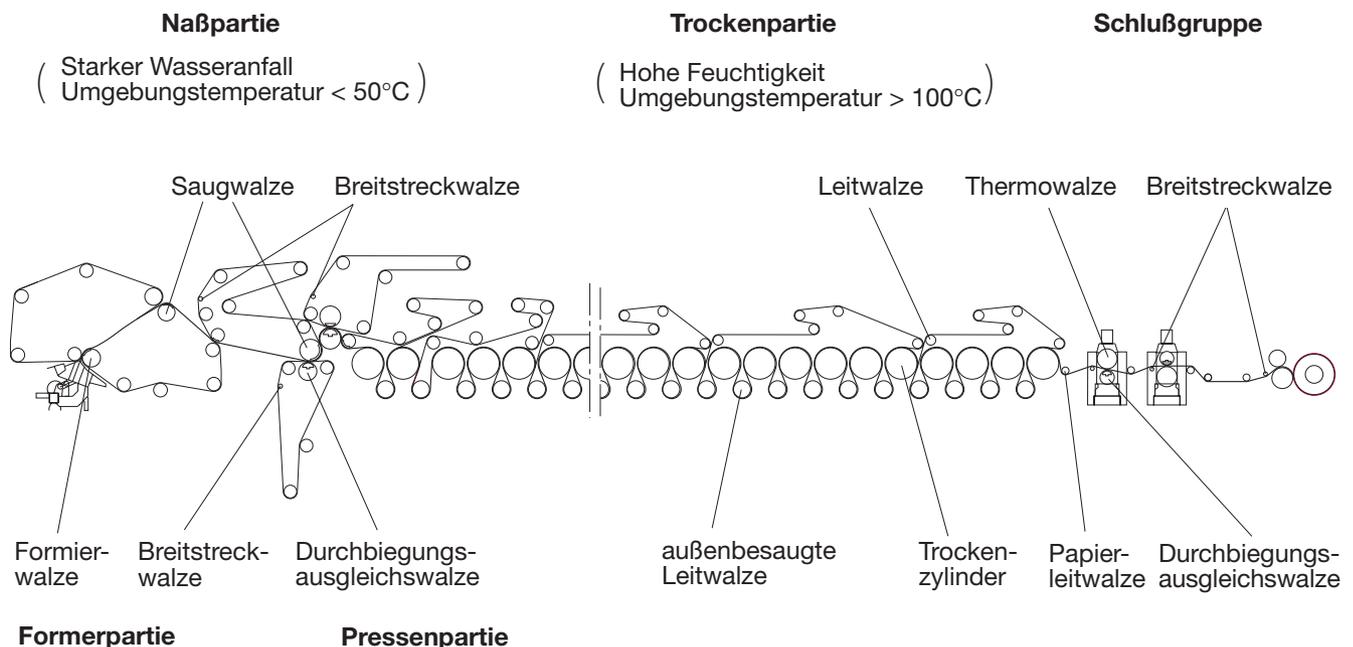
Einen ebenfalls sehr großen Einfluß auf die *Gebrauchsdauer* hat die Schmierung der Lager. Bei modernen Papiermaschinen sind aus Gründen der Wartung und Betriebssicherheit alle Walzenlager an eine Ölkreislaufversorgung angeschlossen. Bei älteren Papiermaschinen werden im Bereich der Naßpartie (niedrige Umgebungstemperaturen) die Wälzlager noch mit *Fett* geschmiert.

Im Bereich der Trockenpartie sind Seilscheibenlagerungen, Breits Streckwalzenlager und vereinzelt auch noch Leitwalzenlager fettgeschmiert.

Wegen der hohen Temperaturen im Bereich der Trockenzyylinder ist die Schmierung der Wälzlagerungen besonders kritisch. Verwendet werden deshalb Öle der *Viskositätsklasse* ISO VG 220 bzw. 320. Geeignet sind mild *additivierte Mineralöle* und *Syntheseöle* (höhere Alterungsstabilität), die dem Anforderungsprofil für Trockenzyylinderöle entsprechen und sich in der Praxis bewährt bzw. den dynamischen FAG FE8 PM-Test erfolgreich bestanden haben.

Die Schmiersituation läßt sich wesentlich verbessern (Erhöhung der *Betriebsviskosität*), indem man den dampfdurchströmten Hohlzapfen der Trockenzyylinder isoliert und so die Lagertemperatur absenkt.

Nachfolgende Beispiele zeigen die Gestaltung einiger wichtiger Lagerstellen in der Papierindustrie wie z. B. Refiner, Saugwalze, Preßwalze, Trockenzyylinder, Leitwalze, Kalanderthermowalze, Durchbiegungs-Ausgleichswalze und Breits Streckwalze.



Schema einer modernen Papiermaschine

Im Refiner werden die im Wasser geweichten, gedämpften Holzschnitzel, die vom Holzhäcksler kommen, zerlegt bzw. zerrieben. Dies geschieht durch gegenläufig rotierende Mahlscheiben, die mit Messerleisten bestückt sind. Durch den Prozeß (gedämpfte Holzschnitzel, Mahlvorgang) entsteht Wärme bis zu 160 °C, die je nach Konstruktion zu erhöhten Betriebstemperaturen im Lager führen kann.

## Technische Daten

Axiallast aus Mahlvorgang 400 kN;  
Radiallast (Rotor/Welle) 15 kN pro Lager;  
Drehzahl 600 min<sup>-1</sup>;  
Temperatur im Festlager 80 °C, im Loslager 70 °C.

## Lagerwahl, Dimensionierung

Bei der aufzunehmenden hohen Axiallast ist eine *erreichbare Lebensdauer*  $L_{hna} \geq 80\,000$  Stunden gefordert. Da die Axialbelastung vorwiegend in Richtung *Festlager* wirkt, jedoch auch entgegengesetzt gerichtet sein kann, ist ein zweites *Axiallager* nötig. Somit bilden zwei gegeneinander spiegelbildlich angeordnete Axial-Pendelrollenlager FAG 29460E die *Festlagerung*. Damit auch beim "Umschlagen" der Axiallast die Rollen ungestört ablaufen, sind beide Lager über die Außenringe mit Federn (Mindestlast) vorgespannt. Als *Loslager* ist ein Pendelrollenlager FAG 23052K.MB eingebaut, das auftretende Wellenbiegungen problemlos aufnimmt. Thermische Längenänderungen der Welle werden zwischen Lageraußenring und Gehäusebohrung (Schiebesitz) ausgeglichen. Das Lager wird direkt auf den kegeligen Wellensitz montiert und mit einer Nutmutter HM3052 gesichert. Das *Loslager* erreicht eine *nominelle Lebensdauer*  $L_h$  von weit über 200 000 h. Der Betrieb im Bereich niedriger Belastungen ( $P/C \approx 0,02$ ) erfordert wegen der Schlupfgefahr eine sehr gute Lagerschmierung. Für das linke *Festlager* 29460E errechnet sich eine *nominelle Lebensdauer* von  $L_h = 50\,600$  h. Bei Ölaufschmierung, guter Sauberkeit und einer Lagertemperatur von 70 °C ergibt sich eine Faktor  $a_{23}$  von 3,2. Mit der *erweiterten Lebensdauerberechnung* wird eine *erreichbare Lebensdauer*  $L_{hna} = 162\,000$  h ermittelt.

Das rechte *Festlager* ist nur gering axial belastet (Feder Vorspannung). Die *erreichbare Lebensdauer*  $L_{hna}$  liegt bei diesem Lager über 200 000 h.

## Bearbeitungstoleranzen

*Loslager*: Der Innenring hat *Umfangslast* und ist fest auf den kegeligen Lagersitz der Welle montiert. Rundheitstoleranz IT5/2 (DIN ISO 1101); Kegelwinkeltoleranz AT7 (DIN 7178). Lagersitz der Gehäusebohrung nach G7.

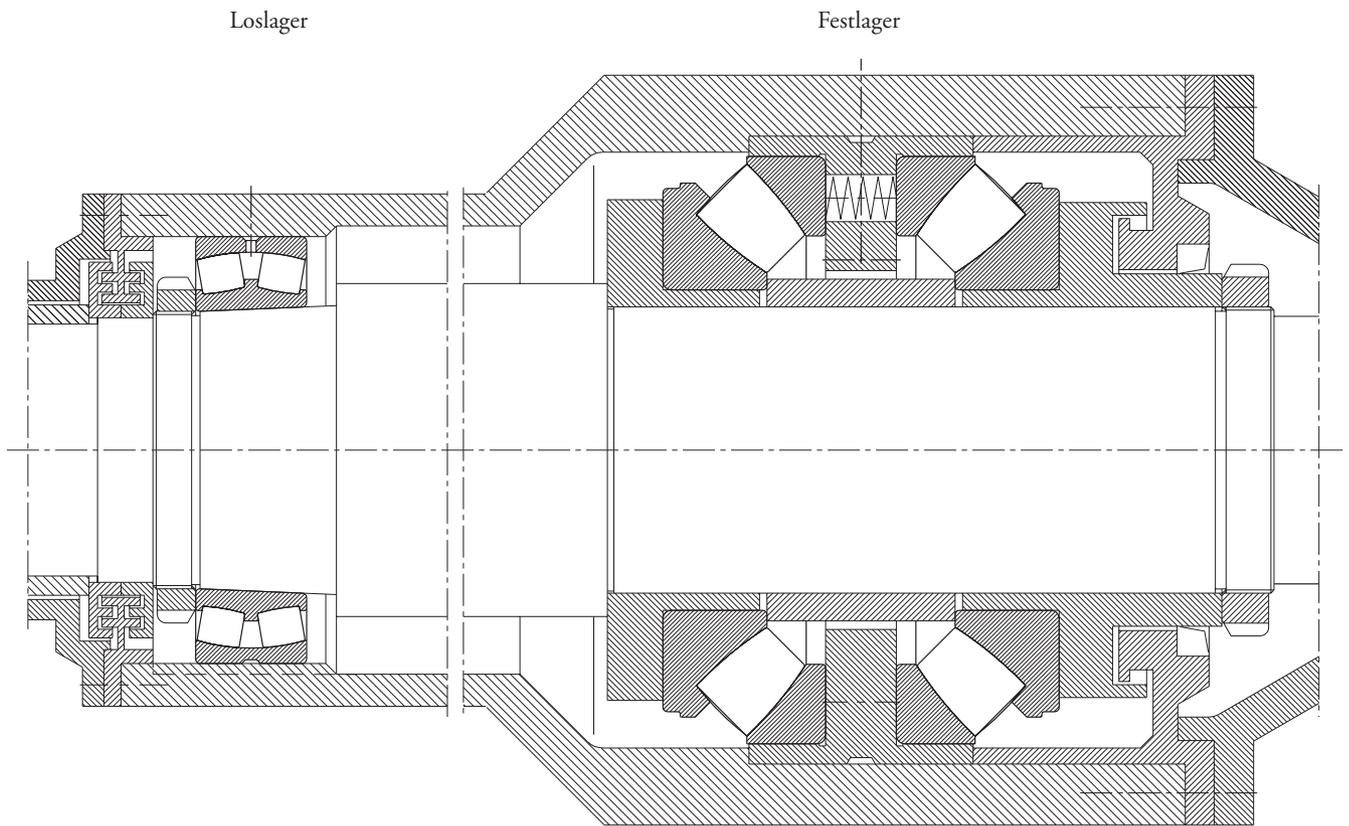
*Festlager*: Aus Montagegründen sitzen die Wellen- und Gehäusescheiben in Büchsen. Die Lagersitze sind bei der Wellenbüchse nach k6, bei der Gehäusebüchse nach G7 bearbeitet.

## Schmierung

Für *Festlager* und *Loslager* wird ein *Schmieröl* ISO VG 150 mit *EP-Zusätzen* verwendet. Das Radial-Pendelrollenlager hat *Öl*laufschmierung mit 0,8 l/min. Für die Axial-Pendelrollenlager wird *Öl* einspritzschmierung gewählt. Dies stellt sicher, daß immer genügend *Öl* an die hochbeanspruchten Kontaktflächen zwischen Rollenstirn und Bord gelangt. Die *Öl*zuführung erfolgt über die Abstandsbuchse seitlich ins Lager. Für beide Lager ist die Mindest-*Öl*-durchflußmenge 8 l/min (gute Wärmeabfuhr aus dem Lager). Das *Öl* wird im Kreislauf gefiltert und auf eine Temperatur von 40 °C zurückgekühlt.

## Abdichtung

Auf der Seite der Mahlscheibe schützen zwei hintereinander geschaltete, fettgefüllte Labyrinth die Lager von außen vor Wasser und Schmutz und verhindern *Öl*austritt aus den Lagern. Auf der Außenseite der *Festlagerung* verhindert ein Wellendichtring den Austritt von *Öl*.



# 66 Siebsaugwalze

Siebsaugwalzen sind in der Sieb- oder Pressenpartie einer Papiermaschine angeordnet. Es sind bis zu 10 m lange Hohlzylinder, die über den ganzen Umfang viele kleine Bohrungen haben. Durch den drehenden Walzenmantel und das Vakuum im Walzeninneren wird der darüberlaufenden Stoffbahn ein Teil des Wassers entzogen. Der Saugkasten als innenliegende Achse steht still. Bei modernen Maschinen wird der Walzenmantel über Planetenräder angetrieben.

## Technische Daten

Walzenlänge 7 800 mm; Walzendurchmesser 1 600 mm;  
Drehzahl 278 min<sup>-1</sup> (Geschwindigkeit 1400 m/min);  
Walzen Gewichtskraft 270 kN; Siebzug 5 kN/m.

## Lagerwahl, Dimensionierung

Die Lagergröße liegt konstruktiv durch den Saugkastendurchmesser fest. Ratsam sind Lager mit möglichst niedriger *dynamischer Tragzahl*; die höhere spezifische Lagerbelastung verringert die Schlupfgefahr. Mögliche Fluchtfehler bedingen *winkeleinstellbare Lager*. Hauptkriterien bei der Lagerdimensionierung sind das Walzengewicht, der Siebzug und die Drehzahl.

Eingesetzt werden Pendelrollenlager FAG 239/850K.MB. C3 mit kegeliger Bohrung (K 1:12) und vergrößerter *Radialluft*. Die Lager sind aus Gründen der Laufgenauigkeit direkt auf die kegeligen Wellensitze montiert. Das Hydraulikverfahren erleichtert die Montage.

Das *Festlager* dient zur axialen Führung der Walze, während das *Loslager* durch Verschieben des Außen-

rings in der Gehäusebohrung mögliche Längenänderungen ausgleicht.

Für beide Lager ergibt sich eine *nominelle Lebensdauer*  $L_h > 100\,000$  h. Bei einer Betriebstemperatur von 60 °C und einem *ÖlISO VG 68* (*Viskositätsverhältnis*  $K > 2$ ; Faktor  $a_{23} = 2,2$ ) ermittelt man mit der *erweiterten Lebensdauerberechnung* mehr als 200 000 h.

## Bearbeitungstoleranzen

Der Innenring hat *Umfangslast* und ist fest auf den kegeligen Lagersitz der Welle montiert.

Rundheitstoleranz IT5/2 (DIN ISO 1101); Kegelwinkeltoleranz AT7 (DIN 7178).

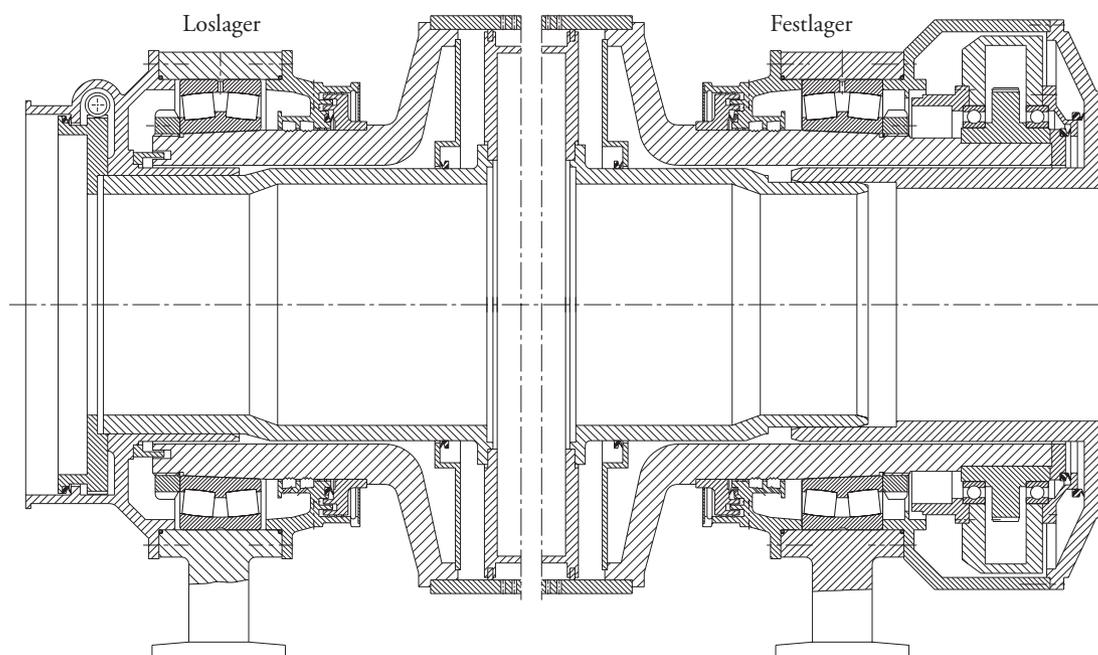
Gehäusebohrungen nach G7, da *Punktlast* am Außenring.

## Schmierung

Die Pendelrollenlager werden durch Umlaufschmierung mit einer Mindest-Ölmenge von 8 l/min versorgt. Verwendet wird ein *Mineralöl* mit ausreichender *Viskosität* und *EP-Zusätzen*. Erforderlich sind auch Additive für guten Korrosionsschutz und Wasserabscheidevermögen. Durch Ölzufuhr in der Lagermitte erreicht man eine wirkungsvolle Schmierung.

## Abdichtung

Über Abspritzrillen wird eventuell austretendes Öl in Ölfangkammern abgeschleudert und zurückgeführt. Gegen Wassereintritt von außen schützen walzenseitig ein Spritzblech und ein mehrgängiges, fettgefülltes Labyrinth mit integriertem V-Ring.



66: Lagerung einer Siebsaugwalze

# 67 Zentral-Preßwalze

Die Papierbahn läuft auf einem Filztuch durch die Preßwalzen; dabei wird ein großer Teil des Wassers aus der feuchten Papierbahn gepreßt. Moderne Pressenpartien bestehen aus einer Zentral-Preßwalze, gegen die eine oder mehrere (Saug-)Preßwalzen gedrückt werden. Die Zentral-Preßwalze ist massiv, aus Granit/Stahl oder Stahl mit einem Überzug (Beschichtung).

## Technische Daten

Walzenlänge 8 800 mm; Walzendurchmesser 1 500 mm; Geschwindigkeit 1450 m/min; Walzengewichtskraft 750 kN. Andruck von 3 Walzen in Position 30°, 180° und 210°; Lagertemperatur ca. 60 °C. Der Antrieb erfolgt direkt.

## Lagerwahl, Dimensionierung

Auf Grund der hohen radialen Belastung und möglicher Fluchtungsfehler zwischen den Lagerstellen werden *winkeleinstellbare* Pendelrollenlager der Reihe 231 oder 232 mit sehr hoher Tragfähigkeit eingesetzt. Wichtig ist auch die geringe Bauhöhe dieser Lager, da die Gehäusehöhe durch den Walzendurchmesser begrenzt wird. Die Gewichtskraft der Walze und die Kraftkomponenten der Anpreßwalzen ergeben eine resultierende Lagerbelastung  $F_r = 300$  kN. An jeder Lagerstelle ist ein Pendelrollenlager FAG 231/600K.MB.C3 eingebaut. Die Lager mit kegeliger Bohrung (Kegel 1:12) werden mit Hilfe des Hydraulikverfahrens direkt auf den kegeligen Wellensitz gepreßt. Das *Loslager* auf der Bedienungsseite ermöglicht durch Verschieben des Außenrings im Gehäuse Längenänderungen der Walze bei Temperatureinfluß. Das *Festlager* befindet sich auf der Antriebsseite.

Bei einer Drehzahl von  $308 \text{ min}^{-1}$  errechnet sich eine *nominelle Lebensdauer* von  $L_h > 100\,000$  h. Nach der *erweiterten Lebensdauerberechnung* ergibt sich bei guter Schmierung (*Viskositätsverhältnis*  $\kappa \approx 3$ , *Basiswert*  $a_{2311} = 3$ ) und erhöhter Sauberkeit (*Verunreinigungskenngröße*  $V = 0,5$ ) im Schmierpalt ein  $L_{hna} \geq 100\,000$  h.

## Bearbeitungstoleranzen

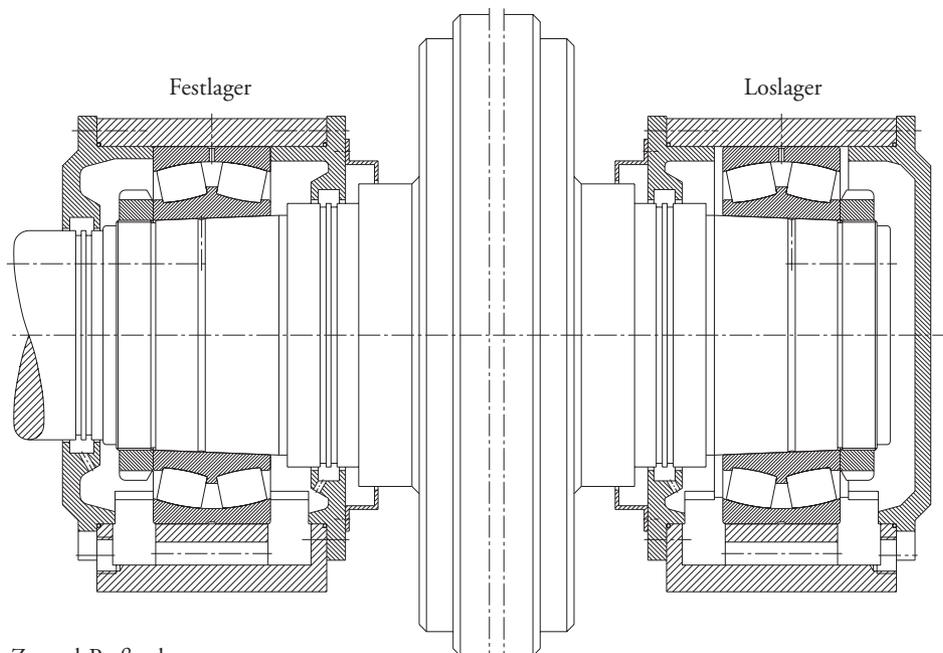
Der Innenring hat *Umfangslast* und ist fest auf den kegeligen Lagersitz der Welle montiert. Rundheitstoleranz IT5/2 (DIN ISO 1101); Kegelwinkeltoleranz AT7 (DIN 7178). Gehäusebohrungen nach G7, da *Punktlast* am Außenring.

## Schmierung

Die Pendelrollenlager werden durch Umlaufschmierung mit einer Mindest-Ölmenge von 7 l/min versorgt. Verwendet wird ein *Mineralöl* mit ausreichender *Viskosität* (ISO VG 100) und *EP-Zusätzen*. Erforderlich sind auch *Additive* für guten Korrosionsschutz und Wasserabscheidevermögen. Durch Ölzufuhr in der Lagermitte erreicht man eine wirkungsvolle Schmierung. Der Ölrücklauf erfolgt beiderseits des Lagers über Ölsammeltaschen und Verbindungsbohrungen.

## Abdichtung

Ölabspritzrillen im Walzenzapfen verhindern *Ölaustritt* an den Deckeldurchgangsbohrungen. Berührungs- und wartungsfreie *Spaltdichtungen* schützen die Lager vor Umgebungseinflüssen.



67: Lagerung einer Zentral-Preßwalze

# 68 Trockenzyylinder

In der Trockenpartie wird das restliche Wasser verdampft. Das Papier läuft über zahlreiche beheizte Trockenzyylinder, geführt von endlosen Trockensieben (früher Trockenfilze). Die Trockenzyylinder sind dampfbeheizt (Dampftemperatur hängt ab von Papierart, -dicke, -geschwindigkeit und Anzahl der Trockenzyylinder). Die hohen Temperaturen des Heizdampfes übertragen sich auf die Lagersitzstellen und beanspruchen die Wälzlager entsprechend hoch. Um möglichst niedrige Lagertemperaturen zu erreichen, werden heute die dampfdurchströmten Zylinderzapfen isoliert.

## Technische Daten

Arbeitsbreite 5 700 mm; Zylinderdurchmesser 1 800 mm; Papiergeschwindigkeit 1 400 m/min (Drehzahl  $248 \text{ min}^{-1}$ ); Beheizungstemperatur  $165 \text{ }^\circ\text{C}$  (7 bar); Zylindergewicht 9 000 kg; Filzzug  $4,5 \text{ kN/m}$ ; Umschlingungswinkel  $180^\circ$ ; Umgebungstemperatur unter der Trockenpartiehaube ca.  $95 \text{ }^\circ\text{C}$ ; isolierte Zapfenbohrungen.

## Lagerwahl

Die Lagerbelastung errechnet sich aus Walzengewicht, Filzzug und zeitweiliger Wasserfüllung. Das *Loslager* wird mit  $75 \text{ kN}$  belastet, das *Festlager* unter Berücksichtigung der Antriebskräfte mit  $83 \text{ kN}$ . Durch die Beheizung der Trockenzyylinder kommt es zu Wärmedehnungen, die bei der großen Zylinderlänge zu beträchtlichen Längenänderungen führt; ferner erfordern auftretende Fluchtfehler zwischen beiden Lagerstellen *winkeleinstellbare* Wälzlager.

Auf der Bedienungsseite ist als *Loslager* ein zweireihiges Zylinderrollenlager der Maßreihe 31 vorgesehen. Es gleicht auftretende Längenänderungen zwanglos zwischen den Rollen und der Innenringlaufbahn im Lager aus. Ein Gelenklagerumring nimmt mit seiner sphärischen Gleitfläche eventuelle Fluchtungenauigkeiten der Zylinderzapfen auf. Eingebaut ist ein zweireihiges winkeleinstellbares Zylinderrollenlager FAG 566487K.C5 mit den Abmessungen  $200 \times 340 \times 112 \text{ mm}$ . Als *Festlager* auf der Antriebsseite dient ein Pendelrollenlager FAG 23140BK.MB.C4.

Um auch in der Aufheizphase bei einer maximalen Temperaturdifferenz von  $50 \text{ K}$  ein Verspannen der Lager zu vermeiden, haben beide Lager ein etwa gleich großes *Betriebsspiel*. Das Pendelrollenlager hat eine vergrößerte *Radialluft* nach C4 ( $260 \dots 340 \text{ } \mu\text{m}$ ), das Zylinderrollenlager eine vergrößerte *Radialluft* nach C5 ( $275 \dots 330 \text{ } \mu\text{m}$ ).

Beide Lager haben eine kegelige Bohrung (K 1:12) und sind mittels Hydraulikverfahren direkt auf die kegeligen Zylinderzapfen montiert.

Da das Zylinderrollenlager und das Pendelrollenlager abmessungsgleich sind, werden sowohl auf der Antriebsseite als auch auf der Bedienungsseite ungeteilte PMD-Stehlagergehäuse verwendet (FAG PMD3140AF bzw. BF).

Wegen der erhöhten Betriebstemperatur sind beide Lager speziell wärmebehandelt (isotemp) und dadurch bis  $200 \text{ }^\circ\text{C}$  maßstabil.

## Dimensionierung der Lager

Bei Lagern für Trockenzyylinder wird eine *erreichbare Lebensdauer*  $L_{\text{hna}} \geq 250\,000$  Stunden gefordert. Einen ganz entscheidenden Einfluß bei der *erweiterten Lebensdauerberechnung* hat die Schmierung. Für ein *Mineralöl* mit einer *Nennviskosität* von  $220 \text{ mm}^2/\text{s}$  (ISO VG 220) beträgt bei einer durchschnittlichen Betriebstemperatur von  $100 \text{ }^\circ\text{C}$  die *Betriebsviskosität*  $\nu \approx 16 \text{ mm}^2/\text{s}$ .

Die *Bezugsviskosität* ergibt sich aus der Drehzahl und dem mittleren Lagerdurchmesser  $d_m = (200 + 340)/2 = 270 \text{ mm}$  zu  $\nu_1 = 25 \text{ mm}^2/\text{s}$ .

Daraus folgt das *Viskositätsverhältnis*  $\kappa = \nu/\nu_1 = 16/25 = 0,64$ .

Mit der *Bestimmungsgröße*  $K = 1$  ergibt sich für das Pendelrollenlager ein *Basiswert*  $a_{23\text{II}} = 1,1$ .

Für das Zylinderrollenlager gelten die Werte  $K = 0$  und  $a_{23\text{II}} = 1,4$ .

Bei normaler Sauberkeit (*Sauberkeitsfaktor*  $s = 1$ ) beträgt der Faktor  $a_{23} = a_{23\text{II}} \cdot s$

$1,1$  für das Pendelrollenlager,

$1,4$  für das Zylinderrollenlager.

Damit wird die *erreichbare Lebensdauer*  $L_{\text{hna}} = a_1 \cdot a_{23} \cdot L_h$  für beide Lager weit über  $250\,000 \text{ h}$ .

## Bearbeitungstoleranzen

Die Innenringe haben *Umfangslast* und sind mit direktem Sitz auf den kegeligen Walzenzapfen fest gepaßt. Die Walzenzapfen haben Ölkanäle, so daß die Lager mit dem Hydraulikverfahren ein- und ausgebaut werden können. Rundheitstoleranz IT5/2 (DIN ISO 1101), Kegelwinkeltoleranz AT7 (DIN 7178). Lagersitze in der Gehäusebohrung nach G7.

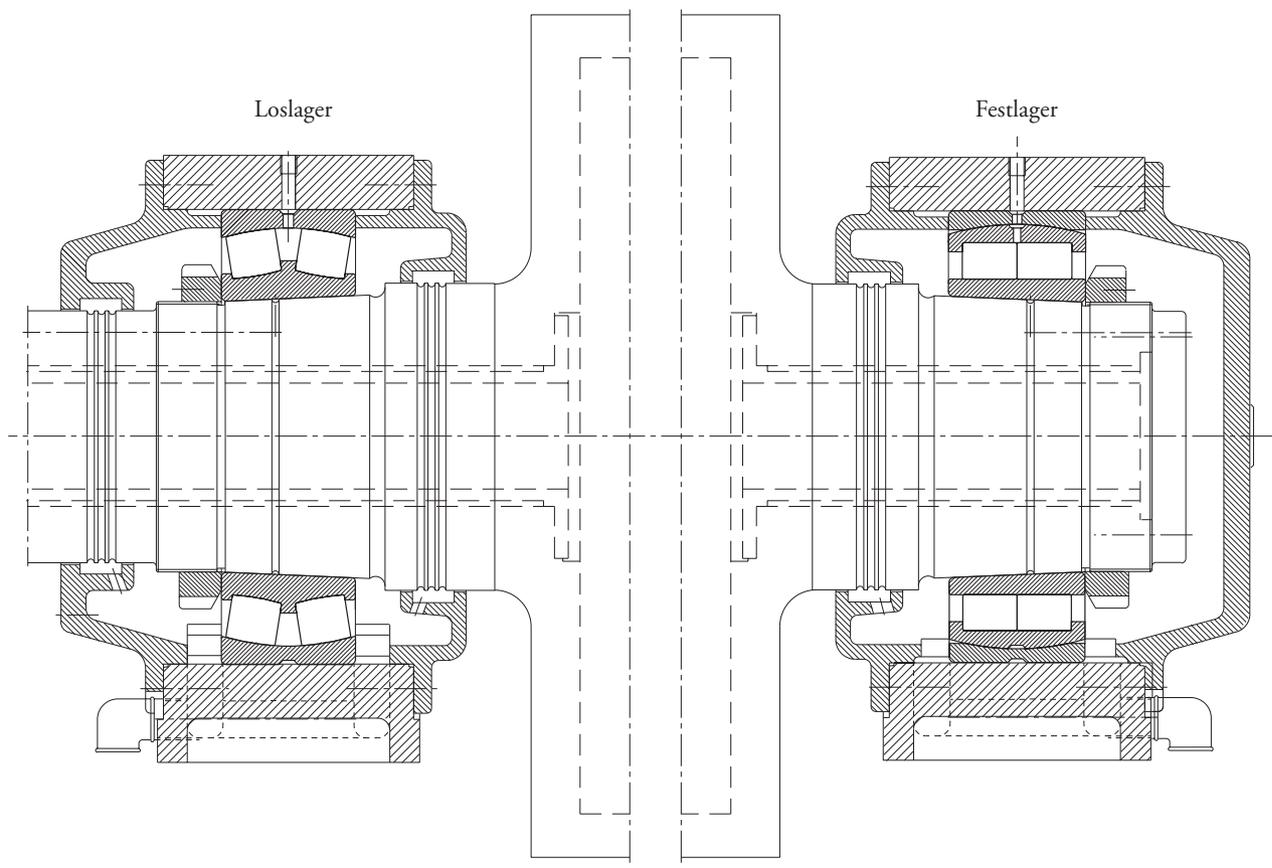
## Schmierung

Die Lagergehäuse sind an ein zentrales Ölumlaufschmiersystem angeschlossen, so daß ständig Wärme aus dem Lager abgeführt wird. Verwendet werden hochwertige *Mineralöle* ISO VG 220 oder 320, die eine hohe *Betriebsviskosität*, thermische Stabilität, guten *Verschleißschutz*, gutes Wasserabscheidungsvermögen und hohen Reinheitsgrad aufweisen müssen. Eine Mindestölmenge von 1,6 l/min wird über eine Schmiernut und Schmierbohrungen im Außenring direkt in die Lagermitte geleitet. Durch die mittige Ölzuführung ist die Abführung des Öles auf beiden Seiten des Lagers möglich. Die Gefahr

von Ölstau und Leckage wird deutlich vermindert. Eventuell eingedrungene Verunreinigungen und *Verschleißpartikel* werden auf diese Weise sofort aus dem Lager gespült.

## Abdichtung

Berührungs- und wartungsfreie *Spaltdichtungen* übernehmen die *Abdichtung* an den Zapfendurchgängen. Über Spritzrillen und *Ölfangkammern* wird das Öl abgeschleudert und fließt durch Rücklaufbohrungen in die beiden *Ölräume* am Gehäuseboden zurück. *Deckeldichtungen* machen die Papiermaschinengehäuse *öldicht*.



Leitwalzen dienen zur Führung und Umlenkung der Sieb- oder Filztücher im Naß- und Trockenteil einer Papiermaschine. Für beide Bereiche werden zur Lagerung der Leitwalzen gleiche Lager verwendet. Je nach Einsatzort unterscheiden sich jedoch Schmierung und *Abdichtung* der Walzenlagerung.

Ältere Maschinen sind in der Naßpartie meist mit Fett, in der Trockenpartie mit *Öl* geschmiert.

Bei neuen Maschinen haben die Lager im Naß- und Trockenbereich Ölumlaufschmierung. Getrennte Ölkreisläufe für Naß- und Trockenpartie sind wegen der unterschiedlichen Betriebsbedingungen jedoch notwendig.

Bei immer größeren Maschinen ergeben sich auch zunehmend höhere Maschinengeschwindigkeiten. Deshalb werden hier die Lagerinnenringe mit konischer Bohrung direkt auf die kegeligen Walzenzapfen montiert.

## Naßteil

Die Lager sind je nach Maschinenposition zum Teil hoher Feuchtigkeit ausgesetzt. Insbesondere beim Maschinenreinigen mit Hochdruckstrahlern darf kein Wasser in die Gehäuse gelangen.

## Trockenteil

Umgebungstemperaturen von ca. 95 °C bewirken größere Längenänderungen und stellen höhere Ansprüche an die Schmierung. Die Betriebstemperatur der Lager kann bis zu 115 °C betragen.

## Technische Daten

Arbeitsbreite 8 800 mm;  
Walzendurchmesser 700 mm;  
Papiergeschwindigkeit 1650 m/min ( $n = 750 \text{ min}^{-1}$ );  
Walzengewicht 8 000 kg (Gewichtskraft  $F_G \approx 80 \text{ kN}$ );  
Papierzug 1 kN/m (Zugkraft  $F_z \approx 9 \text{ kN}$ );  
Umschlingung 180°;  
Lagertemperatur ca. 105 °C.

## Lagerwahl, Dimensionierung

Die Lager müssen die Belastungen bei gleichzeitigem Ausgleich von Winkelfehlern (Fluchtungsfehler, Durchbiegung) aufnehmen können. Wegen der Temperaturdifferenz ist vergrößerte *Radialluft* nach C3 erforderlich. Eingebaut sind Pendelrollenlager FAG 22330EK.C3.

Lagerbelastung:

$$P = (F_G + F_z)/2 = (80 + 9)/2 = 44,5 \text{ kN}$$

Durch die geforderte Walzensteifigkeit ist der Durchmesser des Walzenzapfens vorgegeben. Daraus ergibt sich eine hohe *dynamische Kennzahl*  $f_L$  entsprechend einer *nominellen Lebensdauer*  $L_h$  von weit über 200 000 Stunden; die *erreichbare Lebensdauer*  $L_{hna}$  liegt bei den vorhandenen guten Schmierbedingungen noch höher.

Die Gehäuse können stehend oder hängend angeordnet oder seitlich angeschraubt sein. Sie sind für Ölumlaufschmierung eingerichtet.

## Bearbeitungstoleranzen

Die Innenringe haben *Umfangslast* und sind mit direktem Sitz fest auf den kegeligen Walzenzapfen gepaßt. Die Walzenzapfen haben Ölkanäle, so daß die Lager mit dem Hydraulikverfahren ein- und ausgebaut werden können.

Rundheitstoleranz IT5/2 (DIN ISO 1101); Kegelwinkeltoleranz AT7 (DIN 7178).

Lagersitze in der Gehäusebohrung nach G7.

## Schmierung

In der Trockenpartie: siehe Beispiel 68 (Trockenzylinder), da die Lager am Ölkreislauf der Trockenzylinder angeschlossen sind. Mindestdurchflußmenge 0,9 l/min.

In der Naßpartie: siehe Beispiele 66 (Siebsaugwalze) und 67 (Preßwalze), da die Lager am Ölkreislauf der Naßpartiewalzen angeschlossen sind. Mindestdurchflußmenge 0,5 l/min.

## Abdichtung

In der Trockenpartie verhindern berührungs- und wartungsfreie Spalt*dichtungen* den Ölaustritt an den Deckeldurchgangsbohrungen.

In der Naßpartie sind die Lager durch nachschmierbare Labyrinth*dichtungen* gegen Wasserzutritt zu schützen. Rest*öl* wird über Abspritzrillen in Ölfangkammern abgeschleudert und zurückgeführt. Deckel*dichtungen* machen die Gehäuse öldicht.



# 70 Kalender-Thermowalze

In der Papiermaschine durchläuft das Papier nach Verlassen der Trockenpartie das sogenannte Glättwerk. Soft-Kalender glätten die Oberfläche und verbessern damit die Druckeigenschaften des Papiers. Der Kalender besteht aus zwei hintereinander angeordneten Walzenpaaren. Die Kalenderwalze (Stahl) liegt einmal unter und einmal über einer Gegenwalze, der sogenannten Durchbiegungs-Ausgleichswalze (elastisches Material). Soft-Kalenderwalzen können mit Wasser, Dampf oder mit Öl beheizt sein. Die Spalt- bzw. „Nip“-Belastung (Anpreßdruck) richtet sich nach der jeweiligen Papiersorte.

## Technische Daten

Arbeitsbreite ca. 7 m;  
Drehzahl  $350 \text{ min}^{-1}$  (Geschwindigkeit 1 100 m/min);  
Heizmedium Öl mit 200...250 °C;  
Walzenzapfen isoliert;  
Betriebstemperatur am Lagerinnenring 130 °C.

## Lagerwahl, Dimensionierung

Die radiale Lagerbelastung hängt ab vom Einsatz der Kalenderwalze als Unter- oder Oberwalze, von der Gewichtskraft  $F_G$  und der variablen Andrucklast mit Zeitanteilen.

$$\begin{aligned} P_1 &= F_G + F_{\text{Nip min}} &&= 600 \text{ kN} \\ P_2 &= F_G + F_{\text{Nip mittel}} &&= 990 \text{ kN} \\ P_3 &= F_G + F_{\text{Nip max}} &&= 1260 \text{ kN} \\ P_4 &= F_G - F_{\text{Nip min}} &&= 60 \text{ kN} \\ P_5 &= F_G - F_{\text{Nip mittel}} &&= 390 \text{ kN} \\ P_6 &= F_G - F_{\text{Nip max}} &&= 720 \text{ kN} \end{aligned}$$

Zeitanteile:  $P_1, P_4$  je 10 %;  $P_2, P_3, P_5, P_6$  je 20 %.

Beim Einsatz als Unterwalze addieren sich Walzenge-wichtskraft und Nip-Last; beim Einsatz als Oberwalze wirkt nur die Differenz aus Nip-Last und Gewichtskraft.

Die Auslegung der Lager nach der maximalen Belastung hätte beim Einsatz in der Oberwalze Überdimensionierung zur Folge (*dynamisch äquivalente Belastung*  $P < 0,02 \cdot \text{dynamische Tragzahl } C$ ). Bei dieser zu niedrigen Belastung kann Schlupf auftreten, der bei unzureichender Schmierung zu Lagerschäden führen kann. Um dies zu vermeiden, sind kleinere Lager mit geringerer *dynamischer Tragzahl*  $C$  zu verwenden, so daß  $P/C > 0,02$  wird. Durch die geringere Rollenmasse reduziert sich die Gefahr des Schmierfilmdurchbruches.

Die Forderungen nach Tragfähigkeit und *Winkelinstellbarkeit* werden durch Pendelrollenlager erfüllt. Die Durchmesser von Walzenzapfen und Walzenmantel begrenzen die Bauhöhe der Lager. Eingebaut sind die relativ breiten Pendelrollenlager FAG 231/560AK.MB.C4.T52BW.

Die *nominelle Lebensdauer* beträgt bei den gegebenen Last- und Zeitanteilen  $L_h = 83\,000 \text{ h}$ .

Mit einem *Schmieröl* ISO VG 220 erreicht man bei der Betriebstemperatur 130 °C das *Viskositätsverhältnis*  $\kappa = 0,71$ . Die *erweiterte Lebensdauerberechnung* ergibt (mit  $f_s > 12$ ;  $a_{23II} = 1,2$ ;  $V = 0,5$ ;  $s = 1,6$ ) eine *erreichbare Lebensdauer*  $L_{hna} > 100\,000 \text{ h}$ .

Die große Temperaturdifferenz während des Aufheizens erfordert wegen der Gefahr einer Radialverspannung im Lager die vergrößerte *Radialluft* C4. Bei dem *Drehzahlkennwert*  $n \cdot d_m = 224\,000 \text{ min}^{-1} \cdot \text{mm}$  sind Lager mit erhöhter Laufgenauigkeit nach Spezifikation T52BW zu empfehlen.

## Bearbeitungstoleranzen

Die Innenringe haben *Umfangslast* und sind fest mit direktem Sitz auf den kegeligen Walzenzapfen gepaßt. Die Walzenzapfen haben Ölkanäle, so daß die Lager mit dem Hydraulikverfahren ein- und ausgebaut werden können.

Rundheitstoleranz IT5/2 (DIN ISO 1101), Kegelwinkel-toleranz AT7 (DIN 7178).

Lagersitze in der Gehäusebohrung nach F7.

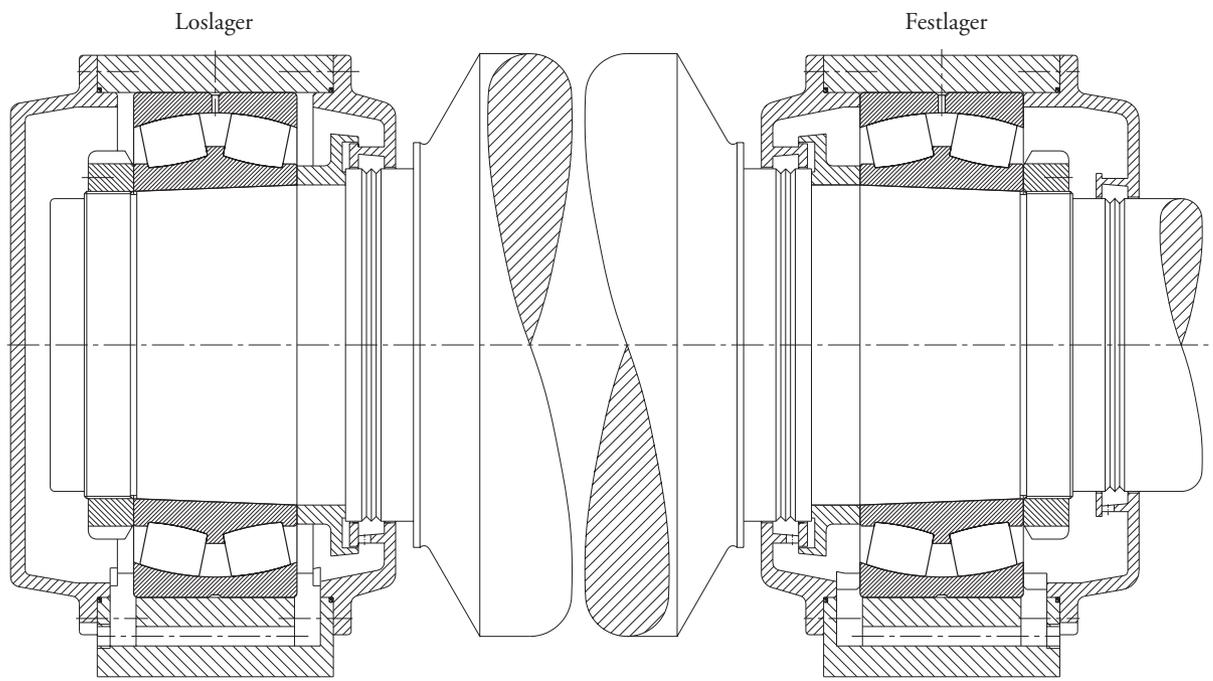
## Schmierung

Ölumlaufschmierung mit einem qualitativ geeigneten *Syntheseöl* ISO VG 220, das sich im dynamischen Test (FAG-Prüfstand FE8) bewährt hat.

Durch Zuführung einer hohen Ölmenge in Lagermitte (Mindestdurchflußmenge 12 l/min) erreicht man Wärmeabfuhr und geringe thermische Belastung des Öles. Eventuelle Verunreinigungen und Verschleißpartikel werden aus dem Lager gespült. Der Ölrücklauf erfolgt zu beiden Seiten des Lagers über Ölsammelta-schen und Verbindungsbohrungen.

## Abdichtung

Zur Walzenseite hin verhindern Winkelringe den direkten Ölaustritt an den Deckeldurchgangsbohrungen. Restöl wird über Abspritzrillen in Ölfangkammern abgeschleudert und zurückgeführt. *Deckeldichtungen* machen die Gehäuse öldicht.



# 71 Durchbiegungs-Ausgleichswalze

Durchbiegungs-Ausgleichswalzen sind sowohl in Presspartien als auch in Kalandern im Einsatz. Sie sorgen für eine gleichmäßige Papierdicke über die Bahnbreite und für eine gleichmäßig hohe Papiergüte. Der Antrieb erfolgt auf der *Festlagerseite* über Getriebe und Bogenzahnkupplung auf den Walzenmantel.

Unter hohem Druck wird die Ausgleichswalze an die Gegenwalze (Kalanderwalze) gepreßt. Durch den Anpreßdruck kommt es bei der Gegenwalze zur Durchbiegung und somit zu einer Formänderung des Walzenmantels. Dieser Form muß sich der Walzenmantel der Ausgleichswalze anpassen.

Die Durchbiegungs-Ausgleichswalze besteht aus einer stehenden Achse und dem umlaufendem Walzenmantel. Auf der Achse sind getrennt druckregelbare Stellglieder angeordnet, die den Walzenmantel hydrostatisch stützen und die Einstellung der Mantelform bewirken. Unterschiedlicher Druck formt den Walzenmantel entsprechend der gebogenen Gegenwalze und führt so zu einer gleichmäßigen Papierdicke.

## Technische Daten

Walzenlänge 9 300 mm; Walzendurchmesser 1 025 mm; Walzengewicht 61 t; Mantelgewichtskraft 210 kN; Anpreßdruck 700 kN; Umfangsgeschwindigkeit 1500 m/min ( $n = 470 \text{ min}^{-1}$ ); Lagertemperatur 55 °C.

## Lagerwahl, Dimensionierung

Gefordert ist eine *Gebrauchsdauer* von > 100 000 h. Das Lager hat im Betrieb (bei geschlossenem Spalt und Anpreßdruck) nur Führungsaufgaben. Gewählt werden Pendelrollenlager FAG 23096MB.T52BW (*dynamische Tragzahl*  $C = 3\,800 \text{ kN}$ ).

Wegen möglicher Schlupfgefahr kann es erforderlich sein, Lager der Baureihe 239 mit geringerer *Tragzahl* zu wählen.

Die Pendelrollenlager sind mit erhöhter Rundlaufgenauigkeit gefertigt (Spezifikation T52BW), da Laufgenauigkeiten des umlaufenden Walzenmantels die Qualität der Papierbahn beeinflussen.

## Bearbeitungstoleranzen

Weil die Innenringe *Punktlast* haben, sind die Lagersitze auf der Achse nach f6 gefertigt.

Die Außenringe haben *Umfangslast* und sind fest gepaßt; die Lagersitze in den Gehäusen sind nach P6 bearbeitet.

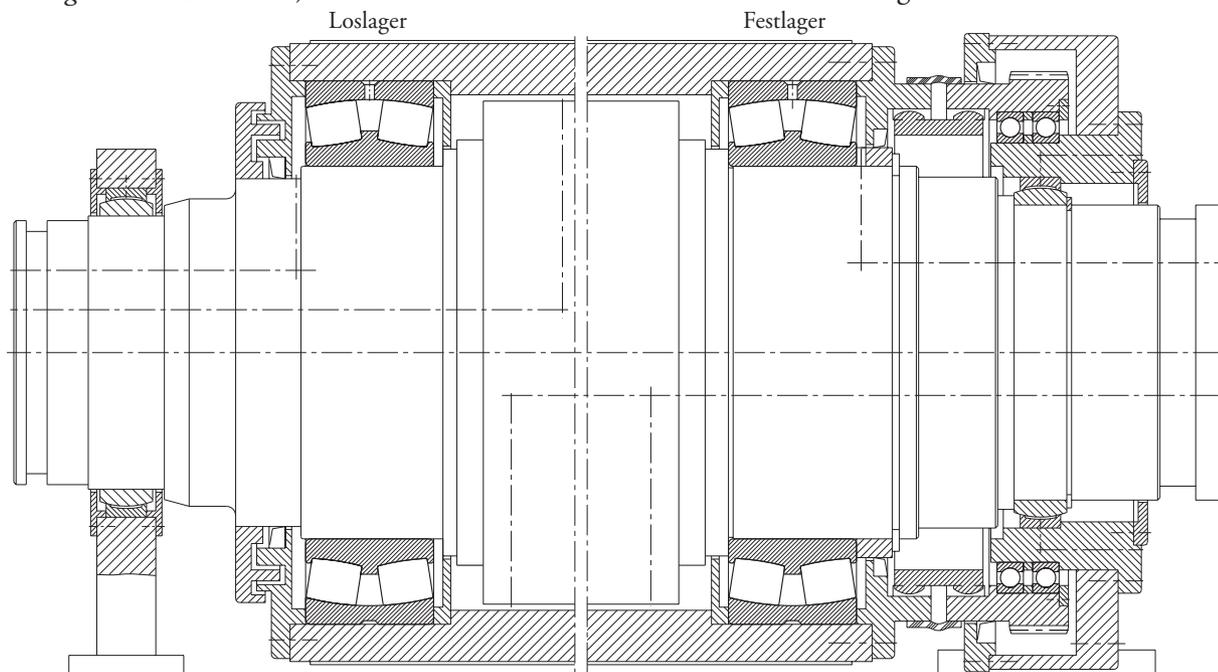
## Schmierung

Wenn dynamische Winkelfehler und/oder Schlupf auftreten können, muß eine sehr gute Schmierung immer einen tragfähigen Schmierfilm sicherstellen. Die Lager werden mit dem für das Hydrauliksystem eingesetzten *Schmieröl* (ISO VG 150 mit *EP-Zusätzen*) geschmiert. Das Öl wird über Bohrungen den Lagern seitlich zugeführt. Bei neueren Konstruktionen und insbesondere bei beheizten Walzen wird das *Schmieröl* über Schmierbohrungen im Innenring direkt an die Kontaktstellen in den Lagern gebracht.

Die Rillenkugellager des auf der *Festlagerseite* angeordneten Getriebes werden über einen separaten Kreislauf mit *Öl* versorgt.

## Abdichtung

Nach außen sind die Lager mit einem Wellendichtring *abgedichtet*. Zur Innenseite sorgt eine Stauscheibe für ein *Ölreservoir* im Lagerbereich.



71: Lagerung einer Durchbiegungs-Ausgleichswalze

# 72 Breitstreckwalze

Papierbahnen, die in Längsrichtung transportiert werden, neigen zur Faltenbildung. Breitstreckwalzen dehnen oder strecken die über sie laufenden Bahnen in Querrichtung auf Bahnbreite und streichen Falten, lose Bahnmitten oder Bahnenden aus. Breitstreckwalzen bestehen aus einer symmetrisch zu ihrer Längsachse gebogenen, feststehenden Achse, um die sich der Walzenmantel dreht. Den Walzenmantel bilden rohrförmige Teilstücke, die freidrehend und winkelbeweglich gelagert sind. Die Teilstücke stellen sich so zueinander ein, daß sich die Biegeform der Achse auf der Mantelfläche abbildet. Je nach Einsatzfall – Naßpartie, Trockenpartie oder Weiterverarbeitung – sind die Teilstücke aus nichtrostendem Stahl oder mit einer flexiblen Beschichtung (Gummi o. ä.) versehen.

## Technische Daten

Walzenlänge 8 300 mm, bestehend aus 22 Teilstücken; Gewichtskraft/Teilstück plus Sieb- oder Papierbahnzug bei 30° Umschlingung 2 kN/m; daraus resultiert eine Radiallast von nur 0,5 kN pro Lager. Drehzahl des Walzenmantels 1 160 min<sup>-1</sup>. Betriebstemperatur in der Naßpartie 40 °C; in der Trockenpartie und in der Weiterverarbeitung mit Infrarottrocknung können bis zu 120 °C auftreten.

## Lagerwahl, Dimensionierung

Bei drehendem Außenring wird sehr hohe Leichtgängigkeit der Lagerung gefordert, da die Teilstücke in der Naßpartie nur vom Siebzug, in der Trockenpartie oder Weiterverarbeitung nur von der Papierbahn angetrieben werden.

Außerdem ist hohe Betriebssicherheit nötig, weil der Ausfall nur eines Lagers den Ausbau der kompletten Breitstreckwalze erforderlich macht.

Eingesetzt werden Rillenkugellager FAG 61936.C3. Die vergrößerte *Radialluft* C3 ermöglicht die zwanglose Einstellung der Teilstücke. Durch die niedrige Belastung erreichen die Lager eine *nominelle Lebensdauer*  $L_h$  von weit über 100 000 Stunden.

## Bearbeitungstoleranzen

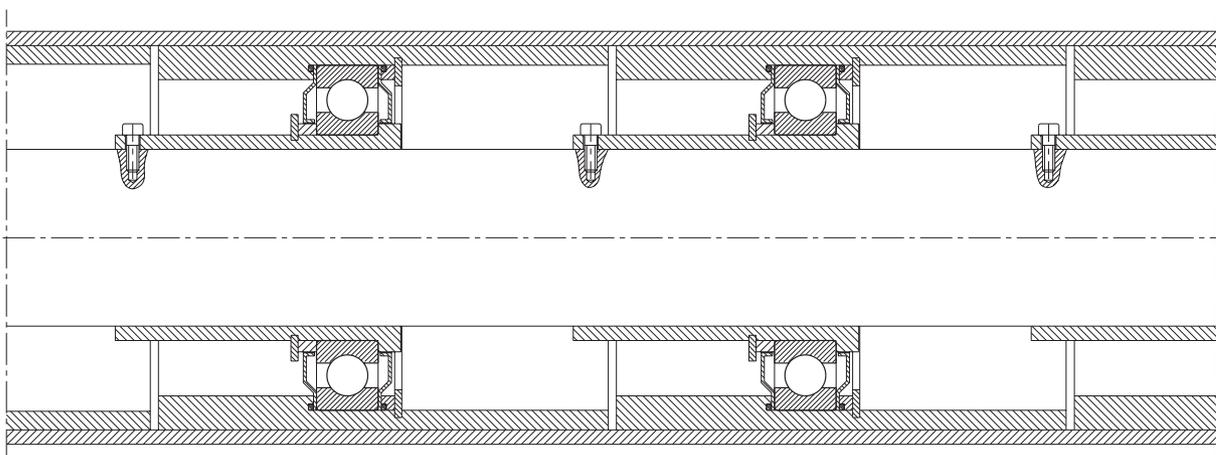
Weil der Lageraußenring mit dem Walzenmantel rotiert, ist er mit Toleranz M6 fest gepaßt und axial durch einen Sprengring gesichert. Der Innenring hat *Punktlast* und ist mit h6 auf der Wellenbüchse gepaßt. Wegen der gebogenen Walzenachse und aus Montagegründen ist die Büchse sehr lose gepaßt und axial mit einer Schraube fixiert.

## Schmierung

Die Lager sind for-life geschmiert, d. h. es ist keine Nachschmierung vorgesehen. Die Forderung nach Leichtgängigkeit und nach Standzeiten bis zu fünf Jahren (8 000 Betriebsstunden/Jahr) bestimmen die *Schmierfettauswahl* und Füllmenge. Bei den hohen Drehzahlen und niedrigen Belastungen sind reibungsarme Fette (z. B. für die Naßpartie Fette der Klasse LG10) von Vorteil.

## Abdichtung

Zur *Abdichtung* werden wegen der geforderten Leichtgängigkeit nichtberührende Deckscheiben verwendet. Sie sind beidseitig am Lageraußenring angeklebt, damit das aus dem *Schmierfett* zentrifugierte *Grundöl* nicht entweichen kann. Zusätzlich sorgen *Rundschnurdichtungen* für Öldichtheit.



72: Lagerung einer Breitstreckwalze

# 73 Laufrad einer Material-Seilbahn

## Technische Daten

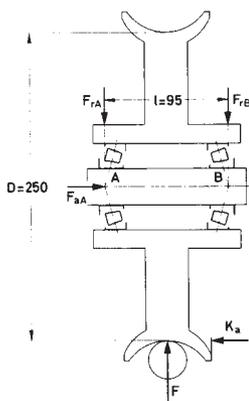
Drehzahl  $n = 270 \text{ min}^{-1}$ ; Radiallast  $F_r = 8 \text{ kN}$ . In axialer Richtung treten nur Führungskräfte auf; sie werden mit 20 % der Radiallast berücksichtigt:  $K_a = 1,6 \text{ kN}$ .

## Lagerwahl

Jedes Laufrad ist in zwei Kegelrollenlagern FAG 30306A abgestützt. Die Kegelrollenlager sind in *O-Anordnung* eingebaut; mit dieser Anordnung wird eine größere *Stützbasis* erreicht als bei der *X-Anordnung*. Je größer die Stützbasis, desto geringer sind die von der Axiallast  $K_a$  hervorgerufenen Lagerkräfte.

## Dimensionierung der Lager

Da die Axialkraft  $K_a$  außermittig am Radumfang angreift, erzeugt sie an den Lagerstellen radiale Reaktionskräfte.



Lager A:

$$F_{rA} = F_r/2 + K_a \cdot (D/2)/l = 4 + 1,6 \cdot 125/95 = 6,1 \text{ kN.}$$

Die Axiallast  $K_a = 1,6 \text{ kN}$  wirkt in Richtung auf Lager A.

Lager B:

$$F_{rB} = F_r/2 - K_a \cdot (D/2)/l = 4 - 1,6 \cdot 125/95 = 1,9 \text{ kN}$$

Bei der Abstützung des Laufrads in zwei Kegelrollenlagern treten bei radialer Belastung axiale Reaktionskräfte auf, die bei der Ermittlung der *dynamisch äquivalenten Belastung* zu beachten sind. Es ist zu prüfen, ob diese inneren Kräfte in Verbindung mit der äußeren Axialkraft Einfluß auf die *Lebensdauer* haben (siehe FAG-Katalog WL 41 520, Abschnitt „Kegelrollenlager“).

Daten der Kegelrollenlager FAG 30306A (Bezeichnung nach DIN ISO 355: T2FB030):

*dynamische Tragzahl*  $C = 60 \text{ kN}$ ,

Axialfaktor  $Y = Y_A = Y_B = 1,9$ .

Damit ergibt sich

$$F_{rA}/Y = 6,1/1,9 = 3,2; \quad F_{rB}/Y = 1,9/1,9 = 1 \text{ und somit ist } F_{rA}/Y > F_{rB}/Y$$

Als zweite Bedingung wird nachgewiesen, daß

$$K_a > 0,5 \cdot (F_{rA}/Y - F_{rB}/Y) = 0,5 (3,2 - 1) = 1,1 \text{ ist.}$$

Bei der Berechnung des Lagers A ist daher folgende Axialkraft  $F_{aA}$  zu berücksichtigen:

$$F_{aA} = K_a + 0,5 \cdot F_{rA}/Y = 1,6 + 0,5 \cdot 1,9/1,9 = 2,1 \text{ kN}$$

Die *dynamisch äquivalente Belastung*  $P_A$  des Lagers A ergibt sich somit zu:

$$P_A = 0,4 \cdot F_{rA} + Y F_a = 0,4 \cdot 6,1 + 1,9 \cdot 2,1 = 6,45 \text{ kN}$$

Mit dieser Belastung, der angegebenen *dynamischen Tragzahl* und dem *Drehzahlfaktor*  $f_n = 0,534$  ( $n = 270 \text{ min}^{-1}$ ) errechnet sich die *dynamische Kennzahl*  $f_L$  zu:

$$f_L = C/P_A \cdot f_n = 60/6,45 \cdot 0,534 = 4,97$$

Dieser Wert entspricht einer *nominellen Lebensdauer* von über 100 000 Stunden. Da der Rechnung der ungünstigste Belastungsfall zugrunde liegt, bei dem die Axialkraft ständig in einer Richtung wirkt und immer Höchstbelastungen auftreten, ist das Lager hinsichtlich der *Ermüdungslebensdauer* sehr sicher dimensioniert. Die *Gebrauchsdauer* wird voraussichtlich durch *Verschleiß* beendet, besonders dann, wenn ungünstige Betriebsbedingungen (feuchtes Klima, starke Verschmutzung) vorliegen.

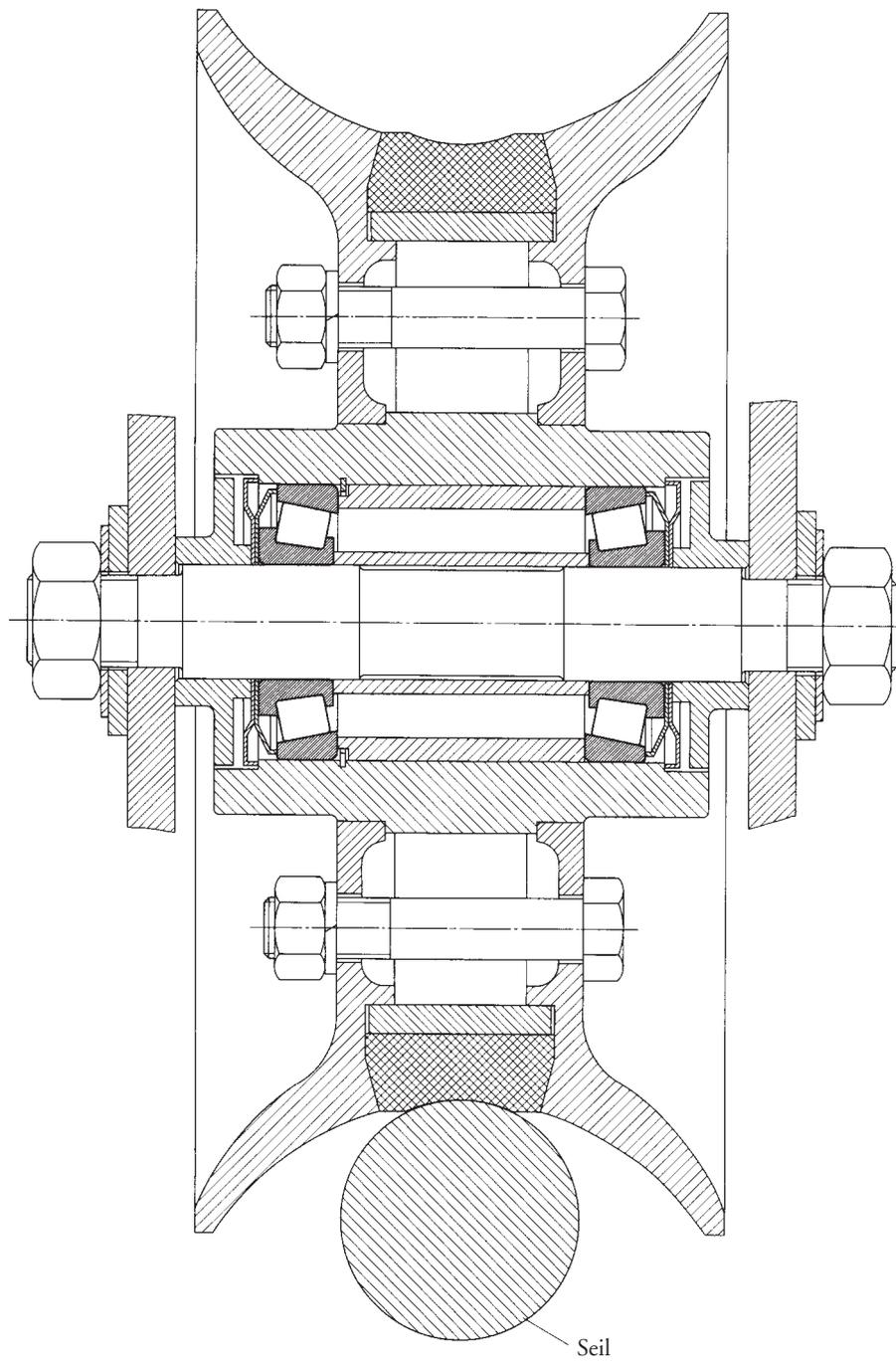
Die Tragfähigkeit des Lagers B muß nicht überprüft werden, da bei gleicher Lagergröße die Beanspruchung gegenüber Lager A viel niedriger ist.

## Bearbeitungstoleranzen

Die Lagerung des Laufrads ist als Nabenlagerung ausgeführt, d. h. das Laufrad mit den beiden Lageraußenringen dreht sich um eine feststehende Achse. Die Außenringe haben *Umfangslast* und sind daher mit Festsitz gepaßt. Die Achse ist nach h6, die Nabenbohrung nach M6 bearbeitet.

## Schmierung, Abdichtung

Die Lager und die freien Räume sind bei der Montage mit *Fett*, z. B. FAG Wälzlagerfett *Arcanol* L186V, zu füllen. Die Fettfüllung reicht für ca. ein Jahr aus. Die Lager sind beim vorliegenden Beispiel mit federnden Dichtscheiben (Nilosringe) *abgedichtet*.



73: Lagerung des Laufrads einer Material-Seilbahn

---

# 74 Seil-Umlenkscheiben einer Bergbahn

---

In der Bergstation und in der Talstation einer Seilbahn sind je acht der abgebildeten Zugseil-Umlenkscheiben installiert; zu den Umlenkscheiben gehören auch die Seilscheiben im Spanngewichtschacht der Talstation. Die Scheiben haben Durchmesser von 2,8 und 3,3 Meter.

## Lagerwahl, Dimensionierung

Die Seilscheiben in der Talstation und die Seilscheiben der Spanngewichte sind mit Pendelrollenlagern FAG 22234E ausgerüstet. Die Seilscheiben in der Bergstation stützen sich in Pendelrollenlagern FAG 22240B.MB ab.

Die Belastung der Lager FAG 22234E in den Seilscheiben der Spanngewichte beträgt jeweils  $P = 65 \text{ kN}$ ; mit der *dynamischen Tragzahl* von  $C = 1\,100 \text{ kN}$  und dem *Drehzahlfaktor*  $f_n = 0,838$ , entsprechend der Drehzahl von  $60 \text{ min}^{-1}$ , errechnet sich die *dynamische Kennzahl*  $f_L$  zu:

$$f_L = C/P \cdot f_n = 1\,100/65 \cdot 0,838 = 14,2.$$

Die Lager sind also hinsichtlich der *Ermüdungslebensdauer* äußerst sicher dimensioniert.

Die durchgehende Hülse, auf der die Lager sitzen, ermöglicht ein rasches Auswechseln der Umlenkscheiben.

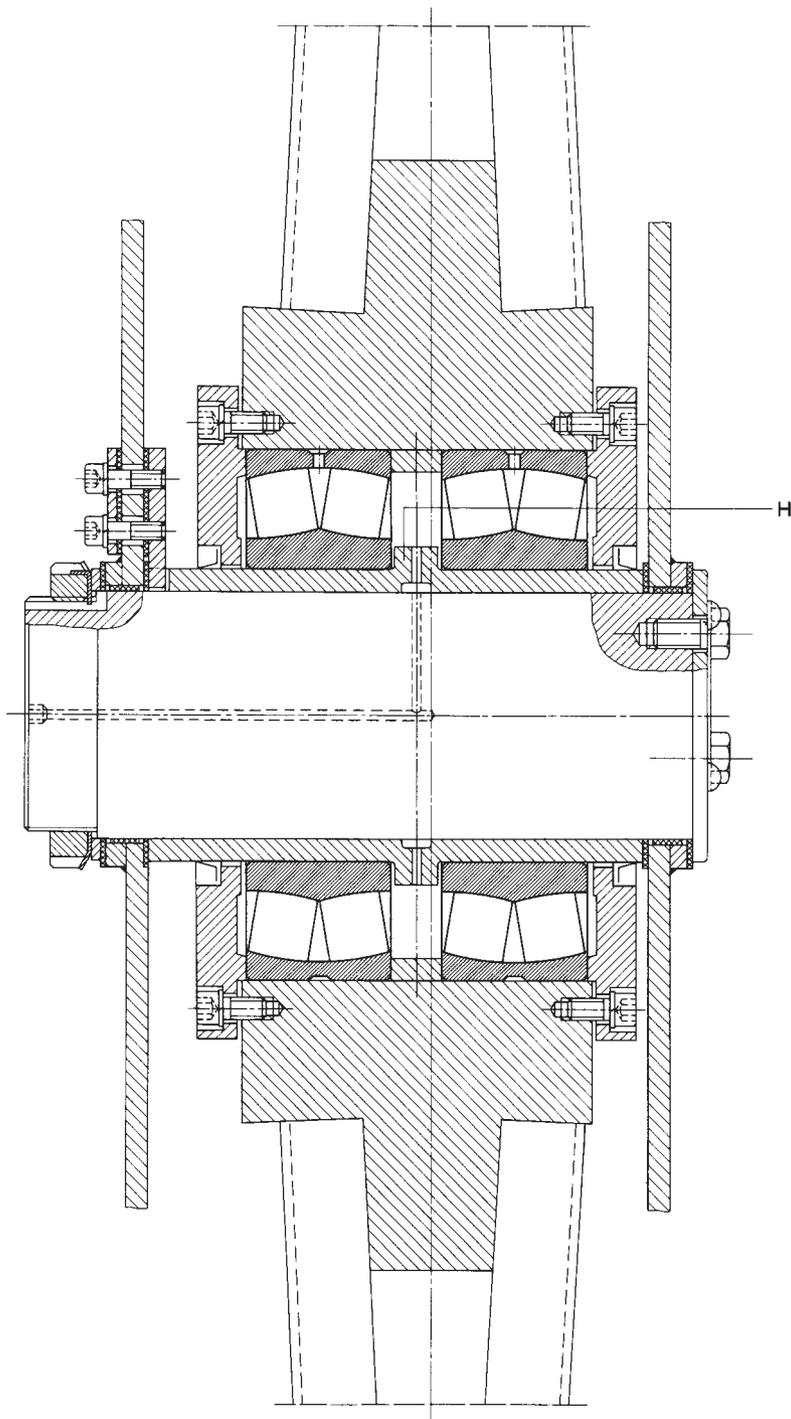
## Bearbeitungstoleranzen

Die Außenringe erhalten *Umfangslast* und sind daher fest gepaßt. Damit die Pendelrollenlager nicht axial verspannt werden, ist die Konstruktion als *schwimmende Lagerung* ausgeführt. Hierbei sind die Außenringe mit einem Distanzring über die beiden Deckel fest verspannt. Der Mittelsteg der Hülse H ist jedoch gegenüber dem Distanzring etwas schmaler, so daß sich die Umlenkscheibe mit den Lagern über die lose gepaßten Innenringe auf der Hülse axial einstellen kann. Die Hülse ist gegen Mitdrehen gesichert. Hülse g6; Nabenbohrung M6; Schiebeseitigcharakter zwischen Hülsenbohrung und Achse.

## Schmierung, Abdichtung

*Fettschmierung* mit FAG Wälzlagerfett *Arcanol L186V*. Die Lager sind über Schmierbohrungen in der Achse nachschmierbar. Ein in den Deckeln angeordneter Wellendichtring bietet ausreichenden Schutz gegen Verschmutzung.

---



74: Lagerung einer Seil-Umlenkscheibe

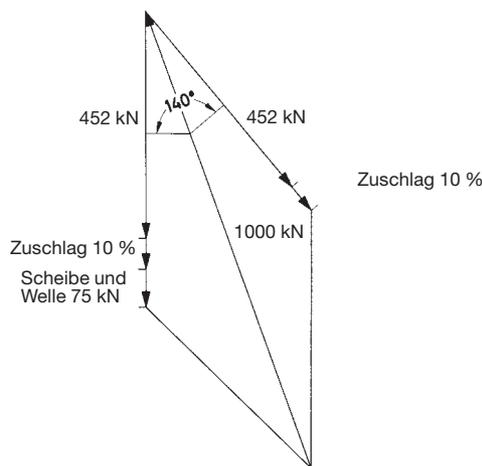
# 75 Förderseilscheibe (Bergbau)

Förderseilscheiben für den Untertagebau sind in den Fördertürmen über den Schächten angeordnet. Das mit den Förderkörben verbundene Seil läuft von der Treibscheibe oder der Trommel der Fördermaschine über die Seilscheiben in den Schacht.

## Technische Daten

Statische Seillast 452 kN; Gewichtskraft der Seilscheibe und der Achse 75 kN; Seilscheibendurchmesser  $d_s = 6,3$  m; Fördergeschwindigkeit  $v = 20$  m/s; Seilumschlingungswinkel  $140^\circ$ .

Die Beschleunigungskräfte werden mit 10 % der statischen Seillast in die Rechnung eingesetzt.



## Lagerwahl, Dimensionierung

Nach dem Kräfteplan beträgt die resultierende Belastung ca. 1 000 kN. Da die beiden Lager symmetrisch angeordnet sind, wird jedes Lager mit  $P = 500$  kN radial belastet.

Die Drehzahl ergibt sich aus

$$n = v \cdot 60 / (d_s \cdot \pi) = 20 \cdot 60 / (6,3 \cdot 3,14) = 60 \text{ min}^{-1};$$

daraus resultiert der *Drehzahlfaktor*  $f_n = 0,838$ .

Die *dynamische Kennzahl*  $f_L$  wird mit 4...4,5 eingesetzt. Bei 4,5 entspricht dies einer *nominellen Lebensdauer* von ca. 75 000 Stunden. Hier ist zu berücksichtigen, daß nur in seltenen Fällen die Lager der Förderseilscheiben durch Werkstoffermüdung unbrauchbar werden; meist wird ihre *Gebrauchsdauer* durch *Verschleiß* beendet.

Die erforderliche *dynamische Tragzahl*  $C$  für das Pendelrollenlager errechnet sich damit aus

$$C = f_L / f_n \cdot P = 4,5 / 0,838 \cdot 500 = 2\,680 \text{ kN}$$

Gewählt wurden Pendelrollenlager FAG23252BK.MB mit einer *dynamischen Tragzahl* von  $C = 2\,900$  kN.

Die Lager haben eine hohe Tragfähigkeit und gleichen eventuelle Fluchtfehler der Gehäuse, Durchbiegungen der Welle und Verformungen des Turmgerüsts aus.

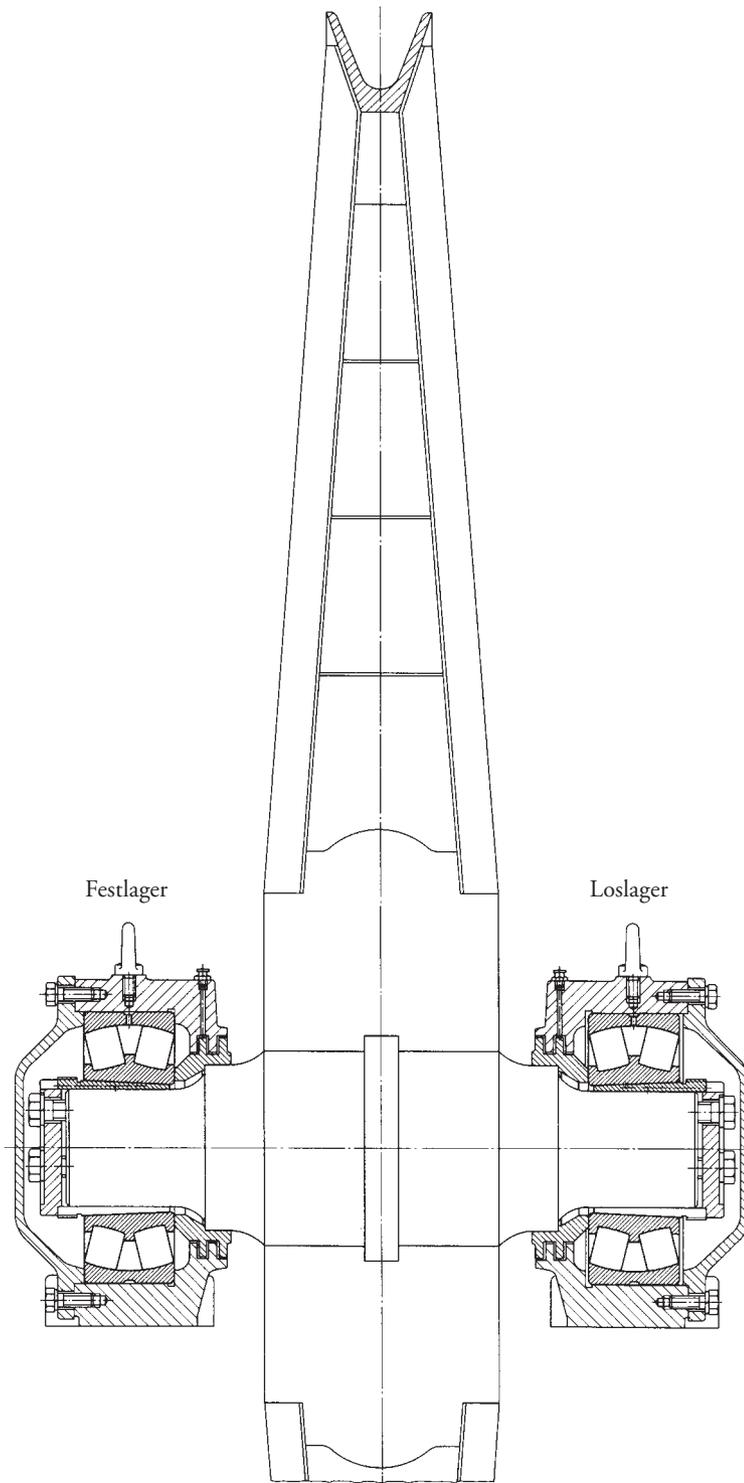
## Bearbeitungstoleranzen

Ein Lager ist als *Festlager*, das andere als *Loslager* eingebaut. Beide Lager haben eine kegelige Lagerbohrung (K 1:12). Sie werden mit Abziehhülsen (FAG AH2352H) auf dem Wellenzapfen festgesetzt. Das Hydraulikverfahren erleichtert den Ein- und Ausbau der Lager. Hierzu haben die Abziehhülsen Ölzuführungsbohrungen und -kanäle. Die Pendelrollenlager stützen sich in FAG Stehlagergehäusen FS3252AHF und FS3252AHL ab.

Wellenzapfen h6, Zylinderformtoleranz IT5/2 (DIN ISO 1101). Lagersitz im Gehäuse H7.

## Schmierung, Abdichtung

Fettschmierung mit FAG Wälzlagerfett *Arcanol* L186V. Zum Schutz der Lager vor Verunreinigungen ist ein mehrgängiges Labyrinth vorgesehen. In die Labyrinth wird im Abstand von 4...6 Wochen *Fett* nachgepreßt.



75: Lagerung einer Förderseilscheibe im Bergbau

# 76 Seilrolle einer Hakenflasche

In Hakenflaschen sind meist mehrere Seilrollen nebeneinander auf einer Achse angeordnet. Damit die Hakenflaschen nicht zu breit und zu sperrig werden, sollen die Seilrollen und deren Lagerung möglichst schmal sein.

## Lagerwahl

Der Seilumschlingungswinkel beträgt bei Rollen von Hakenflaschen  $180^\circ$ . Auf die Lagerung wirkt daher als Radiallast der doppelte Seilzug. Die Axialkräfte – resultierend aus einem möglichen Schrägzug des Seils – und das von ihnen herrührende Moment sind klein. Sie werden bei der Berechnung der *Lebensdauer* der Lager nicht berücksichtigt. Die *Stützbasis* zur Aufnahme des Moments erhält man dadurch, daß man entweder zwei Lager oder ein zweireihiges Lager einbaut. Bei vorliegender Belastung genügen Rillenkugellager.

Die Lager sitzen auf einer Buchse und bilden mit der Seilrolle eine einbaufertige Einheit, die somit leicht auswechselbar ist.

## Technische Daten und Dimensionierung der Lager

Seilzug S	40 kN
Belastung der Lagerung $F = 2 \cdot S$	80 kN
Drehzahl n	$30 \text{ min}^{-1}$
Drehzahlfaktor $f_n$	1,04
Eingebaute Lager	2 Rillenkugellager FAG 6220
Dynamische Tragzahl	$C = 2 \times 122 \text{ kN}$
Dynamisch äquivalente Belastung	$P = F/2 = 40 \text{ kN}$
Dynamische Kennzahl	$f_L = C/P \cdot f_n$ $= 122/40 \cdot 1,04 = 3,17$
Nominelle Lebensdauer	$L_n = 16000 \text{ h}$

Üblicherweise strebt man bei Seilrollen eine *dynamische Kennzahl*  $f_L = 2,5 \dots 3,5$  an. Das entspricht einer *nominellen Lebensdauer* von 8 000 bis 20 000 Stunden.

Die Lagerung ist somit im Vergleich zu bewährten Praxisfällen ausreichend dimensioniert.

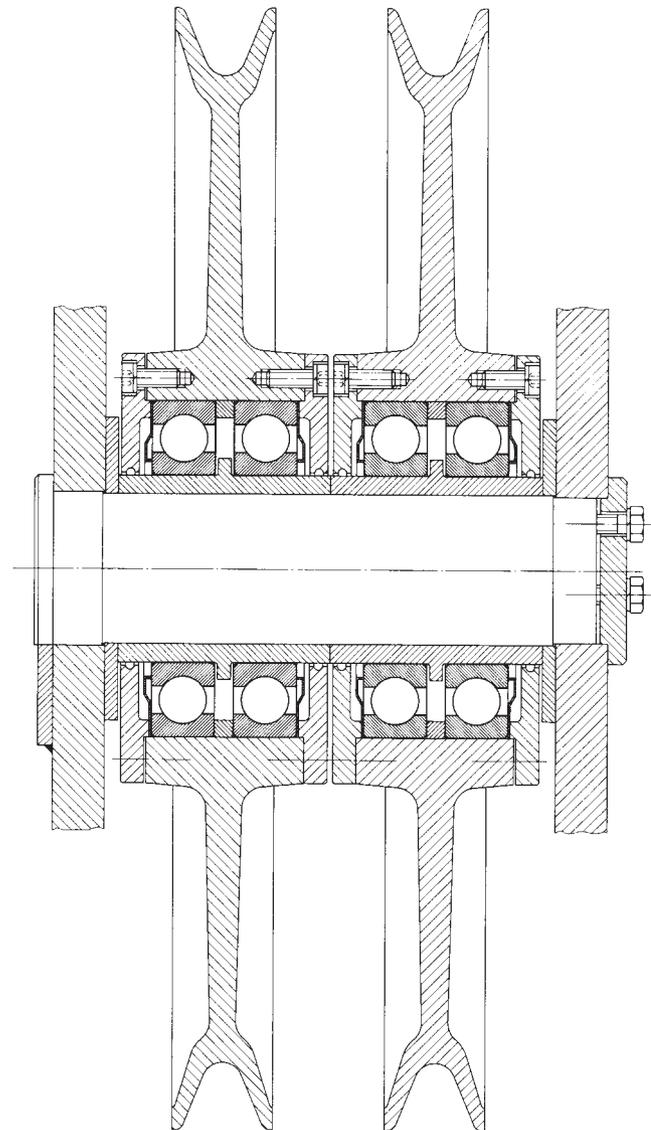
## Bearbeitungstoleranzen

Die Lagerung der Seilrolle ist eine sogenannte Nabenlagerung, d. h. die Seilrolle dreht mit den Lageraußenringen um die feststehende Achse. Die Außenringe (*Umfangslast*) sind fest gepaßt: Nabe M7. Für die Innenringe (*Punktlast*) ist ein Los- oder Schiebesitz zulässig: Wellenbuchse g6 oder h6.

## Schmierung, Abdichtung

Die Seilrollenlager sind mit Lithiumseifenfett der *Konsistenzklasse 3* (Arcanol L71V) geschmiert. Bei hohen Belastungen (Belastungsverhältnis  $P/C > 0,15$ ) ist mit einem Lithiumseifenfett der *Konsistenzklasse 2* und *EP-Zusätzen* (Arcanol L186V) zu schmieren. Eine *Fettfüllung* reicht normalerweise für mehrere Jahre aus.

Die Seilrolle ist im vorliegenden Fall mit federnden Abdeckscheiben (Nilos-Ringe) *abgedichtet*.



76: Seilrollen mit Rillenkugellagern

---

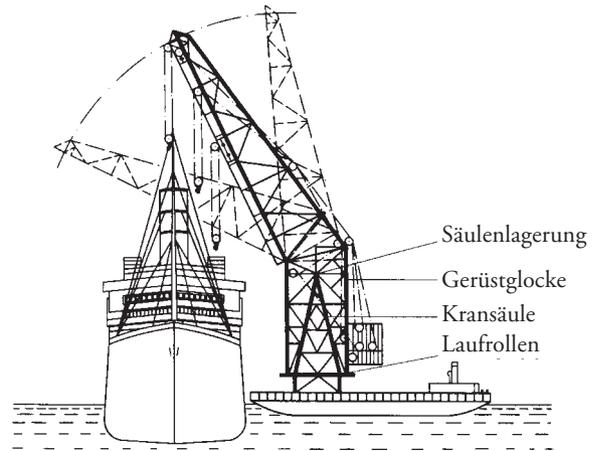
# 77–78 Kransäulenlagerung von Schwimmkranen

---

Schwimmkrane werden im Hafenbetrieb zum Transport schwerer und sperriger Güter, im Werftbetrieb für Reparaturarbeiten und bei der Ausrüstung von Schiffen eingesetzt. Wegen ihrer Beweglichkeit ergänzen sie vorteilhaft die ortsfesten Krananlagen.

Bei dem beschriebenen Kran ist die Säule mit dem Schiff verbunden. Die drehbare Gerüstglocke mit den Kranaufbauten ist darüber gestülpt. Die Lagerung muß das Gewicht der Aufbauten und die zu hebende Last aufnehmen. Da der gemeinsame Schwerpunkt von Last und Gerüstglocke nicht in die Säulenachse fällt, entsteht ein Kippmoment, das zu horizontalen Reaktionskräften in den Lagerstellen am oberen und unteren Säulenende führt.

Am oberen Ende befindet sich die sog. Säulenlagerung. Sie besteht entweder aus einem einzelnen Axial-Pendelrollenlager oder aus einem Radial-Pendelrollenlager und einem Axial-Pendelrollenlager.



Welche Ausführung man vorsieht, hängt von der Größe der Radialkräfte ab. Am Säulenfuß wird die Glocke durch Laufrollen geführt (siehe Anwendungsbeispiel Nr. 79).

# 77 Kransäulenlagerung mit einem Axial-Pendelrollenlager

## Technische Daten

Axiallast (Kraufbauten und Last)  $F_a = 6\,200\text{ kN}$ ;  
Radiallast (Reaktionskräfte aus Kippmoment und  
Winddruck)  $F_r = 2\,800\text{ kN}$ ; Drehzahl  $n = 1\text{ min}^{-1}$ .

## Lagerwahl, Dimensionierung

Die Axialbelastung, bestehend aus den Gewichtskräften der drehbaren Aufbauten und der zu hebenden Last, ist wesentlich größer als die Radiallast, die sich aus Kippmoment und Winddruck ergibt. Entscheidend für die Lagerwahl ist daher die axiale Tragfähigkeit. Ferner muß das Lager *winkeleinstellbar* sein, um Fluchtfehler und elastische Verformungen auszugleichen, die bei Krananlagen unvermeidbar sind. Bei der niedrigen Drehzahl von  $1\text{ min}^{-1}$  wird das Lager nach statischen Gesichtspunkten ausgelegt.

Eingebaut ist ein Axial-Pendelrollenlager FAG 294/630E.MB mit einer *statischen Tragzahl* von  $C_0 = 58\,500\text{ kN}$ ; Faktor  $X_0 = 2,7$ .

Bei *kombiniert belasteten* Axial-Pendelrollenlagern darf das Verhältnis  $F_r/F_a$  nicht zu groß sein, damit sichergestellt ist, daß der größte Teil der Rollen an der Kraftübertragung teilnimmt. Bedingung ist:  $F_r/F_a \leq 0,55$ .

Im vorliegenden Fall ergibt sich

$$F_r/F_a = 2800/6200 = 0,45$$

Somit errechnet sich die *statisch äquivalente Belastung*:

$$\begin{aligned} P_0 &= F_a + X_0 \cdot F_r = F_a + 2,7 \cdot F_r \\ &= 6\,200 + 2,7 \cdot 2\,800 = 13\,800\text{ kN} \end{aligned}$$

Als *statische Kennzahl* ergibt sich

$$f_s = C_0/P_0 = 58\,500/13\,800 = 4,24$$

Damit ist die Forderung  $f_s \geq 4$  für Axial-Pendelrollenlager (FAG-Katalog WL 41 520) erfüllt, deren Gehäuse- und Wellenscheibe – wie im vorliegenden Fall – voll abgestützt sind.

Bei  $f_s$ -Werten  $\geq 4 \dots \leq 6$  ist es erforderlich, daß die Wellen- und Gehäusescheibe axial voll unterstützt sind und gleichzeitig auch eine gute radiale Unterstützung der Gehäusescheibe vorliegt.

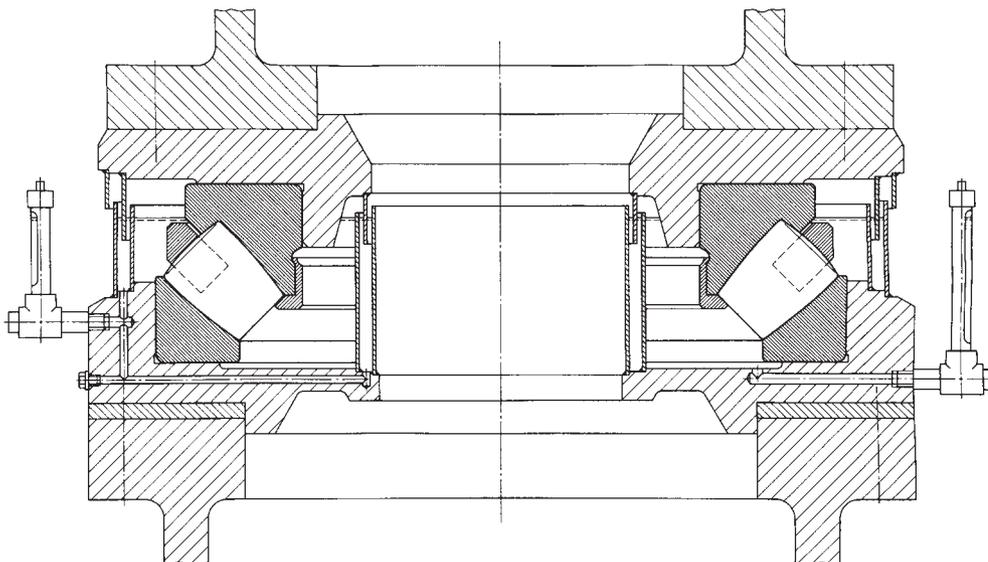
## Bearbeitungstoleranzen

Wellenscheibe j6;  
Gehäusescheibe K7

## Schmierung, Abdichtung

Tauchschmierung, wobei die Rollen vollständig im Öl stehen. Der Ölstand soll etwa bis zum Bord der Wellenscheibe reichen; Kontrolle durch Ölstandanzeiger.

Im Einsatzgebiet von Schwimmkränen herrschen ungünstige Umweltbedingungen. Als besonders wirksame *Abdichtung* sind *ölgefüllte* Labyrinth vorgesehen. Das innere und das äußere Labyrinth sind mit Bohrungen verbunden. Der Ölstand in den Labyrinth wird ebenfalls mit einem Ölstandanzeiger überwacht.



# 78 Kransäulenlagerung mit einem Axial-Pendelrollenlager und einem Radial-Pendelrollenlager

## Technische Daten

Axiallast (Kraufbauten und Last)  $F_a = 1\,700\text{ kN}$ ;  
Radiallast (Reaktionskräfte aus Kippmoment und Winddruck)  $F_r = 1\,070\text{ kN}$ ; Drehzahl  $n = 1\text{ min}^{-1}$ .

## Lagerwahl, Dimensionierung

In diesem Fall ist  $F_r/F_a > 0,55$ . Die Radialkraft ist relativ hoch. Sie wird daher von einem Radial-Pendelrollenlager gesondert aufgenommen. Radial- und Axial-Pendelrollenlager sind so eingebaut, daß ihre Schwenkmittelpunkte zusammenfallen. Dadurch ist die Winkelbeweglichkeit sichergestellt. Ein Gleitring, der zwischen beiden Lagern eingelegt ist, verhindert, daß das *Axiallager* zusätzlich durch zu hohe Radialkräfte beansprucht wird. Die Größe des Radial-Pendelrollenlagers richtet sich nach der Größe des Axial-Pendelrollenlagers. Der Außendurchmesser des *Radiallagers* muß größer sein als der der Gehäusescheibe des *Axiallagers*. Um eine enge Führung der Kraufbauten zu gewährleisten, ist für das *Radiallager* die verringerte *Radialluft C2* vorgegeben.

Kransäulenlagerungen mit einem Radial- und einem Axial-Pendelrollenlager ergeben kompakte Konstruktionen. Sie benötigen allerdings einen höheren Einbauraum als Lagerungen mit nur einem Axial-Pendelrollenlager.

Eingebaut sind ein Axial-Pendelrollenlager FAG 29440E mit der *statischen Tragzahl*  $C_0 = 8\,500\text{ kN}$  und ein Radial-Pendelrollenlager FAG 23056B.MB.C2 mit der *statischen Tragzahl*  $C_0 = 3\,000\text{ kN}$ .

Bei der Berechnung der *statisch äquivalenten Belastung* für das Axial-Pendelrollenlager wird angenommen, daß die Reibung am Gleitring, die als Radialbelastung wirkt,  $150\text{ kN}$  beträgt. Damit ergibt sich für das Axial-Pendelrollenlager  $F_r/F_a < 0,55$ .

## Statisch äquivalente Belastung:

$$P_0 = F_a + X_0 \cdot F_r = F_a + 2,7 \cdot F_r \quad \text{für } F_r \leq 0,55 F_a \\ = 1\,700 + 2,7 \cdot 150 = 2\,100\text{ kN}$$

Für das Radial-Pendelrollenlager gilt:

$$P_0 = F_r = 1\,070\text{ kN}$$

Die *statischen Kennzahlen*  $f_s = C_0 / P_0$  ergeben sich für:

$$\text{Axial-Pendelrollenlager} = 8\,500 / 2\,100 = 4,05$$

$$\text{Radial-Pendelrollenlager} = 3\,000 / 1\,070 = 2,8$$

Die Werte lassen erkennen, daß die Lager sicher ausgelegt sind.

Bei Axial-Pendelrollenlagern mit  $f_s$ -Werten  $\geq 4 \dots \leq 6$  müssen die Wellen- und Gehäusescheibe axial voll unterstützt sein, gleichzeitig ist eine gute radiale Unterstützung der Gehäusescheibe erforderlich.

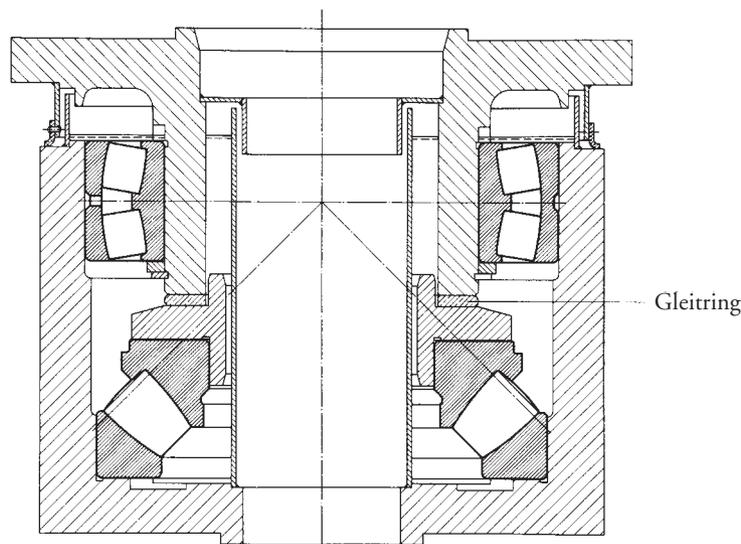
## Bearbeitungstoleranzen

Axial-Pendelrollenlager:  
Lagersitzstelle der Wellenscheibe j6,  
der Gehäusescheibe K7  
Radial-Pendelrollenlager:  
Welle j6; Gehäuse J7

## Schmierung, Abdichtung

Der Lagerraum ist bis über die Oberkante des Radial-Pendelrollenlagers mit Öl gefüllt, d. h. die Lager laufen im Ölbad. Damit sind sie gut gegen Kondenswasser und Korrosion geschützt.

Die *Abdichtung* nach außen erfolgt durch Labyrinth. Im Hinblick auf die ungünstigen Umweltbedingungen ist zusätzlich eine berührende *Dichtung* mit elastischer Lippe vorgesehen. Nach innen ist der Lagerraum durch ein Rohr, das mit dem Gehäuse verbunden ist, und ein Labyrinth abgedichtet.



# 79 Laufrollenlagerung

Die radiale Lagerung am Säulenfuß besteht gewöhnlich aus mehreren Laufrollen, die auf einem Laufkranz abrollen. Jede dieser Laufrollen ist in zwei Lagern abgestützt; das obere Lager ist als *Festlager*, das untere Lager ist als *Loslager* ausgeführt.

## Technische Daten

Die maximale Belastung einer Laufrolle beträgt 2 200 kN. Ein Lager ist somit mit  $P_0 = 1\ 100$  kN belastet.

## Lagerwahl, Dimensionierung

Die Laufräder übertragen nur die aus dem Kippmoment resultierenden Horizontalkräfte. Wegen der bei Stahlkonstruktionen unvermeidlichen Fluchtfehler und wegen der Durchbiegung der Achsen müssen die Lager *winkeleinstellbar* sein.

Eingebaut sind Pendelrollenlager FAG 23230ES.TVPB mit der *statischen Tragzahl*  $C_0 = 1\ 630$  kN. Mit der *statisch äquivalenten* Belastung  $P_0 = 1\ 100$  kN errechnet man eine *statische Kennzahl* von

$$f_s = C_0/P_0 = 1\ 630 / 1\ 100 = 1,48$$

Dieser Wert reicht bei den hier gestellten Anforderungen an die Leichtgängigkeit der Lager aus.

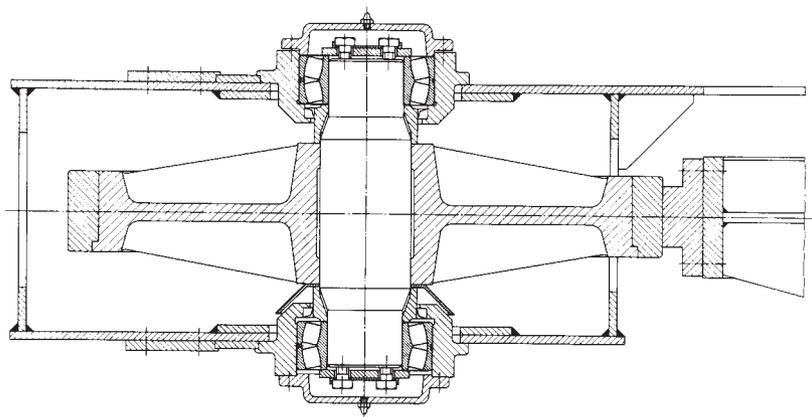
## Bearbeitungstoleranzen

Die Innenringe haben *Umfangslast* und sind fest gepaßt. Welle k6; Gehäuse H7.

## Schmierung, Abdichtung

Die Lager sowie die freien Räume im Gehäuse werden mit einem Lithiumseifenfett mit *EP-Zusätzen* (FAG Wälzlagerfett *Arcanol* L186V) vollständig gefüllt. Die Lagerung kann über Schmiernippel im Gehäusedeckel nachgeschmiert werden.

Die Lagerung ist nach außen durch Gehäusedeckel, nach innen durch einen Wellendichtring *abgedichtet*. Ein Schleuderblech zwischen Laufrolle und unterem Lager schützt den unteren Wellendichtring zusätzlich vor Schmutz und Abrieb.



---

# Kranlaufräder

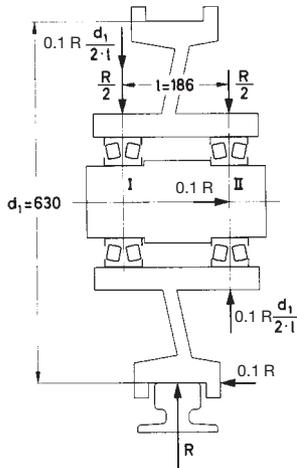
---

Die Lager von Kranlaufrädern müssen hohe Kräfte aufnehmen, die vom Eigengewicht des Krans und von der zu hebenden Last herrühren.

Dazu kommen radiale und axiale Reaktionskräfte als Folge der axialen Führungskräfte zwischen Spurkranz und Schiene.

## Technische Daten

Radlast  $R = 180 \text{ kN}$ ; Betriebsdrehzahl  $n = 50 \text{ min}^{-1}$ ;  
 Laufraddurchmesser  $d_1 = 630 \text{ mm}$ ;  
 Lagerabstand  $l = 186 \text{ mm}$ .



## Lagerwahl

Laufradlagerungen werden häufig als Nabenlagerungen ausgeführt. Hierbei dreht das Laufrad mit den Lageraußenringen um die feststehende Achse. Man verwendet Pendelrollenlager, weil diese Lager eine sehr hohe Tragfähigkeit haben.

Eingebaut sind zwei Pendelrollenlager FAG 22220E. Der Abstand zwischen den beiden Lagern soll nicht zu klein sein, damit die Lagerreaktionskräfte aus den Axialkräften zwischen Rad und Schiene nicht zu hoch werden. Diese Lagerung ist in DIN 15 071 genormt. Die beiden Pendelrollenlager sitzen auf einer Buchse, damit das Laufrad als komplette Baueinheit schnell ausgewechselt werden kann. Es handelt sich um eine *schwimmende Lagerung*, bei der sich die Lagerinnenringe auf der Buchse verschieben. Je nach Richtung der Axialkraft liegt entweder das linke oder das rechte Lager am Bund der Buchse an. Diese Anordnung führt zu günstigen Lagerbelastungen, denn das Lager, das zusätzlich die Axialkraft aufnimmt, wird durch das Kippmoment der Axialkraft radial entlastet.

## Dimensionierung der Lager

Während das Gewicht der Krananlage und die maximale Zuladung bekannt sind, kann die zwischen Rad und Schiene wirkende Axialkraft nur geschätzt werden. Die *dynamisch äquivalente Lagerbelastung*  $P$  wird nach DIN 15 071 berechnet; als Axialkraft aus der Reibung zwischen Rad und Schiene setzt man danach 10 % der Radialkraft an. Die Lagerbelastungen  $P_I$  (Lager I) und  $P_{II}$  (Lager II) errechnen sich zu:

$$P_I = X \cdot [R/2 + 0,1 \cdot R \cdot d_1 / (2 \cdot l)]$$

$$P_{II} = X \cdot [R/2 - 0,1 \cdot R \cdot d_1 / (2 \cdot l)] + Y \cdot 0,1 \cdot R$$

Mit dem Radialfaktor  $X = 1$  und  $e = 0,24$  für  $F_a/F_r \leq e$  ist der Axialfaktor  $Y = 2,84$ .

$$\text{Somit ist } P_I = 90 + 18 \cdot 630/372 = 120,5 \text{ kN} = P_{\max}$$

$$P_{II} = 90 - 30,5 + 2,84 \cdot 18 = 110,6 \text{ kN} = P_{\min}$$

Nimmt man an, daß sich die Lagerbeanspruchung zwischen  $P_{\min}$  und  $P_{\max}$  linear ändert, dann ist

$$P = (P_{\min} + 2 \cdot P_{\max}) / 3 = (110,6 + 241) / 3 = 117,2 \text{ kN}$$

Mit der *dynamischen Tragzahl*  $C = 360 \text{ kN}$  und dem *Drehzahlfaktor*  $f_n = 0,885$  ( $n = 50 \text{ min}^{-1}$ ) wird die *dynamische Kennzahl*

$$f_L = C/P \cdot f_n = 360/117,2 \cdot 0,885 = 2,72$$

Da man bei Kranlaufrädern im allgemeinen  $f_L = 2,5 \dots 3,5$  anstrebt, ist die Lagerung ausreichend dimensioniert.

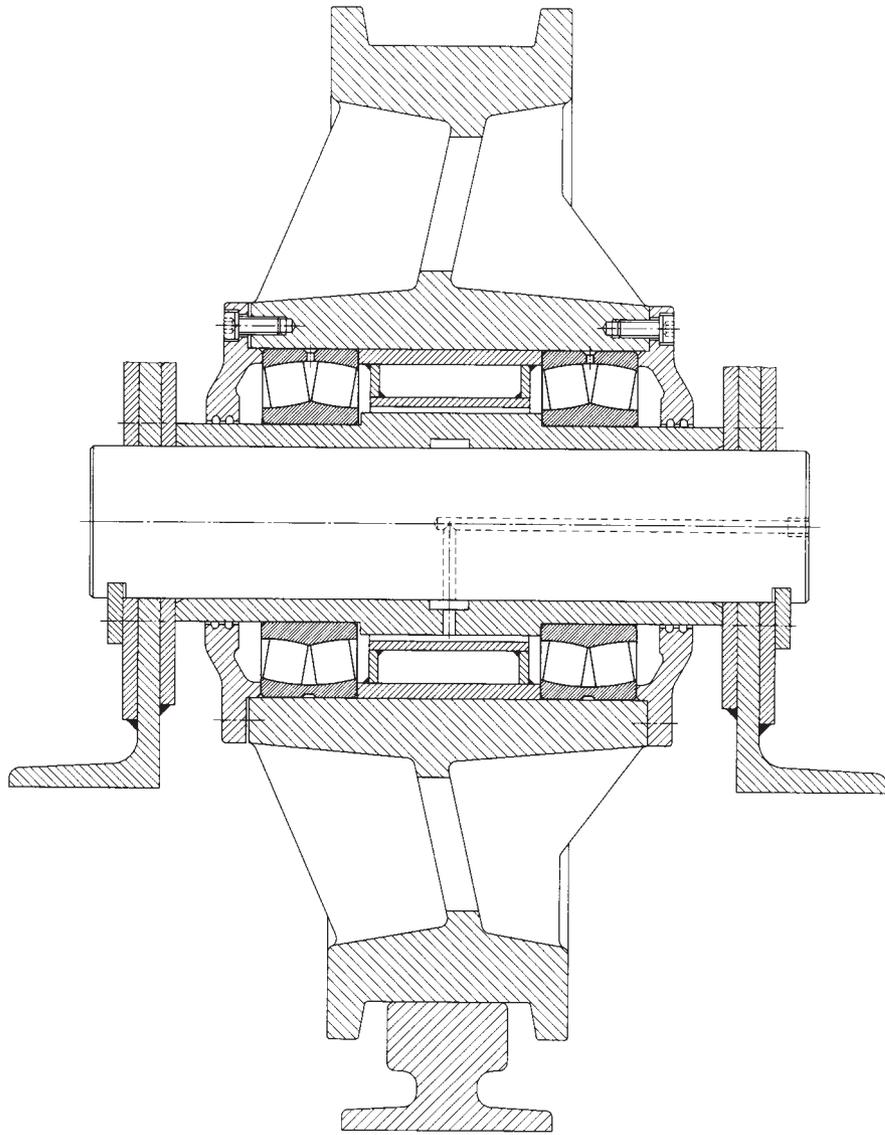
## Bearbeitungstoleranzen

Die Lageraußenringe haben *Umfangslast*. Sie erhalten daher einen festen Sitz. Die Nabe wird nach M7, die Hülse nach g6 bearbeitet. Die Lagerinnenringe haben somit einen Schiebesitz, der axiale Verspannungen verhindert. Er erleichtert außerdem den Ein- und Ausbau der Lager.

## Schmierung, Abdichtung

Zur Schmierung verwendet man ein Lithiumseifenfett mit *EP-Zusätzen* (FAG Wälzlagerfett *Arcanol* L186V). Nachgeschmiert wird in Abständen von etwa einem Jahr.

Spaltdichtungen oder einfache berührende Dichtungen sind fast immer ausreichend.



80: Kranlaufrad mit Pendelrollenlagern

---

# 81 Lasthaken

Die an einem Kranhaken schwebende Last muß häufig vor dem Absetzen gedreht werden. Deshalb müssen die Lasthaken von Schwerlastkranen drehbar gelagert sein.

## Lagerwahl, Dimensionierung

Da das Gewicht der Last senkrecht nach unten wirkt, tritt reine Axiallast auf. Es genügt daher eine lose Gleitführung des Hakenschafts in der Traverse.

Die Tragfähigkeit des Lagers wird nach der *statischen Tragzahl* beurteilt. Eingebaut ist ein Axial-Rillenkugellager FAG 51152FP mit einer *statischen Tragzahl*  $C_0 = 1\,020\text{ kN}$ . Die Maximallast am Haken beträgt  $1\,000\text{ kN}$ . Wenn man mit einer 10 %igen Überlastung rechnet, erhält man die *statische Kennzahl*  $f_s = C_0/P_0 = 1\,020 / 1\,100 = 0,93$ ; d. h., bei maximaler Last treten schon plastische Verformungen auf. Sie sind aber so gering, daß sie beim Drehen der Last nicht stören.

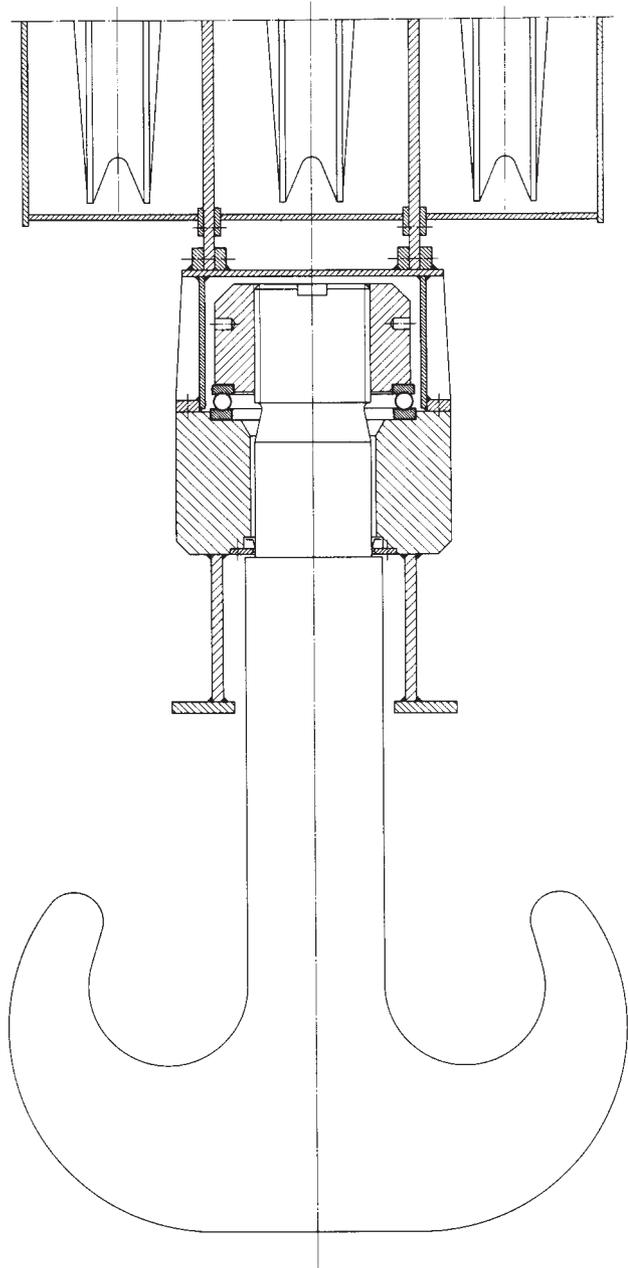
Das Lager wird über eine Wellenmutter gegen den Bund am Hakenschaft *angestellt*. Dies verhindert ein Abheben der Wellenscheibe, wenn der Lasthaken auf dem Boden abgesetzt wird.

## Bearbeitungstoleranzen

Der Lagersitz für die Wellenscheibe ist nach j6, der Sitz für die Gehäusescheibe ist nach H7 bearbeitet.

## Schmierung, Abdichtung

Der Lagerraum wird mit Lithiumseifenfett mit *EP-Zusätzen* (FAG Wälzlagerfett *Arcanol L186V*) vollständig gefüllt. Eine Wartung des Lagers ist nicht nötig. Über der Mutter am Lasthaken ist eine Blechkappe angebracht. Sie schützt das Lager vor Verschmutzung.



# 82 Hubmastführung eines Gabelstaplers

Zur genauen Handhabung der Hublast muß der Gabelschlitten eines Staplers leicht und ruckfrei laufen. Diese Anforderung wird mit Hubmastführungsrollen und Kettenumlenkrollen erfüllt.

In modernen Hubgerüsten werden Hubmastführungsrollen (HMFR) und Kettenumlenkrollen (KR) weitgehend auf der Basis von zweireihigen Schrägkugellagern verwendet.

## Lagerwahl, Lagerausführung

### Hubmastführungsrollen

FAG HMFR30x75x20,75 werden vorzugsweise zur Lagerung von Gabelträger und Hubgerüst eingesetzt. Sie eignen sich zur Aufnahme von Radialkräften, Axialkräften und den daraus resultierenden Momenten. Die Hubmastführungsrollen haben dickwandige Außenringe und können dadurch auch hohe, stoßartige Belastungen aufnehmen. Die Profilierung des Außenrings und die Abmessungen sind weitgehend durch die genormten U-Profilabmessungen vorgegeben.

### Kettenumlenkrollen

Kettenumlenkrollen FAG KR30x75x28/27 sind am hydraulisch bewegten Hubmastoberteil befestigt und dienen zum Umlenken der Zugkette in Gabelstapler-Hubgerüsten.

Wegen des relativ dickwandigen Außenrings eignen sich die Lager zur Aufnahme der hohen Radialkräfte, bestehend aus Gewichtskraft des Gabelschlittens einschließlich Gabel und Ladung. Das Außenring-Profil wird durch die verwendete Zugkette bestimmt; die beiden Borde übernehmen die seitliche Führung. Der Abstand der beiden Kugelreihen ergibt mit dem *Druckwinkel* eine breite *Stützbasis*, so daß die Umlenkrollen auch Kippkräfte und axiale Führungskräfte aufnehmen.

Der Einbau der Rollen ist einfach, sie werden lediglich auf den Bolzen aufgesteckt, ein axiales Verspannen mittels Schraube kann entfallen. Kettenumlenkrollen werden axial gesichert.

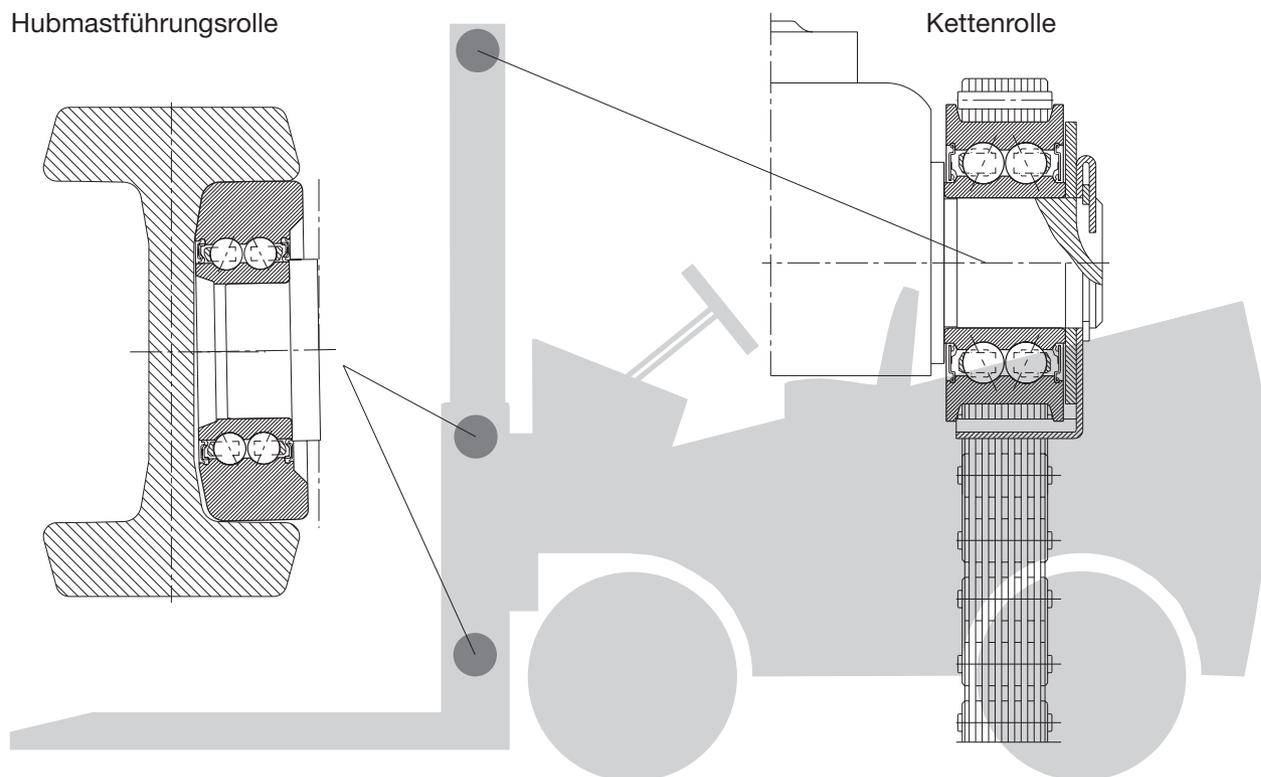
## Bearbeitungstoleranzen

Die Innenringe der Führungs- und Umlenkrollen haben *Punktlast*, es genügt deshalb eine lose *Passung*. Bearbeitungstoleranz der Aufnahmebolzen j6.

## Schmierung, Abdichtung

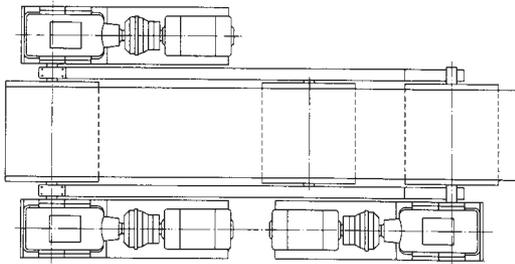
Die Lager sind mit einem Lithiumseifenfett (*EP-Zusätze*) for-life geschmiert.

Die *Abdichtung* erfolgt mittels ein- oder zweilippiger RSR-Dichtscheiben.



# 83 Antriebstrommel eines Gurtförderers

Bei langen Bändern, bei Bändern mit großer Förderhöhe oder großen Fördermengen reicht eine Antriebstrommel nicht aus. Man ordnet dann mehrere Antriebstrommeln an. In diesem Beispiel werden in der Antriebsstation zwei Trommeln angetrieben. Mit drei gleichen Motoren wird die erste Trommel beidseitig, die zweite Trommel nur von einer Seite angetrieben.



## Technische Daten

Antriebsleistung 3 x 430 kW; Gurtbreite 2300 mm;  
Bandgeschwindigkeit 5,2 m/s; Förderleistung  
7500 m<sup>3</sup>/h; Trommeldurchmesser 1730 mm.

## Lagerwahl, Dimensionierung

Die Welle der Antriebstrommel wird in Stehlagern abgestützt. Der Wellendurchmesser ist durch die Festigkeitsrechnung gegeben. Damit liegen die Lagerbohrung und die Gehäuse fest. Eingebaut sind Pendelrollenlager FAG 23264K.MB. Die dazugehörigen ungeteilten Stehlagergehäuse FAG BND3264K sind aus Stahlguß GS-45. Eine Stehlagereinheit ist als *Festlager*, die andere als *Loslager* ausgebildet.

Zur leichteren Montage und Demontage werden Spannhülsen mit Hydraulikanschlüssen verwendet.

Mit der *dynamischen Kennzahl*  $f_L \approx 4$  sind die Lager im Vergleich zu bewährten Lagerungen ausreichend dimensioniert. Oft wird die *Gebrauchsdauer* durch *Verschleiß* an *Rollkörpern* und *Laufbahnen* bestimmt und ist meist kürzer als die *nominelle Lebensdauer* (ca. 50 000 h), die sich aus der *dynamischen Kennzahl*  $f_L$  ergibt. Verbesserte Sauberkeit bei der Montage und im Betrieb und die Verwendung eines geeigneten Schmierstoffs mindern den *Verschleiß* und erhöhen somit die *Gebrauchsdauer*. Diese Einflüsse berücksichtigt der *Faktor*  $a_{23}$  bei der *erweiterten Lebensdauerberechnung*.

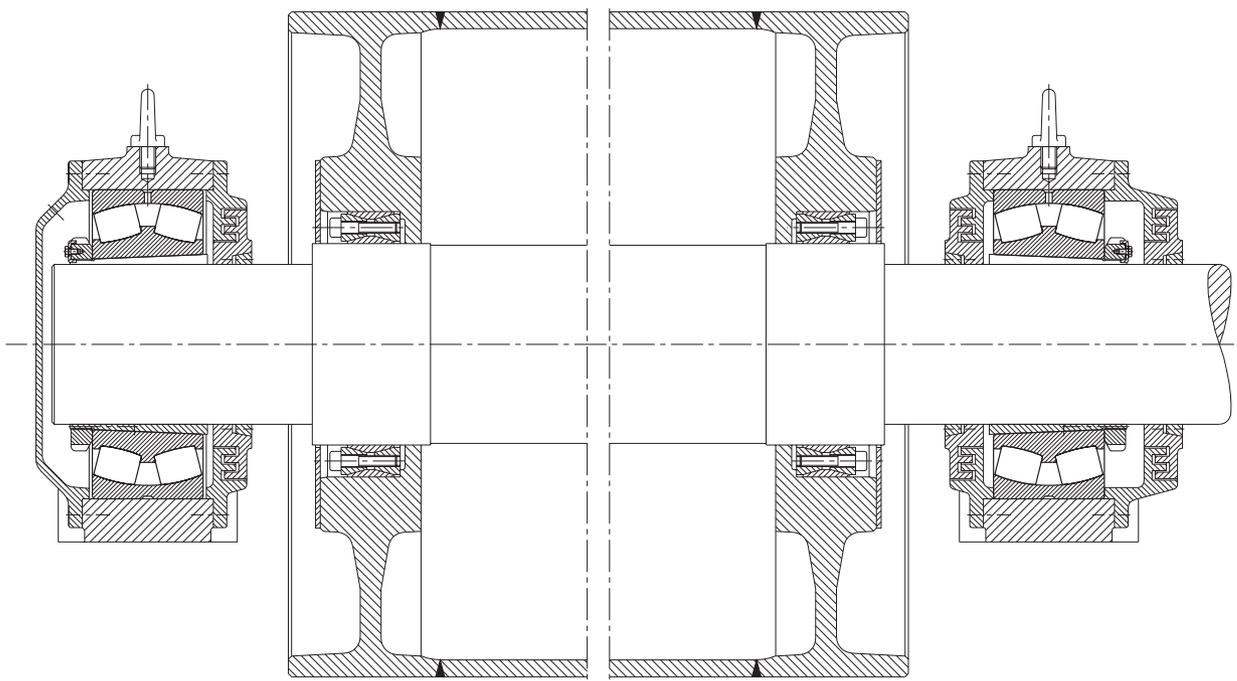
## Bearbeitungstoleranzen

Die Lagerinnenringe haben *Umfangslast*. Sie sind mit Spannhülsen FAG H3264HG auf der Welle befestigt. Welle nach h8 und Zylinderformtoleranz (DIN ISO 1101) IT5/2; Gehäusebohrung nach H7.

## Schmierung, Abdichtung

*Fettschmierung* mit einem Lithiumseifenfett der *Konsistenz* 2 mit *EP-Zusätzen* (FAG Wälzlagerfett *Arcanol* L135V oder L186V).

Die Gehäusedeckel bilden zusammen mit den auf der Welle befindlichen Ringen nichtberührende *Labyrinthdichtungen*. Die mehrgängigen Labyrinth sind mit demselben *Fett* wie die Lager gefüllt und verhindern das Eindringen von Fremdkörpern. In sehr staubiger Umgebung wird in kurzen Zeitabständen nachgeschmiert. Die Nachschmierung erfolgt über das Lager; dabei wird solange *Fett* nachgepreßt, bis ein Teil des verbrauchten Fetts an den Labyrinth austritt.



# 84 Innenlagerung der Spann-Umlenktrommel eines Gurtförderers

Nichtangetriebene Trommeln von Gurtförderern werden häufig mit Innenlagerungen ausgestattet. Die Lager sind in die Trommel integriert, so daß der Trommelkörper auf der feststehenden Achse umläuft.

## Technische Daten

Gurtbreite 3000 mm; Bandgeschwindigkeit 6 m/s; Trommeldurchmesser 1000 mm, Trommelbelastung 1650 kN.

## Lagerwahl, Dimensionierung

Innengelagerte Trommeln werden entweder in zwei Pendelrollenlagern (Bild a) oder in zwei Zylinderrollenlagern (Bild b) abgestützt. Die Innenkonstruktion der Zylinderrollenlager ist so ausgelegt, daß die *Rollkörper* belastungsbedingte Wellenbiegungen ohne Kantenlauf aufnehmen.

Bei der Lagerung mit Pendelrollenlagern werden als *Festlager* ein FAG 23276BK.MB mit Spannhülse FAG H3276HGJ und als *Loslager* ein FAG 23276B.MB verwendet.

Bei der Lagerung mit Zylinderrollenlagern verwendet man als *Loslager* ein FAG 547400A und als *Festlager* ein FAG 544975A. Beide Zylinderrollenlager haben die Hauptabmessungen 360 x 680 x 240 mm und sind damit mit dem Pendelrollenlager FAG 23276BK.MB mit Spannhülse FAG H3276HGJ austauschbar.

Die Lager werden nach der erforderlichen *dynamischen Tragzahl C* bzw. nach dem Wellendurchmesser ausgewählt. Hinsichtlich der *Ermüdungslebensdauer* sind die Lager bei einer *dynamischen Kennzahl*  $f_L > 4$  ausreichend dimensioniert.

Die *Gebrauchsdauer* ist oft erheblich kürzer als die anhand des  $f_L$ -Werts ermittelte *nominelle Lebensdauer*. Ursache ist *Verschleiß* an Laufbahnen und *Rollkörpern* infolge ungünstiger Umweltbedingungen. Verbesserte Sauberkeit bei der Montage und im Betrieb und die Verwendung eines geeigneten Schmierstoffs wirken sich günstig auf die *Gebrauchsdauer* aus. Diese Einflüsse berücksichtigt die *erweiterte* bzw. *modifizierte Lebensdauerberechnung* nach DIN ISO 281. Man wendet sie z. B. an, um die Auswirkungen unterschiedlicher Schmierstoffe zu vergleichen. Auch die mit diesem Verfahren errechnete *Ermüdungslaufzeit* entspricht bei Trommellagerungen meist nicht der *erreichbaren Laufzeit*, weil die *Gebrauchsdauer* überwiegend durch *Verschleiß* begrenzt wird.

## Bearbeitungstoleranzen

Wegen der *Umfangslast* und der relativ hohen Belastung müssen die Außenringe eine sehr feste *Passung* in der Trommelbohrung haben. Toleranzangaben siehe Tabelle.

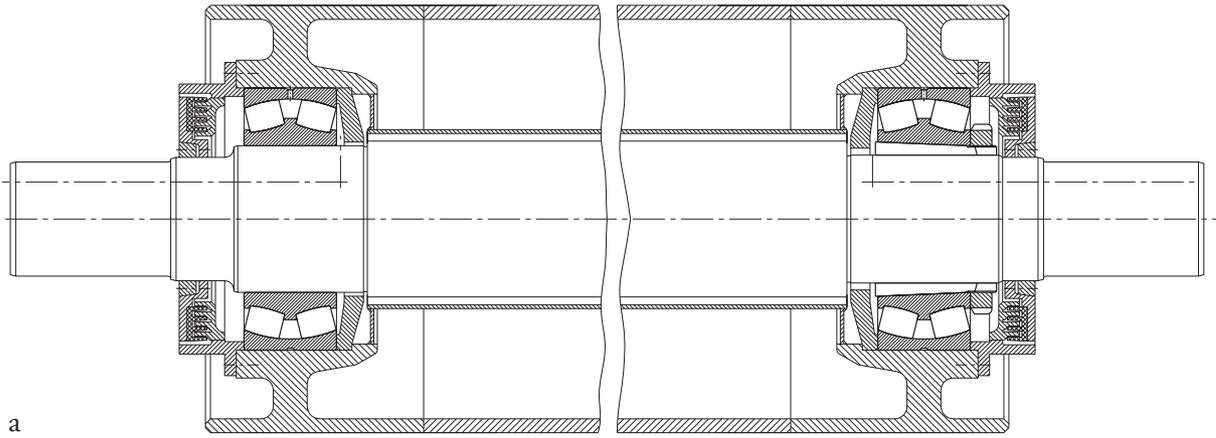
## Schmierung, Abdichtung

Für die Schmierung der Lager wird ein Lithiumseifenfett der *Konsistenz 2* mit *EP-Zusätzen* (FAG Wälzlagerfett *Arcanol L186V*) verwendet.

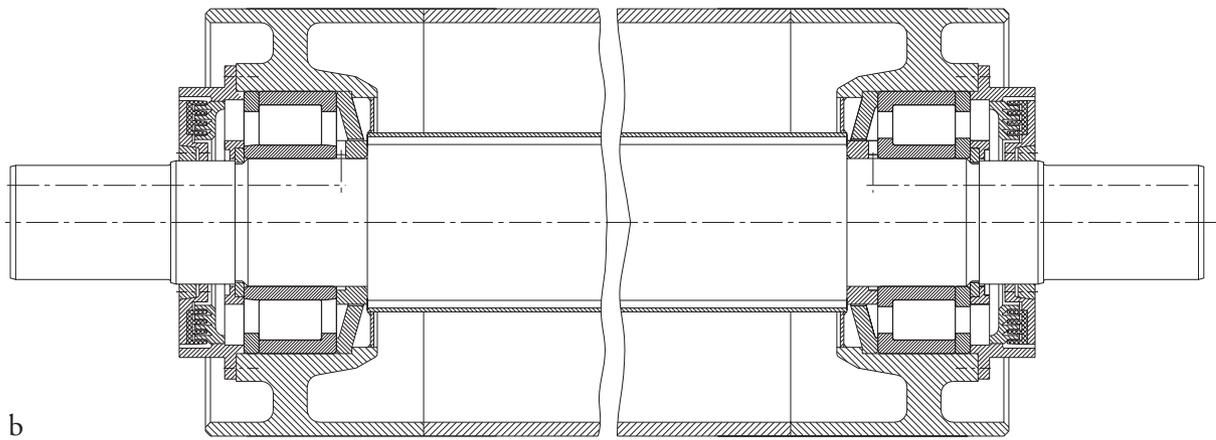
Berührungsfreie *Labyrinthdichtungen* oder berührende *Gummikamm-dichtungen* dichten die Lagerungen nach außen ab. In beiden Fällen füllt man die Labyrinth mit demselben *Fett* wie die Lager. Um die Lager mit Frischfett zu versorgen und um die Dichtwirkung zu erhöhen, wird in kurzen Zeitabständen (abhängig vom Schmutzanfall) über die stehende Achse nachgeschmiert.

## Bearbeitungstoleranzen

Lager	Sitzstelle	Durchmessertoleranz	Zylinderformtoleranz
Pendelrollenlager als <i>Festlager</i>	Welle Trommelbohrung	h8 M7	IT5/2 IT5/2
Pendelrollenlage als <i>Loslager</i>	Welle Trommelbohrung	g6 M7	IT5/2 IT5/2
Zylinderrollenlager <i>Festlager, Loslager</i>	Welle Trommelbohrung	g6 N7	IT5/2 IT5/2



a



b

# Tragrollen in Gurtförderanlagen

Zum Transport von Schüttgütern werden in vielen Industriezweigen Förderbänder verwendet. Die Förderbänder laufen auf Tragrollen und sind u. U. viele Kilometer lang. Hierbei kann der Bedarf an Tragrollen sehr groß sein, so daß bei der Gestaltung der Lagerung besonders die Wirtschaftlichkeit im Vordergrund steht.

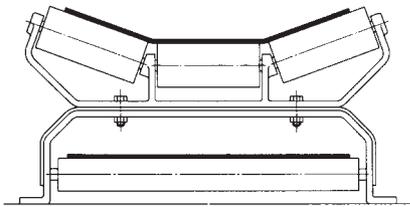
## Anordnung der Tragrollen

Bei kleineren Gurtförderanlagen werden die Tragrollen in einen Rahmen starr eingebaut. Bei großen Förderanlagen werden Tragrollengirlanden verwendet. Hier sind die Tragrollen gelenkig miteinander verbunden.

# 85 Starr angeordnete Tragrollen

## Technische Daten

Förderstrom  $I_m = 2\,500\text{ t/h}$ ; Bauart: Muldenband, drei Tragrollen je Station, Neigungswinkel der beiden äußeren Tragrollen zur Horizontalen  $30^\circ$ , Abstand zwischen zwei Tragrollenstationen  $l_R = 1\,200\text{ mm}$ ; Tragrollendurchmesser  $d = 108\text{ mm}$ , Gurtgewicht  $G_G = 35\text{ kg/m}$ , Eigengewicht einer Rolle  $G_R = 6\text{ kg}$ ; Bandgeschwindigkeit  $v = 3\text{ m/s}$ ; Erdbeschleunigung  $g = 9,81\text{ m/s}^2$ .



## Lagerwahl

Die Tragrollenlagerung ist meistens als Innenlagerung (Nabenlagerung) ausgeführt, d. h., die Rolle dreht sich um eine feststehende Achse.

Für die Lagerung von Tragrollen eignen sich am besten Rillenkugellager, die in großen Stückzahlen gefertigt werden. Sie ergeben eine einfache und daher preisgünstige Tragrollenkonstruktion.

## Dimensionierung der Lager

$$\text{Rollendrehzahl } n = \frac{v \cdot 60 \cdot 1000}{d \cdot \pi} = 530\text{ min}^{-1}$$

Für Kugellager ergibt sich ein *Drehzahlfaktor*  $f_n = 0,4$ .

Belastung je Tragrollenstation:

$$F = g \cdot l_R \cdot \left( \frac{I_m}{3,6 \cdot v} + G_G \right) = \\ = 9,81 \cdot 1,2 \cdot \left( \frac{2500}{3,6 \cdot 3} + 35 \right) = 3137\text{ N}$$

Die horizontal liegende mittlere Tragrolle nimmt bei dem Muldungswinkel  $30^\circ$  ca. 65% dieser Last auf. Damit wird die Belastung der mittleren Rolle

$$F_R = 0,65 \cdot F + g \cdot G_R = 0,65 \cdot 3137 + 9,81 \cdot 6 = \\ = 2100\text{ N} = 2,1\text{ kN}$$

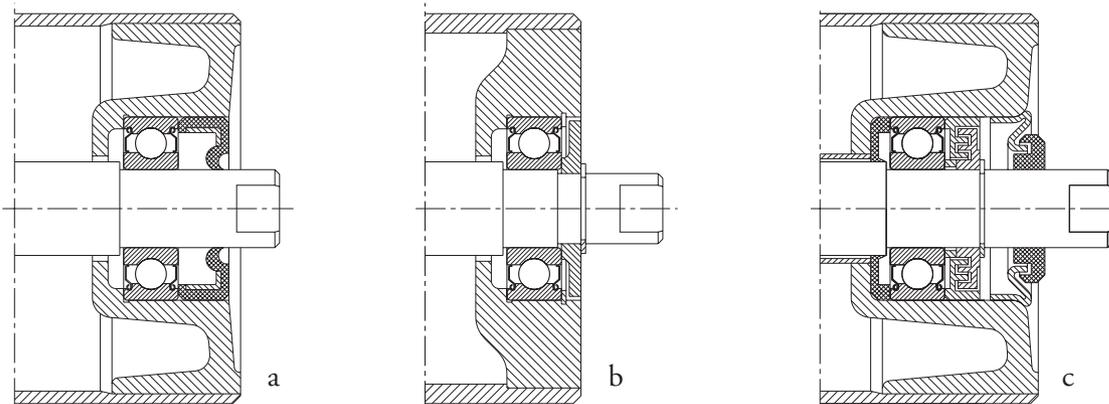
*Dynamisch äquivalente Lagerbelastung:*

$$P = F_t = F_R/2 = 1,05\text{ kN}$$

Bei Förderbandrollen ist eine *dynamische Kennzahl* von  $f_L = 2,5 \dots 3,5$  üblich. Mit  $f_L = 3$  errechnet sich die erforderliche *dynamische Tragzahl*  $C$  eines Lagers zu

$$C = f_L \cdot P/f_n = 3 \cdot 1,05/0,4 = 7,88\text{ kN}$$

Eingebaut werden Rillenkugellager FAG 6204.2ZR.C3 mit der *dynamischen Tragzahl*  $C = 12,7\text{ kN}$ .



85a...c: Tragrollen-Abdichtungsvarianten

# 86 Tragrollengirlande

Im allgemeinen endet die *Gebrauchsdauer* der Lager nicht durch Ermüdung, sondern durch *Verschleiß* an Laufbahnen und *Rollkörpern* infolge Verschmutzung. Höhere Sauberkeit bei der Montage sowie effiziente *Dichtungskonzepte* erhöhen die *Lagergebrauchsdauer*. Die *erweiterte Lebensdauerberechnung* wird zum Vergleich unterschiedlicher *Dichtungsausführungen* angewandt.

Im Neuzustand haben Tragrollenlagerungen höchste Sauberkeit ( $V = 0,3$ ). Im Laufe der Betriebszeit wird der Schmierstoff mit Partikeln jedoch stark verunreinigt ( $V = 3$ ).

Weil in Gurtförderanlagen die Lager überwiegend durch *Verschleiß* ausfallen, stimmen die Werte der *erweiterten Lebensdauerberechnung* ( $L_{hna}$ ) meist nicht mit den erreichbaren Laufzeiten überein.

## Bearbeitungstoleranzen

Die beiden Rillenkugellager werden schwimmend auf der Tragrollenachse angeordnet. Da *Punktlast* an den Innenringen vorliegt, wird die Achse nach h6 bzw. js6 bearbeitet. Die Außenringe erhalten *Umfangslast* und sind daher mit Festsitz M7 in den Rollenboden gepreßt.

## Schmierung, Abdichtung und Wartung

Die Rillenkugellager FAG 6209.2ZR.C3 haben eine werkseitig eingebrachte Füllung mit einem Lithiumseifenfett der *Konsistenzklasse 2*, die für die *Gebrauchsdauer* des Lagers ausreicht. Ein derartiges *Fett* wird auch für die *Abdichtung* verwendet.

Für die Reduzierung der *erreichbaren Lebensdauer* sowie der *Schmierstoffgebrauchsdauer* ist bei Tragrollen die Verschmutzung des Fetts im Laufe des Betriebs ausschlaggebend, so daß der *Abdichtung* entscheidende Bedeutung zukommt. Bild 85a...c zeigt verschiedene *Abdichtungsvarianten* von Tragrollen.

Einfach *abgedichtete* Tragrollen (Bild 85a und b) werden in sauberer Umgebung verwendet. Bild 85c zeigt die *Abdichtung* einer Tragrolle im Braunkohletagebau.

Neben den starr gemuldeten Gurtförderanlagen setzt sich das Prinzip der Tragrollengirlande durch. Die Tragrollen einer Station sind gelenkig miteinander verbunden. Als Verbindungsglied zwischen den Tragrollen kommt ein Tragseil, ein Kettengelenk (Flach- oder Rundkette), ein Scharnier o. ä. in Frage.

Tragrollengirlanden nehmen Stöße elastisch auf; bei Störungen an einer Rolle wird die einzelne Girlande abgesenkt und kann im Reparaturfall relativ einfach ausgetauscht werden.

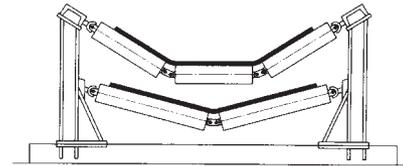


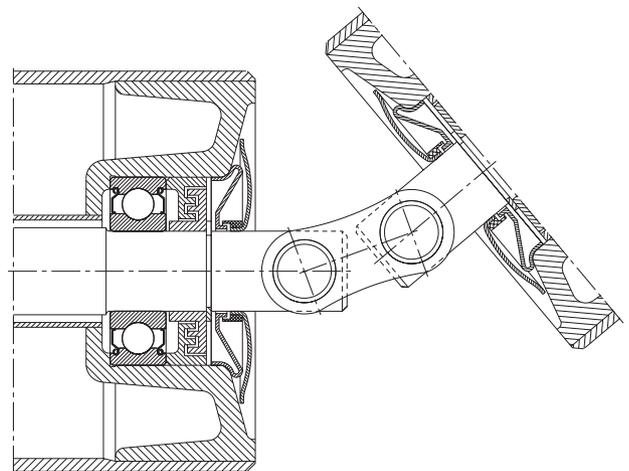
Bild 86 zeigt Tragrollen mit einer Kettengelenkverbindung. Die Tragrollen gehören zu einer Gurtförderanlage zum Transport von Rohphosphat. Eingebaut sind Rillenkugellager FAG 6303.2ZR.C3.

## Bearbeitungstoleranzen

Rollenboden M7, Achse h6 oder js6.

## Schmierung, Abdichtung, Wartung

Die beidseitig mit Deckscheiben *abgedichteten* Rillenkugellager (Ausführung .2ZR) sind mit FAG Wälzlagerfett, einem Lithiumseifenfett der *Konsistenzklasse 2* gefüllt. Die Füllung reicht für die *Gebrauchsdauer* der Tragrolle aus. Nach außen schließt sich an das Lager eine *Fettkammer* mit einer berührungsfreien *Labyrinthdichtung* an. Der folgende zweite Raum wird von einer Abdeckscheibe abgeschlossen, die in die Nabenbohrung eingepreßt ist. Ein Abweisblech hält grobe Teilchen von der Lagerung fern.



86: Tragrolle mit Kettengelenkverbindung

# 87 Schaufelradwelle eines Schaufelradbaggers

Schaufelradbagger werden hauptsächlich zur Förderung von Braunkohle im Tagebau eingesetzt. Die Schaufelradwelle trägt das Schaufelrad, das Großzahnrad und das Getriebegehäuse. Sie wird in den Enden des Auslegers abgestützt.

## Technische Daten

Antriebsleistung  $3 \times 735$  kW; theoretische Förderleistung  $130\,000$  m<sup>3</sup> / Tag; Schaufelraddrehzahl  $3$  min<sup>-1</sup>.

## Lagerwahl

Die Lager der Schaufelradwelle sind hohen und stoßartigen Belastungen ausgesetzt. Außerdem muß mit Wellendurchbiegungen und Fluchtungsfehlern gerechnet werden. Für die Abstützung der Welle eignen sich deshalb nur *winkeleinstellbare* Rollenlager. An beiden Wellenenden sind Pendelrollenlager FAG 239/900K.MB mit Abziehhülsen FAG AH39/900H als *Festlager* eingebaut. Thermische Längenänderungen der Welle gleicht die elastische Umgebungskonstruktion aus. Die *Radialluft* der Pendelrollenlager wird bei der Montage durch Einpressen der Abziehhülsen weggespannt.

Auf der Schaufelradseite des Getriebekastens kann wegen des geschmiedeten Wellenflansches, an dem das Großrad befestigt wird, nur ein geteiltes Lager eingebaut werden. Wenn auf der gegenüberliegenden Seite des Getriebekastens ein ungeteiltes Lager verwendet würde, müßte bei seinem Austausch erst das Pendelrollenlager ausgebaut werden.

Dazu wäre die gesamte Schaufelradwelle aus dem Ausleger zu nehmen. Dies wird dadurch vermieden, daß man auf dieser Seite ebenfalls ein geteiltes FAG Zylinderrollenlager in den Abmessungen  $1000 \times 1220 \times 170/100$  mm verwendet. Die vergrößerte *Axialluft* der beiden Zylinderrollenlager ergibt eine *schwimmende Lagerung*. Jedes Lager nimmt axiale Führungskräfte nur in einer Richtung auf. Die Innenringhälften werden mit separaten Spannringen auf der Welle befestigt. Die rechnerische *nominelle Lebensdauer* liegt bei allen Lagern über  $75\,000$  Stunden.

## Bearbeitungstoleranzen

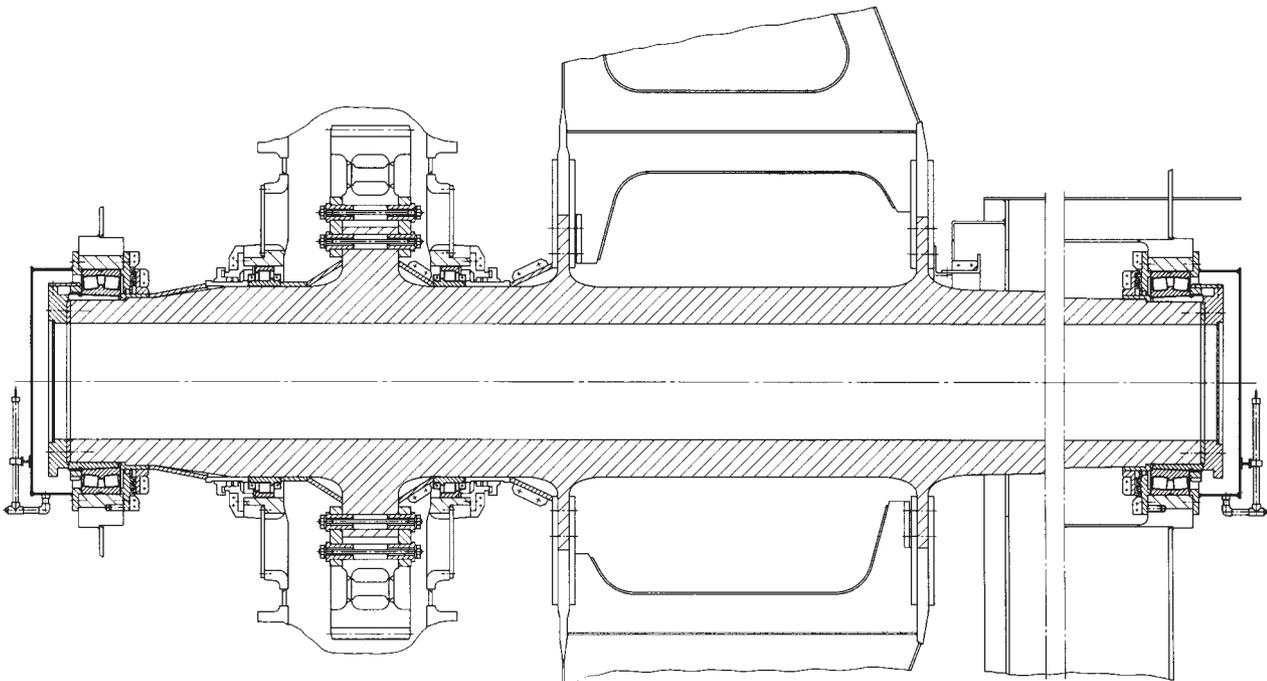
Alle Innenringe haben *Umfangslast*.

Die Pendelrollenlager FAG 239/900K.MB werden mit Abziehhülsen FAG AH39/900H auf der nach h8 bearbeiteten Welle mittels Hydraulikverfahren befestigt. Die geteilten Zylinderrollenlager sitzen direkt auf der Welle, die an dieser Stelle nach m6 bearbeitet ist. Alle Außenringsitze sind nach H7 toleriert.

## Schmierung, Abdichtung

Die Pendelrollenlager haben *Ölbadschmierung*. Die geteilten Zylinderrollenlager werden vom ablaufenden *Öl* der Zahnradschmierung mitversorgt.

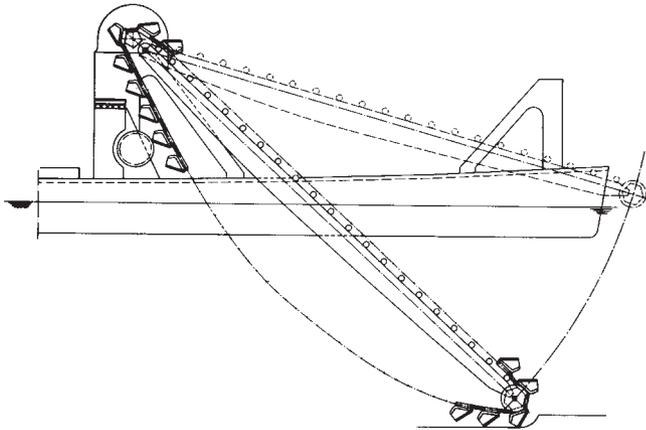
Die *Abdichtung* ist eine Kombination aus Labyrinth und berührender *Dichtung*. Die Labyrinth an den Pendelrollenlagern sind nachschmierbar.



87: Lagerung einer Schaufelradwelle

# 88 Unterturas eines Eimerkettenbaggers

Zum Ausbaggern von Schiffahrtswegen werden Eimerkettenbagger eingesetzt. Die Eimerkette läuft vom Unterturas über eine größere Anzahl Stützwalzen auf der Eimerleiter zum Oberturas und zurück.



## Technische Daten

Länge der Eimerleiter 32 m; Anzahl der Baggereimer 44; größte Baggertiefe ca. 14 m; radiale Belastung der Unterturaslagerung ca. 250 kN.

## Lagerwahl

Wegen des rauen Betriebs und der nicht zu vermeidenden Fluchtfehler zwischen den Gehäusen zu beiden

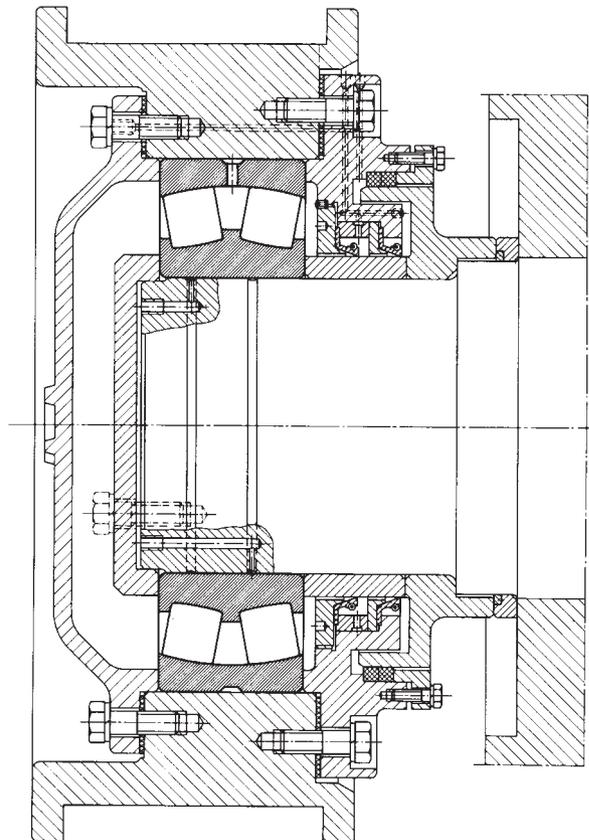
Seiten des Unterturas werden *winkeleinstellbare* Lager verwendet. Eingebaut sind Pendelrollenlager FAG 22240B.MB. Beide Lager der Unterturaswelle sind als *Festlager* ausgebildet. Dennoch verspannen sich die Lager nicht, da die Gehäuse in der Leitergabel mit Spiel geführt sind. Zum leichteren Ausbau der Lager sind am Wellenzapfen Ölzuführungs Kanäle und Ölnuten für das Hydraulikverfahren angebracht.

## Bearbeitungstoleranzen

*Umfangslast* am Innenring.  
Wellenzapfen m6; Gehäuse J7.

## Schmierung, Abdichtung

Die *Fettfüllung* (FAG Wälzlagerfett *Arcanol* L186V) des Lagers wird bei der Revision der Anlage nach einhalb bis zwei Jahren erneuert. Da der Unterturas ständig unter Wasser arbeitet, ist eine geeignete *Abdichtung* vorzusehen. Je Lagerstelle werden daher zwei berührende *Dichtungen* (Wellendichtringe mit Bronzefeder) und zusätzlich zwei Packungsringe (Stopfbuchse) angeordnet. Die Wellendichtringe laufen auf einer Buchse aus seewasserbeständigem Material. Die Stopfbuchse kann über einen Deckel nachgespannt werden. In das Labyrinth zwischen Wellendichtringen und Packungsringen wird laufend *Fett* nachgepreßt.



# 89 Antrieb eines Fertiggutelevators

Mit Fertiggutelevatoren beschickt man zum Beispiel Salz-Preßgranulieranlagen. Das Fördergut wird in Behältern transportiert, die an einer Kette befestigt sind. Der am oberen Ende sitzende Kettenstern treibt die Kette an.

## Technische Daten

Antriebsleistung 22 kW; Drehzahl 13,2 min<sup>-1</sup>;  
radiale Lagerbelastung 90 kN.

## Lagerwahl

Weil mit Wellenbiegung und Fluchtfehlern zu rechnen ist, stützt man die Antriebswelle in *Pendellagern* ab. Durch die Wahl geteilter Pendelrollenlager FAG 222SM125T vermeidet man, daß im Reparaturfall das schwere Antriebsaggregat mit Drehmomentstütze abgebaut werden muß.

Die Stillstandszeiten der Anlage und die Kosten für den Produktionsausfall werden dadurch erheblich geringer als bei ungeteilten Lagern. Aus Gründen der Vereinheitlichung wurde auch am freien Wellenende ein geteiltes Pendelrollenlager eingebaut. Geteilte Pendelrollenlager haben eine zylindrische Bohrung. Innenring, Außenring und *Käfig* mit Rollenkranz sind in Hälften getrennt.

Die geteilten Innenringhälften werden mit vier Paßschrauben zusammengespannt und auf der Welle befestigt. Beide Außenringhälften sind mit zwei Paßschrauben spaltenfrei zusammengefügt.

Das Lager auf der Antriebsseite ist mit zwei Festringen als *Festlager*, das Lager auf der anderen Seite als *Loslager* eingebaut. Geteilte Pendelrollenlager FAG 222SM125T sind so ausgelegt, daß sie anstelle der ungeteilten Pendelrollenlager und der zugehörigen Spannhülse in geteilte Seriengehäuse FAG SNV250 eingebaut werden können. Außendurchmesser, Außenringbreite und Durchmesser des Wellensitzes sind gleich.

Die rechnerische *Ermüdungslaufzeit*  $L_n$  der Lager liegt über 100 000 Stunden.

## Bearbeitungstoleranzen

Welle h6...h9;  
Gehäuse H7

## Schmierung, Abdichtung

Die Lager werden mit *Fett* geschmiert. Die Gehäuse sind an eine Zentralschmieranlage angeschlossen, so daß die Nachschmierung kontinuierlich erfolgt. Die Wellendurchgänge auf beiden Seiten der Gehäuse sind jeweils durch eine *Zweilippendichtung* abgedichtet.

