



Florian Kopeinig

Sensitivitätsanalyse eines Großwälzlagers

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplomingenieur

Masterstudium Wirtschaftsingenieurwesen-Maschinenbau

eingereicht an der

Technische Universität Graz

Betreuer

Dipl.-Ing. Harald Lang

Dipl.-Ing. Wolfgang Pucher

Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik

Graz, Juni 2015

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

AFFIDAVIT

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from used sources. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.

.....

(Date)

(Signature)

Kurzfassung

Die vorliegende Masterarbeit befasst sich mit der Sensitivität von Auslegungsparametern eines Kugellagers. Basierend auf Literatur über Wälzlagerberechnung werden die relevanten Kennzahlen und die dazugehörigen Parameter im Kontext von Lagern des Unternehmens HOBAS beleuchtet. HOBAS erzeugt glasfaserverstärkte Kunststoffrohre mittels eines Schleuderverfahrens, bei dem die GFK-Rohrmasse am Innendurchmesser eines sich drehenden Stahlrohres aufgetragen wird. Über die spezifische Drehzahl der Stahlrohre, welche als Matrizen bezeichnet werden, lässt sich ein homogener Wandaufbau im erzeugten GFK-Rohr erreichen. Die sechs Meter langen Stahlrohre haben einen Durchmesser von bis zu 2,4 m und werden über umlaufende Kugellager in derselben Größenordnung gelagert.

Neben den, im Vergleich zu gebräuchlichen Wälzlagern, großen Dimensionen ist deren Anwendung bei HOBAS auch durch eine spezifische Gehäusesituation gekennzeichnet. Die Aufnahme des Lageraußenringes findet im Gegensatz zu üblichen Gehäusegestaltungen nicht über den gesamten Umfang, sondern nur im unteren Bereich, im Sinne eines Standfußes, statt.

Für die innere Geometrie der Kugellager sind Parameter wie die Kugelanzahl, der Kugeldurchmesser oder die Schmiegun g der Kugeln an die Laufbahn ausschlaggebend. Im Zuge einer Sensitivitätsanalyse werden die Einflüsse dieser Parameter auf Kennzahlen wie Druckverteilung, Hertzscher Pressung, dynamischer Tragfähigkeit und spezifischer Schmierfilmdicke betrachtet.

Für die Betrachtung der einzelnen Kennzahlen wird ein HOBAS-Kugellager als Referenz herangezogen und auf die Einflussnahme der unterschiedlichen Parameter untersucht. Damit lässt sich verstehen welche Auswirkung die Änderung eines Parameters auf die Kennzahlen hat und in weiterer Folge kann so während der Auslegungsphase gezielt darauf eingegangen werden.

Neben der Druckverteilung auf die einzelnen Kugeln, wurde auch die äußere Krafteinleitung über das Gehäuse betrachtet. Durch die spezielle Gehäusesituation bei HOBAS-Lagerungen kommt es zu einer Verformung des Lageraußenringes und somit zu einer ungünstigen Druckverteilung auf die Kugeln. Aus den erarbeiteten Zusammenhängen kann besonders die Krafteinleitung in das Gehäuse als entscheidendes Optimierungspotenzial angesehen werden.

Abstract

This Thesis deals with the sensitivity of main parameters, which are used to design a ball bearing. Based on the existing literature about bearings, the key figures and the corresponding parameters were considered in context of bearings manufactured by the company HOBAS. HOBAS produces glass-fibre reinforced plastic pipes by centrifugal cast. The wall of the pipe is constructed progressing from external to internal in a rotating mold and a homogeneous wall construction can be achieved. The mold is up to six meters long and has a diameter of up to 2.4 m which is supported by ball bearings of the same dimension.

Besides the fact that HOBAS bearings have much larger dimensions than conventional bearings, the application is characterized by a specific housing system. The support of the outer bearing ring is in contrast to conventional housing designs not over the entire circumference. The support is placed only in the lower periphery, using a stand.

Regarding the internal geometry of the ball bearing, parameters like the amount of balls, the ball diameter or the osculation between ball and runway are considered. As part of a sensitivity analysis the influence of these parameters on key figures such as the load distribution, the Hertzian pressure, the dynamic load capacity or the specific lubrication film thickness is investigated.

To observe the different key figures the focus of investigation lays on one specific bearing of HOBAS. Thereby it is possible to understand the influence on the key figures when a modification of one parameter is performed. This knowledge can already be considered in the early phase of designing.

Another point of view is the outer force transmission from the housing to the outer ring of the bearing. The housing has a high influence on the load distribution of the balls. Due to the specific housing situation at HOBAS the outer ring is deflected and this is unfavorable for the load distribution. Based on the relationships developed in this work, especially the force transmission of the housing can be seen as a great potential for optimization.

Inhalt

1	Einleitung.....	1
1.1	Kugellager-Historie bei HOBAS.....	2
1.2	System- und Prozessbeschreibung.....	3
1.3	Ziel der Arbeit.....	6
1.4	Aufbau der Arbeit.....	7
2	Belastungssituation.....	9
2.1	Kräfteermittlung.....	9
2.2	Ermittlung der dynamischen Belastung.....	15
2.3	Resümee.....	18
3	Innere Geometrie.....	19
3.1	Theoretische Grundlagen zur inneren Geometrie.....	19
3.1.1	Innere Geometriefaktoren eines Rillenkugellagers.....	19
3.1.2	Schmiegung.....	20
3.1.3	Druckwinkel.....	21
3.1.4	Radial- und Axialspiel.....	23
3.1.5	Geometrieverhältnisse am geteilten Innenring.....	23
3.1.6	Der Kippwinkel bei einem Rillenkugellager.....	24
3.1.7	Krümmungsverhältnisse.....	25
3.2	Innere Geometrie im Kontext HOBAS.....	27
3.2.1	Referenzlager.....	28
3.2.2	Durchmesserhältnisse.....	28
3.2.3	Schmiegungsverhältnisse.....	28
3.2.4	Druckwinkel.....	29
3.2.5	Axial- und Radialspiel.....	30
3.2.6	Kippwinkel um die unterste Kugel.....	31
3.2.7	Krümmungsverhältnisse.....	32
3.3	Resümee.....	33
4	Innere Geschwindigkeiten.....	35
4.1	Theoretische Grundlagen zu inneren Geschwindigkeiten in einem Kugellager.....	35
4.2	Geschwindigkeitsverhältnisse im Kontext HOBAS.....	36
4.3	Resümee.....	37

5	Druckverteilung.....	39
5.1	Theoretische Grundlagen zur Druckverteilung in der Druckzone.....	39
5.1.1	Druckverteilung bei reiner Radialbeanspruchung mit Radialspiel	39
5.1.2	Druckverteilung bei axialer und radialer Belastung ohne Radialspiel	42
5.2	Druckverteilung im Kontext HOBAS	44
5.2.1	Druckverteilung bei reiner Radialbelastung und Radialspiel.....	44
5.2.2	Druckverteilung bei axialer und radialer Belastung ohne Radialspiel	47
5.2.3	Prozentuelle Sensitivität der Druckverteilung bei HOBAS.....	49
5.3	Resümee	52
6	Statische Beanspruchung	53
6.1	Theoretische Grundlagen zur statischen Beanspruchung.....	53
6.1.1	Hertzsche Theorie	53
6.1.2	Näherungsverfahren nach Brewe und Hamrock	55
6.1.3	Zulässige statische Beanspruchung	55
6.2	Statische Beanspruchung im Kontext HOBAS	56
6.2.1	Hertzsche Pressung bei HOBAS	57
6.2.2	Zulässige Hertzsche Pressung	59
6.2.3	Prozentuelle Sensitivität der Hertzschen Pressung bei HOBAS.....	59
6.3	Resümee	61
7	Ermüdung.....	63
7.1	Theoretische Grundlagen zur Ermüdung	63
7.1.1	Spannungen unter der Oberfläche	63
7.1.2	Zulässige Spannungen unter der Oberfläche.....	65
7.1.3	Die nominelle Ermüdungslebensdauer.....	66
7.1.4	Die dynamische Tragzahl C_{dyn}	67
7.1.5	Verifikation der dynamischen Tragfähigkeitsformel	68
7.2	Ermüdung im Kontext HOBAS	70
7.2.1	Spannungen unter der Oberfläche bei HOBAS Lagern	70
7.2.2	Fliehkraftwirkung der Wälzkörper auf die Laufbahn bei HOBAS.....	71
7.2.3	Betrachtung der Härteschlupfzone.....	74
7.2.4	Dynamische Tragfähigkeit bei HOBAS Lager.....	80
7.2.5	Nominelle Lebensdauer bei HOBAS.....	82
7.2.6	Einfluss der Auslegungsparameter auf die dynamische Tragfähigkeit bei HOBAS.....	82

7.2.7	Optimierung der dynamischen Tragfähigkeit bei HOBAS.....	88
7.3	Resümee.....	92
8	Reibung und Schmierung	93
8.1	Theoretische Grundlagen zu Reibung und Schmierung	93
8.1.1	Rollreibung.....	93
8.1.2	Gleitreibung	96
8.1.3	Schmierstoffreibung	97
8.1.4	Einfluss der Lagerbauweise auf die Reibung	97
8.1.5	Der geschmierte Wälzkontakt	98
8.2	Reibung und Schmierung im Kontext HOBAS.....	102
8.2.1	Der geschmierte Wälzkontakt bei HOBAS	102
8.2.2	Prozentuelle Sensitivität der Schmierfilmdicke bei HOBAS.....	104
8.3	Resümee	106
9	Gehäusegestaltung.....	107
9.1	Theoretische Grundlagen der Gehäusegestaltung zur optimalen Krafteinleitung	107
9.1.1	Einfluss der Wanddicke im elastischen Gehäuse.....	107
9.1.2	Lage der Gehäuse-Abstützpunkte.....	108
9.1.3	Tangentiale Abstützung des Gehäuses.....	109
9.1.4	Radiale Abstützung des Gehäuses	109
9.2	Gehäusesituation im Kontext HOBAS.....	111
9.3	Resümee	114
10	Wälzlagerschäden	115
10.1	Theoretische Grundlagen zu Wälzlagerschäden	115
10.1.1	Schadensarten	115
10.1.2	Schadensursachen	121
10.2	Aufgetretene Schadensfälle bei HOBAS	125
10.2.1	Korrosion an der Laufbahn des Außenringes.....	125
10.2.2	Korrosion durch Kondensatbildung	125
10.2.3	Welligkeit in der Käfig-Führungsnut	127
10.2.4	Ermüdungsschäden an Innenring und Außenring im Bereich der Härteschlupfzone	128
10.2.5	Schaden durch nicht ausreichende Schmierung.....	129
10.2.6	Gratbildung am Kugeleinfüllstopfen.....	129
10.2.7	Gegenseitiges Anlaufen der Käfigelemente	130

10.2.8 Härtefehler an der Außenlaufbahn.....	130
10.2.9 Verformungen durch Schwingungen der Kugel.....	131
10.3 Resümee	131
11 Potenzialanalyse.....	133
11.1 Parameteranalyse.....	133
11.1.1 Kugeldurchmesser D_w	133
11.1.2 Teilkreisdurchmesser d_m	135
11.1.3 Kugelanzahl z	136
11.1.4 Schmiegeverhältnisse f_i und f_o	136
11.1.5 Schenkelwinkel α_s	138
11.1.6 Radialspielfaktor λ	138
11.2 Druckverteilung	139
11.3 Die Härteschlupfzone	140
11.4 Handhabung	142
12 Ausblick und Erkenntnis	143
Literaturverzeichnis.....	145
Anhang	A-1

Abbildungsverzeichnis

Abb. 1.1: Aufbau einer Schleudermatrize zur Rohrherstellung	1
Abb. 1.2: Schleudermatrize mit beidseitiger Lagerung durch HOBAS-Kugellager.....	2
Abb. 1.3: Prinzip der Drehrohrföfen-Lagerung	2
Abb. 1.4: Lagerschuh mit eingelegtem Matrizen-Kugellager.....	3
Abb. 1.5: Schnitt durch ein HOBAS Kugellager (HOBAS Engineering GmbH, 2013, S. 2).....	4
Abb. 1.6: Gesamtaufbau eines HOBAS Kugellagers (HOBAS Engineering GmbH, 2013, S. 1).....	5
Abb. 1.7: Kugeleinfüllstopfen mit kegelförmiger Bohrung für Kegelnstift und Nut für O-Ring (HOBAS Engineering GmbH, 2013, S. 17).....	6
Abb. 2.1: Angreifende Kräfte am abstrahierten System der Matrize.....	9
Abb. 2.2: Drehzahlverläufe der unterschiedlichen Rohrdurchmesser	11
Abb. 2.3: Drehzahlverläufe der Matrizen Durchmesser DN-2400 und DN-1500	11
Abb. 2.4: Verlauf der Lagerkraft aufgrund der Exzentrizität der Matrize	11
Abb. 2.5: Verlauf der eingespritzten GFK-Masse über die Zeit eines Prozesses für DN2400 und DN1500	12
Abb. 2.6: Verlauf der Fliehkraft sowie der ortsfesten Gewichtskräfte in Lager A und B bei einer Matrize mit DN 2400	12
Abb. 2.7: Differenzierung zwischen rotatorischer und stationärer Kraft nach Brändlein et al. (1995, S. 171).....	13
Abb. 2.8: Vergleich der mittleren Lagerkraft in den Lagerstellen A und B der Lagerreihe DN-2400 über die Prozesszeit.....	14
Abb. 2.9: Verlauf des Faktors e in Abhängigkeit der Druckwinkel.....	14
Abb. 2.10: Ermittlung der dynamisch äquivalenten Drehzahl und Belastung (Schlecht, 2009, S. 206).....	15
Abb. 2.11: Lastkollektiv des niedriger belasteten Lagers A der Reihe DN-2400.....	16
Abb. 2.12: Lastkollektiv des höher belasteten Lagers B der Reihe DN-2400	16
Abb. 2.13: Vergleich der dynamisch äquivalenten Belastung von Lager A und B der Reihe DN-2400	17
Abb. 2.14: Lastkollektiv des niedriger belasteten Lagers A der Reihe DN-1500.....	17
Abb. 2.15: Lastkollektiv des höher belasteten Lagers B der Reihe DN-1500	17
Abb. 3.1: Durchmesser verhältnisse an einem Rillenkugellager nach Harris (2001, S. 49)	19
Abb. 3.2: Radialrillenkugellager bei gegenseitiger axialer Verschiebung der Lagerringe nach Harris (2001, S. 53)	22
Abb. 3.3: Axialspiel und Druckwinkel in Abhängigkeit von Radialspiel und Gesamtkrümmung nach Harris (2001, S. 53).....	23
Abb. 3.4: Links: geteilter Innenring mit beigelegter Scheibe nach dem Schleifen, Rechts: geteilter Innenring mit 2-Punkt-Kontakt und daraus resultierendem Schenkelwinkel nach Harris (2001, S. 57)	24
Abb. 3.5: Verkippen des Lagerinnenringes: (1) Ausgangslage, (2) Verkipfung um Lagermitte, (3) Verkipfung um unterste Kugel (Albert et al., 1987, S. 75).....	25
Abb. 3.6: Geometrie der Kontaktzone zweier sich berührender Körper (Harris, 2001, S. 61)	26
Abb. 3.7: Geometrie verhältnisse einer HOBAS Lagers	27

<i>Abb. 3.8: Axiale Verschiebung auf spannungsfreiem Kontakt mit zugehörigen Winkeln</i>	29
<i>Abb. 3.9: Ermittlung des Druckwinkels am Außenring</i>	30
<i>Abb. 3.10: Verkippen des Innenringes um die unterste Kugel</i>	31
<i>Abb. 3.11: Geometrische Zusammenhänge beim Verkippen</i>	31
<i>Abb. 4.1: Innere Geschwindigkeitsverhältnisse in einem Rillenkugellager ohne Schlupf</i>	35
<i>Abb. 4.2: Geometrischer Zusammenhang für den Laufbahnnendurchmesser</i>	35
<i>Abb. 5.1: Druckverteilung in einem rein radial belasteten Rillenkugellager (Schlecht, 2009, S. 199)</i>	39
<i>Abb. 5.2: Position der Lagerringe vor der Verschiebung (a) bzw. nach der Verschiebung (b) (Harris, 2001, S. 236)</i>	40
<i>Abb. 5.3: Verschiebungen hervorgerufen durch radiale und axiale Belastung</i>	42
<i>Abb. 5.4: Annäherung der Tabellenwerte für das radiale Integral durch ein Polynom</i>	45
<i>Abb. 5.5: Druckverteilung über den Umfang in Abhängigkeit der Kugelanzahl bei radialer Belastung</i>	47
<i>Abb. 5.6: Druckverteilung über den Umfang in Abhängigkeit des Radialspiels bei radialer Belastung</i>	47
<i>Abb. 5.7: Druckverteilung über den Umfang in Abhängigkeit der Kugelanzahl bei radialer und axialer Belastung</i>	48
<i>Abb. 5.8: Druckverteilung über den Umfang in Abhängigkeit des Druckwinkel bei radialer und axialer Belastung</i>	48
<i>Abb. 5.9: Prozentueller Einfluss der einzelnen Parameter auf die Druckverteilung</i>	51
<i>Abb. 6.1: Elliptische Druckfläche mit Spannungsverteilung bei Punktkontakt (Harris, 2001, S. 200)</i>	53
<i>Abb. 6.2: Elliptische Kontaktflächen in einem Radialkugellager (Hamrock et al., 1981)</i>	54
<i>Abb. 6.3: Aufteilung des Kraftvektors am Innen- bzw. Außenring</i>	56
<i>Abb. 6.4: Hertzsche Pressung an der Innen- und Außenlaufbahn über den Umfang des Kugellagers</i>	58
<i>Abb. 6.5: Prozentuelle Einflussnahme von Auslegungsparametern auf die Hertzsche Pressung im Wälzkontakt</i> 60	
<i>Abb. 7.1: Verlauf der Spannungen unter der Oberfläche bei Linienkontakt (Schlecht, 2009, S. 182)</i>	63
<i>Abb. 7.2: Linien konstanter Vergleichsspannung nach der Gestaltänderungshypothese unter der Oberfläche für Linienkontakt - links: für ideale Schmierbedingungen (EHD) - rechts: für Mischreibungsbedingungen mit überlagerten Tangential- und Normalspannungen (Schlecht, 2009, S. 183)</i>	65
<i>Abb. 7.3: Schubspannungsverlauf unter der Oberfläche (Harris et al., 2009)</i>	66
<i>Abb. 7.4: Verlauf der dynamischen Tragfähigkeit innerhalb einer Lagerreihe nach Berechnungsmethode DIN ISO 281 sowie den Werten des Herstellerkataloges</i>	69
<i>Abb. 7.5: Verlauf der Spannungen unter der Oberfläche mit zunehmender Tiefe z</i>	71
<i>Abb. 7.6: Verlauf der Fliehkraft des DN-2400 Lagers über eine Umdrehung bei maximaler Drehzahl</i>	72
<i>Abb. 7.7: Härteschlupfzone am Innenring mit Grübchenbildung</i>	74
<i>Abb. 7.8: Unterschiedliche Härtezonens im Bereich des Kugeleinfüllstopfens</i>	74
<i>Abb. 7.9: Spannungen unter der Oberfläche hervorgerufen durch die Fliehkraft</i>	76
<i>Abb. 7.10: Laufspur am Kugeleinfüllstopfen</i>	77
<i>Abb. 7.11: Sprung der Kugel an der Übergangskante von Laufbahn zu Kugeleinfüllstopfen</i>	77

Abb. 7.12: Interpolierte Oberfläche in die durch 3D-Vermessung erhaltene Kurvenwolke (Laufrichtung von oben nach unten)	78
Abb. 7.13: Hinterschleifung der Härteschlupfzone, um Entlastung der Außenlaufbahn in diesem Bereich zu erreichen	79
Abb. 7.14: Verlauf der Tragfähigkeiten aus dem FAG-Katalog für unterschiedliche Lagerreihen.....	80
Abb. 7.15: Verlauf der Tragfähigkeiten von SKF- und FAG-Lagerreihen	81
Abb. 7.16: Änderung der Tragfähigkeit in Abhängigkeit von Kugelanzahl und Kugeldurchmesser	82
Abb. 7.17: links: Änderung der dynamischen Tragfähigkeit als Funktion von Kugelanzahl und Kugeldurchmesser; rechts: Linien konstanter dynamischer Tragfähigkeit (kN) in Abhängigkeit von Kugelanzahl und Kugeldurchmesser	83
Abb. 7.18: Prozentueller Einfluss auf die dynamische Tragzahl bei Änderung von einem der Konstruktionsparameter um die spezifische Einheit.....	85
Abb. 7.19: Relative Änderung der dynamischen Tragfähigkeit bei Änderung des Kugeldurchmessers um 1 Zoll. 85	
Abb. 7.20: Prozentuelle Änderung der Tragfähigkeit in Abhängigkeit von der prozentuellen Änderung der Auslegungsparameter	87
Abb. 7.21: Prozentueller Einfluss der Schmiegeverhältnisse auf die dynamische Tragfähigkeit.....	88
Abb. 7.22: Geometrischer Grenzwert χ für die Befüllung des Kugellagers	89
Abb. 7.23: Lösungsbereich für die dynamische Tragfähigkeit in Abhängigkeit der geometrischen Randbedingungen als Funktion des Parameters χ	90
Abb. 7.24: Offset der Lösungsebene durch Setzen von engeren Schmiegeverhältnissen.....	91
Abb. 7.25: Neue Lösungsebene bei Vergrößerung des Teilkreisdurchmessers.....	91
Abb. 7.26: Grenzen von Auslegungsparametern in Abhängigkeit der DIN ISO 281 sowie dem Kugelabstand χ ..	92
Abb. 8.1: Unterteilung der Rollreibung nach Brändlein et al. (1995, S. 210)	93
Abb. 8.2: Überlagerung von Rollreibung und Gleitreibung im Wälzkontakt (Niemann et al., 2005, S. 623)	94
Abb. 8.3: Halbe Ellipse eines Punktkontaktes mit Gleitlinien und Punkt wo reines Rollen vorkommt (Harris, 2001, S. 492).....	94
Abb. 8.4: Wälzkörper-Laufbahn Kontakt mit vorhergeschobenem Wulst, hervorgerufen durch Tangentialkräfte (Harris, 2001, S. 487).....	95
Abb. 8.5: Unterschiedliche Lagerbauweisen für Punkt-Kontaktgeometrie (Hoyer, 2013)	97
Abb. 8.6: Verlauf des Schmierpaltes und des Druckes im EHD-Kontakt bei Zylinder gegen Ebene (Niemann et al., 2005, S. 551).....	99
Abb. 8.7: Kinematische Viskosität unterschiedlicher Hydrauliköle in Abhängigkeit von der Temperatur (Matthies et al., 2014, S. 36).....	100
Abb. 8.8: Einfluss der Temperatur und des Überdruckes auf die Dichte eines HL 46 Hydrauliköls (Matthies et al., 2014, S. 36).....	101
Abb. 8.9: Verschleißmechanismen eines Wälzlagers in Abhängigkeit der spezifischen Schmierfilmdicke (Czichos et al., 2010, S. 468).....	102
Abb. 8.10: Prozentuelle Abhängigkeit der Schmierfilmhöhe von Auslegungsparametern.....	105
Abb. 9.1: Verformung des Außenringes einer Stützrolle (Brändlein et al., 1995, S. 362)	107

Abb. 9.2: Verformung eines Lageraußenringes sowie dessen Druckverteilung bei unterschiedlichen Wandstärken (Brändlein et al., 1995, S. 363)	108
Abb. 9.3: Abstützung eines Gehäuses in zwei Punkten (links), Veränderung der Verformungen im Gehäuse mit Änderung des Abstandes A zwischen den Kraftangriffspunkten (mitte), Vergleichmäßigung der Druckverteilung (rechts) (Brändlein et al., 1995, S. 368).....	108
Abb. 9.4: Tangentiale Abstützung der Gehäuse Abstützkraft an einem ungeteilten Stehllagergehäuse (Brändlein et al., 1995, S. 371).....	109
Abb. 9.5: Gehäuse mit hochgezogenen Abstützpunkten (Brändlein et al., 1995, S. 372)	109
Abb. 9.6: Radiale Krafteinleitung eines Gehäuseringkörpers unter einem Abstützwinkel von 60° (Brändlein et al., 1995, S. 377).....	110
Abb. 9.7: Radiale Abstützung des Gehäusekörpers über Stützrohre - links: Druck-Lastfall - rechts: Zug-Lastfall (Brändlein et al., 1995, S. 377)	110
Abb. 9.8: Auflagersituation des Lageraußenringes bei HOBAS - links: Krafteinleitung alt – rechts: Krafteinleitung neu.....	111
Abb. 9.9: Vergleich der Lastverteilung von Konzept alt und neu anhand von FE-Analyse (Lösch, 2003)	112
Abb. 9.10: Vertikale Verschiebung des Firstpunktes eines Kreisringes in Abhängigkeit seines Außen- und Innendurchmessers sowie seiner Breite	113
Abb. 9.11: Radiale Verformung am Außenring (Lösch, 2003).....	113
Abb. 10.1: Schadensarten nach Albert und Köttritsch (1987, S. 291)	115
Abb. 10.2: Beginnende Schälung an der Lauffläche eines Außenringes bei einem Rillenkugellager	116
Abb. 10.3: V-förmige Ausbreitung eines Pittings, ausgehend von einem in die Laufbahn eingedrückten Sandkorn (Brändlein et al., 1995, S. 426).....	117
Abb. 10.4: Die verschiedenen Verschleißbereiche eines Linienkontaktes (Brändlein et al., 1995, S. 426)	118
Abb. 10.5: Mikropitting an der Laufbahn eines Rillenkugellagers (Harris et al., 2009, S. 1048).....	118
Abb. 10.6: Entstehung von Rostnarben durch Kontaktkorrosion (Albert et al., 1987, S. 298)	119
Abb. 10.7: Kraterbildung auf der Laufbahn hervorgerufen durch Stromdurchgang (Albert et al., 1987, S. 301)	120
Abb. 10.8: Muldenförmige Eindrücke durch statische Überlast eines Kegelrollenlagers (Albert et al., 1987, S. 304)	120
Abb. 10.9: Stillstandmarkierungen eines Pendelrollenlagers durch Schwingungsreibverschleiß (Brändlein et al., 1995, S. 433).....	121
Abb. 10.10: Laufspuren eines radial verspannten Lagers (Brändlein et al., 1995, S. 436)	121
Abb. 10.11: Abblätterung der Laufbahn eines oval verspannten Pendelkugellagers (Brändlein et al., 1995, S. 437)	122
Abb. 10.12: Schrägverspannung eines Rillenkugellagers mit Umfangslast am Außenring (links) und Innenring (rechts) (Albert et al., 1987, S. 311).....	122
Abb. 10.13: Laufspur eines axial verspannten und radial belasteten Pendelkugellagers (Brändlein et al., 1995, S. 439)	123
Abb. 10.14: Eindrücke der Wälzkörper in die Schulter des Lagerinnenringes und Lageraußenringes (Brändlein et al., 1995, S. 440).....	123
Abb. 10.15: Aufteilung der Schadensursachen; Quelle: (Pub. FAG , 2013) nach (Engel et al., 1979, S. 71-74) ...	124

Abb. 10.16: Ansätze von Rostporen am Außenring.....	125
Abb. 10.17: Ausgeprägte Pore am Außenring.....	125
Abb. 10.18: Korrosion entlang der Druckellipse auf Innenlaufbahn.....	126
Abb. 10.19: Korrosion zwischen Kugel und Innenlaufbahn.....	126
Abb. 10.20: Korrosion am Innenring entlang der Druckellipsen durch Ansammlung von Kondenswasser.....	126
Abb. 10.21: Rostnarbe an der Grenze der Druckellipse.....	127
Abb. 10.22: Abplatzungen von der Kugeloberfläche.....	127
Abb. 10.23: Abgeplatztes Oberflächenelement.....	127
Abb. 10.24: Umwicklung mit Ölpapier.....	127
Abb. 10.25: Umwicklung mit Schrumpffolie.....	127
Abb. 10.26: Welligkeit an der Stirnfläche der Käfigführungsnut.....	128
Abb. 10.27: Härteschlupfzone am Außenring mit starker Grübchenbildung.....	128
Abb. 10.28: Härteschlupfzone am Innenring mit plastischer Verformung und Grübchen.....	128
Abb. 10.29: Grübchenbildung am Kugeleinfüllstopfen.....	129
Abb. 10.30: Starke plastische Verformungen an der Laufbahn des Innenringes.....	129
Abb. 10.31: Zerstörung des Käfigs sowie Einlaufen des Käfigs am Grat der Käfig-Führungsnut.....	129
Abb. 10.32: Abscherung eines Grates beim Ausziehen des Stopfens.....	130
Abb. 10.33: Verschleiß an der Stoßkante des Käfigelementes.....	130
Abb. 10.34: Nase an der Stoßkante des Käfigelementes.....	130
Abb. 10.35: Oberflächenbeschädigung am Außenring.....	131
Abb. 10.36: Verschleißmarkierungen durch dynamische Effekte der Kugel im Bereich der Härteschlupfzone des Innenrings.....	131
Abb. 11.1: Einfluss des Kugeldurchmessers auf die unterschiedlichen Kennwerte.....	134
Abb. 11.2: Vergleichsspannung nach der Gestaltänderungshypothese unterschiedlicher Größe bei Rollen mit einer Geschwindigkeit von $v = 8 \text{ m/s}$ (Niemann et al., 2005, S. 549).....	134
Abb. 11.3: Einfluss des Teilkreisdurchmessers auf die unterschiedlichen Kennwerte.....	135
Abb. 11.4: Einfluss der Kugelanzahl auf die Kugelbelastung und die dynamische Tragfähigkeit.....	136
Abb. 11.5: Einfluss des inneren Schmiegeverhältnisses auf die untersuchten Kennwerte.....	137
Abb. 11.6: Einfluss des äußeren Schmiegeverhältnisses auf die untersuchten Kennwerte.....	137
Abb. 11.7: Einfluss des Schenkelwinkels auf die Kennwerte.....	138
Abb. 11.8: Einfluss des Radialspielfaktors auf die maximale Kugelbelastung.....	139
Abb. 11.9: Optimierte Abstützung des Lagers durch hochgezogenen Lagerschuh.....	140

Tabellenverzeichnis

<i>Tabelle 2.1: Dynamisch äquivalente Belastung und mittlere Drehzahl für Lager A und B der Reihe DN-2400 und DN-1500</i>	18
<i>Tabelle 3.1: Empfehlungen für Schmiegeverhältnisse laut Literatur</i>	21
<i>Tabelle 7.1: Zulässige Ermüdungsschubspannung und Schubfließspannung in Abhängigkeit von der Härte (Harris et al., 2009)</i>	66
<i>Tabelle 7.2: Parameterwerte der drei betrachteten Lagerreihen für den betrachteten Lagerdurchmesser</i>	69
<i>Tabelle 7.3: Umrechnung der Oberflächenhärte nach DIN 50 150</i>	70
<i>Tabelle 7.4 Streckgrenze für 42CrMo 4 (Muhs et al., 2003)</i>	70
<i>Tabelle 7.5: Umwertung der einzelnen Härtezononen nach DIN 50 150 an der äußeren Laufbahn</i>	75
<i>Tabelle 7.6: Zulässige Hertzsche Pressung nach Niemann (2005)</i>	76
<i>Tabelle 8.1: Spezifische Schmierfilmdicke in Abhängigkeit der Matrizendrehzahl</i>	104
<i>Tabelle 11.1: Einflüsse der Auslegungsparameter auf die Kennzahlen in Prozent</i>	133
<i>Tabelle A- 1: Hertzsche Beiwerte (Harris, 2001, S. 196)</i>	A-1
<i>Tabelle A- 2: Last-Verteilungs-Integral $J_r(\epsilon)$ für reine Radialbelastung (Harris, 2001, S. 237)</i>	A-2
<i>Tabelle A- 3: Radial-Belastungs-Integral $J_r(\epsilon)$ sowie Axial-Belastungs-Integral $J_a(\epsilon)$ (Harris, 2001, S. 259)</i>	A-2

Abkürzungen

HOBAS	HOBAS Group, HOBAS Rohrwerk, HOBAS Engineering GmbH
DN	Nenn-Rohrdurchmesser
HRC	Härte nach Rockwell
HB	Härte nach Brinell
EHD	Elastohydrodynamisch
GFK	Glasfaserverbund-Kunststoff

Symbole

Koordinatensystem

x, y, z Koordinatenrichtungen für das Kräftegleichgewicht

Parameter und Konstanten

g Erdbeschleunigung $\left(\frac{m}{s^2}\right)$

Variablen

l_{ges} Gesamtlänge der Matrize (m)

l_1 Lage des Matrizenschwerpunktes (m)

n_M Matrizendrehzahl $\left(\frac{U}{min}\right)$

φ_M Drehwinkel der Matrize (rad)

ω_M Winkelgeschwindigkeit der Matrize $\left(\frac{rad}{s}\right)$

e Exzentrizität des Schwerpunktes (m)

m_M Masse der leeren Matrize (kg)

m_{GFK} Eingespritzte GfK-Rohrmasse über die Prozesszeit (kg)

m_E Masse des Ejektors (kg)

m_R Masse der Riemenscheibe (kg)

Symbole

F_{Ax}, F_{Ay}, F_{Az}	Lagerkräfte im Lager A, in die jeweiligen Koordinatenrichtungen	(N)
F_{Bx}, F_{By}, F_{Bz}	Lagerkräfte im Lager B, in die jeweiligen Koordinatenrichtungen	(N)
F_G	Gewichtskraft der Matrize mit eingespritzter Masse	(N)
F_{RV}	Vorspannkraft des Riemens	(N)
F_{Rg}	Gewichtskraft des Riemens	(N)
F_{Eg}	Gewichtskraft des Ejektors	(N)
F_{stat}	Ortsfest wirkende Kräfte am jeweiligen Lager	(N)
F_{rot}	Rotierender Kraftvektor hervorgerufen durch Exzentrizität des Schwerpunktes	(N)
F_{Fy}, F_{Fz}	Komponenten der Fliehkraft in der Rotationsebene	(N)
μ_{Gummi}	Reibbeiwert der Gummiunterlage im Loslager	(N)
F_a	Axialkraft	(N)
F_r	Radialkraft	(N)
F_m	Mittlere radiale Lagerkraft im jeweiligen Lager	(N)
P	Dynamisch äquivalente Lagerbelastung für Radial- bzw. Axiallager	(N)
P_k	Belastung der einzelnen Laststufe eines Belastungskollektives	(N)
P_A	Dynamisch äquivalente Lagerbelastung für Lager A	(N)
P_B	Dynamisch äquivalente Lagerbelastung für Lager B	
n_m	Mittlere Drehzahl	$\left(\frac{U}{min}\right)$
n_k	Drehzahl der einzelnen Belastungsstufen	$\left(\frac{U}{min}\right)$
q_k	Zeitanteil der einzelnen Belastungsstufen	(%)
d_m	Teilkreisdurchmesser	(mm)
D_w	Rollkörperdurchmesser (in Skizze D)	(mm)
z	Anzahl der Wälzkörper	(Stück)
d_i	Durchmesser Innenlaufbahn	(mm)

d_o	Durchmesser Außenlaufbahn	(mm)
G_r	Radialspiel	(mm)
G_a	Axialspiel	(mm)
r_i	Krümmungsradius Innenlaufbahn	(mm)
r_o	Krümmungsradius Außenlaufbahn	(mm)
f	Schmiegeverhältnis $\left(= \frac{r_{i,o}}{D_w} \right)$	
ϕ	Schmiegung (osculation) nach Harris	
κ_S	Schmiegung nach Brändlein und Schlecht	
κ_{Sm}	Mittlere Schmiegung	
λ	Radialspielfaktor	
α^0	Nenndruckwinkel	(°)
α_s	Schenkelwinkel	(°)
α	Betriebsdruckwinkel	(°)
w_s	Versatz der Krümmungsmittelpunkte am Innenring	(mm)
A	Abstand der Krümmungsmittelpunkte von Innen- und Außenring.	(mm)
B	Gesamtkrümmung	
ψ_m	Kippwinkel des Lagerinnenringes um den Lagermittelpunkt	(°)
ψ_u	Kippwinkel um den untersten Kugel am Lagerumfang	(°)
ρ	Krümmung	$\left(\frac{1}{mm} \right)$
$\sum \rho$	Summe der Krümmungen	$\left(\frac{1}{mm} \right)$
γ	Hilfsvariable	
$F(\rho)$	Krümmungsdifferenz	
y_v	Geometrische Hilfsvariable zu Ermittlung des Kippwinkels	(mm)
M'	Position des Kugelmittelpunktes vor der Verkippung des Lagerinnenringes um seinen untersten Punkt	

Symbole

M''	Position des Kugelmittelpunktes nach der Verkippung des Lagerinnenringes um seinen untersten Punkt	
ω_i	Winkelgeschwindigkeit des Innenringes	$\left(\frac{rad}{s}\right)$
ω_w	Winkelgeschwindigkeit des Wälzkörpers	$\left(\frac{rad}{s}\right)$
ω_K	Winkelgeschwindigkeit des Käfigs	$\left(\frac{rad}{s}\right)$
v_i	Umfangsgeschwindigkeit des Innenringes	$\left(\frac{m}{s}\right)$
v_o	Umfangsgeschwindigkeit des Außenringes	$\left(\frac{m}{s}\right)$
v_K	Umfangsgeschwindigkeit des Käfigs bzw. der Kugelmittelpunkte	$\left(\frac{m}{s}\right)$
n_i	Drehzahl des Innenringes, entspricht Matrizendrehzahl n_M	$\left(\frac{U}{min}\right)$
n_w	Drehzahl des Wälzkörpers	$\left(\frac{U}{min}\right)$
n_K	Drehzahl des Käfigs	$\left(\frac{U}{min}\right)$
f_{K_i}	Überrollungsfrequenz eines Punktes am Innenring	$\left(\frac{1}{s}\right)$
f_{K_o}	Überrollungsfrequenz eines Punktes am Außenring	$\left(\frac{1}{s}\right)$
δ	Normale Annäherung zwischen Wälzkörper und Laufbahn	(mm)
Q	Belastung des Wälzkörpers	(N)
Q_ψ	Positionsabhängige Kugelbelastung	(N)
Q_{max}	Maximale Kugelbelastung	(N)
K_n	Lastabweichungsfaktor	
K_i	Lastabweichungsfaktor Innenlaufbahn	
K_o	Lastabweichungsfaktor Außenlaufbahn	
δ_n	Gesamte normale Verschiebung von Innen- und Außenlaufbahn	(mm)

δ_r	radiale Verschiebung des Innenring-Mittelpunktes zum Mittelpunkt des Außenringes durch die äußere Last bei $\psi = 0$	(mm)
δ_a	axiale Verschiebung des Innenring-Mittelpunktes zum Mittelpunkt des Außenringes durch die äußere Last bei $\psi = 0$	
δ_{max}	maximale Verschiebung des Wälzlagers	(mm)
δ_ψ	Verschiebung in Abhängigkeit der Wälzkörperposition	(mm)
ψ	Winkel über den Umfang des Wälzlagers, der die Verschiebung in Abhängigkeit der Wälzkörperposition angibt	(°)
ψ_l	Halbe Druckzone, in der die Wälzkörper belastet werden	(°)
ψ_D	Vollständige Druckzone in der unteren Lagerhälfte	(°)
ϵ	Hilfsvariable als Funktion von Radialspiel und radialer Verschiebung	
$J_r(\epsilon)$	Radiales Integral	
x	Beliebiger Auslegungsparameter	
Δx	Änderungseinheit eines beliebiger Auslegungsparameter	
κ	Druckellipsenverhältnis	
a	Halbe Hauptachsenlänge der Kontaktellipse	(mm)
b	Halbe Nebenachsenlänge der Kontaktellipse	(mm)
δ	Relative Annäherung der beiden Kontaktkörper	(mm)
ν_I	Poissonsche Zahl für Körper 1	
ν_{II}	Poissonsche Zahl für Körper 2	
E_I	Elastizitätsmodul für Körper 1	$\left(\frac{N}{mm^2}\right)$
E_{II}	Elastizitätsmodul für Körper 2	$\left(\frac{N}{mm^2}\right)$
p_0	Maximale Hertzsche Pressung	$\left(\frac{N}{mm^2}\right)$
p_{0zul}	Zulässige Hertzsche Pressung	$\left(\frac{N}{mm^2}\right)$
\mathcal{F}	Vollständiges elliptisches Integral erster Ordnung	

Symbole

\Im	Vollständiges elliptisches Integral zweiter Ordnung	
\mathcal{R}_x	Äquivalenter Krümmungsradius in Hauptachsenrichtung	$\left(\frac{1}{mm}\right)$
\mathcal{R}_y	Äquivalenter Krümmungsradius in Nebenachsenrichtung	$\left(\frac{1}{mm}\right)$
a^*	Halbe dimensionslose Hauptachsenlänge der Kontaktellipse	
b^*	Halbe dimensionelose Nebenachsenlänge der Kontaktellipse	
δ^*	Dimensionslose relative Annäherung der beiden Kontaktkörper	
c_p	Flächenpressungskonstante	$\left(\frac{N}{mm^2}\right)$
δ_b	Verformung des Wälzkörpers	(mm)
$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$	Normalspannung in Koordinatenrichtung	$\left(\frac{N}{mm^2}\right)$
z	Tiefe, in welcher die größte Schubspannung auftritt	(mm)
τ_H	Hauptschubspannung unter der Laufbahnoberfläche	$\left(\frac{N}{mm^2}\right)$
τ_{yz}	Orthogonalschubspannung (Wechselschubspannung)	$\left(\frac{N}{mm^2}\right)$
σ_v	Vergleichsschubspannung	$\left(\frac{N}{mm^2}\right)$
$R_{p0,2}$	Streckgrenze	$\left(\frac{N}{mm^2}\right)$
R_m	Zugfestigkeit	$\left(\frac{N}{mm^2}\right)$
SHD	Einhärtetiefe	(mm)
$\tau_{xy-yield}$	Schubfließspannung	$\left(\frac{N}{mm^2}\right)$
$\tau_{xy-fatigue}$	Ermüdungsschubspannung	$\left(\frac{N}{mm^2}\right)$
L	Nominelle Lebensdauer in Millionen Umdrehungen, die von 90 % einer genügend großen Menge gleicher Lager erreicht oder überschritten wird, bevor erste Anzeichen einer Werkstoffermüdung auftreten	$10^6 U.$
C_{dyn}	Dynamische Tragzahl	(N)

C'	Geminderte Tragfähigkeit, hervorgerufen durch verminderte Oberflächenhärte	(N)
p	Lebensdauerexponent ($p = 3$ für Kugellager)	
f_c	Faktor zur Ermittlung der dynamischen Tragfähigkeit	
i	Anzahl der Wälzkörperreihen	
b_m	Faktor, welcher vom Material und der Fertigungsqualität abhängt	
F_{rot-K}	Fliehkraft der Kugel	(N)
F_{G-K}	Gewichtskraft der Kugel	(N)
F_{res-K}	Resultierende Normalkraft auf Laufbahn	(N)
$n_{G-Käfig}$	Grenzdrehzahl für den Käfig, bei der Kugel an Außenlaufbahn anliegt	$\left(\frac{U}{min}\right)$
n_{G-i}	Grenzdrehzahl für den Innenring, bei der Kugel an Außenlaufbahn anliegt	$\left(\frac{U}{min}\right)$
t	Zeit	(s)
s	Sprungweite	(m)
χ	Abstand zwischen zwei Kugeloberflächen	(mm)
q	Halber Abstand zwischen den Kugelmittelpunkten	(mm)
θ	Hilfswinkel	(°)
μ	Reibbeiwert	
α_V	Hysteresis Verlust Faktor	
k	Konstanter materialabhängiger Faktor	
ϕ_2	Hysteresis Arbeit	(Nm)
F_R	Rollreibungskraft	(N)
F_{RV}	Viskose Schmierstoffreibungskraft	(N)
F_{CL}	Gleitreibungskraft	(N)
ξ	Gewicht des Schmiermittels im Lagerinnenraum, dividiert durch freies Volumen im Lagerinnenraum	$\left(\frac{g}{mm^3}\right)$

Symbole

c_v	Dimensionsloser Viskositätsbeiwert aus Tabelle	
H	Dimensionslose Filmdicke	
\bar{Q}	Dimensionslose Kugelbelastung	
\bar{U}	Dimensionslose Geschwindigkeit	
\mathcal{G}	$\lambda_v \cdot E'$	
E'	$E/(1 - \nu^2)$	
\mathcal{R}_m	Äquivalenter Radius in Rollrichtung	(mm)
U_i	Fluidgeschwindigkeit am Innenlaufbahn-Kontakt	$\left(\frac{mm}{s}\right)$
U_o	Fluidgeschwindigkeit am Außenlaufbahn-Kontakt	$\left(\frac{mm}{s}\right)$
λ_v	Druck-Viskositäts-Koeffizient	$\left(\frac{mm^2}{N}\right)$
ν_b	Kinematische Viskosität	$\left(\frac{cm^2}{s} = stokes\right)$
η_0	Dynamische Viskosität des Schmierstoffes	(Pa s)
ρ_f	Dichte des Schmierstoffes	$\left(\frac{kg}{m^3}\right)$
\bar{Q}_z	Dimensionslose Wälzkörperbelastung für Punktkontakt	
\bar{Q}_{ez}	Einem Punktkontakt äquivalente Linienkontakt-Last	
H^0	Minimale dimensionlose Schmierfilmdicke	
h_{min}	Minimale Schmierfilmdicke	(mm)
λ_{Rau}	Spezifische Schmierfilmdicke	
R_a	Oberflächenrauigkeit	(μm)
D_a	Außendurchmesser des Wälzlagers	(mm)
D_i	Innendurchmesser des Wälzlagers	(mm)
b_f	Breite des Wälzlagers	(mm)
d_h	Vertikale Verschiebung des Firstpunktes	(mm)

Indizes

<i>i</i>	Innenlaufbahn
<i>o</i>	Außenlaufbahn
<i>Bezug</i>	Bezugswert für die prozentuale Berechnung eines Kennwertes
<i>Lauf</i>	Um die Einheit Δx veränderter Kennwert
<i>min</i>	Minimaler Wert
<i>max</i>	Maximaler Wert

1 Einleitung

Die Firma HOBAS Rohre GmbH (HOBAS) produziert GFK-Rohrsysteme für die Anwendung in unterschiedlichsten Bereichen, von Trinkwasser-, Abwasser-, Be- und Entwässerungsrohren, Wasserkraftleitungen, Vortriebsrohren bis hin zu Systemen für den Industriebereich. Eine von HOBAS verwendete Technologie zur automatisierten Rohrerzeugung ist das Schleuderverfahren. Hierbei wird ein sich drehendes Stahlrohr als Schleuderform verwendet. Diese Schleuderform wird als Matrize bezeichnet und erfährt im Zuge des Rohrerzeugungsprozesses eine Materialzufuhr über einen sogenannten Feeder. Ein Feeder ist eine Lanze die axial verfährt, um die drei Grundkomponenten, Glasfasern, ungesättigtes Polyesterharz und Zuschlagsstoffe, kontinuierlich und gleichmäßig an der sich drehenden Innenwand der Matrize aufzutragen. Jede Schicht in der GFK-Rohrwand hat eine definierte Zusammensetzung und wird je nach Einsatzbereich und äußeren Anforderungen an das GFK-Rohr ausgelegt. Durch den Schleuderprozess, und den damit verbundenen Zentrifugalkräften, kann an der Matrizeninnenwand je nach Matrizengröße, eine Beschleunigung von bis zur 75-fachen Erdbeschleunigung erzeugt werden, was zu einem verdichteten und hohlraumfreien Rohrwandaufbau führt. Abb. 1.1 zeigt die Hauptkomponenten eines Aufbaus mit einer Schleudermatrize.

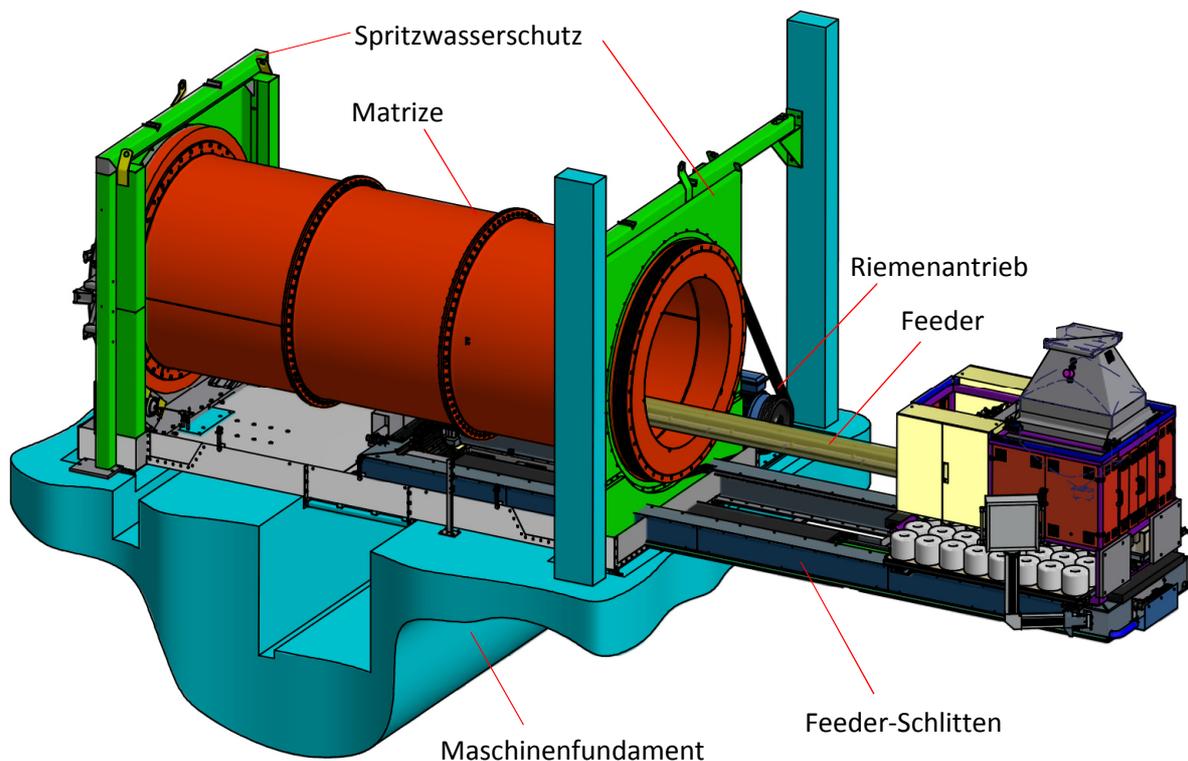


Abb. 1.1: Aufbau einer Schleudermatrize zur Rohrerstellung

Zur Lagerung der 6 m langen Matrizen werden speziell entwickelte Kugellager eingesetzt, welche an die unterschiedlichen Matrizengrößen angepasst sind. Insgesamt kommen 17 unterschiedliche Matrizendurchmesser bzw. Kugellager bei HOBAS zum Einsatz, die einen Innendurchmesser von 150 bis 2400 mm aufweisen. Diese Kugellager sind Gegenstand der Betrachtung in der vorliegenden Masterarbeit. Sie führen ausfallsbedingt immer wieder zu Stillstandszeiten in der Produktion und damit verbunden zu Produktivitätseinbußen. Abb. 1.2 zeigt die Schleudermatrize mit ihren Lagerstellen.

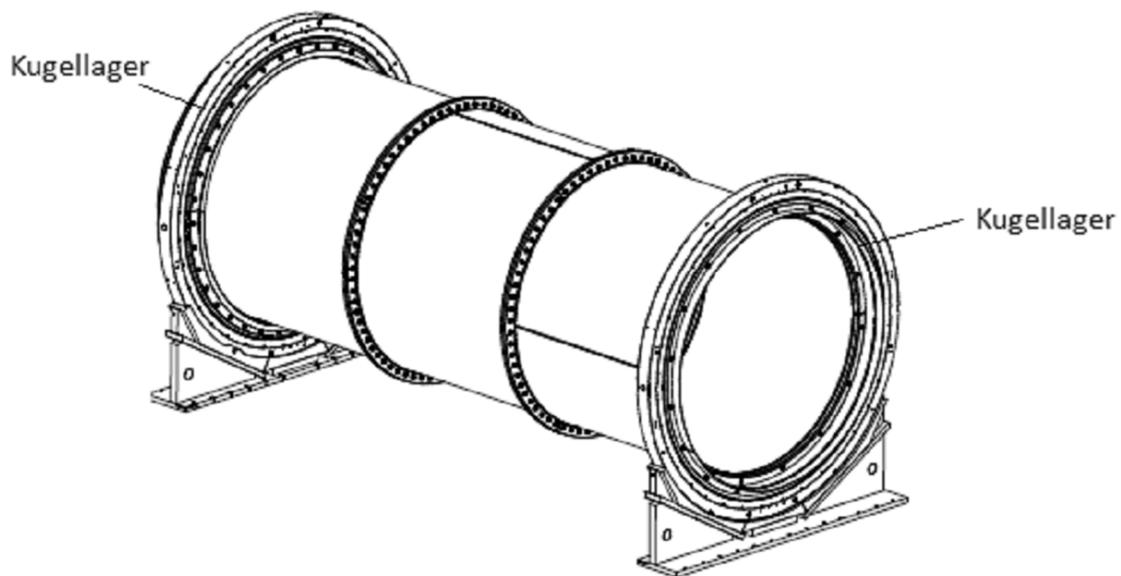


Abb. 1.2: Schleudermatrize mit beidseitiger Lagerung durch HOBAS-Kugellager

1.1 Kugellager-Historie bei HOBAS

Anfang der neunziger Jahre entwickelte HOBAS in Zusammenarbeit mit SKF Kugellager, welche die Matrize vollständig umschließen. Bis zu diesem Zeitpunkt wurden die Matrizen auf Rollen gelagert, ähnlich eines Drehrohrofens. Das Prinzip der Drehrohrofen-Lagerung findet nur mehr bei Lagerungen über 2,4 m Matrizendurchmesser Verwendung. Abb. 1.3 zeigt das Prinzip der Drehrohrofen-Lagerung, bei der die Matrize auf Stützrollen aufliegt.

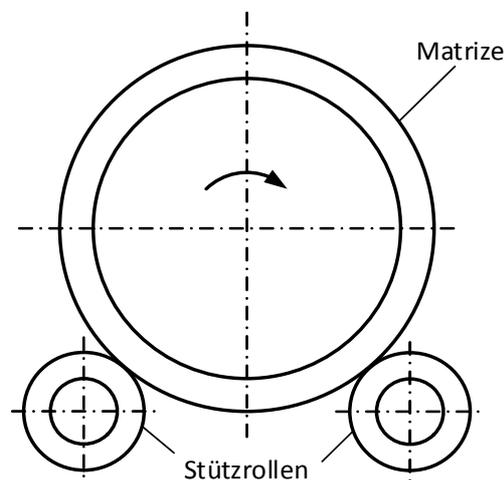


Abb. 1.3: Prinzip der Drehrohrofen-Lagerung

Nach einer langjähriger Zusammenarbeit zwischen den beiden Firmen, konnte SKF den Lieferzeit-Ansprüchen von HOBAS nicht mehr gerecht werden, weshalb man sich entschied die konstruktive Auslegung der Kugellager selbst zu übernehmen. Die Fertigung der Großwälzlager wird extern, auf Lohnbasis, im Raum Steiermark und Slowenien vergeben. Das Auffinden eines Fertigungsunternehmens, welches die entsprechenden Maschinen besitzt, um Durchmesser dieser Größenordnung zu bearbeiten und welches auch die entsprechende Qualität vorweisen kann, stellte sich für HOBAS als langwieriger und noch nicht abgeschlossener Prozess heraus. Großteils wurden

Eigenschaften der SKF-Lager übernommen, was durch Vermessung der von SKF gefertigten Lager geschah. Dennoch halten die von HOBAS gefertigten Lager subjektiv nicht so lange wie jene von SKF, wobei eine systematische Erfassung der Lebensdauerwerte bisher nicht erfolgte. Über die unterschiedlichen Durchmesserreihen gesehen, ist im Durchschnitt alle zwei Jahre ein Tausch bzw. eine Revision eines Lagers vorzunehmen.

1.2 System- und Prozessbeschreibung

Einsatzhäufigkeit

Kommt es zum Produktionsauftrag eines Rohres mit Durchmesser kleiner gleich 2,4 m, wird die entsprechende Matrize herangezogen und mit den montierten Kugellagern in die Lagerstellen der Schleudermaschinen gehoben. Manche Durchmesserreihen sind stärker nachgefragt als andere, weshalb die dazugehörigen Lager öfter zum Einsatz kommen. Für die gerade nicht verwendeten Lager kann dies bedeuten, dass sie mit einer entsprechenden Konservierung über einen längeren Zeitraum zwischengelagert werden.

Lagersituation

Die Auflage des Lageraußenringes findet in einem dem Durchmesser angepassten Lagerschuh statt, der den Außenring über einen Winkelbereich von 120° stützt. Ein vorangegangenes Konzept stützte den Außenring in zwei Lagerschuhen ab, die eine geringere Auflagefläche bereitstellten als das neuere Konzept. Für die genauere Erläuterung und die entsprechende Abb. 9.8 sei auf Kapitel 9 (Seite 107 ff.) verwiesen.

Bei den Lagerstellen wird bei HOBAS zwischen einem Fest- und Loslager unterschieden. Der Lagerschuh des Loslagers gibt dem Außenring die Möglichkeit sich axial um 20 mm zu verschieben. Der Schuh des Festlagers weist ein axiales Spiel von 5 mm auf.

Da beide Lagerstellen ein axiales Spiel aufgrund von prozessbedingten Temperaturdehnungen aufweisen, handelt es sich eigentlich um eine schwimmende Lagerung. Während des Prozesses der Rohrproduktion kommt es zu einer axialen Längung der Matrize von bis zu 2 mm.

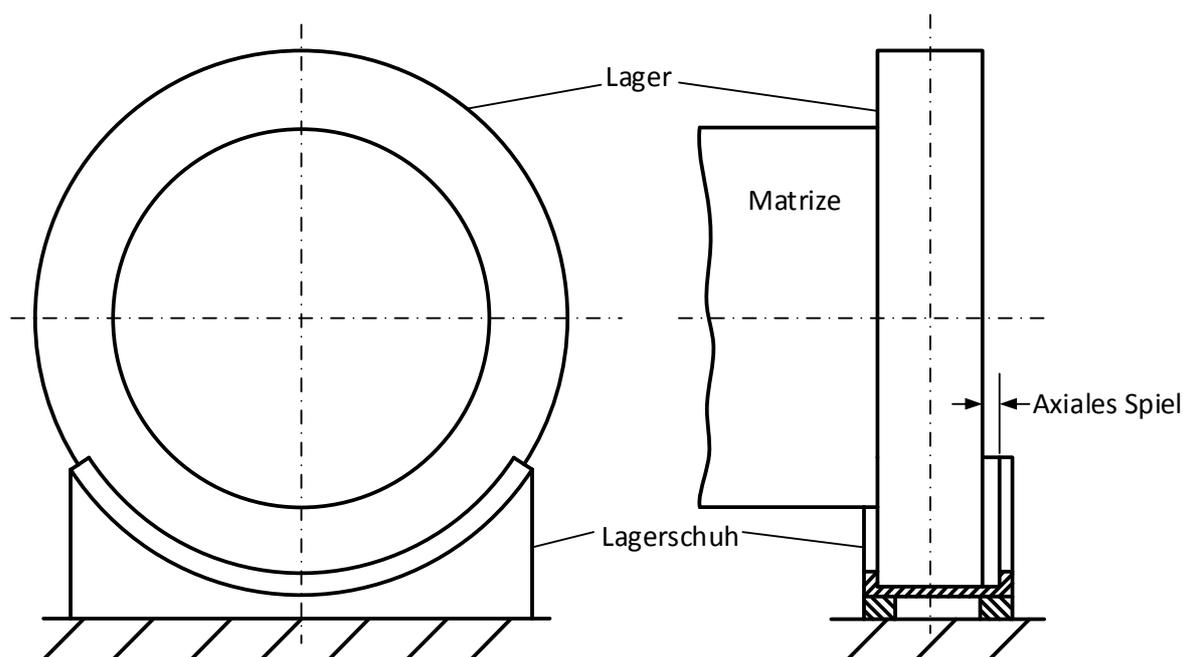


Abb. 1.4: Lagerschuh mit eingelegtem Matrizen-Kugellager

Antrieb

Der Antrieb der Matrize erfolgt über einen Riementrieb, bei dem die Riemenscheibe am Innenring des Loslagers angeflanscht ist. Des Weiteren ist am Innenring des Loslagers der Ejektor befestigt. Der Ejektor wird benötigt, um das fertige GFK-Rohr aus der Matrize heraus zu ziehen.

Drehzahlen

Beim Fertigungsprozess durchläuft die Matrize spezifische Drehzahlstufen, die je nach Rohrdurchmesser variieren. Im Zuge dieser Arbeit wird der Rohr-Nenndurchmesser DN-2400, bzw. das entsprechende Kugellager als Referenz herangezogen.

In Kapitel 2 (Abb. 2.3) werden die entsprechenden Drehzahlstufen angeführt und auch mit dem Drehzahlverlauf eines DN-1500 Lagers verglichen. In der ersten Phase des Prozesses wird zunächst die Matrizendrehzahl erhöht. Erst dann kommt es, unter konstanter Drehzahl, zum Auftragen des Rohrmaterials auf die Matrizeninnenwand. Nach Erreichen einer maximalen Drehzahl endet die Zufuhr von Rohrmaterial und die Drehzahl wird stufenweise reduziert, während das GFK-Rohr aushärtet.

Temperaturen

Aktiviert wird die Aushärtung durch das Aufspritzen von 80 °C warmem Wasser auf die Außenseite der Matrize. Der exotherme Aushärteprozess führt zu einem Temperaturanstieg auf 140 °C an der Matrize. Diese Wärme wird vorwiegend durch Wärmeleitung über die Lager abgeführt, wodurch ein maximaler Temperaturgradient von 40 °C zwischen Innen- und Außenring hervorgerufen wird.

Lagerspiel

Bedingt durch diesen Temperaturgradienten zwischen Innen- und Außenring ist ein entsprechendes Radialspiel vorzusehen, um ein Verklemmen der beiden Lagerringe zu vermeiden. HOBAS bezieht das Radialspiel mittels eines Faktors auf den Teilkreisdurchmesser, welcher im Bereich (400 bis 600) · 10⁻⁶ liegt. Der sogenannte Radialspielfaktor multipliziert mit dem Teilkreisdurchmesser ergibt das Radialspiel (siehe Abschnitt 3.2).

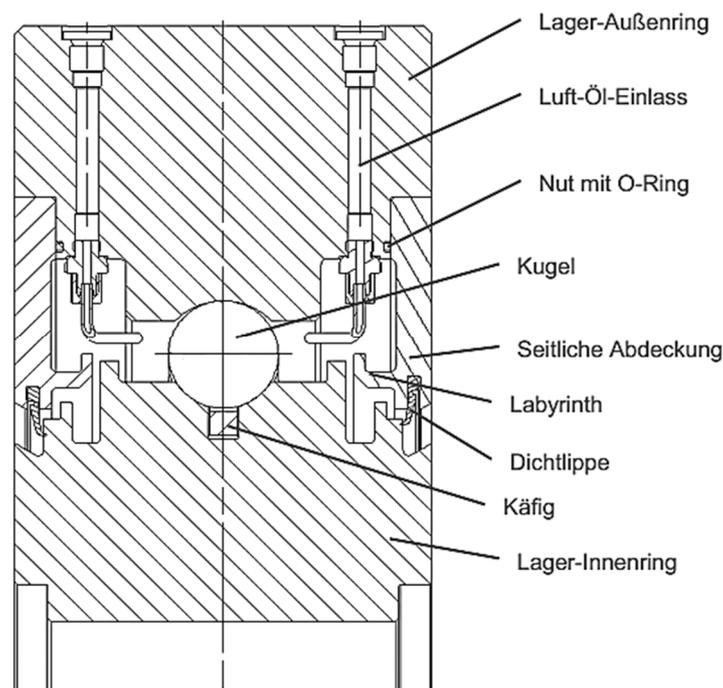


Abb. 1.5: Schnitt durch ein HOBAS Kugellager (HOBAS Engineering GmbH, 2013, S. 2)

Schmierung

Die Schmierung der Lagerung erfolgt mittels konditioniertem Hydraulik-Öl der Spezifikation HLP46, welches am obersten Punkt des Lagerumfanges, durch Einspritzen mit Luft zugeführt wird. (siehe Abb. 1.5). Der Lager-Innenraum wird über die Sperrluft einer Labyrinth Dichtung sowie über Dichtlippen, die am Innenring anliegen, abgedichtet. Der Einspritzdruck ruft im Lagerinneren einen Überdruck von 0,2 bar hervor, wodurch das Eindringen von Fremdpartikeln unterbunden wird. Der Abfluss des Öls erfolgt am untersten Punkt des Lagers.

Werkstoffe

Die Innen- und Außenlaufbahn der betreffenden Kugellager werden aus 42CrMo4 Vergütungsstahl gefertigt, welche durch Induktionshärten eine Härte von 58 HRC an der Kugellauffläche erreichen. Eine Ausnahme stellen die Laufbahnhärte im Bereich des Kugeleinfüllstutzens am Außenring sowie die Härteschlupfzone am Innenring dar, wo fertigungsbedingt wesentlich geringere Härten vorliegen. Diese Bereiche kommen durch das Verfahren des Induktionshärtens zustande, bei dem der Induktor eine bereits überfahrene Oberfläche nicht noch einmal überfahren darf, um eine Versprödung der Oberfläche zu vermeiden. Aus diesem Grund entsteht zwischen Startposition und Endposition des Induktors ein Bereich mit verminderter Härte, welcher sehr sensitiv in Bezug auf Ermüdung ist. Am Außenring ist die Härteschlupfzone im Bereich des Kugeleinfüllstutzens angebracht. Dieser ist notwendig, um einen Zusammenbau des Lagers zu ermöglichen.

Die Wälzkörper aus 100Cr6 Wälzlagerstahl werden zugekauft und weisen eine Härte von 62 HRC auf. Der am Innenring geführte Käfig ist aus glasfaserverstärktem Polyamid und besteht aus mehreren Segmenten. Abb. 1.6 zeigt eine Schnittdarstellung eines zusammengebauten HOBAS Lagers, bei dem eines der Käfigsegmente am Innenring ersichtlich ist. Die Käfigsegmente werden in einer Nut am Innenring geführt, wodurch die Innenlaufbahn geteilt wird.

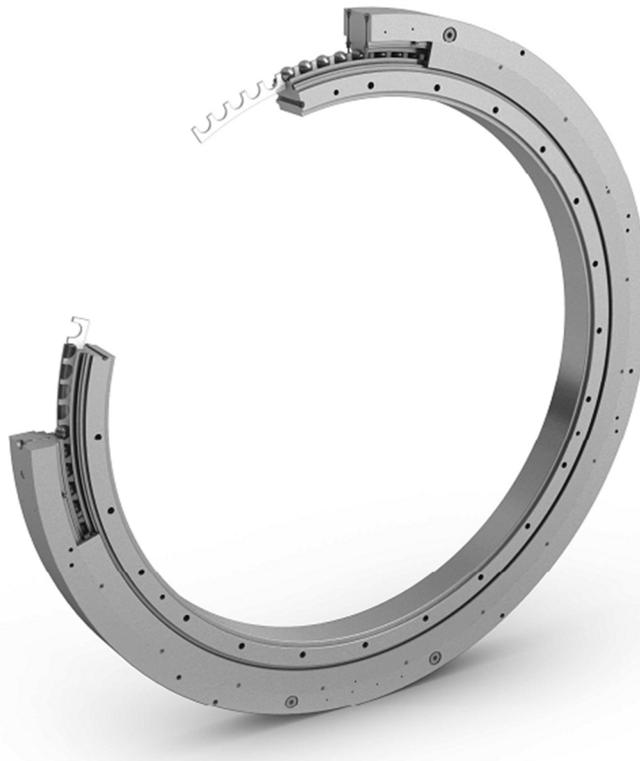


Abb. 1.6: Gesamtaufbau eines HOBAS Kugellagers (HOBAS Engineering GmbH, 2013, S. 1)

Zusammenbau eines HOBAS Kugellagers

Für den Zusammenbau eines entsprechenden Kugellagers werden die beiden Lagerringe ineinander gelegt und die Käfigelemente eingelegt. Während der Außenring auf einer festen Unterlage aufliegt, muss der Lagerinnenring drehbar gelagert sein, damit die Kugeln über die Einfüllbohrung in die jeweiligen Lücken des Käfigs eingeführt werden können. Durch das Weiterdrehen des Innenringes wird das Lager durch kontinuierliches Auffüllen der Käfiglücken mit Kugeln bestückt. Nachdem alle Kugeln eingesetzt sind wird die Einfüllbohrung mit einem Stopfen verschlossen, welcher dem Rillenradius der Außenlaufbahn angepasst ist und somit einen bündigen Laufbahnübergang ermöglicht (siehe Abb. 1.7). Die Sicherung des Stopfens erfolgt axial mittels eines Kegelstiftes. Nach Montage der seitlichen Abdeckungen und der Dichtlippe wird der Innenring mit der Matrize verschraubt. Die Matrize mit den beiden Lagern wird dann in die Lagerschuhe gehoben, wobei der Kugeleinfüllstopfen auf 3 Uhr positioniert wird (siehe Abb. 1.4).

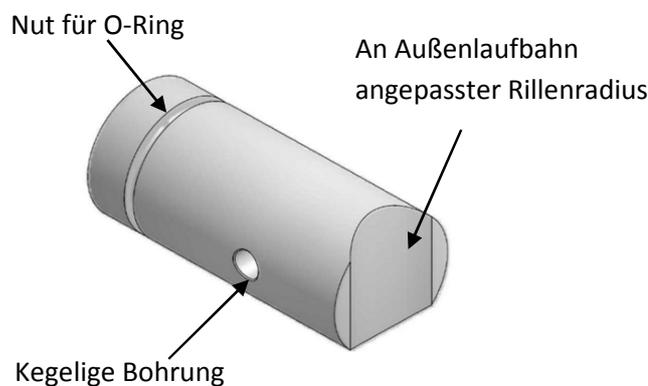


Abb. 1.7: Kugeleinfüllstopfen mit kegeliger Bohrung für Kegelstift und Nut für O-Ring (HOBAS Engineering GmbH, 2013, S. 17)

Umgebungsbedingungen

Je nach Betriebsstandort und örtlicher Verfügbarkeit wird für den Rohrwandaufbau Quarzsand oder Dolomit-Gestein als Zuschlagsstoff verwendet. Die Zuschlagsstoffe werden über den Feeder mit dem Harz eingespritzt, wodurch sich immer ein Teil der Partikel in der Luft der Werkshalle verteilt. Um diese abrasiv wirkenden Staubpartikel vom Lagerinneren fern zu halten, ist das Lager einerseits abgedichtet und andererseits wird das zugeführte Hydraulik-Öl konditioniert. Auch die Druckluft, welche als Öl-Luft Gemisch eingespritzt wird, wird einer Reinigung von Partikeln unterzogen.

Ein weiteres Medium, das sich in unmittelbarer Nähe der Lagerstellen befindet, ist das 80 °C warme Spritzwasser, welches zur Aktivierung des Aushärteprozesses auf die Außenseite der Matrize aufgetragen wird. Um den direkten Kontakt der Lagerung mit dem Wasser zu vermeiden, sind an der Matrize Spritzschutzbleche angebracht, siehe dazu Abb. 1.1.

1.3 Ziel der Arbeit

Im Rahmen dieser Arbeit sollen die bei HOBAS eingesetzten Kugellager analysiert und etwaige Optimierungspotenziale identifiziert werden. Dazu soll das Maschinenelement Kugellager, wie es in der Literatur beschrieben wird, theoretisch betrachtet und auf die Situation bei HOBAS umgelegt werden. Wechselwirkungen relevanter Parameter sollen im Zuge einer Sensitivitätsanalyse aufgezeigt und analysiert werden. Mit dieser Analyse soll es möglich sein das System soweit zu verstehen, dass

bei der Neuauslegung eines Kugellagers gezielt auf bestimmte Auslegungsparameter eingegangen wird kann und dessen Wechselwirkungen mit anderen Parametern zu verstanden werden.

Grundsätzlich teilt sich diese Arbeit in somit in drei Arbeitsschwerpunkte auf. Erster Ansatzpunkt ist die Analyse des Ist-Zustandes und der Belastungssituation am vorhandenen System, wofür die Prozessschritte zur Herstellung eines Rohres herangezogen werden. Im zweiten Schritt sollen im Zuge einer Sensitivitätsanalyse relevante Parameter herausgefiltert und deren Wechselwirkungen miteinander verglichen werden. Zu diesen Parametern gehören das Lagerspiel, der Kugeldurchmesser sowie die Schmiegun zwischen Wälzkörper und Laufbahn, um nur einige anzuführen. Im dritten Schritt gilt es aus den vorausgegangenen Schritten die bereits erwähnten Optimierungspotenziale bzw. Verbesserungsvorschläge abzuleiten.

Das größte Potenzial dieser Arbeit liegt vor allem darin, dass durch eine optimierte Lagerung Produktionsausfälle verringert werden können und somit die Produktion insgesamt effizienter gestaltet werden kann.

1.4 Aufbau der Arbeit

In den folgenden Kapiteln werden die theoretischen Grundlagen auf Basis einer Literaturstudie im Kontext der spezifischen Lagersituation bei HOBAS angewendet. Als Basis für diese Betrachtungen dient die anhand eines Lagerdurchmessers ermittelte Belastungssituation, welche in Kapitel 2 ermittelt wird. Die theoretischen Aspekte wie

- Innere Geometrie,
- Innere Geschwindigkeiten,
- Druckverteilung auf die Kugeln,
- Statische Beanspruchung ,
- Ermüdung,
- Reibung und Schmierung,
- Gehäusegestaltung und
- Wälzlagerschäden

eines Kugellagers werden analysiert und auf die Situation bei HOBAS angewendet. Im Zuge dieser Analyse wird auf die Sensitivität von Kennzahlen in Bezug auf ihre einflussnehmenden Parameter eingegangen. Aufbauend auf diese Aspekte wird in Kapitel 11 eine Potenzialanalyse der entscheidenden Parameter durchgeführt und in Kapitel 12 werden etwaige Optimierungspotenziale daraus abgeleitet.

2 Belastungssituation

Im nachfolgenden Kapitel wird die Belastungssituation der Kugellager während eines Fertigungsprozesses analysiert. Aus den zugrunde liegenden Prozessschritten wird ein Lastkollektiv gebildet, welches den Prozess einer Rohrerzeugung darstellt. Die dynamisch äquivalente Lagerbelastung sowie die mittlere Drehzahl dient als Grundlage für weitere Betrachtungen in den nachfolgenden Kapiteln.

Bei HOBAS finden Matrizendurchmesser von 300 bis 2400 mm (DN-300 bis DN-2400) Einsatz, deren Drehzahl und eingespritzte Masse unterschiedlich gesteuert wird. Zur Abstraktion der Belastungssituation wird ein Träger auf zwei Stützen betrachtet, der links und rechts die Lagerstellen A und B aufweist. Lagerstelle B erfährt durch die Riemenvorspannung sowie durch das Gewicht der Riemenscheibe und des Ejektors eine zusätzliche Belastung. Mittig im Schwerpunkt S der Matrize greift die Gewichtskraft F_G an, wobei der Schwerpunkt eine Exzentrizität e aufweisen kann, bedingt durch die Verteilung der eingespritzten Masse bzw. durch mögliche Formungenauigkeiten der Matrize. Die Gewichtskraft der Matrize erhöht sich während des Prozesses durch die eingespritzte Rohrmasse. Dies bedingt auch eine zeitliche Veränderung der im Schwerpunkt angreifenden Fliehkraft F_{rot} , wobei in diesem Fall auch die prozessabhängige Matrizendrehzahl Einfluss nimmt. Die Wärmeausdehnung, hervorgerufen durch die Temperaturentwicklung während eines Produktionsprozesses, wird durch die Axialkraft in den Lagerstellen berücksichtigt. Abb. 2.1 zeigt die am System-Träger angreifenden Kräfte in Abhängigkeit der Koordinatenrichtungen x, y und z .

2.1 Kräfteermittlung

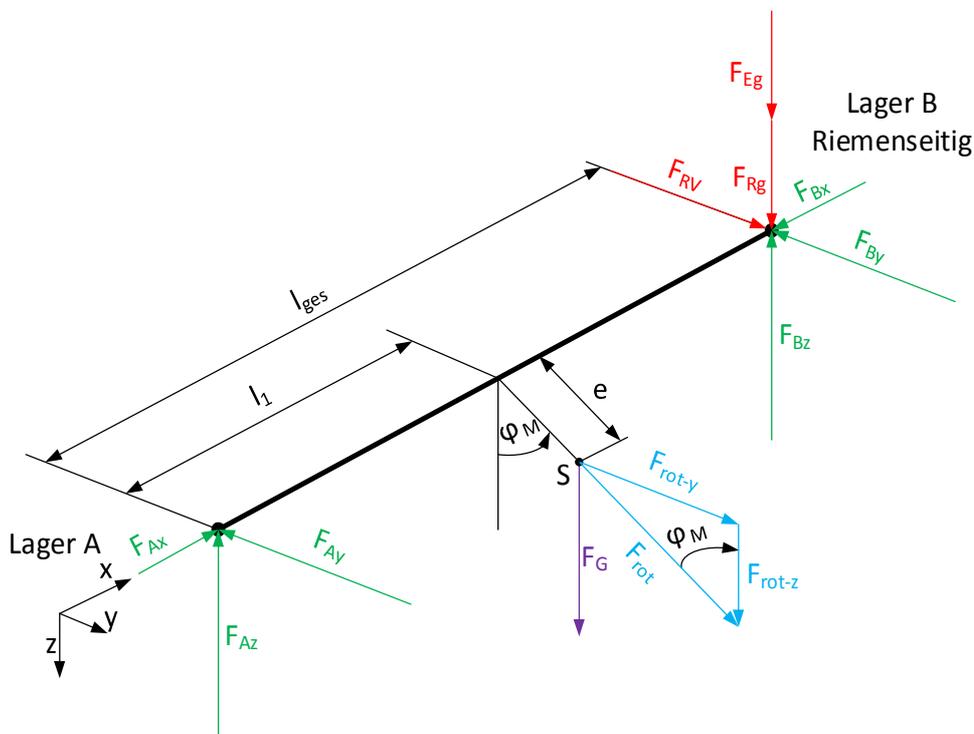


Abb. 2.1: Angreifende Kräfte am abstrahierten System der Matrize

Über die Masse der Matrize m_M und der eingespritzten GFK-Rohrmasse m_{GFK} , lässt sich die Gewichtskraft F_G ermitteln.

$$F_G = (m_M + m_{GFK}) \cdot g \quad (2.1)$$

Die Fliehkraft F_{rot} ergibt sich ebenfalls über die zeitabhängige Masse ($m_M + m_{GFK}$), die Exzentrizität e sowie die Winkelgeschwindigkeit ω_M der Matrize. Über den Prozess gesehen ändert sich die Matrizendrehzahl n_M , aber auch das Gewicht der Matrize, durch das zugeführte Rohrmaterial m_{GFK} .

$$F_{rot} = (m_M + m_{GFK}) \cdot e \cdot \omega_M^2 \quad (2.2)$$

$$F_{rot,y} = (m_M + m_{GFK}) \cdot e \cdot \omega_M^2 \cdot \sin \varphi_M$$

$$F_{rot,z} = (m_M + m_{GFK}) \cdot e \cdot \omega_M^2 \cdot \cos \varphi_M$$

Die Gewichtskraft der Riemenscheibe F_{Rg} und des Ejektors F_{Eg} lässt sich über dessen Massen errechnen.

$$F_{Rg} = m_R \cdot g \quad (2.3)$$

$$F_{Eg} = m_E \cdot g \quad (2.4)$$

Zwischen den Lageraußenringen und dem Lagerschuh wird eine Gummimatte aus Polyurethan zwischengelegt. Da beide Lagerschuhe eine axiale Verschiebung zulassen, handelt es sich um eine schwimmende Lagerung. Das riemenseitige Lager B hat im Lagerschuh die Möglichkeit sich 5 mm axial auszudehnen, während Lager A ein axiales Spiel von 20 mm aufweist. Über den Prozess kommt es zu einer axialen Wärmedehnung der Matrize von 2 mm. Diese Axialdehnung kann als Axialkraft angesehen werden, welche während des Prozesses in beiden Lagerstellen über die Reibkraft an den Gummimatten abgestützt wird.

$$\sum F_x = 0 \quad \begin{aligned} F_{Ax} - F_{Bx} &= 0 \\ F_{Ax} &= F_{Bx} \end{aligned} \quad (2.5)$$

$$F_{Ax} = F_{Bx} = F_{Bz} \cdot \mu_{\text{Gummi}}$$

$$\sum M_y = 0 \quad \begin{aligned} -F_G \cdot l_1 - F_{Fz} \cdot l_1 + F_{Bz} \cdot l_{ges} - F_{Rg} \cdot l_{ges} - F_{Ejg} \cdot l_{ges} &= 0 \\ F_{Bz} &= \frac{1}{l_{ges}} \cdot (F_G \cdot l_1 + F_{Fz} \cdot l_1 + F_{Rg} \cdot l_{ges} + F_{Ejg} \cdot l_{ges}) \end{aligned} \quad (2.6)$$

$$\sum F_z = 0 \quad \begin{aligned} F_G + F_{Rg} + F_{Ejg} - F_{Az} - F_{Bz} + F_{Fz} &= 0 \\ F_{Az} &= F_G + F_{Rg} + F_{Ejg} - F_{Bz} + F_{Fz} \end{aligned} \quad (2.7)$$

$$\sum M_z = 0 \quad \begin{aligned} F_{Fy} \cdot l_1 - F_{By} \cdot l_{ges} + F_{Rv} \cdot l_{ges} &= 0 \\ F_{By} &= \frac{1}{l_{ges}} \cdot (F_{Fy} \cdot l_1 + F_{Rv} \cdot l_{ges}) \end{aligned} \quad (2.8)$$

$$\sum F_y = 0 \quad \begin{aligned} F_{Rv} - F_{Ay} - F_{By} + F_{Fy} &= 0 \\ F_{Ay} &= F_{Rv} - F_{By} + F_{Fy} \end{aligned} \quad (2.9)$$

Alle Kräfte sind eine Funktion der Zeit und damit eine Funktion des Prozesses.

Abb. 2.2 zeigt den Drehzahlverlauf der unterschiedlichen Matrizendurchmesser über die Zeit. Der größte Matrizendurchmesser wird mit der kleinsten Drehzahl betrieben und hat mit ca. zwei Stunden die längste Prozesszeit. Die kleineren Durchmesser haben eine wesentlich kürzere Bearbeitungszeit dafür aber Drehzahlen von bis zu 700 U/min. Zur Abbildung der gezeigten Drehzahlverläufe waren nicht alle Drehzahlbereiche der einzelnen Durchmesserreihen vorhanden. Die Verläufe wurden durch Skalieren der vorhandenen Verläufe aus den Durchmesserreihen DN-2400 und DN-1500 gebildet (Abb. 2.2). Für die weiteren Betrachtungen werden die Lagerungen der Durchmesserreihen DN-2400 und 1500 betrachtet (Abb. 2.3).

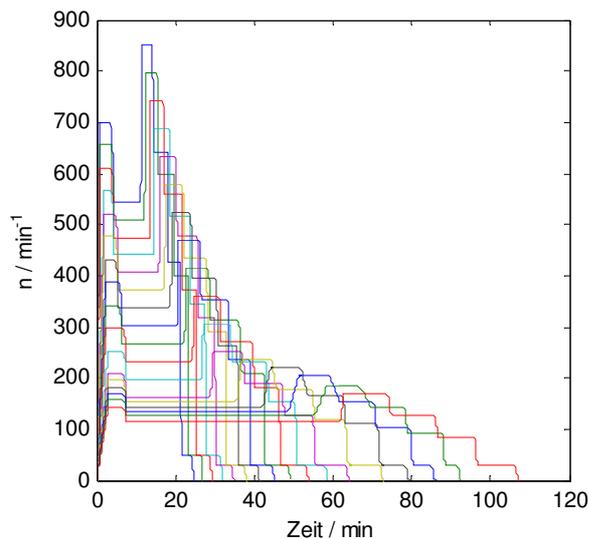


Abb. 2.2: Drehzahlverläufe der unterschiedlichen Rohrdurchmesser

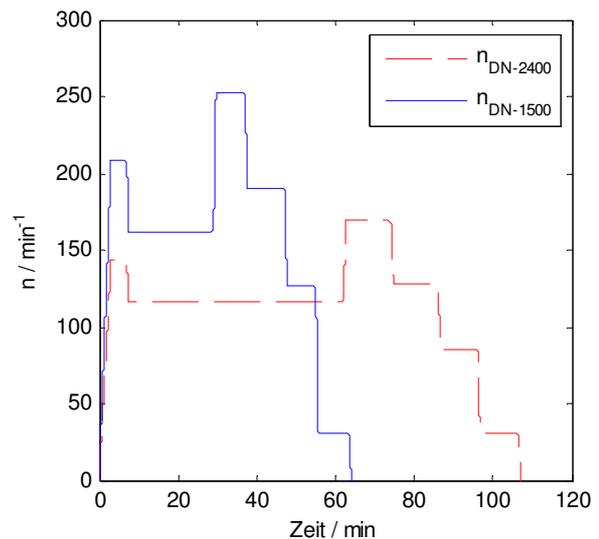


Abb. 2.3: Drehzahlverläufe der Matrizendurchmesser DN-2400 und DN-1500

Abb. 2.4 zeigt exemplarisch den Verlauf der Auflagerkraft im Lager B für den größten Matrizendurchmesser DN-2400 mm. Hervorgerufen durch den exzentrischen Schwerpunkt, welcher mit $e = 10$ mm angenommen wird, kommt es zu einem Auf- und Abspringen der Lagerkraft. Des Weiteren nimmt die Lagerkraft durch die eingespritzte GFK-Masse bis zu einem gewissen Endwert zu, welcher nach der dritten Drehzahlstufe erreicht wird.

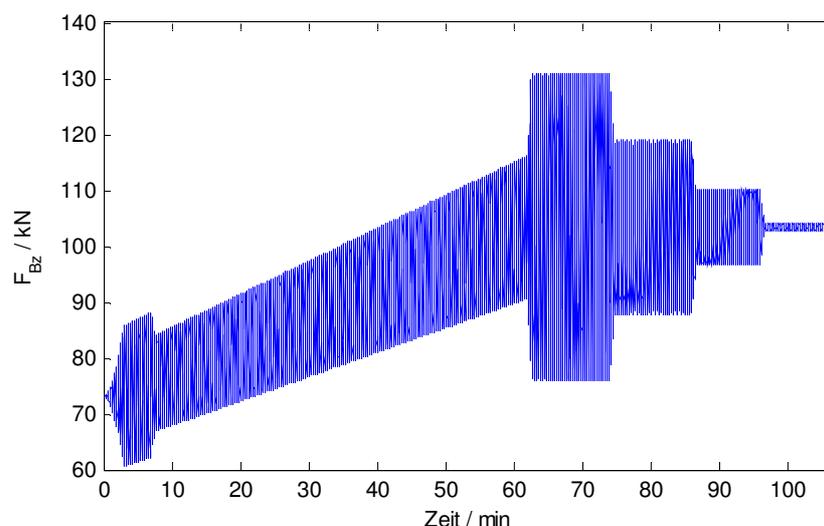


Abb. 2.4: Verlauf der Lagerkraft aufgrund der Exzentrizität der Matrize

Die Veränderung der ortsfesten Lagerkraft in Lager A und Lager B entspricht der zugeführten Rohrmasse über die Zeit. Der Anstieg der zugeführten Masse wurde im Bereich konstanter Drehzahl als linear angenommen. Die folgende Abbildung zeigt den Verlauf der eingespritzten Masse der Durchmesserreihe DN-2400 und DN-1500 über die Prozesszeit.

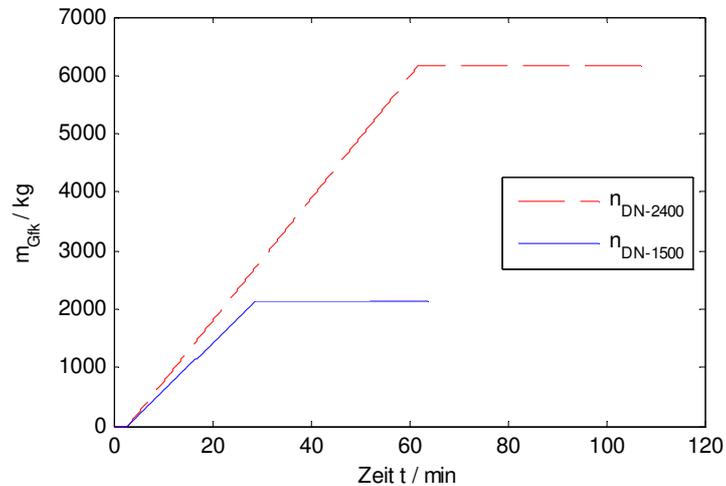


Abb. 2.5: Verlauf der eingespritzten GFK-Masse über die Zeit eines Prozesses für DN2400 und DN1500

Die Lagerkraft variiert in Abhängigkeit von der Exzentrizität e . Es ist daher notwendig die einwirkenden Kräfte zu unterscheiden. Einerseits wirken die ortsfesten Kräfte, hervorgerufen durch die raumfeste Gewichtskraft immer Richtung der Erdbeschleunigung, und andererseits wirkt die mit der Winkelgeschwindigkeit umlaufende Fliehkraft. Abb. 2.6 zeigt den zeitlichen Verlauf der ortsfesten Gewichtskräfte sowie der umlaufenden Fliehkraft im Lager A und Lager B wenn $e = 1 \text{ cm}$. Die Fliehkraft F_{rot} ist, bedingt durch die mittige Annahme der Schwerkraft, für beide Lager gleich.

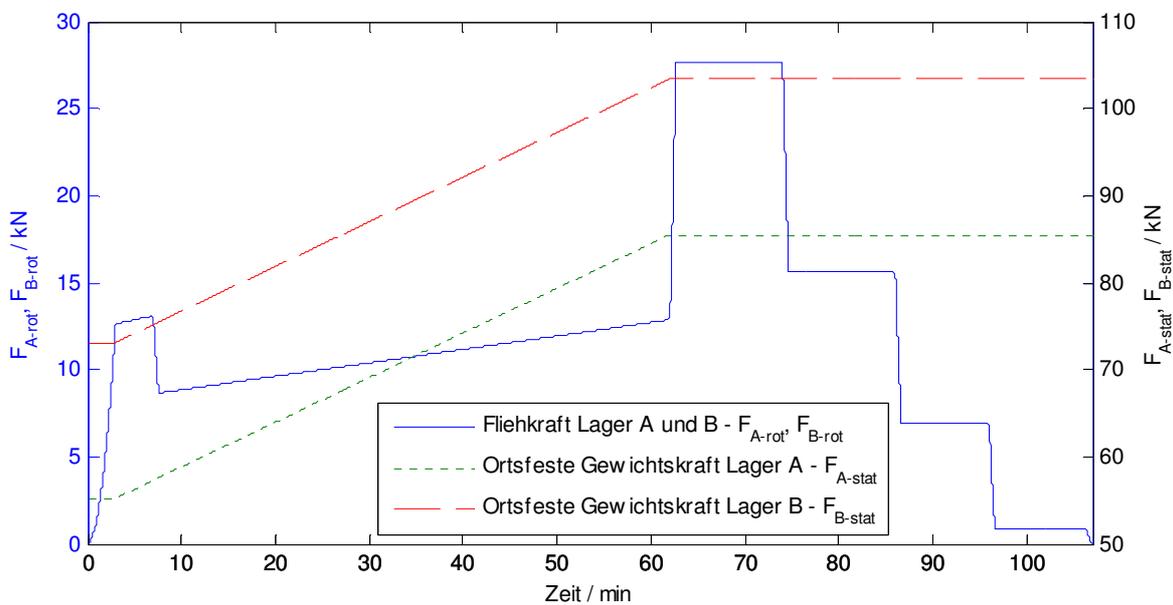


Abb. 2.6: Verlauf der Fliehkraft sowie der ortsfesten Gewichtskräfte in Lager A und B bei einer Matrize mit DN 2400

Des Weiteren ist ersichtlich, dass die Fliehkraftbelastung ca. um den Faktor 3 kleiner ist als die ortsfeste Gewichtskraft am Lager. Somit kann ein Abheben des Innenringes ausgeschlossen werden.

Um eine mittlere Lagerbelastung F_m zur erhalten, werden die umlaufende und die ortsteste Belastung zusammengefasst (siehe Abb. 2.7).

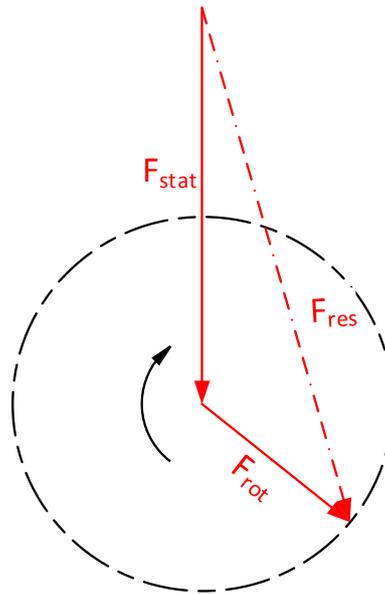


Abb. 2.7: Differenzierung zwischen rotatorischer und stationärer Kraft nach Brändlein et al. (1995, S. 171)

Die ortsfesten und die umlaufenden Lagerkräfte ergeben sich aus dem Kräftegleichgewicht.

Ortsfeste Lagerkräfte

$$F_{Bzstat} = F_G * \frac{l_1}{l_{ges}} + F_{Ejg} + F_{Rig}$$

$$F_{Bystat} = F_{RV}$$

$$F_{Bstat} = \sqrt{F_{Bzstat}^2 + F_{Bystat}^2}$$

$$F_{Azstat} = F_G * \left(1 - \frac{l_1}{l_{ges}}\right)$$

$$F_{Aystat} = 0$$

$$F_{Astat} = \sqrt{F_{Azstat}^2 + F_{Aystat}^2}$$

Rotatorische Lagerkräfte

$$F_{Bzrot} = \frac{l_1}{l_{ges}} * F_{zz}$$

$$F_{Byrot} = \frac{l_1}{l_{ges}} * F_{zy}$$

$$F_{Ayrot} = F_{zy} - F_{Byrot}$$

$$F_{Azrot} = F_{zz} - F_{Bzrot}$$

$$F_{Arot} = \sqrt{F_{Azrot}^2 + F_{Ayrot}^2}$$

$$F_{Brot} = \sqrt{F_{Bzrot}^2 + F_{Byrot}^2}$$

Die mittlere Lagerkraft F_m für Lagerstelle A und B ergibt sich nach Brändlein et al. (1995, S. 171) nach folgendem Zusammenhang:

$$F_m = F_{stat} \cdot \left(1 + 0,5 * \left(\frac{F_{rot}}{F_{stat}}\right)^2\right) \quad (2.10)$$

Abb. 2.8 zeigt eine Gegenüberstellung der mittleren radialen Lagerkraft in Lager A und Lager B über die Prozesszeit einer DN-2400 Matrize.

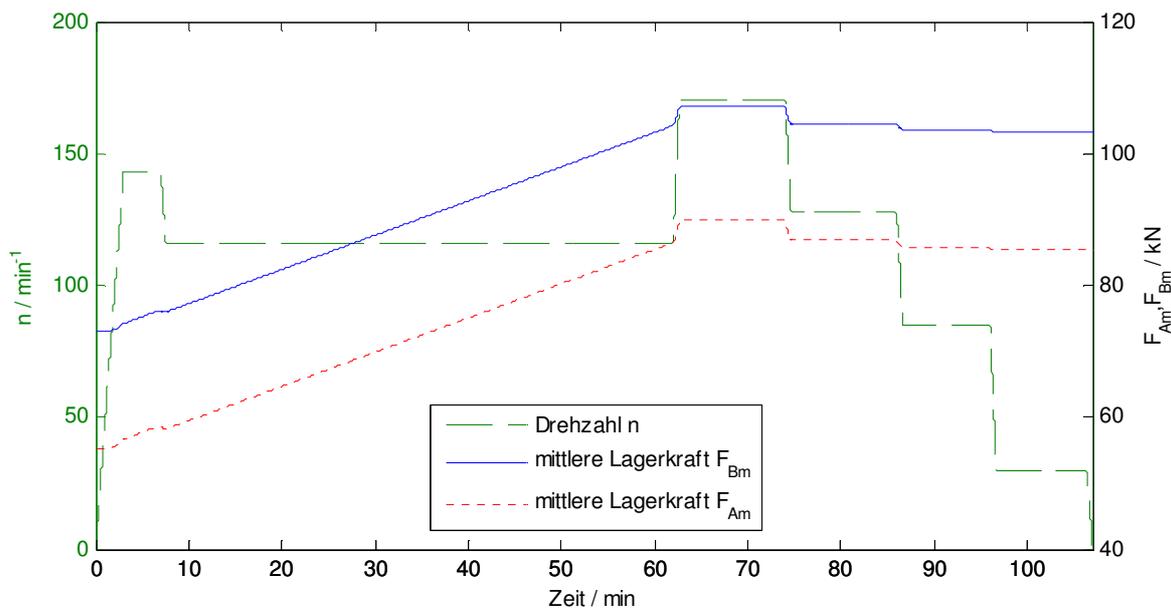


Abb. 2.8: Vergleich der mittleren Lagerkraft in den Lagerstellen A und B der Lagerreihe DN-2400 über die Prozesszeit

Die mittlere radiale Lagerkraft F_m berücksichtigt nicht die Axialkräfte F_{Ax} und F_{Bx} , dazu muss die dynamisch äquivalente Belastung P_i ermittelt werden (Brändlein et al., 1995, S. 164).

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \tag{2.11}$$

Üblicherweise werden der Radialfaktor X und der Axialfaktor Y aus dem Tabellenwerk für das jeweilige Lager herangezogen, im Fall von einem Sonderlagers, wie es bei HOBAS vorkommt, ist diese Vorgehensweise nicht möglich. Der Faktor Y berücksichtigt den Beitrag der Axialkraft zur Ermüdung und wird nicht berücksichtigt solange

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \tag{2.12}$$

gilt, wobei für $e = 1,5 \cdot \tan \alpha_0$ entspricht. Abb. 2.9 zeigt die Abhängigkeit der Variablen e vom Nenndruckwinkel α^0 .

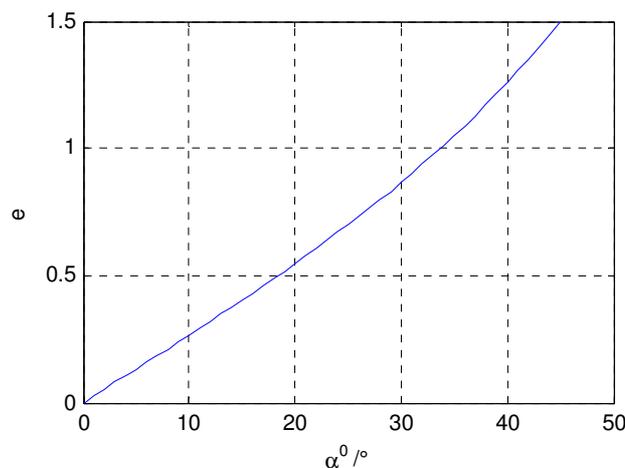


Abb. 2.9: Verlauf des Faktors e in Abhängigkeit der Druckwinkels

Das Verhältnis von Axialkraft zu Radialkraft $\frac{F_a}{F_r}$ für Lager A bzw. Lager B, kann mit Hilfe der konstanten Axialkraft F_a in den Lagerschuhen sowie mit der mittleren radialen Lagerkraft F_m ermittelt werden.

$$F_a = \mu_{Gummi} \cdot F_m \quad (2.13)$$

$$\frac{F_a}{F_m} = \mu_{Gummi}$$

Wird für $\mu_{Gummi} = 0,6$ angesetzt, was für Reibwert einer Gummimatte steht, so entspricht dieser Wert dem Verhältnis e . Aus dieser Abschätzung kann man schließen, dass die Axialkraft erst berücksichtigt werden muss, sobald das Verhältnis $\frac{F_a}{F_r} \geq 0,6$ ist, was einem Nenndruckwinkel $\alpha^0 \leq 21,8^\circ$ entspricht.

Die hier betrachteten HOBAS-Lagerungen weisen ein Radialspiel G_r auf und bei gegenseitigem Axialverschieben der Lagerringe stellt sich ein Nenndruckwinkel α^0 ein (siehe Abschnitt 3.2.4). Der Druckwinkel ist jedoch zwischen Innen- und Außenring zu unterscheiden, da am Innenring ein 2-Punkt-Kontakt vorliegt. Am Außenring berührt die Kugel die Laufbahn in nur einem Punkt, unter einem Druckwinkel der sich aus dem Radialspiel G_r und der inneren Geometrie ergibt. Des Weiteren findet, hervorgerufen durch die einseitige Auflage des Außenringes auf der Gummimatte des Lagerschuhes, eine gegenseitige Verkippung der Lagerringe statt, womit die Methode der dynamisch äquivalenten Lagerbelastung nicht mehr gültig ist. Diese sieht nämlich keine Verkippung der Lagerringe vor. Aus dieser Überlegung heraus wird die Axialkraft für die dynamisch äquivalente Lagerbelastung P vernachlässigt und von einem vereinfachten Fall der reinen Radialbelastung ausgegangen.

2.2 Ermittlung der dynamischen Belastung

Die ermittelte mittlere radiale Belastung F_m soll nun zu einer dynamisch äquivalenten Belastung P zusammengefasst werden. Das ist jene konstante Belastung, die in Kombination mit der mittleren Drehzahl n_m , jene Ermüdungslebensdauer ergibt, die sich auch durch die in der Realität auftretenden veränderlichen Belastung und Drehzahl ergeben würde. Abb. 2.10 zeigt wie aus einer zeitlich veränderlichen Belastung durch Bildung einzelner Laststufen P_k eine dynamisch äquivalente Belastung P ermittelt werden kann. Gleiches gilt für die mittlere Drehzahl; auch hier werden einzelne Drehzahlstufen in eine mittlere Drehzahl n_m übergeführt. (Brändlein et al., 1995, S. 169)

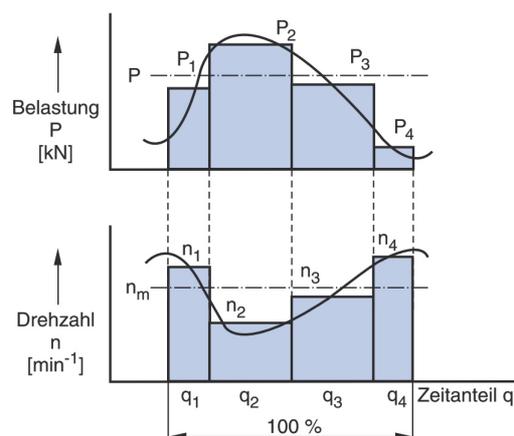


Abb. 2.10: Ermittlung der dynamisch äquivalenten Drehzahl und Belastung (Schlecht, 2009, S. 206)

Die dynamisch äquivalente Belastung P ermittelt man über die einzelnen Laststufen P_i , den einzelnen Drehzahlstufen n_k , der mittleren Drehzahl n_m , sowie den Zeitanteilen q_k der einzelnen Laststufen. (Brändlein et al., 1995, S. 169)

$$P = \sqrt[p]{P_1^p \cdot \frac{n_1}{n_m} \cdot \frac{q_1}{100} + P_2^p \cdot \frac{n_2}{n_m} \cdot \frac{q_2}{100} + \dots} \tag{2.14}$$

Der Exponent p ist für Punktkontakt mit $p = 3$ anzusetzen.

$$n_m = n_1 \cdot \frac{q_1}{100} + n_2 \cdot \frac{q_2}{100} + \dots \tag{2.15}$$

Im ersten Teil des Prozesses nimmt die Belastung bedingt durch die Zufuhr von Masse zu, weshalb eine mittlere Belastung P aus dem ansteigenden F_m gebildet werden muss. Abb. 2.11 und Abb. 2.12 zeigt die dynamisch äquivalenten Lagerbelastungen P für Lager A und B sowie die mittlere Drehzahl n_m , welche für Lager A und B dieselbe ist.

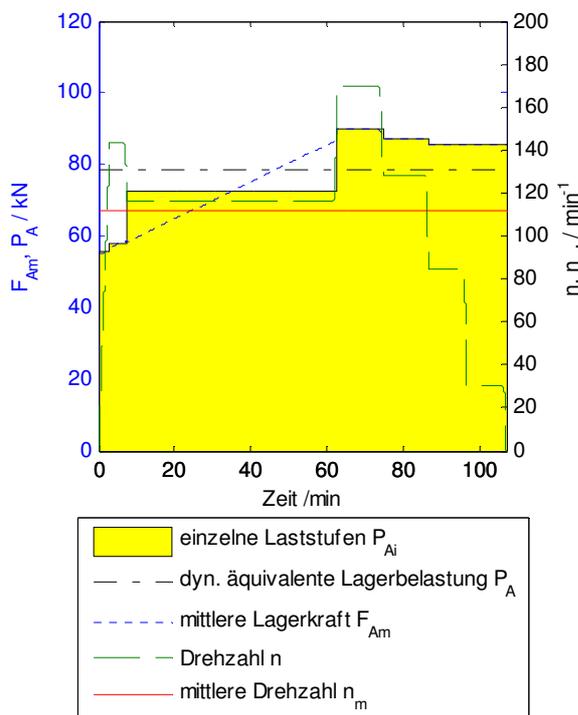


Abb. 2.11: Lastkollektiv des niedriger belasteten Lagers A der Reihe DN-2400

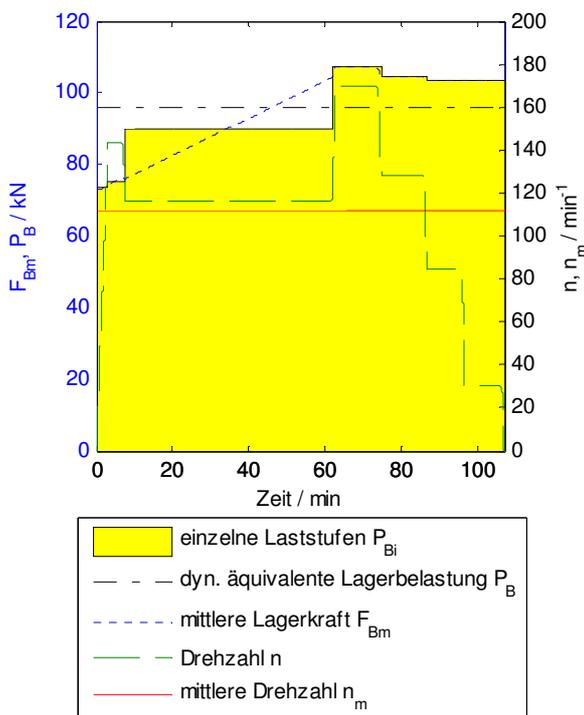


Abb. 2.12: Lastkollektiv des höher belasteten Lagers B der Reihe DN-2400

Abb. 2.13 vergleicht explizit die dynamisch äquivalente Belastung P der beiden Lagerstellen sowie deren mittlere Lagerkraft F_m für die Lagerreihe DN-2400. Des Weiteren ist die Drehzahl aufgetragen, welche für beide Lagerstellen dieselbe ist.

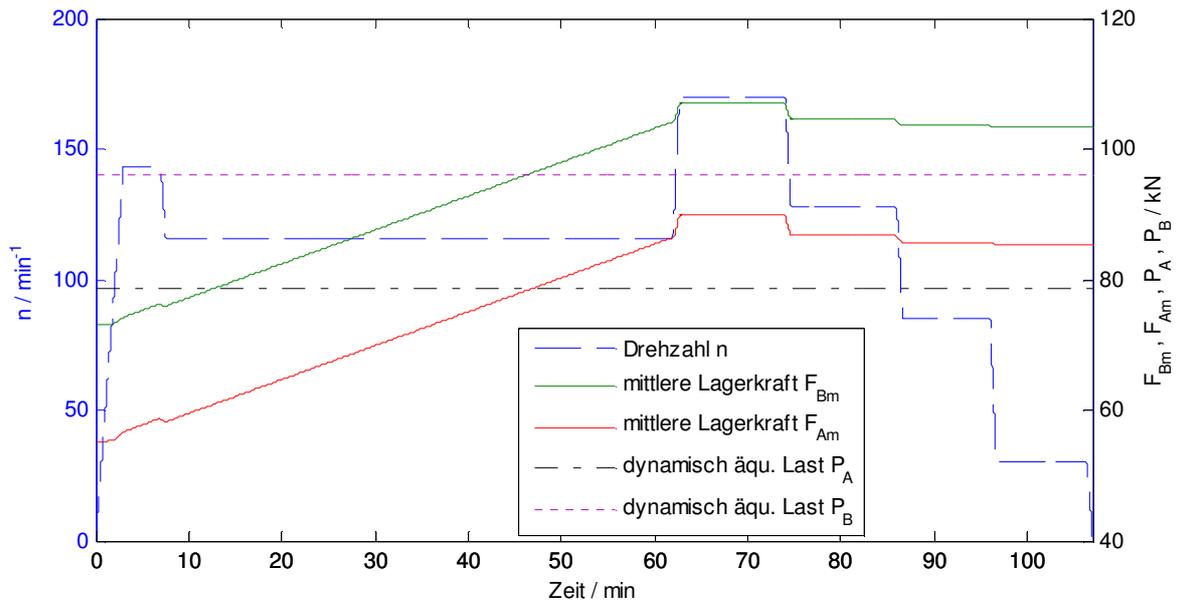


Abb. 2.13: Vergleich der dynamisch äquivalenten Belastung von Lager A und B der Reihe DN-2400

Abb. 2.14 und Abb. 2.15 zeigen jeweils die Lastkollektive für Lager A und B der Lagerreihe DN-1500. Die dynamisch äquivalente Belastung ist auch bei dieser Lagerreihe in Lager B höher als in Lager A, was durch das Gewicht der Riemenscheibe und des Ejektor hervorgerufen wird.

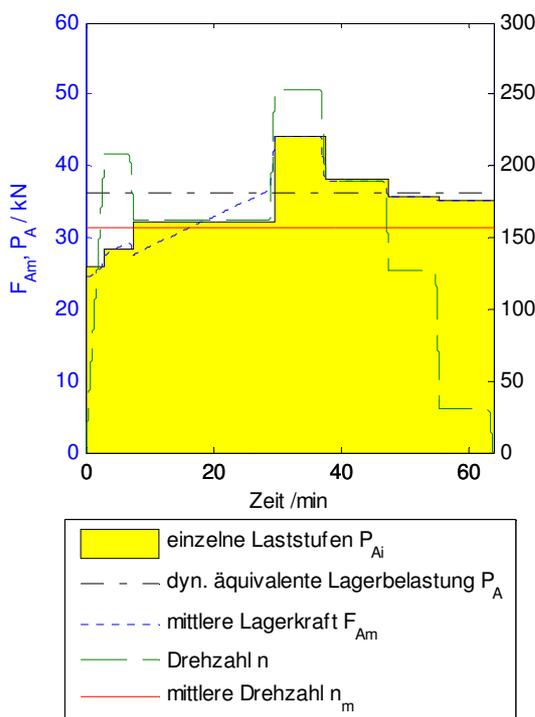


Abb. 2.14: Lastkollektiv des niedriger belasteten Lagers A der Reihe DN-1500

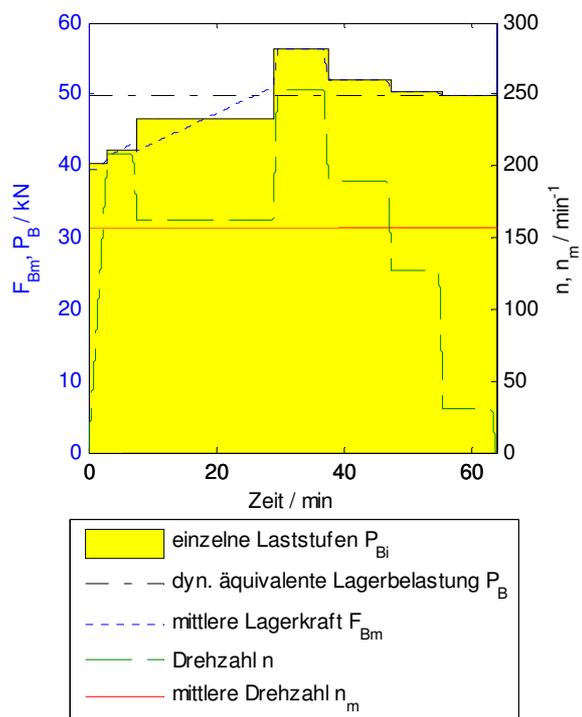


Abb. 2.15: Lastkollektiv des höher belasteten Lagers B der Reihe DN-1500

2.3 Resümee

Unter Berücksichtigung der vorhandenen Prozessparameter bei HOBAS, wurde die Axialkraft in den Lagerstellen vernachlässigt sowie eine Exzentrizität $e = 10 \text{ mm}$ der Matrize angenommen. Bei dieser Exzentrizität, führen die Fliehkräfte zu keinem Abheben der Matrize und damit auch nicht zu einem Abheben des Lagerinnenringes.

Vergleicht man die Lagerreihe DN-2400 mit der Lagerreihe DN-1500 so fällt auf, dass die Belastungen in den größeren Lagern um mehr als die Hälfte höher sind, während die Drehzahl nur um 29,5 % geringer ist.

Tabelle 2.1 zeigt eine Gegenüberstellung der betrachteten Lagerreihen in Bezug auf ihre mittlere Drehzahl sowie deren Belastung. Für das DN-1500-Lagerpaar ist die Belastung in Lager B um 34 % größer als in Lager A.

Tabelle 2.1: Dynamisch äquivalente Belastung und mittlere Drehzahl für Lager A und B der Reihe DN-2400 und DN-1500

	Lager A	Lager B	Mittlere Drehzahl
	P_A / kN	P_B / kN	n_m / min^{-1}
DN-2400	78,5	95,9	112,1
DN-1500	36,3	48,8	156,8

3 Innere Geometrie

Die innere Geometrie, oder auch Makrogeometrie, eines Rillenkugellagers definiert die Kontaktstellen zwischen den Rollkörpern und den Lagerringen. Je nach Auslegung der spezifischen Parameter, welche die innere Geometrie beschreiben, können bestimmte Systemeigenschaften hervorgerufen werden. Im folgenden Abschnitt werden zuerst die theoretischen Grundlagen erarbeitet, um diese dann auf die Situation bei HOBAS umzulegen und so Parameter wie Schmiegun, Druckwinkel, Axial- /Radialspiel sowie Kippwinkel und Krümmungsverhältnisse zu beschreiben.

3.1 Theoretische Grundlagen zur inneren Geometrie

Diese Kontaktstellen sind verhältnismäßig klein und in ihnen treten große Spannungen auf. Durch die Abstützung der Lagerringe an den Kugeln entsteht ein statisch unbestimmtes System, welches rechnerisch schwer zu beschreiben ist. Zusätzliche Komplexität entsteht durch die Einflussnahme des Lagerspiels und dem damit zusammenhängenden Druckwinkel, welcher über die innere Geometrie definiert wird. (Brändlein et al., 1995, S. 74)

Es soll nun auf die einzelnen Faktoren der Makrogeometrie und deren Zusammenhänge eingegangen werden.

3.1.1 Innere Geometriefaktoren eines Rillenkugellagers

Abb. 3.1 zeigt die Schnittansicht eines Rillenkugellagers mit dessen relevanten Durchmesser- verhältnissen. Für die Untersuchung der Geometrieverhältnisse ist es zweckmäßig das Kugellager im unbelasteten Zustand zu betrachten und das Radialspiel G_r auf alle vier Berührstellen der vertikalen Symetrieachse gleichmäßig aufzuteilen, wobei mit einer Berührstelle der Kontakt Kugel-Laufbahn gemeint ist. Mit diesem Ansatz befinden sich alle Mittelpunkte der Kugeln auf dem Teilkreisdurchmesser d_m .

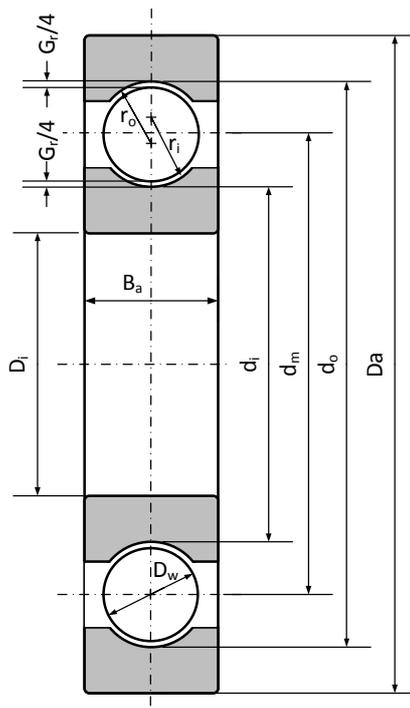


Abb. 3.1: Durchmesser- verhältnisse an einem Rillenkugellager nach Harris (2001, S. 49)

Die innere Geometrie wird noch durch den Kugeldurchmesser D_W und den Radien r_i und r_o der Innen- und Außenlaufbahn beschrieben. Der äußere Durchmesser D_a , der innere Durchmesser D_i und die Breite B_a beschreiben die äußeren Abmaße des Rillenkugellagers.

Der Durchmesser der Außenlaufbahn d_o ergibt sich über den Kugeldurchmesser D_W dem Teilkreisdurchmesser d_m und dem Radialspiel G_r :

$$d_o = D_W + d_m + \frac{1}{2} \cdot G_r \quad (3.1)$$

Der Durchmesser der Innenlaufbahn d_i lässt sich über dieselben Abmaße bestimmen.

$$d_i = d_m - D_W - \frac{1}{2} \cdot G_r \quad (3.2)$$

Die Krümmungsradien für die Innen- bzw. Außenlaufbahn werden mit folgenden Erfahrungswerten angesetzt (Schaeffler KG, 2013, S. 136):

$$r_o \leq 0,53 \cdot D_W \quad (3.3)$$

$$r_i \leq 0,52 \cdot D_W \quad (3.4)$$

Schlecht (2009, S. 138) gibt an, dass der Rillradius beim Rillenkugellager am Innenring um 4 % und am Außenring um 8 % größer ist, als der Radius des Wälzkörpers.

3.1.2 Schmiegun

Die Schmiegun beschreibt den Krümmungsunterschied in der Axialebene. Sie ist ein entscheidender Faktor, der dazu beiträgt wie gut die Fähigkeit eines Wälzlagers ist, große Belastungen zu übertragen. Eine enge Schmiegun bedeutet eine hohe Tragfähigkeit des Lagers, führt jedoch zu höheren Reibungsverlusten als eine weite Schmiegun, welche außerdem unempfindlicher gegen Verkippen ist. (Schlecht, 2009, S. 138)

Für die Schmiegun gibt es je nach Literatur verschiedene Definitionen. Es sollen hier zwei übliche Definitionen angeführt werden. Das Schmiegeverhältnis f wird laut Harris (2001) über das Verhältnis von Schmiegunsradius r zu Wälzkörperdurchmesser D_W bestimmt.

$$f = \frac{r}{D_W} \quad (3.5)$$

Harris (2001, S. 50) definiert die Schmiegun (engl. osculation) folgendermaßen:

$$\phi = \frac{D_W}{2 \cdot r} = \frac{1}{2 \cdot f} \quad (3.6)$$

Nach Brändlein et al. (1995, S. 77) und Schlecht (2009, S. 138) wird die Schmiegun κ_S über folgenden Zusammenhang definiert:

$$\kappa_S = \frac{2 \cdot r - D_W}{D_W} \quad (3.7)$$

Typische Werte für die Schmiegun liegen laut Schlecht (2009, S. 138) im Bereich von $\kappa_S \approx 0,02 \dots 0,05$. Hier sei anzumerken, dass diese Aussage den oben genannten Grenzen für Rillradien widerspricht. Mit diesen Werten erhält man für die mittlere Schmiegun κ_{Sm} einen größeren Wert als empfohlen, wie nachfolgend dargestellt:

$$\kappa_{Si} = \frac{2 \cdot r_i}{D_w} - 1 = \frac{D_i - D_w}{D_w} = \frac{r_i - r_w}{r_w}$$

$$\kappa_{Si} = \frac{1,04 \cdot r_w - r_w}{r_w} = 1,04 - 1 = 0,04$$

$$\kappa_{So} = \frac{1,08 \cdot r_w - r_w}{r_w} = 1,08 - 1 = 0,08$$

Die mittlere Schmiegun g beider Laufbahnrrillen ergibt sich wie folgt:

$$\begin{aligned} \kappa_{Sm} &= \frac{1}{2} \cdot (\kappa_i + \kappa_a) && (3.8) \\ &= \frac{1}{2} \cdot (0,04 + 0,08) = 0,06 \end{aligned}$$

Tabelle 3.1 listet die Empfehlungen für Laufrillenradien auf, wie sie in der Literatur erwähnt sind.

Tabelle 3.1: Empfehlungen für Schmiegeverhältnisse laut Literatur

	Harris (2001, S. 11)	Techn. Handbuch INA (2013, S. 257); entspricht ISO 281	Schlecht (2009, S. 138) Niemann et al. (2005, S. 581)
Rillenradius r_i, r_o	$0,515 \cdot D_w \leq r_i, r_o \leq 0,53 \cdot D_w$	$r_o \leq 0,53 \cdot D_w$ $r_i \leq 0,52 \cdot D_w$	$r_o \leq 0,58 \cdot D_w$ $r_i \leq 0,54 \cdot D_w$
Schmiegun g κ_{Sm}	-	-	$\kappa_{Sm} \approx 0,02 \dots 0,05$

3.1.3 Druckwinkel

Das Wälzelement in einem Rillenkugellager berührt im Allgemeinen die Innen- bzw. Außenbahn in genau einem Punkt. Die Verbindungslinie verläuft durch die Kontaktpunkte und den Mittelpunkt des Wälzkörpers. Die Übertragung der äußeren Lasten vom Außenring auf den Innenring erfolgt in Richtung dieser Verbindungslinie, daher kommt der Ausdruck Druckwinkel bzw. Drucklinie. Es wird zwischen Nenndruckwinkel α^0 und Betriebsdruckwinkel α unterschieden.

Den Nenndruckwinkel α^0 erhält man im unbelasteten Zustand des Lagers, wobei unterschiedliche Betrachtungsweisen zum Tragen kommen. Nach Brändlein et al. (1995, S. 80) lässt sich der Nenndruckwinkel über zwei unterschiedliche Arten definieren. Zum einen lässt er sich für ein Rillenkugellager durch die radiale Verschiebung der Lagerringe, zum anderen durch deren gegenseitige axiale Verschiebung ermitteln (siehe Abb. 3.2). In beiden Fällen wird der Innenring gegenüber dem Außenring verschoben, bis sie sich jeweils spannungsfrei mit den Kugeln berühren. Mit der Definition des Nenndruckwinkels über die axiale Verschiebung lassen sich Rillenkugellager und Schrägkugellager in der Berechnung gleichermaßen behandeln. (Brändlein et al., 1995, S. 80)

Wird der Nenndruckwinkel über axiale Verschiebung ermittelt, so gibt Schlecht (2009, S. 130) einen Druckwinkelbereich von 5 bis 15 ° an.

Laut Birkhofer et al. (2012, S. 154) wird der Nenndruckwinkel α^0 für ein Rillenkugellager durch radiales Verschieben der Lagerringe ermittelt und somit mit 0 ° angenommen. Auch wenn bedingt durch das

vorhandene Radialspiel ein axiales Verschieben der Lagerringe möglich wäre und sich so ein Nenndruckwinkel ungleich von 0 ° einstellen würde.

Der Betriebsdruckwinkel α stellt sich im belasteten Zustand durch eine kombinierte Axial-/Radiallast sowie durch elastische Verformungen ein. Er ist je nach Belastung für jede Kugel am Umfang des Rillenkugellagers unterschiedlich.

Ist das Radialspiel G_r gegeben, lässt sich der Nenndruckwinkel unter Miteinbeziehung der Krümmungsradien sowie des Teilkreisdurchmessers durch gegenseitiges axiales Verschieben der Lagerringe ermitteln (Abb. 3.2).

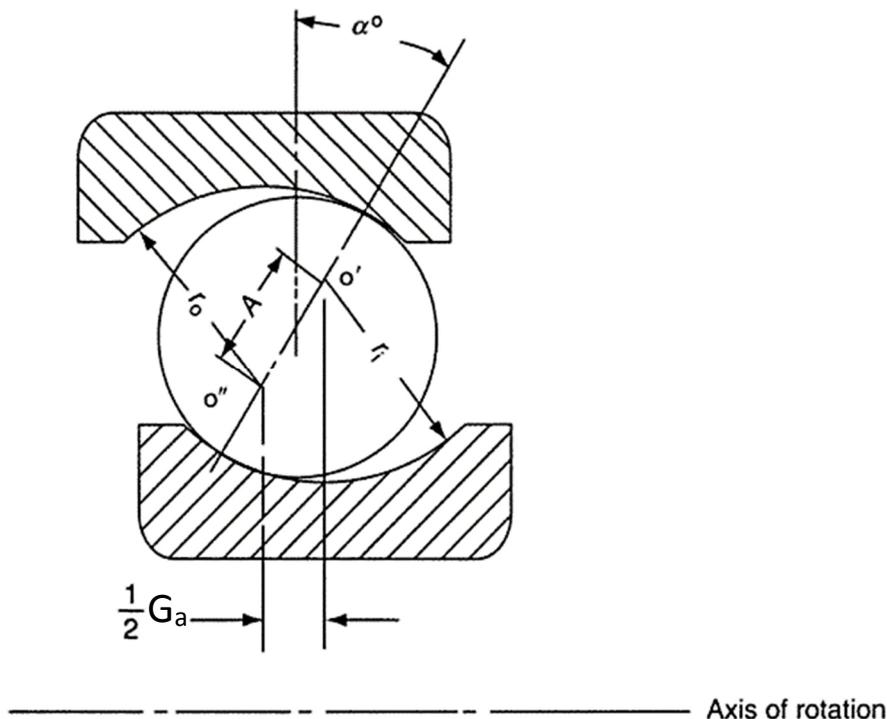


Abb. 3.2: Radialrillenkugellager bei gegenseitiger axialer Verschiebung der Lagerringe nach Harris (2001, S. 53)

Nach Harris (2001, S. 54) wird als Hilfsgröße der Abstand A zwischen den Mittelpunkten der beiden Krümmungsradien eingeführt.

$$A = r_o + r_i - D_W \tag{3.9}$$

Der Nenndruckwinkel α_o ergibt sich über folgenden Zusammenhang:

$$\alpha_o = \arccos \frac{2 \cdot A - G_r}{2 \cdot A} = \arccos \left(1 - \frac{G_r}{2 \cdot A} \right) \tag{3.10}$$

Es wird die Gesamtkrümmung B eingeführt, welche sich über die Schmiegeverhältnisse f_i und f_o des Innen- und Außenringes ergibt (Harris, 2001, S. 54).

$$B = f_i + f_o - 1 \tag{3.11}$$

Setzt man die Grenz-Empfehlungswerte nach Harris (2001) von Tabelle 3.1 ein, lässt sich B ermitteln.

$$B = \frac{0.52 \cdot D_W}{D_W} + \frac{0.53 \cdot D_W}{D_W} - 1$$

$$B = 1,05 - 1$$

$$B = 0,05$$

Vergleicht man die erhaltene Gesamtkrümmung mit Abb. 3.3 so fällt auf, dass eine Gesamtkrümmung B , welche mit den Grenz-Rillenradien nach DIN ISO 281 ermittelt wurde, nicht enthalten ist. Die eingezeichneten Grenzkrümmungen lassen sich prinzipiell nur mit einem Rillradius errechnen, der größer ist, als es die Empfehlung von Harris (2001) nach Tabelle 3.1 vorgibt.

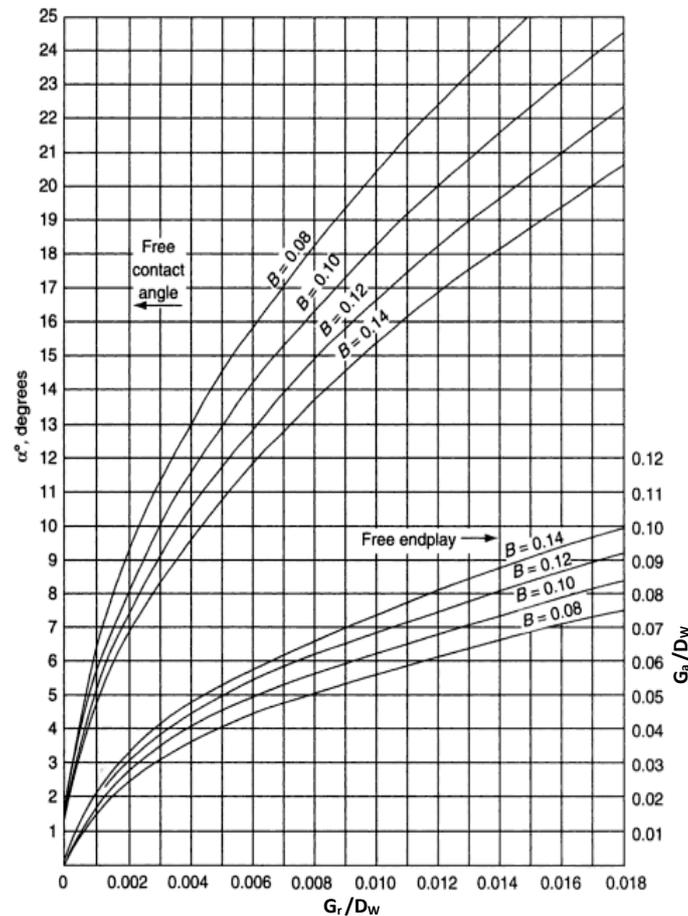


Abb. 3.3: Axialspiel und Druckwinkel in Abhängigkeit von Radialspiel und Gesamtkrümmung nach Harris (2001, S. 53)

3.1.4 Radial- und Axialspiel

Wie bereits in Abschnitt 3.1.3 erwähnt, kann der Innenring radial und axial verschoben werden. Die radiale Verschiebbarkeit ergibt sich aus dem Radialspiel G_r . Das halbe Axialspiel ist jener Betrag um den sich der Innenring gegenüber dem Außenring axial in eine Richtung verschieben lässt, sodass sich Kugel und Laufbahnen einander spannungsfrei berühren. Das gesamte Axialspiel G_a kann über die innere Geometrie und dem Radialspiel ermittelt werden (siehe Abb. 3.2). (Harris, 2001, S. 53)

$$G_a = 2 \cdot A \cdot \sin(\alpha^0) \tag{3.12}$$

$$G_a = 2 \cdot D_w \cdot (f_o + f_i - 1) \cdot \sin(\alpha^0)$$

Die radialen Lagerspiele von genormten Standardkugellagern werden in der Lagerluftgruppe CN nach DIN 620-4 angeführt. Genormte Lager mit vergrößertem Lagerspiel sind den Klassen C3 und C4 zuzuordnen.

3.1.5 Geometrieverhältnisse am geteilten Innenring

Liegt beim Rillenkugellager ein geteilter Innenring vor, so führt das zu einer veränderten Geometrie. Die Laufrillenradien der linken und rechten Hälfte des Innenringes haben nicht denselben Mittelpunkt

und so kommt es, dass die Kugel den Innenring in zwei Punkten berührt. Das Fertigen der Rille erfolgt durch Beilegen einer Scheibe zwischen den unbearbeiteten Innenringhälften und nachfolgendem Ausschleifen des Rillenradius. Die Breite w_s der beigelegten Scheibe lässt sich über den Schenkelwinkel α_s ermitteln (siehe Abb. 3.4). (Harris, 2001, S. 57)

$$w_s = (2 \cdot r_i - D_w) \cdot \sin \alpha_s \tag{3.13}$$

Mit dem Zusammenhang $f_i = \frac{r_i}{D_w}$ ergibt sich:

$$w_s = (2 \cdot f_i - 1) \cdot D_w \cdot \sin \alpha_s$$

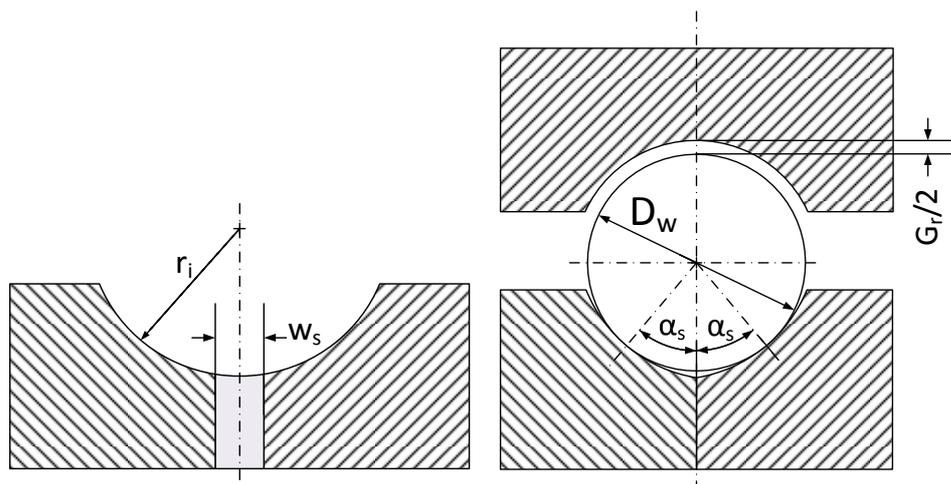


Abb. 3.4: Links: geteilter Innenring mit beigelegter Scheibe nach dem Schleifen, Rechts: geteilter Innenring mit 2-Punkt-Kontakt und daraus resultierendem Schenkelwinkel nach Harris (2001, S. 57)

Der Laufbahnnendurchmesser d_i ist im Falle eines 2-Punkt-Kontaktes über den Kugeldurchmesser D_w und den Schenkelwinkel α_s zu ermitteln (siehe Abb. 4.2).

$$d_i = d_m - D_w \cdot \cos \alpha_s \tag{3.14}$$

3.1.6 Der Kippwinkel bei einem Rillenkugellager

Bedingt durch das Axial- und Radialspiel eines Rillenkugellagers kann der Innenring bzw. der Außenring um die Mittellage oder um die unterste Kugel verkippen. Findet eine Verkipfung um die Mittenachse statt, wird der Kippwinkel mit ψ_m bezeichnet bzw. mit ψ_u bei Verkipfung um den untersten Punkt (siehe Abb. 3.5). Bei der Verkipfung des Innenringes verübt der Mittelpunkt der obersten Kugel eine Kreisbewegung um den Drehpunkt aus. Unter der Annahme, dass die Bewegung entlang des Bogens, die der Innenring beim Verkippen ausführt, sehr klein ist, kann diese durch eine geradlinige Axialverschiebung ersetzt werden. (Brändlein et al., 1995, S. 86)

Bei Verkipfung um den Mittelpunkt lässt sich der Kippwinkel ψ_m über das Axialspiel G_a und den halben Teilkreisdurchmesser d_m berechnen. Idealisiert verteilt sich dabei das Radialspiel G_r auf alle 4 Kontaktpunkte.

$$\psi_m = \frac{G_a}{2 \cdot d_m} = \frac{2 \cdot D_w \cdot (f_o + f_i - 1) \cdot \sin(\alpha^0)}{2 \cdot d_m} \tag{3.15}$$

Wobei für α^0 gilt:

$$\alpha^0 = \arccos\left(1 - \frac{G_r}{2 \cdot A}\right) \tag{3.10}$$

Und mit

$$\sin\left(\arccos\left(1 - \frac{G_r}{2 \cdot A}\right)\right) = \sqrt{1 - \left(1 - \frac{G_r}{2 \cdot A}\right)^2}$$

Ergibt sich

$$\psi_m = \frac{D_w \cdot A}{d_m} \cdot \sqrt{1 - \left(1 - \frac{G_r}{2 \cdot A}\right)^2} \quad (3.16)$$

Verkippt der Innenring um die unterste Kugel, so verteilt sich das gesamte Radialspiel an der obersten Kugel und ergibt den Kippwinkel ψ_u . Bedingt durch das doppelte Radialspiel ändert sich die Formel von vorher mit $(2 \cdot G_r)$:

$$\psi_u = \frac{D_w \cdot A}{d_m} \cdot \sqrt{1 - \left(1 - \frac{2 \cdot G_r}{2 \cdot A}\right)^2} \quad (3.17)$$

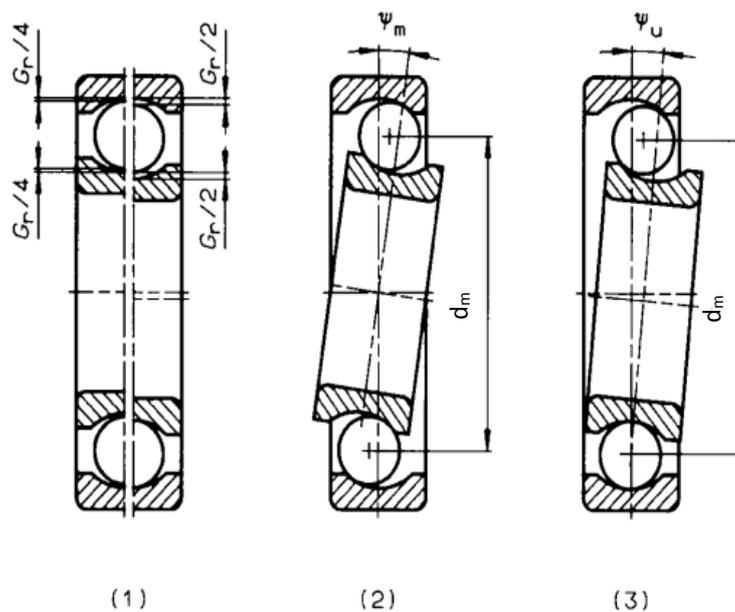


Abb. 3.5: Verkippen des Lagerinnenringes: (1) Ausgangslage, (2) Verkipfung um Lagermitte, (3) Verkipfung um unterste Kugel (Albert et al., 1987, S. 75)

3.1.7 Krümmungsverhältnisse

Zwei allseitig gekrümmte Körper mit unterschiedlichen Krümmungsradien, die sich jeweils zwei Hauptebenen teilen, berühren einander in einem idealisierten Punkt unter der Bedingung, dass keine Last aufgebracht wird. Diese Art des Kontaktes wird Punktkontakt genannt. Abb. 3.6 zeigt den Punktkontakt zweier allgemein gekrümmter Körper, unter einer Belastung Q . Laut Harris (2001, S. 60) beschreibt der erste Index der Krümmungsradien r den oberen bzw. den unteren Körper, während der zweite Index die Hauptkrümmungsebenen beschreibt. Somit ist der Krümmungsradius r_{12} auf Körper I in der Hauptkrümmungsebene 2 bezogen. Als weitere Bedingung gilt, dass die Hauptkrümmungsebenen der beiden Körper zusammenfallen. (Harris, 2001, S. 61)

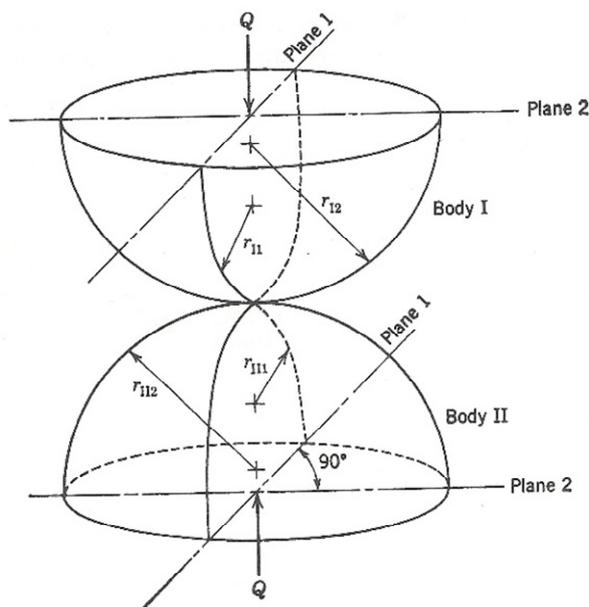


Abb. 3.6: Geometrie der Kontaktzone zweier sich berührender Körper (Harris, 2001, S. 61)

Die Krümmung ρ wird als Reziprokwert des Krümmungsradius r gebildet.

$$\rho = \frac{1}{r} \tag{3.18}$$

Je nachdem ob der Mittelpunkt der Krümmung innerhalb oder außerhalb des Körpers liegt, ändert sich das Vorzeichen. Liegt er innerhalb, handelt es sich um eine konvexe Krümmung und sie erhält ein positives Vorzeichen. Liegt er außerhalb, so handelt es sich um eine konkave Krümmung und das Vorzeichen ist negativ.

Um den Kontakt zu beschreiben wird nach Harris (2001, S. 61) eine Summe der Krümmungen $\sum\rho$ gebildet.

$$\sum\rho = \frac{1}{r_{I1}} + \frac{1}{r_{I2}} + \frac{1}{r_{II1}} + \frac{1}{r_{II2}} \tag{3.19}$$

Des Weiteren wird eine Krümmungsdifferenz gebildet, welche in deutscher Literatur als $\cos(\tau)$ bezeichnet wird. Für die weiteren Betrachtungen wird die Bezeichnung laut Harris (2001, S. 63) verwendet, welche diesen Hilfsbeiwert als $F(\rho)$ bezeichnet.

$$F(\rho) = \frac{(\rho_{I1} - \rho_{I2}) + (\rho_{II1} - \rho_{II2})}{\sum\rho} \tag{3.20}$$

Aus dieser Definition lässt sich für den Innen- bzw. Außenring eine Formel für den Krümmungsradius herleiten. Dafür wird die Hilfsvariable γ eingeführt.

$$\gamma = \frac{D_W \cdot \cos(\alpha)}{d_m} \tag{3.21}$$

Für den Innen- und Außenring kann die Summe der Krümmungen umgeformt werden.

$$\sum\rho_i = \frac{1}{D_W} \cdot \left(4 - \frac{1}{f_i} + \frac{2 \cdot \gamma}{1 - \gamma} \right) \dots \text{Innenring} \tag{3.22}$$

$$\sum\rho_o = \frac{1}{D_W} \cdot \left(4 - \frac{1}{f_o} - \frac{2 \cdot \gamma}{1 + \gamma} \right) \dots \text{Außenring} \tag{3.23}$$

Die Krümmungsdifferenz für den Innen- und Außenring errechnet sich wie folgt:

$$F(\rho)_i = \frac{\frac{1}{f_i} + \frac{2 \cdot \gamma}{1 - \gamma}}{4 - \frac{1}{f_i} + \frac{2 \cdot \gamma}{1 - \gamma}} \dots \text{Innenring} \quad (3.24)$$

$$F(\rho)_o = \frac{\frac{1}{f_o} - \frac{2 \cdot \gamma}{1 + \gamma}}{4 - \frac{1}{f_i} - \frac{2 \cdot \gamma}{1 + \gamma}} \dots \text{Außenring} \quad (3.25)$$

Es sei anzumerken, dass laut Harris (2001) bei der Hilfsvariablen γ der Betriebsdruckwinkel α verwendet wird. Der Betriebsdruckwinkel stellt sich aber im Betrieb ein und geht mit entsprechenden Verformungen einher, wodurch die Ermittlung dieses Winkels mit einem erhöhten Rechenaufwand einhergeht. Für die weiteren Betrachtungen wurde in γ der Nenndruckwinkel α^o angesetzt, da dies für eine Abschätzung ausreichend ist.

Für die Betrachtung der dynamischen Tragfähigkeit in Kapitel 7 ist für ein 2-Punkt Rillenkugellager der Nenndruckwinkel α^o mit Null Grad anzusetzen, wodurch sich für die Hilfsvariable γ folgender Zusammenhang ergibt:

$$\gamma = \frac{D_w}{d_m} \dots \dots \text{bei } \alpha^o = 0^\circ$$

3.2 Innere Geometrie im Kontext HOBAS

Die Situation der inneren Geometrie ist bei Kugellagern der Fa. HOBAS eine spezielle. Bei den entsprechenden Lagern handelt es sich nicht um Rillenkugellager mit gewöhnlicher 2-Punkt Lagergeometrie, sondern um sogenannte 3-Punkt Lager. Abb. 3.7 zeigt die Geometrieparameter eines HOBAS-Lagers, wobei für die Schnittdarstellung der Bereich des Kugeleinfüllstopfens gewählt wurde. Die Kugeln liegen am Innenring auf zwei Punkten auf, während der Außenring wie bei einem gewöhnlichen Kugellager einen 1-Punkt-Kontakt aufweist. In Abb. 3.7 ist das Radialspiel G_r zur Hälfte aufgetragen, der Innenring ist also symmetrisch positioniert.

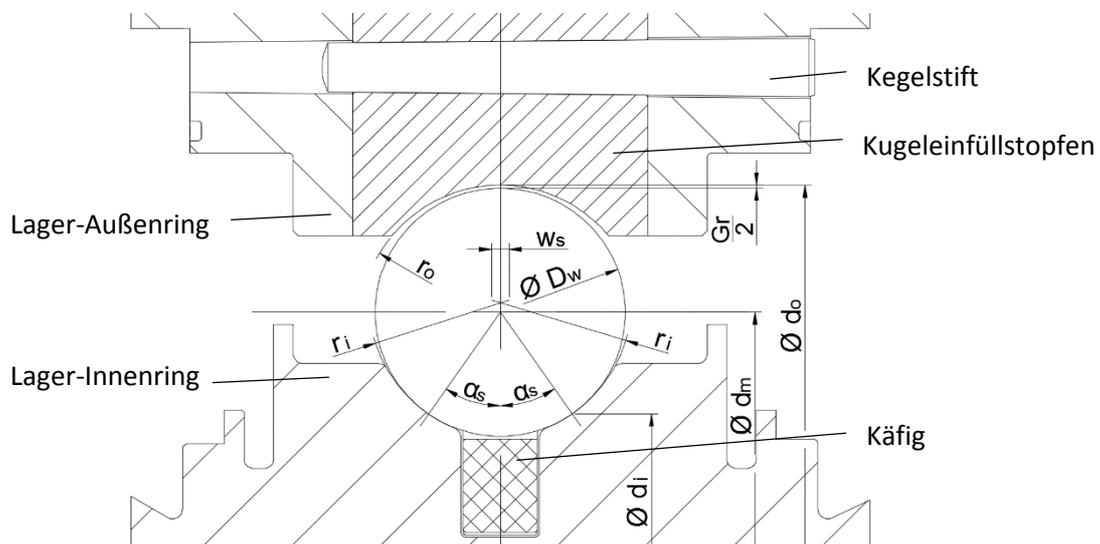


Abb. 3.7: Geometrieverhältnisse einer HOBAS Lagers

3.2.1 Referenzlager

Für die weiteren Betrachtungen werden die Geometriedaten des HOBAS DN-2400 Lagers herangezogen werden. Für dieses Lager gelten folgende Werte:

$$\begin{array}{ll}
 D_w = 76,2 \text{ mm} & r_o = 47,3 \text{ mm} \\
 d_m = 2920 \text{ mm} & r_i = 44,2 \text{ mm} \\
 \lambda = 420 \cdot 10^{-6} & \alpha_s = 35^\circ \\
 & z = 90 \text{ Stück}
 \end{array}$$

Der Radialspielfaktor λ multipliziert mit dem Teilkreisdurchmesser d_m wird bei HOBAS verwendet, um das Radialspiel G_r zu ermitteln (siehe Abschnitt 1.2 bei Lagerspiel). Der Radialspielfaktor λ ist ein Auslegungsparameter und wird von HOBAS dahingehend ausgelegt um die Temperaturunterschiede zwischen Innenring und Außenring zu kompensieren.

$$\begin{aligned}
 G_r &= \lambda \cdot d_m & (3.26) \\
 &= 420 \cdot 10^{-6} \cdot 2920 \\
 &= 1,23 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

3.2.2 Durchmesserhältnisse

Im Falle eines 2-Punkt-Kontaktes an der Innelaufbahn ist der zugehörige Laufbahndurchmesser d_i über den Kugeldurchmesser D_w und den Schenkelwinkel α_s zu ermitteln (siehe auch Abb. 4.2).

$$\begin{aligned}
 d_i &= d_m - D_w \cdot \cos \alpha_s = 2920 - 76,2 \cdot \cos 35 & (3.14) \\
 d_i &= 2857,58 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Mit der Annahme, dass die Kugeln am Innenring aufliegen, ergibt sich der Laufbahnaußendurchmesser d_o über das Radialspiel G_r und den Teilkreisdurchmesser d_m .

$$\begin{aligned}
 d_o &= d_m + D_w + G_r = 2920 + 76,2 + 1,23 & (3.1) \\
 d_o &= 2997,43 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Die beiden Krümmungsmittelpunkte der Innenlaufbahnrrillen sind um den Abstand w_s zueinander versetzt (siehe Abb. 3.7).

$$\begin{aligned}
 w_s &= (2 \cdot r_i - D_w) \cdot \sin \alpha_s = (2 \cdot 44,2 - 76,2) \cdot \sin 35 & (3.13) \\
 w_s &= 7,00 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

3.2.3 Schmiegunungsverhältnisse

Mit den oben angeführten Formeln ergeben sich für die Schmiegeverhältnisse folgende Werte:

$$f_i = \frac{r_i}{D_w} = \frac{44,2}{76,2} = 0,5800 & (3.5)$$

$$f_o = \frac{r_i}{D_w} = \frac{47,3}{76,2} = 0,6207 & (3.5)$$

$$\phi_i = \frac{1}{2 \cdot f_i} = \frac{1}{2 \cdot 0,580} = 0,8619 & (3.6)$$

$$\phi_o = \frac{1}{2 \cdot f_o} = \frac{1}{2 \cdot 0,621} = 0,8055 & (3.6)$$

$$\kappa_i = \frac{2 \cdot r_i - D_W}{D_W} = \frac{2 \cdot 44,2 - 76,2}{76,2} = 0,1601 \quad (3.7)$$

$$\kappa_o = \frac{2 \cdot r_o - D_W}{D_W} = \frac{2 \cdot 47,3 - 76,2}{76,2} = 0,2415 \quad (3.7)$$

$$\kappa_m = \frac{1}{2} \cdot (\kappa_i + \kappa_o) = \frac{1}{2} \cdot (0,1601 + 0,2415) = 0,06 \quad (3.8)$$

Im Vergleich zu den empfohlenen Verhältnissen in der Literatur, ist das Schmiegeverhältnis f sehr hoch angesetzt. Eine mögliche Hypothese könnte sein, dass die Empfehlungen für Standard-Lager gelten und nicht für Wälzlager dieser Größenordnung.

3.2.4 Druckwinkel

Für die Betrachtung des Druckwinkels werden die Zusammenhänge von Abschnitt 3.1.3 herangezogen, jedoch muss der 2-Punkt-Kontakt am Innenring berücksichtigt werden. Abb. 3.8 zeigt die Verschiebung des Außenringes zum Innenring bis sich die Kugeln mit der Laufbahn spannungsfrei berühren. Am Innenring stellen sich in den beiden Berührungspunkten zwei konstante Schenkelwinkel α_s ein. Diese sind konstruktiv vorgegeben, womit sich mit Hilfe des inneren Rillenradius r_i der Abstand w_s zwischen den Krümmungsmittelpunkten ermitteln lässt (siehe dazu Abb. 3.7).

Der Nenndruckwinkel α^o am Außenring stellt sich ein, wenn die radiale Luft durch axiales Gegeneinander-Verschieben der Lagerringe aufgebraucht ist. Während die Druckwinkel am Innenring konstant bleiben stellt sich, in Abhängigkeit vom Radialspiel und vom Rillenradius, ein Nenndruckwinkel am Außenring ein.

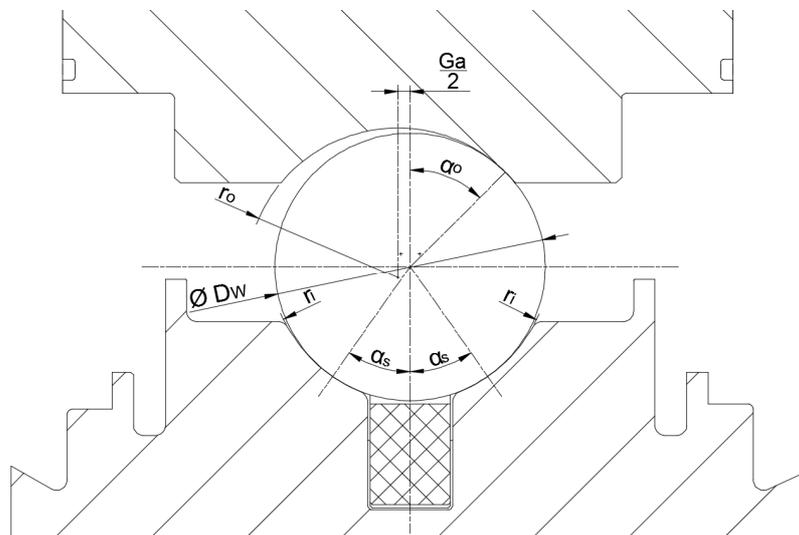


Abb. 3.8: Axiale Verschiebung auf spannungsfreiem Kontakt mit zugehörigen Winkeln

Für die Bestimmung des Druckwinkels α^o am Außenring (siehe Abb. 3.8) ist die Berechnung etwas abzuändern. Bedingt durch den vorgegebenen Schenkelwinkel α_s ändert sich Gleichung (3.9) für Abstand A (siehe Abb. 3.9), da dieser nicht mehr vom inneren Rillenradius abhängig ist.

$$A = r_o - \frac{D_w}{2} = 47,3 - \frac{76,2}{2} \quad (3.9)$$

$$A = 9,2 \text{ mm}$$

Daraufhin errechnet sich der Druckwinkel α_o am Außenring zu:

$$\alpha^o = \operatorname{acos} \frac{2 \cdot A - G_r}{2 \cdot A} = \operatorname{acos} \frac{r_o - \frac{D_w}{2} - \frac{G_r}{2}}{r_o - \frac{D_w}{2}} = \operatorname{acos} \frac{r_o - \left(\frac{D_w}{2} + \frac{G_r}{2}\right)}{r_o - \frac{D_w}{2}} \quad (3.10)$$

$$\alpha^o = \operatorname{acos} \frac{2 \cdot 9,2 - 1,23}{2 \cdot 9,2}$$

$$\alpha^o = 21,037^\circ$$

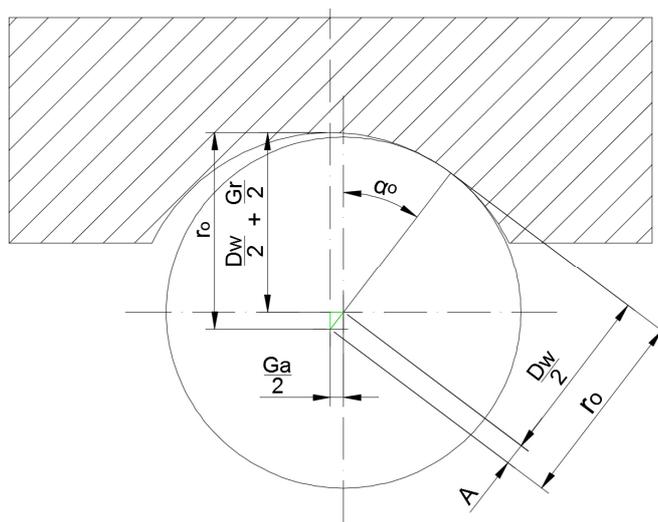


Abb. 3.9: Ermittlung des Druckwinkels am Außenring

Der Druckwinkel α^o am Außenring ist nicht gleich groß wie der Schenkelwinkel α_s am Innenring, da die beiden Winkel voneinander unabhängig sind. Der Druckwinkel α^o ist rein vom Radialspiel G_r und den Geometrieparametern abhängig, während der Schenkelwinkel konstruktiv vorgegeben wird. Um einen optimalen Kraftfluss bei Axialbelastung zu ermöglichen, sollte der äußere Belastungsvektor denselben Winkel aufweisen wie der Druckwinkel α^o . In diesem Sinne ist es auch von Vorteil, wenn Druckwinkel und Schenkelwinkel ähnlich groß sind und so einen direkten Kraftfluss zulassen.

3.2.5 Axial- und Radialspiel

Das Radialspiel G_r wird bei HOBAS über Gleichung (3.26) mithilfe des Radialspielfaktors λ bestimmt (siehe Abb. 3.7 und Abschnitt 3.2.1). Aus dem Radialspiel und den Geometriebewerteten ergibt sich das Axialspiel über folgenden Zusammenhang.

$$\frac{G_a}{2} = A \cdot \sin \alpha^o \quad (3.12)$$

$$G_a = 2 \cdot A \cdot \sin \alpha^o = 2 \cdot A \cdot \sin \left(\operatorname{acos} \left(1 - \frac{G_r}{2 \cdot A} \right) \right) = 2 \cdot A \cdot \sqrt{1 - \left(1 - \frac{G_r}{2 \cdot A} \right)^2}$$

$$G_a = 2 \cdot 9,2 \cdot \sqrt{1 - \left(1 - \frac{1,23}{2 \cdot 9,2} \right)^2}$$

$$G_a = 7,5 \text{ mm}$$

3.2.6 Kippwinkel um die unterste Kugel

Bedingt durch die 3-Punkt-Kontaktgeometrie und die vorhandene Einbaubedingung wird sich bei den HOBAS-Lagerungen eine Verkippung um die untersten Wälzkörper einstellen, weshalb auch nur dieser Fall betrachtet wird. Im Gegensatz zu den Quellen in der Literatur (siehe Abschnitt 3.1.6), welche die Bogenbewegung des Innenringes durch eine rein axiale, geradlinige Bewegung ersetzen, wird nun die Herleitung des exakten Kippwinkels angeführt.

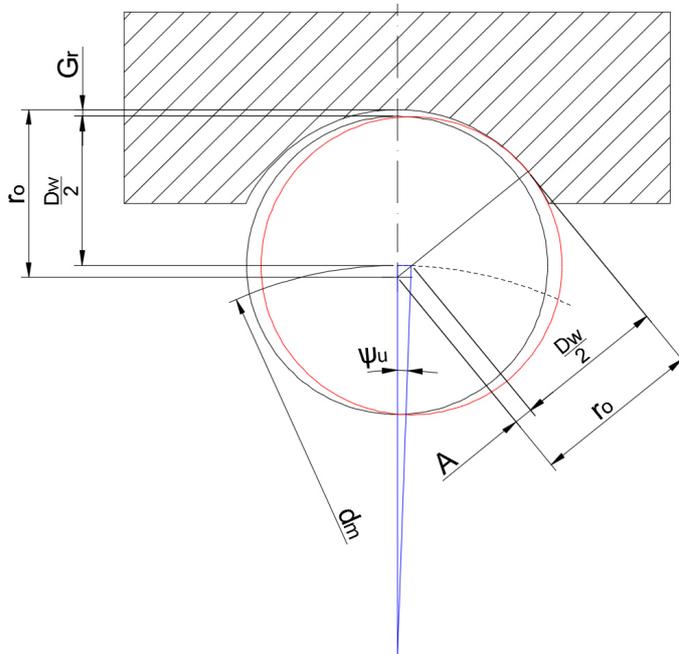


Abb. 3.10: Verkippen des Innenringes um die unterste Kugel

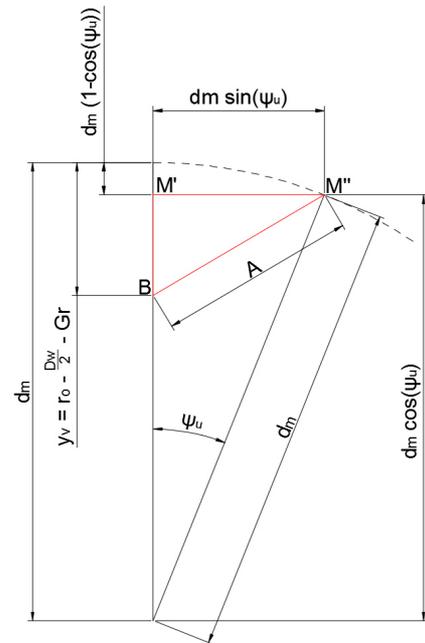


Abb. 3.11: Geometrische Zusammenhänge beim Verkippen

Im Falle eines 3-Punkt-Lagers kann bei Verkippung des Innenringes um die untersten Kugeln davon ausgegangen werden, dass die Kugeln am Innenring, bedingt durch ihre 2-Punkt-Auflage, ihre Position nicht ändern. Es kommt also nur am Außenring zu einer Verkippung entlang eines Drehmittelpunktes mit dem Radius d_m . Abb. 3.10 zeigt die Bewegung der Kugel entlang einer Kreisbahn, welche im Zuge der Verkippung entsteht

Im Zuge der Verkippung stellt sich ein rechtwinkliges Dreieck (M' , M'' , B) ein, aus dem sich der Verkippungswinkel ψ_u errechnen lässt (siehe Abb. 3.11).

$$A^2 = [d_m \cdot \sin(\psi_u)]^2 + [y_v + d_m \cdot (1 - \cos(\psi_u))]^2 \quad (3.27)$$

Es wird die Hilfsvariable y_v eingeführt.

$$y_v = r_o - \frac{D_w}{2} - G_r \quad (3.28)$$

Aus der Gleichung (3.27) lässt sich durch Umformung der untere Kippwinkel ermitteln.

$$\frac{A^2 - y_v^2}{d_m} = d_m - y_v + \cos(\psi_u) \cdot [y_v - d_m]$$

$$\psi_u = \arccos\left(\left[\frac{A^2 - y_v^2}{2 \cdot d_m} - d_m + y_v\right] \cdot \frac{1}{y_v - d_m}\right) \quad (3.29)$$

$$\psi_u = \arccos\left(\frac{(2 \cdot G_r \cdot r_o - G_r \cdot D_w - G_r^2) - 2 \cdot d_m^2 - 2 \cdot \left(r_o - \frac{D_w}{2} - G_r\right) \cdot d_m}{2 \cdot d_m \cdot \left(r_o - \frac{D_w}{2} - G_r - d_m\right)}\right)$$

Für das betrachtete Referenzlager ergibt sich daraus folgender unterer Kippwinkel:

$$y_v = 47,3 - \frac{76,2}{2} - 1,23 = 7,974 \text{ mm} \quad (3.28)$$

$$\psi_u = \arccos\left(\left[\frac{9,2^2 - 7,974^2}{2 \cdot 2920} - 2920 + 7,974\right] \cdot \frac{1}{7,974 - 2920}\right) \quad (3.29)$$

$$\psi_u = 0,09017^\circ$$

Daraus lässt sich der axiale Versatz zwischen den Punkten M' und M'' ermitteln.

$$M'M'' = d_m \cdot \sin \psi_u \quad (3.30)$$

$$M'M'' = 2920 \cdot \sin(0,09017)$$

$$M'M'' = 4,596 \text{ mm}$$

Wird der linearisierte Ansatz aus der Literatur verwendet, ergibt sich ein um 32 % größerer Wert für den Kippwinkel als bei Verwendung der zuvor genannten Formeln. Der linearisierte Ansatz lautet wie folgt:

$$\psi_{u_lin} = \frac{D_w \cdot A}{d_m} \cdot \sqrt{1 - \left(1 - \frac{2 \cdot G_r}{2 \cdot A}\right)^2} = \frac{76,2 \cdot 9,2}{2920} \cdot \sqrt{1 - \left(1 - \frac{2 \cdot 1,23}{2 \cdot 9,2}\right)^2} \quad (3.17)$$

$$\psi_{u_lin} = 0,11976^\circ$$

$$M'M''_{lin} = d_m \cdot \sin \psi_u \quad (3.30)$$

$$M'M''_{lin} = 2920 \cdot \sin(0,11976)$$

$$M'M''_{lin} = 6,104 \text{ mm}$$

3.2.7 Krümmungsverhältnisse

Bedingt durch die 3-Punkt-Geometrie bei den HOBAS Lagerungen ist eine angepasste, aber vereinfachte Ermittlung der Krümmungsverhältnisse erforderlich. Für den Außenring wird $\alpha^o = 0^\circ$ angesetzt, während für die beiden Kontaktpunkte der Schenkelwinkel α_s verwendet wird.

Mit einem Druckwinkel $\alpha^o = 0^\circ$ ergibt sich die Hilfsvariable γ_o am Außenring:

$$\gamma_o = \frac{D_w \cdot \cos(\alpha)}{d_m} = \frac{D_w}{d_m} = \frac{76,2}{2920} = 0,0261 \quad (3.21)$$

Mit einem Druckwinkel $\alpha_s = 35^\circ$ ergibt sich die Hilfsvariable γ_i am Innenring:

$$\gamma_i = \frac{D_W \cdot \cos(\alpha_s)}{d_m} = \frac{76,2}{2920} \cdot \cos(35) = 0,02138 \quad (3.21)$$

Daraus errechnen sich in weiterer Folge die inneren und äußeren Krümmungssummen $\Sigma\rho_i$ und $\Sigma\rho_o$:

$$\Sigma\rho_i = \frac{1}{D_W} \cdot \left(4 - \frac{1}{f_i} + \frac{2 \cdot \gamma_i}{1 - \gamma_i}\right) = \frac{1}{76,2} \cdot \left(4 - \frac{1}{0,58} + \frac{2 \cdot 0,02138}{1 - 0,02138}\right) \quad (3.22)$$

$$\Sigma\rho_i = 0,03044 \frac{1}{\text{mm}}$$

$$\Sigma\rho_o = \frac{1}{D_W} \cdot \left(4 - \frac{1}{f_o} - \frac{2 \cdot \gamma_o}{1 + \gamma_o}\right) = \frac{1}{76,2} \cdot \left(4 - \frac{1}{0,621} - \frac{2 \cdot 0,0261}{1 + 0,0261}\right) \quad (3.23)$$

$$\Sigma\rho_o = 0,03068 \frac{1}{\text{mm}}$$

Sowie die inneren und äußeren Krümmungsdifferenzen $F(\rho)_i$ und $F(\rho)_o$:

$$F(\rho)_i = \frac{\frac{1}{f_i} + \frac{2 \cdot \gamma_i}{1 - \gamma_i}}{4 - \frac{1}{f_i} + \frac{2 \cdot \gamma_i}{1 - \gamma_i}} = \frac{\frac{1}{0,58} + \frac{2 \cdot 0,02138}{1 - 0,02138}}{4 - \frac{1}{0,58} + \frac{2 \cdot 0,02138}{1 - 0,02138}} \quad (3.24)$$

$$F(\rho)_i = 0,76202$$

$$F(\rho)_o = \frac{\frac{1}{f_o} - \frac{2 \cdot \gamma_o}{1 + \gamma_o}}{4 - \frac{1}{f_o} - \frac{2 \cdot \gamma_o}{1 + \gamma_o}} = \frac{\frac{1}{0,621} - \frac{2 \cdot 0,0261}{1 + 0,0261}}{4 - \frac{1}{0,621} - \frac{2 \cdot 0,0261}{1 + 0,0261}} \quad (3.25)$$

$$F(\rho)_o = 0,66725$$

Die Berechnung ergibt, dass $F(\rho)_i$ größer ist als $F(\rho)_o$. Infolgedessen ist laut Harris (2001, S. 64) die Druckellipse am Innenring größer als die Druckellipse am Außenring.

3.3 Resümee

Durch den 3-Punkt-Kontakt bei HOBAS Lagern weicht die Ermittlung der Geometrieparameter von den Methoden in der Literatur ab. Hervorgerufen durch den Schenkelwinkel α_s kommt es zu einer divergierenden Berechnung des Innenlaufbahn-Durchmessers d_i und des Druckwinkels α^o .

Für die Schmiegun zwischen Kugel und Laufbahn wurden entsprechende Empfehlungen aus Literaturquellen angeführt, doch sind hier Unterschiede zwischen den Quellen feststellbar. Eine mögliche Hypothese wäre, dass die Schmiegun je nach Anwendungsfall des Wälzlagers durch den Wälzlagerhersteller angepasst wird. Die Schmiegunverhältnisse f sind bei HOBAS Lagern um ca. 10 % höher angesetzt als es die Empfehlung nach DIN ISO 281 vorgibt.

Aufgrund des Temperaturunterschiedes zwischen Innenring und Außenring, wird das Radialspiel bei HOBAS Lagern aus Erfahrung größer gewählt, als es bei einem Standard-Kugellager der Lagerspielklasse CN (normales Lagerspiel) üblich ist.

Durch das Radialspiel, lassen sich die Lagerringe axial zueinander verschieben und der zugehörige Nenndruckwinkel (bei Axialverschiebung) ist ermittelbar. Dieser ist mit $\alpha^0 = 21^\circ$ für das betrachtete HOBAS Lager größer als die üblichen Werte eines Rillenkugellagers, welche im Bereich von $5 - 15^\circ$ liegen. Für die weiteren Betrachtungen wird der Nenndruckwinkel wie für ein Rillenkugellager üblich mit $\alpha^0 = 0^\circ$ angenommen, was einer radialen Verschiebung der Lagerringe zueinander entspricht.

Der linearisierte Ansatz für den Kippwinkel, wie er in der Literatur angeführt ist, ergibt einen um 32 % größeren Verkippungswinkel, als der Ansatz mit der exakten Herleitung.

Aus den Geometrieverhältnissen ließen sich die Krümmungsverhältnisse in den Kontaktpunkten zwischen Kugel und Laufbahn ermitteln, wobei zwischen Innen- und Außenlaufbahn unterschieden wurde. Die Krümmungsverhältnisse dienen als Basis für weitere Betrachtungen.

4 Innere Geschwindigkeiten

Das folgende Kapitel geht auf die Bewegungsverhältnisse im Inneren des Kugellagers ein. Dazu werden die Geschwindigkeitsverhältnisse an einem Kugellager angeführt, welche der Bewegungssituation bei eines HOBAS Kugellagers entsprechen. Damit lassen sich die Geschwindigkeiten für Käfig, Kugel und Innenlaufbahn ermitteln.

4.1 Theoretische Grundlagen zu inneren Geschwindigkeiten in einem Kugellager

Es wird der idealisierte Fall angenommen, dass die Rollkörper ohne Schlupf abrollen. Der Außenring steht still während der Innenring mit der Drehzahl n_i umläuft und die Umfangsgeschwindigkeit v_i aufweist (siehe Abb. 4.1).

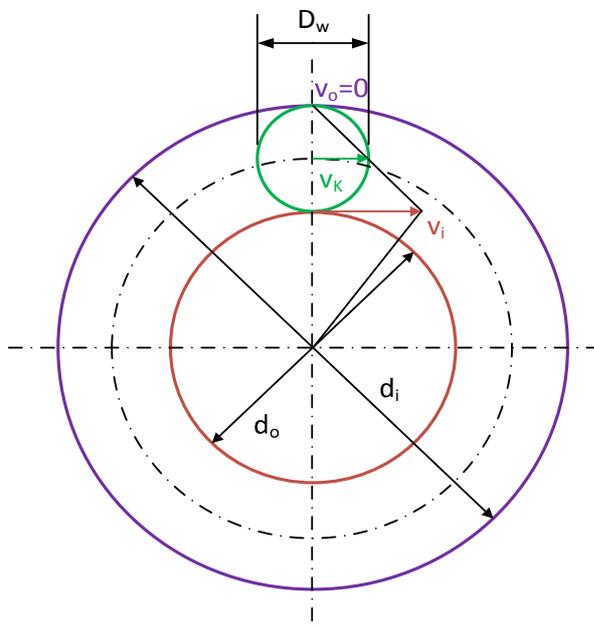


Abb. 4.1: Innere Geschwindigkeitsverhältnisse in einem Rillenkugellager ohne Schlupf

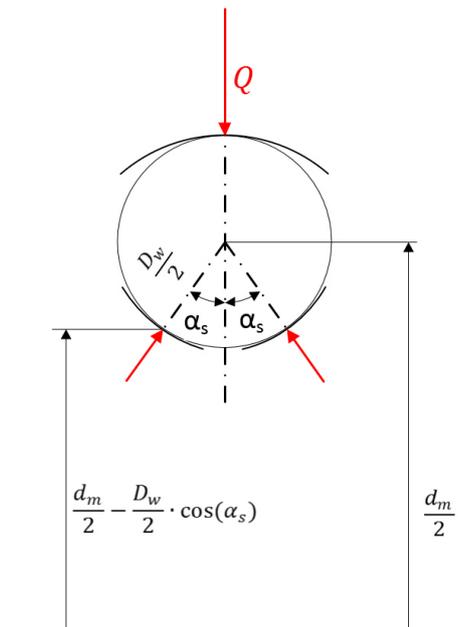


Abb. 4.2: Geometrischer Zusammenhang für den Laufbahnnendurchmesser

Für die Betrachtung der Geschwindigkeit des Innenringes muss der Schenkelwinkel α_s am Lagerinnenring berücksichtigt werden, was zu einem größeren Abwälzdurchmesser d_i am Innenring führt. Abb. 4.2 zeigt wie sich der Innendurchmesser d_i errechnet.

$$v_i = \frac{n_i \cdot \pi}{30} \cdot \frac{d_i}{2} = \frac{n_i \cdot \pi}{30} \cdot \left(\frac{d_m}{2} - \frac{D_w}{2} \cos(\alpha_s) \right) = \frac{n_i \cdot \pi}{60} \cdot d_m \cdot (1 - \gamma_i) \quad (4.1)$$

Die Geschwindigkeit v_K des Kugelmittelpunktes (siehe Abb. 4.1), welche der Käfiggeschwindigkeit entspricht, ergibt sich mit:

$$\begin{aligned} v_K &= \frac{1}{2} \cdot (v_i + v_o) \quad \text{mit } v_o = 0 \\ v_K &= \frac{1}{2} \cdot v_i \\ v_K &= \frac{1}{2} \cdot \frac{n_i \cdot \pi}{60} \cdot d_m \cdot (1 - \gamma_i) \end{aligned} \quad (4.2)$$

Die Drehzahl des Käfigs errechnet sich über:

$$n_K = \frac{n_i}{2} \cdot (1 - \gamma_i) \quad (4.3)$$

Die Winkelgeschwindigkeit ω_w bzw. Drehzahl n_w des Wälzkörpers um den Momentanpol, ergibt sich unter der Annahme, dass kein Schlupf vorhanden ist, folgendermaßen:

$$n_w = \frac{d_m}{D_w} \cdot \frac{n_i}{2} \cdot (1 - \gamma_i^2) \quad (4.4)$$

Der Innenring bewegt sich relativ zum Käfig, womit sich für die Überrollungsfrequenz eines Punktes am Innenring folgender Zusammenhang ergibt:

$$f_{K_i} = \frac{(n_i - n_K)}{60} \cdot z \quad (4.5)$$

Es lässt sich nun die Frequenz ermitteln, mit der eine Kugel einen beliebigen Fixpunkt der stillstehenden Außenlaufbahn überrollt.

$$f_{K_o} = z \cdot \frac{n_K}{60} \quad (4.6)$$

4.2 Geschwindigkeitsverhältnisse im Kontext HOBAS

Die Situation bei HOBAS wird anhand des Referenzlagers DN-2400 veranschaulicht. Es gelten folgende Geometriedaten:

$$\begin{aligned} D_w &= 76,2 \text{ mm} & n_i &= 170 \text{ U/min} \text{ bzw. } w_i = 17,8 \frac{1}{s} \\ d_m &= 2920 \text{ mm} & \gamma_i &= 0,02138 \\ z &= 90 \end{aligned}$$

Mit Hilfe dieser Werte und den oben genannten Zusammenhängen lassen sich die vereinfachten Geschwindigkeitsverhältnisse im Kugellager bestimmen:

$$\begin{aligned} n_K &= \frac{n_i}{2} \cdot (1 - \gamma_i) = \frac{170}{2} \cdot (1 - 0,02138) & (4.3) \\ &= 83,2 \text{ min}^{-1} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} n_w &= \frac{d_m}{D_w} \cdot \frac{n_i}{2} \cdot (1 - \gamma_i^2) = \frac{2920}{76,2} \cdot \frac{170}{2} \cdot (1 - 0,02138^2) & (4.4) \\ &= 3255,73 \text{ min}^{-1} \end{aligned}$$

Die entsprechenden Winkelgeschwindigkeiten lauten:

$$\omega_K = 8,71 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \qquad \omega_w = 340,94 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Daraus ergeben sich die Überrollfrequenzen für den Innen- bzw. Außenring.

$$\begin{aligned} f_{K_i} &= \frac{n_i - n_K}{60} \cdot z = \frac{170 - 83,2}{60} \cdot 90 & (4.5) \\ &= 130,23 \frac{1}{s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} f_{K_o} &= z \cdot \frac{n_K}{60} = 90 \cdot \frac{83,2}{60} & (4.6) \\ &= 124,77 \frac{1}{s} \end{aligned}$$

4.3 Resümee

Über die Geometrieparameter und die Prozessdaten des betrachteten HOBAS Lagers lassen sich die Geschwindigkeit des Käfigs, der Kugeln sowie des Innenringes ermitteln. Für diese Betrachtung wird die maximale Matrizendrehzahl von $n_M = n_i = 170 \text{ U/min}$ herangezogen, welche im Prozess des DN-2400 Lagers auftritt. Hervorgerufen durch die hohe Anzahl an Kugeln und der für diesen Durchmesser verhältnismäßig hohen Matrizendrehzahl, wird ein Punkt an der Innenlaufbahn 131-mal pro Sekunde überrollt.

5 Druckverteilung

Bei einem Wälzlager wird die Belastung prinzipiell von einem Lagerring über die Wälzkörper auf den anderen Lagerring übertragen. Dabei werden nicht alle Wälzkörper gleich belastet und es bildet sich eine sogenannte Druckzone aus, in welcher die Radiallast von den Kugeln übertragen wird. Um den Winkelbereich der Druckzone zu ermitteln, werden in den folgenden Abschnitten zwei Berechnungsmethoden für die Druckverteilung angeführt und in weiterer Folge auf die Situation bei HOBAS angewendet.

5.1 Theoretische Grundlagen zur Druckverteilung in der Druckzone

Laut Harris (2001, S. 234) kann die Druckverteilung über den Umfang des Wälzlagers als statisches Problem angesehen werden, wenn die Drehzahlen nicht sonderlich hoch sind und damit die Fliehkräfte, Massenkräfte und Kreiselkräfte vernachlässigbar sind. Des Weiteren finden auch die Reibkräfte und die einwirkenden Momente auf die Wälzkörper keine Berücksichtigung bei der Ermittlung der Druckverteilung in einem Kugellager.

Abb. 5.1 zeigt den sich einstellenden Lastwinkel ψ_D in einem Radialrillenkugellager mit Radialspiel G_r bei reiner Radialbelastung. Prinzipiell wird der Bereich der Druckzone umso kleiner wird, je größer das Radialspiel ist. Die größte Kugelbelastung Q_{max} stellt sich am untersten Punkt, gegenüber des Kraftvektors, ein. Wird ein idealisiertes, spielfreies Radiallager unter Radiallast verwendet, so kann der Lastwinkel maximal zu $\psi_D = 180^\circ$ anwachsen.

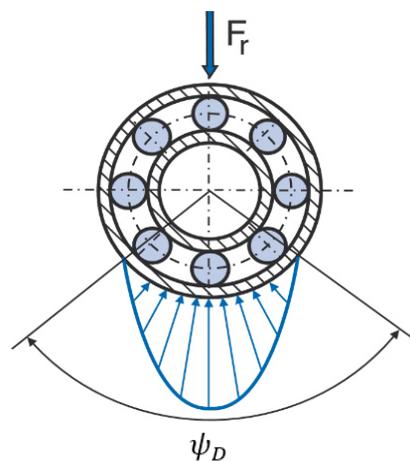


Abb. 5.1: Druckverteilung in einem rein radial belasteten Rillenkugellager (Schlecht, 2009, S. 199)

Im Folgenden wird auf zwei Berechnungsschemata eingegangen, mit welchen es möglich ist die Druckverteilung unter spezifischen Bedingungen zu ermitteln.

5.1.1 Druckverteilung bei reiner Radialbeanspruchung mit Radialspiel

Laut Harris (2001, S. 234) kann für einen Kugel-Laufbahn-Kontakt, in Bezug auf die Verschiebung δ und Wälzkörperbelastung Q , folgendes gesagt werden:

$$\delta \sim Q^{\frac{2}{3}} \quad (5.1)$$

Wird diese Näherung in eine Gleichung umgeschrieben erhält man:

$$Q = K_p \cdot \delta^{\frac{3}{2}} \quad (5.2)$$

Es gilt somit generell die Formel:

$$Q = K_n \cdot \delta^n \quad (5.3)$$

Wobei $n = 1,5$ für Punktberührung und $n = 1,11$ für Linienberührung gilt. Die Annäherung von Innen- und Außenring, welche sie normal zueinander ausführen, ist die Summe aus Annäherungen des Wälzkörpers und der jeweiligen Laufbahn.

$$\delta_n = \delta_i + \delta_o \quad (5.4)$$

Der Lastabweichungsfaktor K_n , welcher zur Bestimmung von Gleichung (5.3) dient, ist eine Funktion von Eigenschaften des Innen- und Außenringes.

$$K_n = \left[\frac{1}{\left(\frac{1}{K_i}\right)^{\frac{1}{n}} + \left(\frac{1}{K_o}\right)^{\frac{1}{n}}} \right]^n \quad (5.5)$$

Die Faktoren K_i und K_o für Kontaktpartner aus Stahl werden durch folgende Formel beschrieben:

$$K_{i/o} = 2,15 \cdot 10^5 \cdot \sum \rho_{i/o}^{-\frac{1}{2}} \cdot (\delta^*)^{-\frac{3}{2}} \quad (5.6)$$

Der dimensionslose Faktor δ^* wird mit Hilfe der Krümmungsdifferenz $F(\rho)$ aus Tabelle A- 1 ausgelesen oder über das Näherungsverfahren nach Hamrock (1976) ermittelt (siehe Abschnitt 6.1.2). Wird nun also ein Wälzlager unter rein radialer Last angenommen, so kann die Verschiebung an jeder Wälzkörperposition in Abhängigkeit des Laufwinkels ψ ermittelt werden (siehe Abb. 5.2).

$$\delta_\psi = \delta_r \cos \psi - \frac{1}{2} G_r \quad (5.7)$$

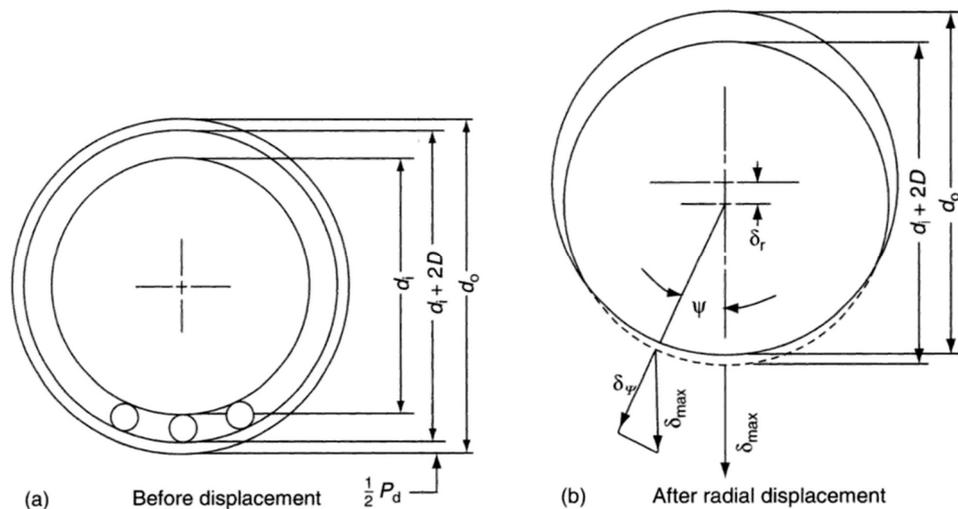


Abb. 5.2: Position der Lagerringe vor der Verschiebung (a) bzw. nach der Verschiebung (b) (Harris, 2001, S. 236)

Gleichung (5.7) kann als Funktion der maximalen Verformung folgendermaßen umgeschrieben werden:

$$\delta_\psi = \delta_{max} \left[1 - \frac{1}{2\epsilon} (1 - \cos \psi) \right] \quad (5.8)$$

In welcher ϵ wie folgt definiert ist:

$$\epsilon = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{G_r}{2 \delta_r} \right) \quad (5.9)$$

Mit δ_r lässt sich die tragende Druckzone ψ_l des Lagers ermitteln.

$$\psi_l = \cos^{-1} \left(\frac{G_r}{2 \delta_r} \right) \quad (5.10)$$

Die Verteilung des Drucks über ψ ergibt sich zu:

$$Q_\psi = Q_{max} \left[1 - \frac{1}{2 \epsilon} (1 - \cos \psi) \right]^n \quad (5.11)$$

Für das statische Gleichgewicht muss die aufgeprägte radiale Last den vertikalen Komponenten der Wälzkörper entsprechen, wodurch sich ein Gleichungssystem aufstellen lässt.

$$F_r = \sum_{\psi=0}^{\psi=\pm\psi_l} Q_\psi \cos \psi \quad (5.12)$$

$$F_r = Q_{max} \sum_{\psi=0}^{\psi=\pm\psi_l} \left[1 - \frac{1}{2 \epsilon} (1 - \cos \psi) \right]^n \cos \psi \quad (5.13)$$

Gleichung (5.13) lässt sich in integraler Form anschreiben:

$$F_r = z Q_{max} \frac{1}{2 \pi} \int_{-\psi_l}^{+\psi_l} \left[1 - \frac{1}{2 \epsilon} (1 - \cos \psi) \right]^n \cos \psi \, d\psi \quad (5.14)$$

$$F_r = z Q_{max} J_r(\epsilon) \quad (5.15)$$

Das radiale Integral $J_r(\epsilon)$ kann numerisch für verschiedene Werte von ϵ ausgewertet werden bzw. aus Tabelle A- 2 (siehe Anhang) abgelesen werden.

$$J_r(\epsilon) = \frac{1}{2 \pi} \int_{-\psi_l}^{+\psi_l} \left[1 - \frac{1}{2 \epsilon} (1 - \cos \psi) \right]^n \cos \psi \, d\psi \quad (5.16)$$

$$Q_{max} = K_n \cdot \delta_{\psi=0}^n = K_n \left(\delta_r - \frac{1}{2} G_r \right) \quad (5.17)$$

Das Lösen des Gleichungssystems erfolgt iterativ durch Verändern von δ_r , bis auf beiden Seiten der Gleichung der gleiche Wert steht.

$$F_r = z \cdot K_n \cdot \left(\delta_r - \frac{1}{2} G_r \right)^n \cdot J_r(\epsilon) \quad (5.18)$$

Harris (2001, S. 238) gibt für die maximale Kugelbelastung eines radial belasteten, spielfreien Radiallagers mit einem Druckwinkel $\alpha^0 = 0$, den folgenden Zusammenhang nach Stribeck (1901) an.

$$Q_{max} = \frac{4,37 \cdot F_r}{z} \quad (5.19)$$

Unter der Voraussetzung, dass ein gewisses Radialspiel von Nöten ist, wird Q_{max} approximierend erhöht (Harris, 2001, S. 238).

$$Q_{max} = \frac{5 \cdot F_r}{z} \quad (5.20)$$

5.1.2 Druckverteilung bei axialer und radialer Belastung ohne Radialspiel

Über die äußere Belastung lässt sich auf die Belastung der einzelnen Wälzkörper zurückrechnen. Dafür werden die Berechnungsformeln laut Harris (2001, S. 256-261) für ein spielfreies Lager herangezogen. Für diesen Ansatz gilt, dass alle Wälzkörper dieselbe Axialkraft erfahren. Aus dieser Tatsache folgt wiederum, dass für alle Wälzkörper derselbe Berührungswinkel vorherrscht, was natürlich nicht der Realität entspricht, aber für das Verständnis der Parametereinflüsse herangezogen werden soll.

Unter Berücksichtigung, dass das Lager eine Verschiebung in radialer und axialer Richtung erfährt (siehe Abb. 5.3), resultiert an jeder Position ψ am Umfang des Lagerringes, ausgehend vom stärksten belasteten Wälzkörper, folgender Zusammenhang (Harris, 2001, S. 256-261).

$$\delta_\psi = \delta_a \sin \alpha + \delta_r \cos \alpha \cos \psi \quad (5.21)$$

Bei $\psi = 0$ tritt die maximale Verschiebung auf, die durch folgenden Zusammenhang beschrieben wird:

$$\delta_{max} = \delta_a \sin \alpha + \delta_r \cos \alpha \quad (5.22)$$

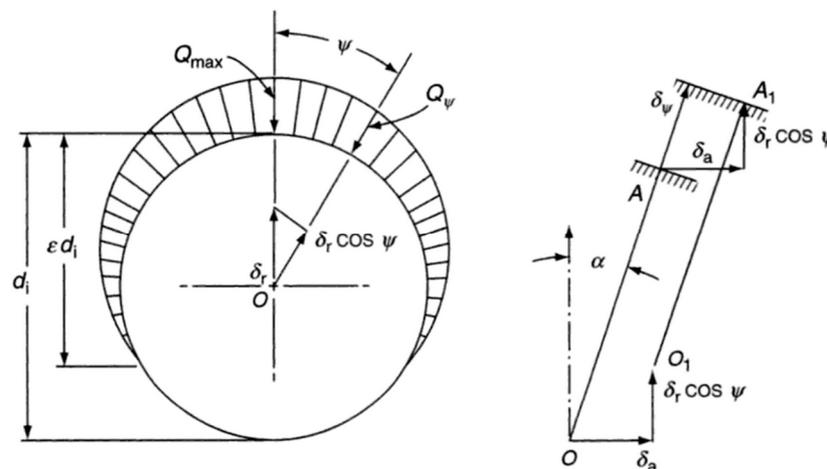


Abb. 5.3: Verschiebungen hervorgerufen durch radiale und axiale Belastung

Werden nun die beiden oben angeführten Gleichungen kombiniert ergibt sich die von ψ abhängige Verschiebung.

$$\delta_\psi = \delta_{max} \left[1 - \frac{1}{2 \cdot \epsilon} (1 - \cos \psi) \right] \quad (5.23)$$

Damit ist wie bei Gleichung (5.11) folgender Zusammenhang wieder ersichtlich:

$$Q_\psi = Q_{max} \left[1 - \frac{1}{2 \cdot \epsilon} (1 - \cos \psi) \right] \quad (5.24)$$

Um die statische Gleichgewichtsbedingung zu erfüllen, muss die Summe der auf das Wälzkörperelement wirkenden Kräfte der aufgebrachten Belastung in radialer und axialer Richtung (F_r und F_a) entsprechen,

$$F_r = \sum_{\psi=0}^{\psi=\pm\psi_l} Q_\psi \cos \alpha \cos \psi \quad (5.25)$$

$$F_a = \sum_{\psi=0}^{\psi=\pm\psi_l} Q_\psi \sin \alpha \quad (5.26)$$

wobei der Lastwinkel ψ_l folgendermaßen beschrieben wird:

$$\psi_l = \arccos\left(-\frac{\delta_a \tan \alpha}{\delta_r}\right) \quad (5.27)$$

Die Gleichungen (5.25) und (5.26) können mithilfe eines radialen und axialen Integrals umgeschrieben werden.

$$F_r = z \cdot Q_{max} \cdot J_r(\epsilon) \cdot \cos \alpha \quad (5.28)$$

mit

$$J_r(\epsilon) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\psi_l}^{+\psi_l} \left[1 - \frac{1}{2\epsilon} (1 - \cos \psi)\right]^n \cos \psi \, d\psi \quad (5.29)$$

und

$$F_a = z \cdot Q_{max} \cdot J_a(\epsilon) \cdot \sin \alpha \quad (5.30)$$

wobei

$$J_a(\epsilon) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\psi_l}^{+\psi_l} \left[1 - \frac{1}{2\epsilon} (1 - \cos \psi)\right]^n \, d\psi \quad (5.31)$$

Die Integrale J_r und J_a können numerisch ausgewertet werden bzw. aus der Tabelle A- 3 (siehe Anhang) entnommen werden. Für ein Radiallager mit einem Druckwinkel α kann laut Harris (2001, S. 238) auch die Näherungsformel nach Stribeck (1901) angesetzt werden.

$$Q_{max} = \frac{5 \cdot F_r}{z \cdot \cos \alpha} \quad (5.32)$$

5.2 Druckverteilung im Kontext HOBAS

Es soll nun die Druckverteilung im Referenzlager von HOBAS betrachtet werden. Als Radiallast soll die in Kapitel 1 ermittelte maximale mittlere Lagerkraft (z-Richtung) im höher belasteten Lager herangezogen werden. Weiters gelten die bereits oben genannten Kenndaten des DN-2400 Lagers.

$$\begin{aligned} \sum \rho_o &= 0,03068 \frac{1}{\text{mm}} & \sum \rho_i &= 0,03044 \frac{1}{\text{mm}} & F_{Bm-max} &= F_r = 107,06 \text{ kN} \\ F(\rho)_o &= 0,66725 & F(\rho)_i &= 0,76202 & F_{Bx-max} &= F_a = 78,59 \text{ kN} \end{aligned}$$

Nach Stribeck ergibt sich für die maximale Rollkörperbelastung:

$$\begin{aligned} Q_{max} &= \frac{5 \cdot F_r}{z} = \frac{5 \cdot F_{Bz-max}}{z} = \frac{5 \cdot 107060}{90} & (5.20) \\ Q_{max} &= 5947,8 \text{ N} \end{aligned}$$

Die Approximation nach Stribeck ermittelt nur die maximale Rollkörperbelastung, nicht aber den Winkelbereich der Druckzone. Es sollen nun die beiden in Abschnitt 5.1 angeführten Methoden zur Bestimmung der Druckzone verwendet werden. Diese beiden Ansätze sind jeweils für eine spezielle Radialbelastung oder kombinierte Radial- und Axialbelastung ausgelegt, doch sollen sie herangezogen werden um die Druckverteilung bei HOBAS abzuschätzen

5.2.1 Druckverteilung bei reiner Radialbelastung und Radialspiel

Zur Ermittlung des Last Abweichungs-Faktors ist es notwendig den Hilfsbeiwert δ^* zu ermitteln. Diesen erhält man mit Hilfe von Interpolation und $F(\rho)$ aus Tabelle A- 1.

$$\delta_o^* = 0,8754540 \qquad \delta_i^* = 0,8201754$$

Damit ergibt sich der Lastabweichungsfaktor K für den Innen- bzw. Außenring.

$$K_o = 2,15 * 10^5 \cdot \sum \rho_o^{-\frac{1}{2}} \cdot (\delta_o^*)^{-\frac{3}{2}} = 2,15 * 10^5 \cdot 0,03068^{-\frac{1}{2}} \cdot (0,8754540)^{-\frac{3}{2}} \quad (5.5)$$

$$K_o = 1498409,48$$

$$K_i = 2,15 * 10^5 \cdot \sum \rho_i^{-\frac{1}{2}} \cdot (\delta_i^*)^{-\frac{3}{2}} = 2,15 * 10^5 \cdot 0,03044^{-\frac{1}{2}} \cdot (0,8201754)^{-\frac{3}{2}} \quad (5.5)$$

$$K_i = 1658988,3$$

Für den Punktkontakt ist $n = 1,5$ zu setzen, womit sich der Lastabweichungsfaktor ermitteln lässt.

$$K_n = \left[\frac{1}{\left(\frac{1}{K_i}\right)^{\frac{1}{n}} + \left(\frac{1}{K_o}\right)^{\frac{1}{n}}} \right]^n = \left[\frac{1}{\left(\frac{1}{1658988,3}\right)^{\frac{1}{1,5}} + \left(\frac{1}{1498409,48}\right)^{\frac{1}{1,5}}} \right]^{1,5} \quad (5.33)$$

$$K_n = 556950,90$$

$$F_r = z K_n \left(\delta_r - \frac{1}{2} G_r \right)^n J_r(\epsilon) \quad (5.18)$$

$$107,06 \cdot 10^3 = 90 \cdot 556950,90 \cdot \left(\delta_r - \frac{1}{2} 1,23 \right)^{1,5} \cdot J_r(\epsilon)$$

$$0,002135836 = (\delta_r - 0,63)^{1,5} \cdot J_r(\epsilon)$$

$$\epsilon = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{G_r}{2 \delta_r} \right) = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{1,23}{2 \delta_r} \right) = 0,5 - \frac{0,308}{\delta_r} \quad (5.9)$$

Nun gilt es das Gleichungssystem iterativ zu lösen. Für die radiale Verschiebung δ_r errechnet sich nach mehreren Iterationsschritten folgender Wert.

$$\delta_r = 0,694448992 \text{ mm}$$

$$\epsilon = 0,5 - \frac{0,308}{0,694448992} \quad (5.9)$$

$$\epsilon = 0,0584989$$

Dabei stellt sich heraus, dass die Tabelle keine Werte für $\epsilon < 0,1$ anführt. Aus diesem Grund wird durch die Stützpunkte aus Tabelle A- 2 ein Polynom 16. Grades gelegt, womit auch Werte für $\epsilon < 0,1$ ermittelt werden können. Grundsätzlich wäre das Näherungspolynom mit einem Grad von 13 vollständig bestimmt, doch wird der Bereich $\epsilon < 0,1$ mit einem Polynom vom Grad 16 besser angenähert. Zur Verifikation des Kurvenverlaufes dient Figure 7.14 in Harris (2001, S. 260). Die Tabellenwerte bis zu einem Wert von $\epsilon < 1$ werden sehr gut angenähert, ab $\epsilon \geq 1$ verliert das Polynom seine Gültigkeit (siehe Abb. 5.4).

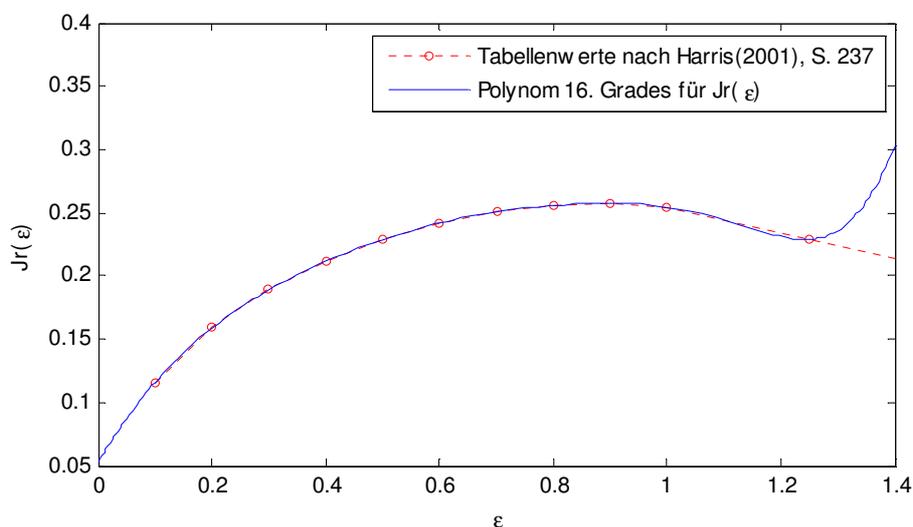


Abb. 5.4: Annäherung der Tabellenwerte für das radiale Integral durch ein Polynom

$$J_r(\epsilon) = -0,05 \cdot \epsilon^{16} + 0,5399 \cdot \epsilon^{15} - 1,9509 \cdot \epsilon^{14} + 2,572 \cdot \epsilon^{13} - 2,1661 \cdot \epsilon^{11} + 1,3553 \cdot \epsilon^9 - 0,8394 \cdot \epsilon^5 + 1,3 \cdot \epsilon^3 - 1,3760 \cdot \epsilon^2 + 0,7551 \cdot \epsilon + 0,0525 \quad (5.34)$$

$$J_r(0,0584989) = 0,0922233$$

$$0,0020762 = (\delta_r - 0,63)^{1,5} J_r(\epsilon) \quad (5.18)$$

$$0,002135836 - (\delta_r - 0,63)^{1,5} J_r(\epsilon) = 0$$

$$0,002135836 - (0,694395 - 0,63)^{1,5} \cdot 0,0922233 = 0$$

$$0,0000000009 = 0$$

Mit Gleichung (5.15) lässt sich die maximale Kugelbelastung ermitteln.

$$F_r = z Q_{max} J_r(\epsilon) \quad (5.15)$$

$$Q_{max} = \frac{F_r}{z \cdot J_r(\epsilon)} = \frac{107,06 \cdot 10^3}{90 \cdot 0,0922233}$$

$$Q_{max} = 12898,64 \text{ N}$$

Die maximale Kugelbelastung Q_{max} nach Stribeck fällt um mehr als die Hälfte geringer aus als jene die nach der Methode für reine Radialbelastung, welche ein $Q_{max} = 12898,64 \text{ N}$ aufweist. Der Grund dafür kann darin liegen, dass es sich bei der Berechnungsmethode nach Stribeck um eine Näherung handelt. Ein weiterer Grund wäre die eventuell unzulässige Erweiterung der Tabellenwerte für $J_r(\epsilon)$ durch ein Polynom. Doch auch hier basiert die Notwendigkeit darauf, dass solch große Abmessungen vorhanden waren.

Mit der radialen Verschiebung lässt sich nun die halbe tragende Druckzone ψ_l ermitteln.

$$\psi_l = \cos^{-1} \left(\frac{G_r}{2 \delta_r} \right) = \cos^{-1} \left(\frac{1,23}{2 \cdot 0,694395} \right) \quad (5.10)$$

$$\psi_l = 28^\circ$$

Daraus ergibt sich die gesamte tragende Druckzone ψ_D .

$$\psi_D = 2 \cdot \psi_l = 2 \cdot 27,5 \quad (5.35)$$

$$\psi_D = 56^\circ$$

In Abb. 5.5 und Abb. 5.6 ist mit Hilfe von Gleichung (5.11) die Druckverteilung über den Umfang abgebildet, wobei die Kugelanzahl z und das Radialspiel G_r variiert wurden. Der Winkel ψ in den Diagrammen, welcher für die Kugelposition am Umfang steht, startet am untersten Punkt des Wälzlagers.

Des Weiteren ist in Abb. 5.5 ersichtlich, dass bei einer steigenden Anzahl von Kugeln die maximale Belastung im untersten Scheitelpunkt des Umfangs abnimmt. Der Grund dafür liegt in der gesteigerten Anzahl von Kugeln in der Druckzone. Der Lastwinkel ψ_D bleibt hingegen konstant, da er nur vom Radialspiel G_r und der Belastung abhängt, welche konstant gehalten werden.

Abb. 5.6 zeigt die Erweiterung der Druckzone bei Verringerung des Radialspiels G_r , wobei das Optimum bei einem spielfreien Radiallager mit $\psi_D = 180^\circ$ liegt.

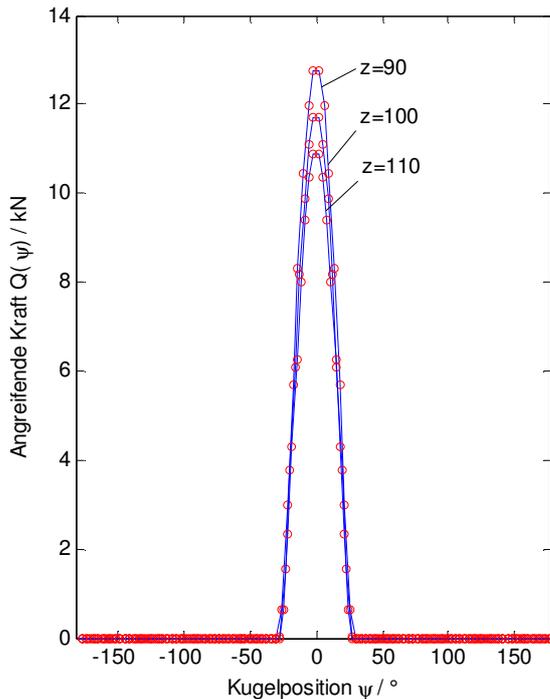


Abb. 5.5: Druckverteilung über den Umfang in Abhängigkeit der Kugelanzahl bei radialer Belastung

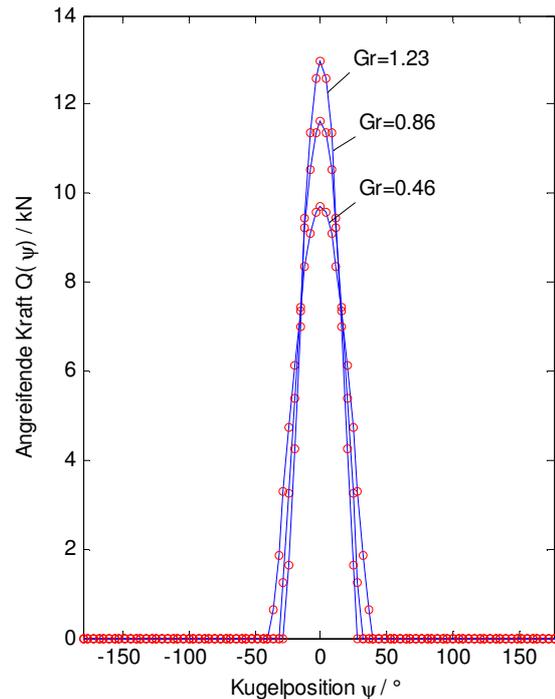


Abb. 5.6: Druckverteilung über den Umfang in Abhängigkeit des Radialspiels bei radialer Belastung

5.2.2 Druckverteilung bei axialer und radialer Belastung ohne Radialspiel

Bedingt durch den Prozess kommt es bei HOBAS Matrizenlagerungen durch Wärmeausdehnung zu einer axialen Kraft. Diese wurde in Kapitel 2.1 abgeschätzt und soll nun in die Berechnung für die Druckverteilung miteinfließen. Dafür wird die Methode aus Abschnitt 5.1.2 angewendet, auch wenn dieses Formelwerk nach Harris (2001, S. 256) grundsätzlich für Schrägkugellager angedacht ist. Die Berechnungsmethode erfordert einen Druckwinkel, der für den Innen- und den Außenring gleichermaßen gilt. Der Innenring bei den HOBAS-Lagern muss nicht denselben Druckwinkel wie der Außenring aufweisen, doch ist die konstruktive Ausführung meist so gewählt, dass die beiden Winkel sehr nahe beieinander liegen. Aus diesem Grund wird vereinfacht ein gemeinsamer Druckwinkel für beide Lagerringe angenommen.

$$\alpha^o = \alpha_s = 35^\circ$$

Gleichung (5.28) bzw. Gleichung (5.30) können mit Hilfe der Tabellenwerte hinsichtlich Q_{max} ausgewertet werden.

$$F_r = z \cdot Q_{max} \cdot J_r(\epsilon) \cdot \cos \alpha \quad (5.28)$$

$$F_a = z \cdot Q_{max} \cdot J_a(\epsilon) \cdot \sin \alpha \quad (5.30)$$

Um die Tabellenwerte mittels Interpolation zu erhalten, ist der Hilfwert $\frac{F_r \cdot \tan \alpha}{F_a}$ zu ermitteln:

$$\frac{F_r \cdot \tan \alpha}{F_a} = \frac{107,06 \cdot \tan(35)}{78,59} = 0,9539$$

Mit Tabelle A- 3 ergeben sich folgende interpolierte Werte für $J_r(\epsilon)$ und $J_a(\epsilon)$:

$$J_r(\epsilon) = 0,10755$$

$$J_a(\epsilon) = 0,11547$$

Die maximale Kugelbelastung Q_{max} kann nun über Gleichung (5.28) oder über Gleichung (5.30): bestimmt werden.

$$Q_{max} = \frac{F_r}{z \cdot J_r(\epsilon) \cdot \cos \alpha} = \frac{107,06 \cdot 10^3}{90 \cdot 0,10755 \cdot \cos(35)} \quad (5.28)$$

$$Q_{max} = 13501,4 \text{ N}$$

$$Q_{max} = \frac{F_a}{z \cdot J_r(\epsilon) \cdot \sin \alpha} = \frac{78,59 \cdot 10^3}{90 \cdot 0,11547 \cdot \sin(35)} \quad (5.30)$$

$$Q_{max} = 13184,1 \text{ N}$$

Die errechneten Werte für Q_{max} liegen für die beiden Varianten relativ nahe beieinander. Es wird angenommen, dass der Fehler durch Ungenauigkeiten in der Interpolation hervorgerufen wird.

Bildet man die einzelnen Kugelbelastungen über den Umfang des Lagers ab, so bewirkt auch bei dieser Methode die Erhöhung der Kugelanzahl eine Senkung der maximalen Kugelbelastung im untersten Punkt des Lagers (siehe Abb. 5.7).

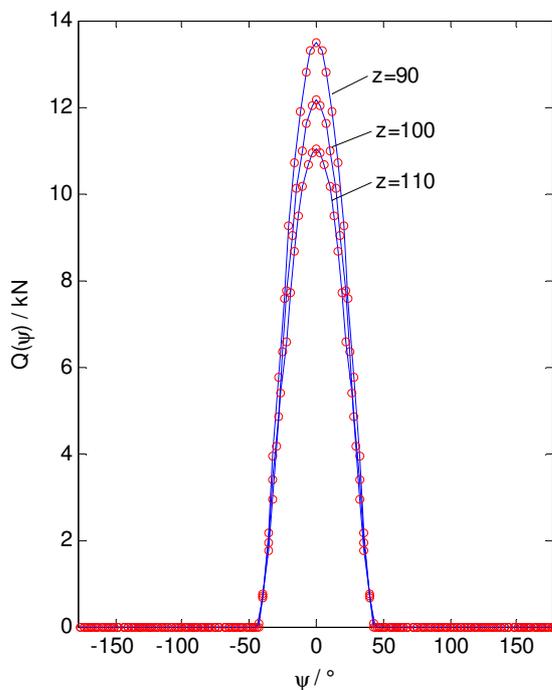


Abb. 5.7: Druckverteilung über den Umfang in Abhängigkeit der Kugelanzahl bei radialer und axialer Belastung

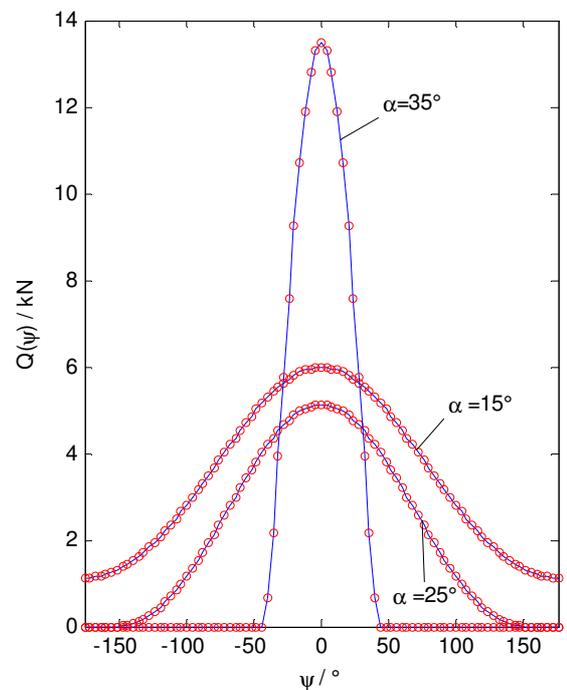


Abb. 5.8: Druckverteilung über den Umfang in Abhängigkeit des Druckwinkels bei radialer und axialer Belastung

Abb. 5.7 zeigt die Auswirkung bei Veränderung des Druckwinkels. Je höher dieser ist, desto ungleichmäßiger ist die Belastung in der Druckzone ausgebildet. Dieses Verhalten rührt daher, dass die Berechnungsmethode von einem spielfreien Lager ausgeht. Würde der Druckwinkel auf 0° gesetzt werden, so würden alle Wälzkörper dieselbe Belastung erfahren. Erhöht man den Druckwinkel auf über 35° so findet sich mit dem Hilfwert $\frac{F_r \cdot \tan \alpha}{F_a}$ (bei gleichem F_r und F_a) kein dazugehöriger Wert in der Integraltabelle. Die Methode verliert also auch hier ihre Gültigkeit. Abb. 5.8 zeigt weiters einen Offset nach oben in der Kurve für die Kugelbelastung, was unter der Bedingung, dass die Radialbelastung sowie die Axialbelastung gleich bleibt, als Fehler angesehen werden kann. Es müsste eine zusätzliche Axialkraft auftreten, um einen Offset hervorzurufen. Somit hat das Verfahren bei diesem Winkel seine Gültigkeit verloren.

Eine Aussage die sich mit Hilfe dieser Methode für das HOBAS-Lager treffen lässt ist, dass bei der auftretenden Axial- und Radialkraft der optimale Druckwinkel bei $\alpha = 25^\circ$ liegt.

Wie bereits oben erwähnt wird hier der Fall eines spielfreien Lagers betrachtet. Damit ist auch der Zusammenhang von Radialspiel G_r und Druckwinkel α° aus Gleichung (3.10) nicht zutreffend bzw. es lassen sich keine Rückschlüsse auf ein Radiallager mit Radialspiel ziehen.

Die Approximation nach Stribeck (1901) für ein Radiallager mit dem Druckwinkel α ergibt folgende maximale Kugelbelastung:

$$Q_{max} = \frac{5 \cdot F_r}{z \cdot \cos \alpha} = \frac{5 \cdot 107,06}{90 \cdot \cos 35} = 7,26 \text{ kN} \quad (5.32)$$

Im Vergleich zur maximalen Kugelbelastung bei reiner Radialkraft nach Stribeck ist die maximale Kugelbelastung nach Stribeck mit Axialkraft etwas höher, jedoch geringer als jene nach der Berechnungsmethode in Abschnitt 5.2.1 und 5.1.2.

5.2.3 Prozentuelle Sensitivität der Druckverteilung bei HOBAS

Es sollen nun die Auslegungsparameter untersucht werden, welche Einfluss auf die Druckverteilung über den Lagerumfang nehmen. Dazu wurde die prozentuelle Änderung der einflussnehmenden Größen in Relation zur prozentuellen Änderung der Druckverteilung gesetzt. So können Kurven abgebildet werden, welche die prozentuelle Änderung eines Parameters und dessen Auswirkungen auf die Druckverteilung darstellen, während alle anderen Parameter entlang dieser Kurven konstant gehalten werden. Damit ist es möglich Aussagen darüber zu treffen, wie sich, ausgehend von einem bestimmten Auslegungszustand, Änderungen von Auslegungsparametern wie Kugeldurchmesser oder Schmiegun, auswirken. Abb. 5.9 veranschaulicht dies für das betrachtete Referenzlager DN-2400. Als Bezug wird die Druckverteilung des Referenzlagers bei rein radialer Belastung verwendet.

$$Q_{max-Bezug} = \frac{z \cdot J_r(\epsilon)}{F_r} = 12898,64 \text{ N} \quad (5.36)$$

Die Bezugsgröße $Q_{max-Bezug}$ wird ins Verhältnis zu einem Druck gesetzt, der sich einstellt, wenn sich einer der Auslegungsparameter ändert, während die anderen konstant gehalten werden.

$$Q_{max-Lauf} = \frac{(z + \Delta z) \cdot J_r(\epsilon_{Lauf})}{F_r} \quad (5.37)$$

Der Index *Lauf* steht für die veränderte Kennzahl, die sich ergibt, wenn der betrachtete Auslegungsparameter x um den Wert Δx verändert wird. Daraus ergibt sich für die Hilfsvariable γ folgender Zusammenhang:

$$\gamma_{Lauf} = \frac{(D_w + \Delta D_w)}{d_m + \Delta d_m} \cdot \cos(\alpha + \Delta \alpha) \quad (5.38)$$

Damit können die Krümmungsverhältnisse für den Innen- und Außenring ermittelt werden.

$$\Sigma \rho_{i-Lauf} = \frac{1}{D_w + \Delta D_w} \cdot \left(4 - \frac{1}{f_i + \Delta f_i} + \frac{2 \cdot \gamma_{i-Lauf}}{1 - \gamma_{i-Lauf}} \right) \quad (5.39)$$

$$\Sigma \rho_{o-Lauf} = \frac{1}{D_w + \Delta D_w} \cdot \left(4 - \frac{1}{f_o + \Delta f_o} - \frac{2 \cdot \gamma_{o-Lauf}}{1 + \gamma_{o-Lauf}} \right) \quad (5.40)$$

Für die Krümmungsdifferenzen $F(\rho)_{i-Lauf}$ und $F(\rho)_{o-Lauf}$, welche zur Bestimmung der dimensionslosen Variablen δ^* aus der Tabelle A- 1 notwendig sind, kommt dieselbe Notation zu tragen.

$$F(\rho)_{i-Lauf} = \frac{\frac{\gamma_{i-Lauf}}{1 - \gamma_{i-Lauf}} + \frac{1}{2 \cdot (f_i + \Delta f_i)}}{2 + \frac{\gamma_{i-Lauf}}{1 - \gamma_{i-Lauf}} - \frac{1}{2 \cdot (f_i + \Delta f_i)}} \quad (5.41)$$

$$F(\rho)_{o-Lauf} = \frac{-\frac{\gamma_{o-Lauf}}{1 + \gamma_{o-Lauf}} + \frac{1}{2 \cdot (f_o + \Delta f_o)}}{2 - \frac{\gamma_{o-Lauf}}{1 + \gamma_{o-Lauf}} - \frac{1}{2 \cdot (f_o + \Delta f_o)}} \quad (5.42)$$

Damit ergibt sich der Last Abweichungs-Faktor K für den Innen- bzw. Außenring.

$$K_{o-Lauf} = 2,15 * 10^5 \cdot \Sigma \rho_{o-Lauf}^{\frac{1}{2}} \cdot (\delta_{o-Lauf}^*)^{-\frac{3}{2}} \quad (5.43)$$

$$K_{i-Lauf} = 2,15 * 10^5 \cdot \Sigma \rho_{i-Lauf}^{\frac{1}{2}} \cdot (\delta_{i-Lauf}^*)^{-\frac{3}{2}} \quad (5.44)$$

Für den Punktkontakt ist $n = 1,5$ zu setzen, womit sich der Last Abweichungsfaktor ermitteln lässt.

$$K_{n-Lauf} = \left[\frac{1}{\left(\frac{1}{K_{i-Lauf}} \right)^{\frac{1}{n}} + \left(\frac{1}{K_{o-Lauf}} \right)^{\frac{1}{n}}} \right]^n \quad (5.45)$$

Über die Variable ϵ lässt sich mit Gleichung (5.34) das radiale Integral $J_r(\epsilon_{Lauf})$ bestimmen.

$$\epsilon = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{G_{rLauf}}{2 \delta_{rLauf}} \right) = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{(\lambda + \Delta \lambda) \cdot (d_m + \Delta d m)}{2 \delta_{rLauf}} \right) \quad (5.46)$$

Durch iteratives Lösen von Gleichung (5.37) lässt sich die Kugelbelastung $Q_{\max-Lauf}$ für den Fall ermitteln, dass einer der Parameter verändert wurde.

Um eine prozentuelle Aussage zu erhalten, wie stark sich die Erhöhung eines Parameters x um den Wert Δx auswirkt, werden die entsprechenden maximalen Kugelbelastungen in Verhältnis zueinander gesetzt.

$$\Delta Q_{max} = \left(\frac{Q_{\max-Lauf}}{Q_{\max-Bezug}} - 1 \right) \cdot 100 \quad (5.47)$$

Für die prozentuelle Änderung Δx eines beliebigen Variationsparameters x kommt dieselbe Methode zu tragen.

$$\Delta x = \left(\frac{x + \Delta x}{x} - 1 \right) \cdot 100 = \frac{\Delta x}{x} \cdot 100 \quad (5.48)$$

Werden die einzelnen Parameter nun variiert, indem z.B. für den Δx ein Vektor in einem bestimmten Bereich angegeben wird, lässt sich die prozentuelle Änderung der maximalen Kugelbelastung in

Abhängigkeit des veränderlichen Konstruktionsparameters x abbilden. Abb. 6.5 zeigt die Variation der einzelnen Auslegungsparameter und deren Auswirkung auf die maximale Kugelbelastung Q_{max} . Die einzelnen Parameter sollen nun betrachtet werden.

Kugeldurchmesser D_w

Der Kugeldurchmesser D_w zeigt einen sehr geringen Einfluss auf die maximale Kugelbelastung. Eine Reduktion des Kugeldurchmessers um 30 % führt zu einer Verringerung der Kugelbelastung um 3,2 %. Einfluss findet dieser Parameter vor allem in den Krümmungsverhältnissen, welche notwendig sind, um die dimensionslosen Variablen zu ermitteln.

Teilkreisdurchmesser d_m und Radialspielfaktor λ

Der Teilkreisdurchmesser d_m nimmt einen nahezu linearen Einfluss auf die Kugelbelastung. Eine Reduktion dieses Parameters um 30 % bewirkt eine um 10 % geringere Belastung. Ausgehend vom Bezugslager lässt sich der Teilkreisdurchmesser allerdings beliebig erhöhen, da die Berechnungsmethode sonst ihre Gültigkeit verliert. Im Zuge der Q_{max} -Berechnung nimmt der Teilkreisdurchmesser auf die Hilfsvariable γ sowie die Krümmungsverhältnisse Einfluss. Der Radialspielfaktor λ , der multipliziert mit dem Teilkreisdurchmesser d_m das Radialspiel G_r ergibt, weist denselben Einfluss wie der Teilkreisdurchmesser auf.

Kugelanzahl z

Die Kugelanzahl hat den größten Einfluss auf die Kugelbelastung. Eine Verringerung der Kugelanzahl um 30 %, ausgehend vom Bezugszustand, bewirkt eine Erhöhung der Kugelbelastung um 33,6 %. Damit hat die Kugelanzahl den größten Einfluss, wenn es darum geht die Belastung je Kugel zu verringern.

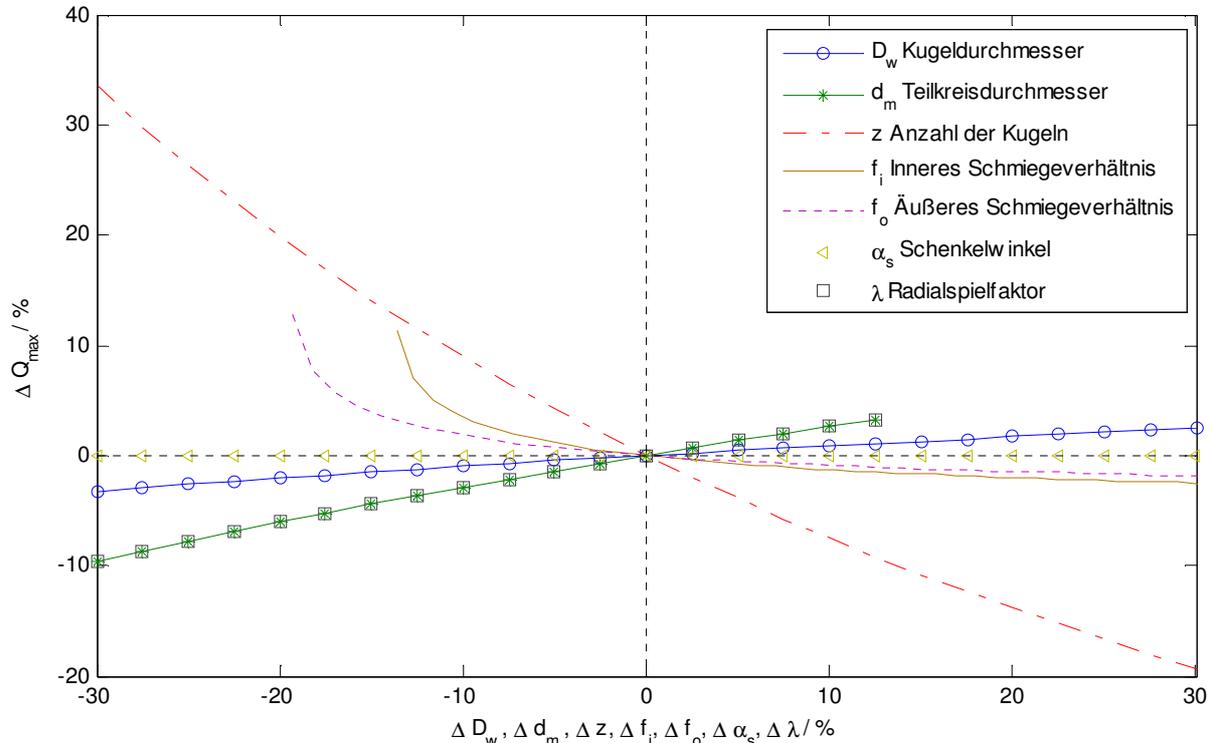


Abb. 5.9: Prozentueller Einfluss der einzelnen Parameter auf die Druckverteilung

Schmiegeverhältnisse f_i und f_o

Je enger die Schmiegunng wird und sich damit die Schmiegeverhältnisse f dem Grenzwert von $0,5 \cdot D_w$ nähern, desto größer wird die Kugelbelastung. Das innere Schmiegeverhältnis weist einen stärkeren

Gradienten auf als das äußere. Der Grund liegt darin, dass die Schmiegun g am Innenring des Referenzlagers einen geringeren Wert aufweist als jene am Außenring und der Grenzwert deswegen früher erreicht wird. Eine enge Schmiegun g bedingt somit eine erhöhte Maximalbelastung der Kugel im untersten Punkt des Lagers.

Schenkelwinkel α_s

Der Schenkelwinkel α_s hat nahezu keinen Einfluss auf die maximale Kugelbelastung. Der Winkel nimmt Einfluss auf die Krümmungssumme sowie auf den Innendurchmesser.

5.3 Resümee

Für die Betrachtung der Druckverteilung werden die Geometrieparameter des DN-2400 Lagers herangezogen und daraufhin untersucht, wie sie sich auf die maximale Kugelbelastung auswirken und welcher Winkelbereich sich in der Druckzone ergibt. Die maximale Kugelbelastung wird durch zwei Berechnungsmethoden ermittelt. Die erste Methode ist für eine reine Radialbelastung mit Radialspiel gültig und die zweite ist für eine kombinierte Axial- und Radialbelastung anwendbar. Als Vergleich zu diesen beiden Methoden wurde die maximale Kugelbelastung mit der Näherungsformeln nach Stribeck ermittelt. Die Belastungen nach Stribeck ergeben Werte, die um die Hälfte geringer sind als jene nach den genannten Methoden. Ein Grund dafür könnte darin liegen, dass es sich bei der Berechnungsmethode nach Stribeck um ein Näherungsverfahren handelt. Für die Sensitivitätsanalyse wird die Berechnungsmethode für eine reine Radialbelastung mit Radialspiel herangezogen.

Aus der Sensitivitätsanalyse der Auslegungsparameter geht hervor, dass der einflussreichste Parameter auf die Druckverteilung die Kugelanzahl ist. Je größer die Kugelanzahl desto geringer ist die maximale Kugelbelastung. Der Radialspielfaktor und der Teilkreisdurchmesser zeigen den identen Einfluss auf die Druckverteilung. Werden diese beiden Parameter erhöht, steigt auch die Kugelbelastung. Ein größerer Kugeldurchmesser bewirkt ebenfalls eine Erhöhung der Kugelbelastung, jedoch ist der Gradient der Kurve geringer, weshalb sich die Änderung nicht so stark auswirkt wie eine Änderung des Radialspielfaktors oder des Teilkreisdurchmessers. Wird der Schenkelwinkel verändert, ist die Änderung der Kugelbelastung vernachlässigbar. Die Änderung der inneren und äußeren Schmiegeverhältnisse zeigt, dass sich mit engeren Schmiegeverhältnissen die Kugelbelastung erhöht.

6 Statische Beanspruchung

Mit Hilfe der Hertzschen Theorie lässt sich der Kontakt zwischen Kugel und Laufbahnrinne in einem Wälzlager beschreiben, weshalb sie für die Beschreibung statischen Beanspruchung angewendet wird. Folgend wird nun auf die Hertzsche Theorie eingegangen und ein Bezug zum HOBAS Lager hergestellt.

6.1 Theoretische Grundlagen zur statischen Beanspruchung

Ein statisch beanspruchtes Wälzlager wird im Stillstand beansprucht bzw. führt nur langsame Schwenkbewegungen aus. Egal ob es sich um eine konstante oder veränderliche Belastung handelt, kann diese für eine statische Beanspruchung gelten, da man sich auf den Betriebszustand des Lagers bezieht, nicht auf die Belastung. (Brändlein et al., 1995, S. 139)

Im folgenden Abschnitt soll auf die Abplattung und die daraus resultierende Hertzsche Pressung in den Berührungspunkten zweier allgemein gekrümmter Körper eingegangen werden, die aneinander gepresst werden.

6.1.1 Hertzsche Theorie

Hertz (1881) stellte die Theorie auf, dass sich bei Belastung zweier allseitig gekrümmter und berührender Körper eine kleine ellipsenförmige Druckfläche ausbilden muss. Für die Aufstellung seiner Analyse traf er folgende Annahmen:

1. Es wird nur der elastische Bereich des Materials ausgenützt.
2. Die Belastung ist normal auf die Oberfläche. Schubspannungen sind vernachlässigt.
3. Die Kontaktflächengröße ist klein im Vergleich zu den Krümmungsradien der Körper.
4. Die Krümmungsradien der Kontaktfläche sind sehr groß im Vergleich zu den Dimensionen der Fläche.

Laut Hertz (1881) bildet sich eine Belastungsellipse aus, welche die Hauptachsenlänge $2a$ und die Nebenachsenlänge $2b$ hat (siehe Abb. 6.1). Hierfür wird das Druckellipsenverhältnis κ eingeführt.

$$\kappa = \frac{a}{b} \quad (6.1)$$

Die Flächenpressung im geometrischen Zentrum der elliptischen Kontaktfläche wird mit p_0 beschrieben, welche der maximalen Pressung entspricht (ohne Herleitung). Die Flächenpressung kann der Oberflächen-Normalspannung gleichgesetzt werden, weshalb Harris (2001) das für die Spannung übliche σ verwendet.

$$p_0 = \sigma_{max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Q}{\pi a b} \quad (6.2)$$

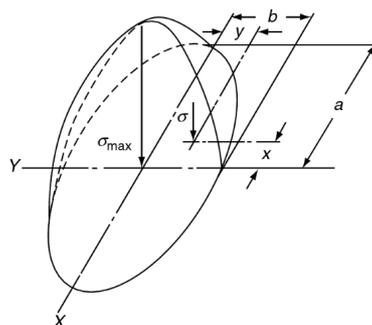


Abb. 6.1: Elliptische Druckfläche mit Spannungsverteilung bei Punktcontact (Harris, 2001, S. 200)

Für die Berechnung der Flächenpressung ist es notwendig die Länge der Nebenachse und Hauptachse der Druckellipse zu ermitteln. Jene sind eine Funktion der Krümmungsverhältnisse $\Sigma\rho$ und der Belastung Q im Kontaktpunkt. Des Weiteren nimmt der Elastizitätsmodul E und die Querkontraktionszahl ν der beiden Körper Einfluss. (Harris, 2001, S. 194)

$$a = a^* \left[\frac{3 \cdot Q}{2 \cdot \Sigma\rho} \cdot \left(\frac{(1 - \nu_I^2)}{E_I} + \frac{(1 - \nu_{II}^2)}{E_{II}} \right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (6.3)$$

$$a = 0.0236 a^* \left(\frac{Q}{\Sigma\rho} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (\text{für zwei Stahlkörper})$$

$$b = b^* \left[\frac{3 Q}{2 \Sigma\rho} \left(\frac{(1 - \nu_I^2)}{E_I} + \frac{(1 - \nu_{II}^2)}{E_{II}} \right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (6.4)$$

$$b = 0.0236 b^* \left(\frac{Q}{\Sigma\rho} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (\text{für zwei Stahlkörper})$$

Für die relative Annäherung δ der beiden Körper ergibt sich:

$$\delta = \delta^* \left[\frac{3 Q}{2 \Sigma\rho} \left(\frac{(1 - \nu_I^2)}{E_I} + \frac{(1 - \nu_{II}^2)}{E_{II}} \right) \right]^{\frac{2}{3}} \frac{\Sigma\rho}{2} \quad (6.5)$$

$$\delta = 2,79 \cdot 10^{-4} \delta^* Q^{\frac{2}{3}} \Sigma\rho^{\frac{1}{3}} \quad (\text{für zwei Stahlkörper})$$

Zur Bestimmung der halben Hauptachsenlängen a und der halben Hauptachsenlänge b werden elliptischen Integrale erster und zweiter Ordnung, \mathcal{F} und \mathcal{Z} , benötigt. Für die vollständige Herleitung dieser numerisch ermittelbaren Integrale wird auf Harris (2001, S. 189-193) verwiesen. Mit ihnen können in weiterer Folge die Hilfsvariablen a^* , b^* und δ^* bestimmt werden, welche auch unter dem Begriff „Hertzsche Beiwerte“ geführt werden und sich als Tabellenwert in Abhängigkeit von $F(\rho)$ mittels Interpolation ermitteln lassen (siehe Tabelle A- 1).

Für ein Kugellager ergibt sich somit auf der Außen- und Innenlaufbahn einer jeden Kugel eine Druckellipse, welche die Hauptachsenlänge in axialer Richtung des Lagers aufweist (siehe Abb. 6.2).

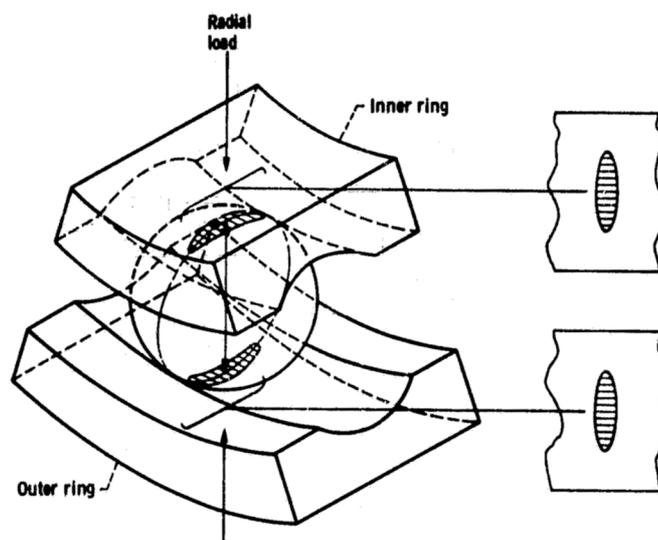


Abb. 6.2: Elliptische Kontaktflächen in einem Radialkugellager (Hamrock et al., 1981)

6.1.2 Näherungsverfahren nach Brewe und Hamrock

Eine vereinfachte Methode um die Haupt- und Nebenachsenlängen zu ermitteln, ist das Näherungsverfahren nach Brewe und Hamrock (1976). Das Verfahren gibt vereinfachte Näherungsgleichungen für die Bestimmung der elliptischen Integrale \mathcal{F} und \mathcal{Z} sowie für das Druckellipsenverhältnis κ an, die wie folgt lauten:

$$\kappa \approx 1,0339 \left(\frac{\mathcal{R}_x}{\mathcal{R}_y} \right)^{0,636} \quad (6.6)$$

$$\mathcal{Z} \approx 1,0003 + \frac{0,5968}{\left(\frac{\mathcal{R}_x}{\mathcal{R}_y} \right)} \quad (6.7)$$

$$\mathcal{F} \approx 1,5277 + 0,6023 \ln \left(\frac{\mathcal{R}_x}{\mathcal{R}_y} \right) \quad (6.8)$$

Für $1 \leq \kappa \leq 10$ ist der Fehler des errechneten κ kleiner als 3 % und befindet sich für \mathcal{Z} und \mathcal{F} in derselben Größenordnung. Der äquivalente Kehrwert des Krümmungsradius \mathcal{R} definiert sich über:

$$\mathcal{R}_x^{-1} = \rho_{xI} + \rho_{xII} \quad (6.9)$$

$$\mathcal{R}_y^{-1} = \rho_{yI} + \rho_{yII} \quad (6.10)$$

Der Index x steht für die Hauptachsenrichtung der Druckellipse und y für die Nebenachsenrichtung. Mit Hilfe der Näherungslösungen für die elliptischen Integrale lassen sich die dimensionslosen Variablen a^* , b^* und δ^* ermitteln und die Interpolation aus Tabelle A- 1.

$$a^* = \left(\frac{2 \kappa^2 \mathcal{Z}}{\pi} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (6.11)$$

$$b^* = \left(\frac{2 \mathcal{Z}}{\pi \kappa} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (6.12)$$

$$\delta^* = \frac{2 \mathcal{F}}{\pi} \left(\frac{\pi}{2 \kappa^2 \mathcal{Z}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (6.13)$$

Eine weitere Möglichkeit die Hertzschen Beiwerte näherungsweise zu ermitteln, ist laut Fritz (2011, S. 36) mit dem Näherungsverfahren nach Grekousis und Michailidis (1981) möglich.

6.1.3 Zulässige statische Beanspruchung

Treten zwei gekrümmte Körper in Kontakt, so kommt es an beiden Körpern zu Verformungen. Die an einer Berührstelle auftretende plastische Verformung δ_b ist die Summe der Verformungen beider Körper. Bezieht man diese plastische Verformung auf den Wälzkörperdurchmesser D_w , so wird das Verhältnis δ_b/D_w als spezifische plastische Verformung bezeichnet. Dieses Verhältnis steigt mit zunehmender Belastung und nimmt auch mit abnehmender Schmiegun zu. Die zulässige plastische Verformung wird so definiert, dass die Gesamtverformung der beiden Körper maximal 0,01 % des Rollkörperdurchmessers beträgt. Eine bleibende Gesamtverformung von 0,01 % in der höchstbeanspruchten Berührstelle entspricht bei Kugellagern näherungsweise einer zulässigen Hertzschen Pressung von 4200 N/mm². Dieser Wert wurde über umfangreiche Versuche ermittelt und dient in weiterer Folge auch zur Ermittlung der statischen Tragzahl C_0 . (Brändlein et al., 1995, S. 139)

Geht man von einem durchgehärteten Wälzlagerstahl aus, so ergibt sich nach Brändlein et al. (1995, S. 140) bei Punktberührung der folgende Zusammenhang für die zulässige Hertzsche Pressung,

$$p_{0zul} = 3300 \cdot c_p^{10} \cdot \left(\frac{\delta_b}{D_w}\right)^{\frac{1}{5}} \quad (6.14)$$

wobei für die Gesamtverformung, bezogen auf den Kugeldurchmesser, $\frac{\delta_b}{D_w} = 0,0001$ gilt. Das Verhältnis $\frac{\delta_b}{D_w}$ wird als spezifische plastische Verformung bezeichnet und steigt mit dem Potenzgesetz bzw. wird mit abnehmender Schmiegunng größer. Die Flächenpressungskonstante c_p ergibt sich aus:

$$c_p = \frac{858}{a^* \cdot b^*} \cdot \sqrt[3]{(D_w \cdot \sum \rho)^2} \quad (6.15)$$

Es sei anzumerken, dass diese Betrachtungen für Teile aus durchgehärtetem Wälzlagerstahl gelten und durch Versuche verifiziert wurden. Es lässt sich jedoch keine Aussage darüber treffen wie es sich mit Teilen verhält, die oberflächengehärtet werden, dessen Wanddicken aber zu groß für ein Durchhärten sind. Für Wälzlager die eine geringere Härte als 58 HRC aufweisen, wird die Tragfähigkeit (statisch/dynamisch) durch einen Minderungsfaktor berücksichtigt (siehe Gleichung (7.13)).

6.2 Statische Beanspruchung im Kontext HOBAS

Durch die 3-Punkt Bauweise ergibt sich bei HOBAS-Lagern eine zum klassischen Rillenkugellager differenzierte Berechnung der Hertzchen Pressung. Der Kraftvektor Q , der am Außenring punktuell wirkt, teilt sich am Innenring auf die beiden Laufbahnhälften auf (Abb. 6.3). Dies macht es notwendig, die Hertzche Pressung für den Innen- und Außenring getrennt zu betrachten.

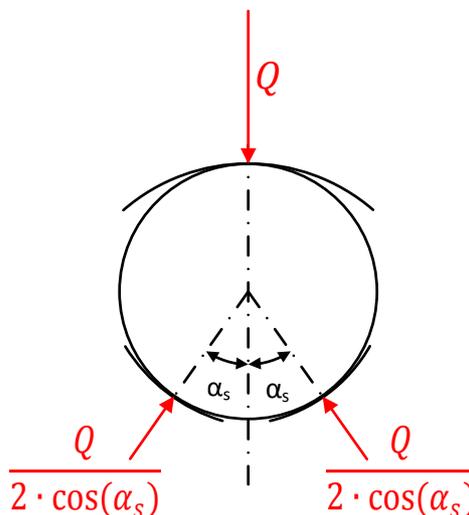


Abb. 6.3: Aufteilung des Kraftvektors am Innen- bzw. Außenring

Als Referenzlager fungiert das bereits oben genannte DN-2400 Lager. Die Krümmungsbeiwerte sowie die maximale Kugelbelastung aus dem Ansatz mit reiner Radialbelastung können ebenfalls von Abschnitt 5.2.1 übernommen werden.

$$\begin{aligned} \sum \rho_o &= 0,03068 \frac{1}{\text{mm}} & \sum \rho_i &= 0,03044 \frac{1}{\text{mm}} & Q_{max} &= 12898,64 \text{ N} \\ F(\rho)_o &= 0,66725 & F(\rho)_i &= 0,76202 \end{aligned}$$

6.2.1 Hertzsche Pressung bei HOBAS

Mit den Krümmungsdifferenzen und den dazugehörigen Tabellenwerten von Tabelle A- 1 lassen sich mittels linearer Interpolation die Hilfsvariablen a^* , b^* und δ^* für den Innen- und Außenring ermitteln.

$$\begin{array}{ll} a_o^* = 1,814567 & a_i^* = 2,122333 \\ b_o^* = 0,627016 & b_i^* = 0,569217 \\ \delta_o^* = 0,875454 & \delta_i^* = 0,820171 \end{array}$$

Verwendet man das Näherungsverfahren nach Brewe und Hamrock (1976) aus 6.1.2, so ergeben sich folgende Werte:

$$\begin{array}{ll} a_o^* = 1,8087 & a_i^* = 2,1096 \\ b_o^* = 0,6277 & b_i^* = 0,5711 \\ \delta_o^* = 0,8794 & \delta_i^* = 0,8249 \end{array}$$

Die Näherungswerte weichen maximal 1 % von den interpolierten Werten ab. Zur besseren Nachvollziehbarkeit werden für die weitere Berechnung die interpolierten Werte herangezogen. Für die Ermittlung der Achsenlängen am Innenring ist der Kraftvektor in Normalrichtung zur Laufbahn einzusetzen, da die Laufbahnen am Innenring symmetrisch belastet werden (siehe Abb. 6.3).

Die halbe Hauptachsenlänge a für den Innen- Außenring (Index i und o) wird mit Gleichung (6.3) ermittelt:

$$\begin{aligned} a_o &= 0,0236 a_o^* \left(\frac{Q_{max}}{\sum \rho_o} \right)^{\frac{1}{3}} & a_i &= 0,0236 a_i^* \left(\frac{Q_{max}}{2 \cdot \cos(\alpha_s)} \cdot \frac{1}{\sum \rho_i} \right)^{\frac{1}{3}} \\ &= 0,0236 \cdot 1,814567 \cdot \left(\frac{12898,64}{0,03068} \right)^{\frac{1}{3}} & &= 0,0236 \cdot 2,122333 \\ &= 3,2079 \text{ mm} & &\cdot \left(\frac{12898,64}{2 \cdot \cos(35)} \cdot \frac{1}{0,03044} \right)^{\frac{1}{3}} \\ & & &= 3,1912 \text{ mm} \end{aligned}$$

Die halbe Nebenachsenlänge b für den Innen- Außenring (Index i und o) wird mit Gleichung (6.4) ermittelt:

$$\begin{aligned} b_o &= 0,0236 b_o^* \left(\frac{Q_{max}}{\sum \rho_o} \right)^{\frac{1}{3}} & b_i &= 0,0236 b_i^* \left(\frac{Q_{max}}{2 \cdot \cos(\alpha_s)} \cdot \frac{1}{\sum \rho_i} \right)^{\frac{1}{3}} \\ &= 0,0236 \cdot 0,627016 \cdot \left(\frac{12898,64}{0,03068} \right)^{\frac{1}{3}} & &= 0,0236 \cdot 0,569217 \\ &= 1,1085 \text{ mm} & &\cdot \left(\frac{12898,64}{2 \cdot \cos(35)} \cdot \frac{1}{0,03044} \right)^{\frac{1}{3}} \\ & & &= 0,8559 \text{ mm} \end{aligned}$$

Die Annäherung von Kugel und jeweiliger Laufbahn errechnet sich über Gleichung (6.5):

$$\begin{aligned} \delta_o &= 2,79 \cdot 10^{-4} \cdot \delta_o^* \cdot Q_{max}^{\frac{2}{3}} \cdot \sum \rho_o^{\frac{1}{3}} & \delta_i &= 2,79 \cdot 10^{-4} \cdot \delta_i^* \cdot \left(\frac{Q_{max}}{2 \cdot \cos(\alpha_s)} \right)^{\frac{2}{3}} \cdot \sum \rho_i^{\frac{1}{3}} \\ &= 2,79 \cdot 10^{-4} \cdot 0,875454 \cdot 12898,64^{\frac{2}{3}} & &= 2,79 \cdot 10^{-4} \cdot 0,820171 \cdot \left(\frac{12898,64}{2 \cdot \cos(35)} \right)^{\frac{2}{3}} \\ &\quad \cdot 0,03068^{\frac{1}{3}} & &\cdot 0,03044^{\frac{1}{3}} \\ &= 0,0421 \text{ mm} & &= 0,0283 \text{ mm} \end{aligned}$$

Aus Gleichung (6.2) ergibt sich die Hertzische Pressung zu:

$$p_{0max_o} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Q_{max}}{\pi a_o b_o}$$

$$p_{0max_i} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Q_{max}}{2 \cdot \cos(\alpha_s)} \cdot \frac{1}{\pi a_i b_i}$$

$$p_{0max_o} = \frac{3}{2} \cdot \frac{12898,64}{\pi \cdot 3,2079 \cdot 1,1085}$$

$$p_{0max_i} = \frac{3}{2} \cdot \frac{12898,64}{2 \cdot \cos(35)} \cdot \frac{1}{\pi \cdot 3,1912 \cdot 0,8559}$$

$$p_{0max_o} = 1731,9 \frac{N}{mm^2}$$

$$p_{0max_i} = 1376,3 \frac{N}{mm^2}$$

Die Hertzische Pressung am 2-Punkt-Kontakt des Innenringes ist wesentlich geringer als am Außenring. Plottet man die Hertzische Pressung über die Druckverteilung aus 5.2.1, so erhält man die entsprechende Hertzische Pressung in den belasteten Kontakten, wobei die Pressung am Innenring nur für eine der beiden Laufbahnhälften gilt (siehe Abb. 6.4).

Als Vergleich ist die Pressung für einen Innenring mit einem einzelnen Punktkontakt angeführt, wie er bei einem gewöhnlichen Rillenkugellager vorkommt. Auch in diesem Fall ist die Pressung am Außenring höher als am Innenring; entgegen den Aussagen in der Literatur. Laut Harris (2001, S. 201) ist bei den meisten Kugellagern die Pressung am Innenring größer als am Außenring.

Eine Hypothese wäre, dass diese Aussage für Standardkugellager gilt, bei denen das Schmiegeverhältnis am Innenring f_i ähnlich dem Schmiegeverhältnis am Außenring f_o ist. Im Falle des hier betrachteten HOBAS Lagers ist einerseits das Schmiegeverhältnis am Innenring wesentlich kleiner als am Außenring und andererseits ist das Schmiegeverhältnis sowohl am Innen- als auch Außenring größer als die in der Literatur bzw. nach DIN ISO 281 empfohlenen Verhältnisse von $f_i \leq 0,52$ und $f_o \leq 0,53$. Indem die Belastung am Innenring auf zwei Kontaktpunkte aufgeteilt wird, reduziert sich die maximal Hertzische Pressung am Innenring um 16 %.

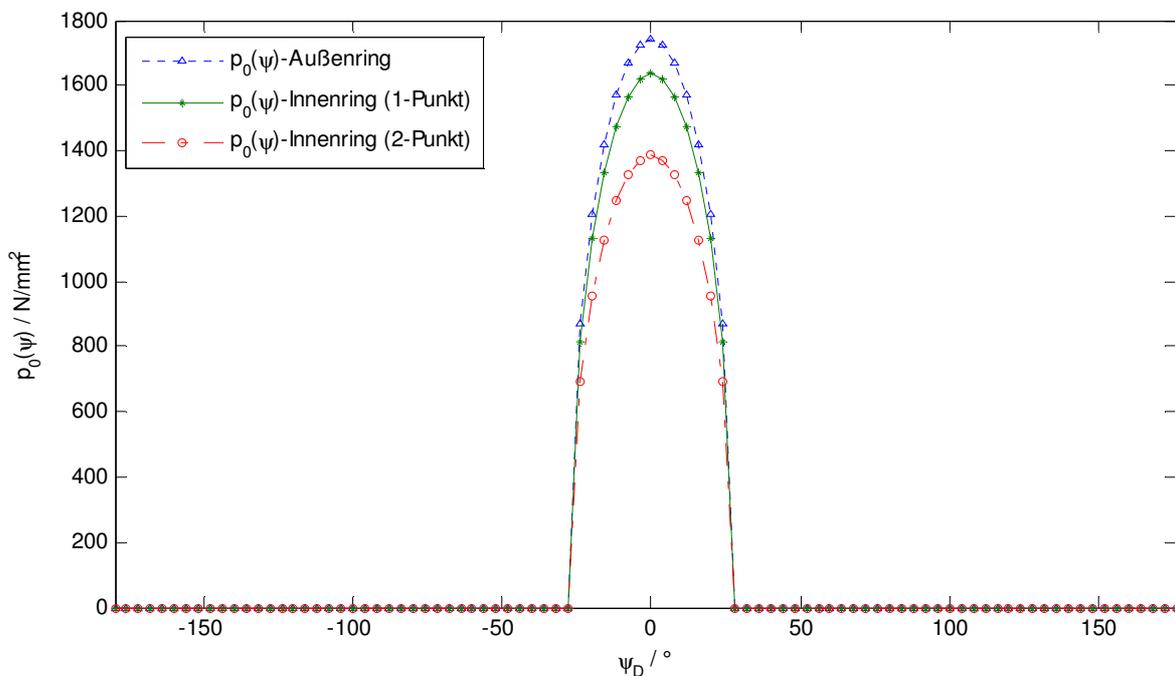


Abb. 6.4: Hertzische Pressung an der Innen- und Außenlaufbahn über den Umfang des Kugellagers

6.2.2 Zulässige Hertzsche Pressung

Unter Verwendung der Hertzschen Beiwerte aus Abschnitt 6.2.1 ergibt sich für den Außen- und Innenring ein c_p -Wert von:

$$\begin{aligned}
 c_{p_o} &= \frac{858}{a_o^* \cdot b_o^*} \cdot \sqrt[3]{(D_w \cdot \sum \rho_o)^2} & c_{p_i} &= \frac{858}{a_i^* \cdot b_i^*} \cdot \sqrt[3]{(D_w \cdot \sum \rho_i)^2} \\
 &= \frac{858}{1,814567 \cdot 0,627016} & &= \frac{858}{2,122333 \cdot 0,569217} \\
 &\quad \cdot \sqrt[3]{(76,2 \cdot 0,03068)^2} & &\quad \cdot \sqrt[3]{(76,2 \cdot 0,03044)^2} \\
 &= 1328,46 & &= 1244,57
 \end{aligned} \tag{6.15}$$

Damit ist die zulässige Hertzsche Pressung wie folgt ermittelbar:

$$\begin{aligned}
 p_{0zul_o} &= 3300 \cdot c_{p_o}^{\frac{3}{10}} \cdot \left(\frac{\delta_b}{D_w}\right)^{\frac{1}{5}} & p_{0zul_i} &= 3300 \cdot c_{p_i}^{\frac{3}{10}} \cdot \left(\frac{\delta_b}{D_w}\right)^{\frac{1}{5}} \\
 &= 3300 \cdot 1328,46^{\frac{3}{10}} \cdot (0,0001)^{\frac{1}{5}} & &= 3300 \cdot 1244,57^{\frac{3}{10}} \cdot (0,0001)^{\frac{1}{5}} \\
 &= 4523,96 \frac{N}{mm^2} & &= 4436,28 \frac{N}{mm^2}
 \end{aligned} \tag{6.14}$$

Die vorhandene Hertzsche Pressung ist in einer Größenordnung, bei dem die Gesamtverformung im Verhältnis zum Kugeldurchmesser geringer als 0,01 % ist. Damit ist eine ausreichende Sicherheit gegen Plastifizierung bei statischer Belastung gegeben.

6.2.3 Prozentuelle Sensitivität der Hertzschen Pressung bei HOBAS

Wie in Kapitel 5.2.3 wird die prozentuelle Einflussnahme der einzelnen Auslegungsparameter auf die Hertzsche Pressung betrachtet. Die einzelnen Parameter haben Einfluss auf die Pressung an der Innenlaufbahn sowie an der Außenlaufbahn. Abb. 6.5 veranschaulicht dies für das betrachtete Referenzlager DN-2400. Über den Index i bzw. o wird zwischen Innen- und Außenring unterschieden.

Als Bezug wird die Hertzsche Pressung $p_{0-Bezug}$ des Referenzlagers verwendet.

$$p_{0-Bezug_{o,i}} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Q_{max_{o,i}}}{\pi a_{o,i} b_{o,i}} \tag{6.2}$$

Diese Bezugspressung wird zu einer Pressung p_{0-Lauf} ins Verhältnis gesetzt, bei der einer der Auslegungsparameter geändert wird, während die anderen konstant gehalten werden.

$$p_{0-Lauf_{o,i}} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Q_{max_{o,i}}}{\pi a_{Lauf-o,i} b_{Lauf-o,i}} \tag{6.2}$$

Die Abmaße der Druckellipse a und b stellen wiederum eine Funktion dar:

$$a_{Lauf-o,i}, b_{Lauf-o,i} = f(f_o + \Delta f_o, f_i + \Delta f_i, D_w + \Delta D_w, \alpha + \Delta \alpha, d_m + \Delta d_m) \tag{6.16}$$

Um eine prozentuelle Aussage über die Auswirkung der Erhöhung eines Wertes x um Δx zu erhalten, werden die beiden Hertzschen Pressungen ins Verhältnis gesetzt.

$$\Delta p_{H_{o,i}} = \left(\frac{p_{0-Lauf_{o,i}}}{p_{0-Bezug_{o,i}}} - 1 \right) \cdot 100 \tag{6.17}$$

Für die prozentuelle Änderung der Aulegungsparameter wird Gleichung (5.48) verwendet.

$$\Delta x = \left(\frac{x + \Delta x}{x} - 1 \right) \cdot 100 = \frac{\Delta x}{x} \cdot 100 \quad (5.48)$$

Werden die einzelnen Parameter nun variiert, indem z.B. für den Δx Wert ein Vektor in einem bestimmten Bereich angegeben wird, lässt sich die prozentuelle Änderung der Hertzschen Pressung in Abhängigkeit der Änderung der Konstruktionsparameter abbilden (siehe Abb. 6.5). Es soll nun auf die Einflussnahme der einzelnen Parameter eingegangen werden.

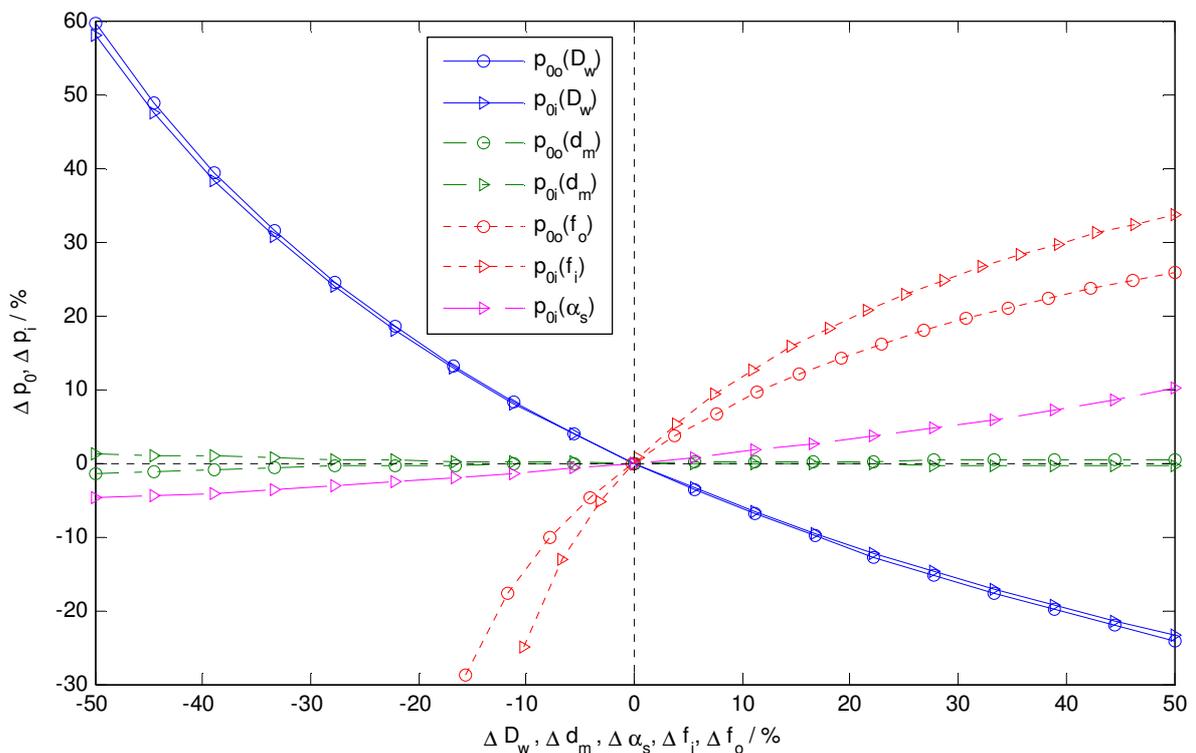


Abb. 6.5: Prozentuelle Einflussnahme von Auslegungsparametern auf die Hertzsche Pressung im Wälzkontakt

Kugeldurchmesser D_w

Ein größerer Durchmesser der Kugel bedeutet, dass sich eine größere Druckellipse ausbildet und dadurch die Hertzsche Pressung abnimmt. In Abb. 6.5 verläuft die Kurve für die Innenlaufbahnpressung nicht identisch mit jener der Außenlaufbahn. Dies rührt daher, dass der Innenlaufbahndurchmesser bei einem geteilten Innenring über den Schenkelwinkel α_s , den Teilkreisdurchmesser d_m und den Kugeldurchmesser D_w errechnet wird (Gleichung (3.14)). Der Außenlaufbahndurchmesser wird hingegen über Gleichung (3.1) errechnet, wo der Druckwinkel keinen Einfluss nimmt. Der umgekehrt proportionale Kurvenverlauf bedingt eine geringere Einflussnahme des Kugeldurchmessers, je größer dieser wird. Für das betrachtete HOBAS Lager bewirkt ein um 10 % kleinerer Durchmesser eine Steigerung der Hertzschen Pressung um 7,2 %, während ein um 10 % größerer Durchmesser eine Verringerung der Hertzschen Pressung um 6,1 % bewirkt.

Schmiegeungsverhältnis f

Der degressive Kurvenverlauf, welcher die Einflussnahme der Schmiegeverhältnisse für den Innen- und Außendurchmesser darstellt, zeigt eine Zunahme der Hertzschen Pressung mit zunehmender Schmiegeung. Das Referenzlager weist am Außenring ein größeres Schmiegeverhältnis auf als am Innenring, weshalb die Kurve für den Innenring steiler verläuft, also mehr Einfluss nimmt als die

Schmiegung für den Außenring. Würde der Innenring dieselbe Schmiegung wie der Außenring aufweisen, würden die beiden Kurven ident verlaufen.

Teilkreisdurchmesser d_m

Der nahezu lineare Einfluss des Teilkreisdurchmessers auf die Hertzsche Pressung am Innen- bzw. Außenring ist nur ein geringer. Es lässt sich aber der Einfluss des Teilkreisdurchmessers auf die Krümmung des Innen- bzw. Außendurchmessers ablesen. Je größer der Teilkreisdurchmesser wird, desto größer wird der innere Laufbahndurchmesser d_i , wenn der Kugeldurchmesser D_w , das Radialspiel G_r , und der Schenkelwinkel α_s konstant gehalten werden. Über d_i wird die konvexe Krümmung der Innenlaufbahn bestimmt, welche mit größerem d_m annimmt und so wiederum zu einer Abnahme der Hertzschen Pressung führt. Beim Außendurchmesser ist es genau umgekehrt, ein größerer Außenlaufbahndurchmesser d_o bewirkt eine kleinere konkave Krümmung, was sich negativ auf die Hertzsche Pressung auswirkt. Wird d_o jedoch kleiner, bedingt dies eine größere Krümmung was zu einer größeren Druckellipse führt und damit eine geringere Hertzsche Pressung ergibt.

Schenkelwinkel α_s

Der Schenkelwinkel α_s nimmt nur am Innenring auf die Hertzsche Pressung Einfluss, jedoch in einem geringen Maße. Eine Verringerung des Winkels um 50 % bewirkt eine Erhöhung der Hertzschen Pressung um 0,15 %, während eine Erhöhung des Winkels um 50% eine Verringerung der Hertzschen Pressung um 0,24 % hervorruft.

6.3 Resümee

Durch den 2-Punkt-Kontakt am Innenring des betrachteten HOBAS Lagers DN-2400 reduziert sich die maximale Hertzsche Pressung um 16 %. Im Kontakt zwischen Kugel und Außenlaufbahn tritt mit 1732 N die größte Hertzsche Pressung auf.

Die Sensitivitätsanalyse der Hertzschen Pressung in Bezug auf die Auslegungsparameter ergab, dass der Kugeldurchmesser und die Schmiegung einen starken Einfluss haben. Wird für das betrachtete HOBAS Lager der Kugeldurchmesser erhöht, führt dies zu einer geringeren Hertzschen Pressung. Für die Schmiegung verhält es sich umgekehrt. Mit abnehmender Schmiegung und damit zunehmendem Schmiegeverhältnis, geht auch eine erhöhte Hertzschen Pressung einher. Der Schenkelwinkel zeigt nur Einfluss auf die Hertzsche Pressung am Innenring. Eine Vergrößerung dieses Winkels bewirkt eine größere Hertzsche Pressung am Innenring. Die Einflussnahme des Teilkreisdurchmessers ist verglichen mit den anderen Parametern gering.

7 Ermüdung

Die folgenden Abschnitte behandeln die dynamische Beanspruchung von Wälzlagern und die damit einhergehende Ermüdung. Es werden die theoretischen Grundlagen zur Ermüdung erläutert indem auf die Spannungen unter Oberfläche, die Ermüdungslebensdauer sowie auf die dynamische Tragfähigkeit eingegangen wird. Diese Betrachtungen werden daraufhin im Kontext HOBAS beleuchtet, wobei auf spezifische Eigenheiten, wie der Härteschlupfzone, der HOBAS Lagerung eingegangen wird. Eine Sensitivitätsanalyse der dynamischen Tragfähigkeit soll zeigen, welche Parameter als besonders einflussreich gelten und wie man diese Parameter bezüglich der dynamischen Tragfähigkeit optimieren könnte.

7.1 Theoretische Grundlagen zur Ermüdung

Nach DIN ISO 281 fällt ein Wälzlager durch Ermüdung nach einer gewissen Laufzeit aus, wenn es unter einer gewissen Last umläuft. Die Laufzeit bis erste Ermüdungserscheinungen auftreten, ist also rein von der Belastung abhängig. Die Berechnungsverfahren ergeben so immer eine begrenzte Lebensdauer. Mittlerweile ist aber bekannt, dass auch Wälzlager unter guten Bedingungen dauerhaft sein können. Ermüdungserscheinungen haben ihren Startpunkt meist in kleinen Eindruckstellen von Fremdpartikeln oder an inhomogenen Stellen in der Oberfläche. Die Inhomogenität des Werkstoffes wurde aber durch verbesserte Werkstoff-Reinheitsgrade in den letzten Jahren verbessert. Damit gehen Anrisse unter der Oberfläche heutzutage meist von Eindrücken überrollter Feststoffpartikel aus. (Brändlein et al., 1995, S. 148)

7.1.1 Spannungen unter der Oberfläche

Hertz befasste sich vorwiegend mit der Flächenpressung an der Oberfläche, die eigentliche Ermüdung hat ihren Ursprung aber unter der Oberfläche. Abb. 7.1 zeigt den Verlauf der Normalspannungen bei einem Linienkontakt. An der Kontaktfläche der beiden Oberflächen entspricht die Hertz'sche Pressung p_0 der Normalspannung σ_z . Grundsätzlich lassen sich alle unter der Oberfläche befindlichen Spannungen auf die Hertz'sche Pressung in der Kontaktzone beziehen.

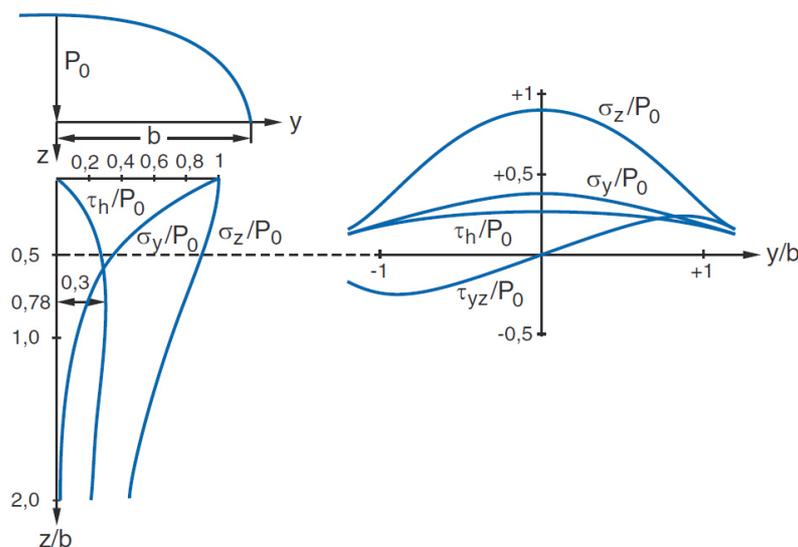


Abb. 7.1: Verlauf der Spannungen unter der Oberfläche bei Linienkontakt (Schlecht, 2009, S. 182)

σ_z und σ_y nehmen mit fortschreitender Tiefe z ab, während die Hauptschubspannung τ_H zunimmt. Sie errechnet sich über $\tau_H = \frac{1}{2}(\sigma_z + \sigma_y)$, erreicht ihr Maximum in einer Tiefe von $z = 0,78 \cdot b$ und schließt mit der Oberfläche einen Winkel von 45° ein. In der rechten Hälfte von Abb. 7.1 ist der Verlauf der Spannungen in der Tiefe $z = 0,5 \cdot b$ über die Druckflächenbreite $2b$ aufgetragen. In diesem Abstand von der Oberfläche ist bei Linienkontakt die Orthogonalschubspannung τ_{yz} am größten. Beim Überrollvorgang der Kugel über die Laufbahn wechselt sie ihr Vorzeichen von $\tau_{yz} = 0,25 \cdot p_0$ zu $\tau_{yz} = -0,25 \cdot p_0$. Dies liegt daran, dass die Orthogonalschubspannung, welche parallel zur Oberfläche ausgerichtet ist, rechts von der z -Achse in Richtung der Rollbewegung und links von der z -Achse entgegen der Rollbewegung wirkt. Es handelt sich also um eine Wechselschubspannung, im Vergleich zu den Hauptspannungen, bei denen es sich um Schwellspannungen handelt. Die Doppelamplitude der Orthogonalschubspannung beträgt somit $0,5 \cdot p_0$. Handelt es sich um eine Punktberührung mit kreisförmiger Druckfläche, so tritt die größte Orthogonalschubspannung in einer Tiefe von $z = 0,35 \cdot a$ auf und die Doppelamplitude beträgt $0,43 \cdot p_0$. (Schlecht, 2009, S. 182)

Popov (2010, S. 69) gibt nach Johnson (2001) für die Normalspannungen in einem Punktkontakt mit kreisförmiger Druckfläche, folgende analytische Lösung an:

$$\sigma_z = -p_0 \cdot \left(1 + \frac{z^2}{a^2}\right)^{-1} \quad (7.1)$$

$$\sigma_x = \sigma_y = -p_0 \cdot \left[(1 + \nu) \cdot \left(1 - \frac{z}{a} \arctan \frac{a}{z}\right) - \frac{1}{2} \left(1 + \frac{z^2}{a^2}\right)^{-1} \right] \quad (7.2)$$

Für die Hauptschubspannung:

$$\tau_H = \frac{1}{2} \cdot (\sigma_z - \sigma_x) \quad (7.3)$$

Bei Punktberührung hat diese ihr Maximum bei $z = 0,49 \cdot a$.

Welche Beanspruchung für die Ermüdung ausschlaggebend ist, kann nicht mit ganzer Sicherheit gesagt werden. Die Schubspannungshypothese, Gestaltänderungshypothese oder Wechselschubspannungshypothese kommen in Betracht, um den mehrachsigen Spannungszustand mit dem einachsigen vergleichbar zu machen. Der Ansatz der Gestaltänderungshypothese geht davon aus, dass beim Überrollen nicht der Spannungszustand in einem Punkt unter der Oberfläche ausschlaggebend ist, sondern ein Gebiet unter der Oberfläche die entscheidende Größe darstellt. Dieses Gebiet der größten Gestaltänderungsarbeit tritt nahezu in derselben Tiefe ($z = 0,55 \cdot a$) auf wie die größte Hauptschubspannung. Voraussetzungen für diese Ansätze sind ideale elastohydrodynamische Schmierbedingungen (EHD-Schmierbedingungen) mit einer Schmierfilmdicke von mindestens $1 \mu\text{m}$ und schlupffreies Abrollen. Wirken an der Oberfläche jedoch Tangentialkräfte, hervorgerufen durch Reibung, so erhöht sich die Vergleichsspannung an der Laufbahnoberfläche von 40 auf 66 % der Hertzschen Pressung p_0 . Abb. 7.2 vergleicht den Verlauf der Vergleichsspannung unter der Oberfläche zwischen dem idealem EHD-Schmierzustand und dem Mischreibungszustand mit überlagerten Normal- und Tangentialspannungen. Bei Einwirkung von Normal- und Tangentialspannungen an der Oberfläche ist nicht nur die Werkstoffbeanspruchung größer, sondern auch die Gebiete dieser Maxima rücken näher Richtung Oberfläche. (Schlecht, 2009, S. 183)

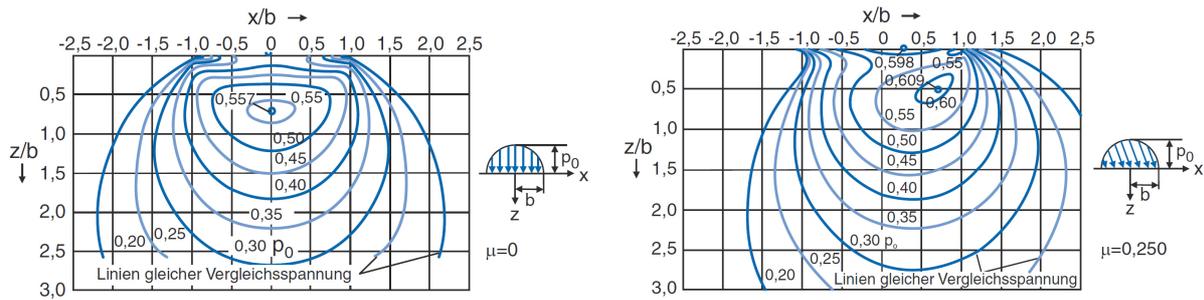


Abb. 7.2: Linien konstanter Vergleichsspannung nach der Gestaltänderungshypothese unter der Oberfläche für Linienkontakt - links: für ideale Schmierbedingungen (EHD) - rechts: für Mischreibungsbedingungen mit überlagerten Tangential- und Normalspannungen (Schlecht, 2009, S. 183)

Die einzelnen Hypothesen haben keinen praktischen Einfluss auf die Wälzlagerberechnung, weshalb historisch bedingt weiterhin die Wechselschubspannungshypothese herangezogen wird. Lundberg und Palmgren begründen ihre Wälzlagerberechnung, die auch heute noch gültig ist, auf dieser Hypothese, da die meisten Risse in einer Tiefe festgestellt werden, in der die Wechselschubspannung τ_{yz} ihr Maximum aufweist.

7.1.2 Zulässige Spannungen unter der Oberfläche

Niemann (2005, S. 558) gibt für die Grübchentragfähigkeit im Wälzkontakt bei schlupffreien Abrollen die zulässige Hertzsche Pressung in Abhängigkeit von der Oberflächenhärte in Brinell an.

$$p_{0zul} = 5,25 \cdot HB \text{ für Punktkontakt} \quad (7.4)$$

$$p_{0zul} = 3 \cdot HB \text{ für Linienkontakt} \quad (7.5)$$

Die höhere zulässige Hertzsche Pressung für den Punktkontakt, im Vergleich zum Linienkontakt, lässt sich durch die erhöhte Stützwirkung des Werkstoffes erklären. Diese kann in der gesamten Umgebung der Kontaktellipse wirksam werden und der Spannungsgradient ist am Rand der Berührzone μ ebenfalls größer als bei Linienberührung.

Um eine Plastifizierung zu vermeiden, darf die Streckgrenze nicht überschritten werden.

$$\sigma_{vSmax} < R_{p0,2} \quad (7.6)$$

Die zulässige Hertzsche Pressung für Linienkontakt ergibt sich nach Schäffler (2013) mit:

$$p_{0-zul} < 1,67 \cdot R_{p0,2} \quad (7.7)$$

Explizit für den Punktkontakt konnte kein solcher Zusammenhang ausgemacht werden, doch ist unter Berücksichtigung der gesteigerten Stützwirkung bei einem Punktkontakt, der Linienkontakt eine konservativere Betrachtungsweise.

Die nötige Einhärtetiefe SHD für Linienkontakt ergibt sich bei Flamm- oder Induktionshärtung nach Schaeffler (2013).

$$SHD \geq 140 \cdot \frac{D_w}{R_{p0,2}} \quad (7.8)$$

Abb. 7.3 zeigt den typischen Verlauf der Schubspannungen und der Härte unter der Oberfläche bei Induktionshärte- oder Flammhärte-Verfahren. Der Design Guide des National Department of Energy (Harris et al., 2009) gibt an wie ein Vierpunktlager bzw. Achtpunktlager ausgelegt werden soll.

Grundsätzlich wird an der Oberfläche eine Härte von 58 HRC angesetzt. Alle Härtegrade darunter haben einen Abschlag bei der zulässigen Schubspannung. Die Härte nimmt ausgehend von der Oberfläche ab und erreicht nach einer gewissen Tiefe den Wert von 50 HRC, von wo sie weiter mit einem stärkeren Gradienten auf die Kernhärte des Laufringes abnimmt. Der Bereich von der Laufbahnoberfläche bis zum Bereich mit 50 HRC wird als effektive Härtetiefe bezeichnet. Bei 110 % der effektiven Härtetiefe beginnt der Bereich des Kerns. Speziell im Bereich des Check Points (siehe Abb. 7.3), darf die zulässige Schubspannung nicht überschritten werden. (Harris et al., 2009, S. 23-25)

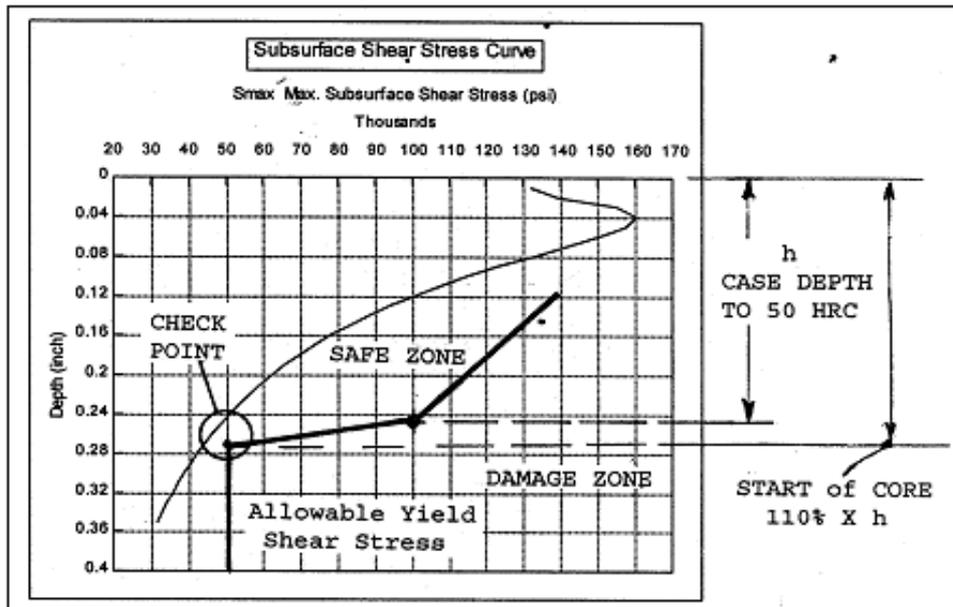


Abb. 7.3: Schubspannungsverlauf unter der Oberfläche (Harris et al., 2009)

Die zulässige Schubfließspannung sowie die maximale Ermüdungsschubspannung für den Kern, in Abhängigkeit der Härte in diesem Gebiet, ist in Tabelle 7.1 angegeben.

Tabelle 7.1: Zulässige Ermüdungsschubspannung und Schubfließspannung in Abhängigkeit von der Härte (Harris et al., 2009)

Rockwell Härte HRC	Brinell Härte HB	Schubfließspannung $\tau_{xy-yield} / \frac{N}{mm^2}$	Ermüdungsschubspannung $\tau_{xy-fatigue} / \frac{N}{mm^2}$
40	371	530,3	318,2
35	327	454,5	272,7
30	286	398,6	239,2
25	253	351,7	211,0
20	226	304,8	182,9

7.1.3 Die nominelle Ermüdungslebensdauer

Die nach DIN ISO 281 genormte nominelle Lebensdauer in 10^6 Umdrehungen errechnet sich nach folgender Beziehung:

$$L = \left(\frac{C_{dyn}}{P} \right)^p \quad (7.9)$$

Dieses genormte Verfahren geht von einer Ausfallswahrscheinlichkeit von 10 % aus. Das heißt, die nominelle Lebensdauer L gibt in Millionen Umdrehungen jene Lebensdauer an, die von 90 % der Wälzlager eines Lagerkollektives erreicht oder überschritten werden.

Die dynamische Tragzahl C_{dyn} ist somit jene Belastung, die von 90 % aller Wälzlager eines Lastkollektives über eine Dauer von einer Million Umdrehungen standgehalten wird.

Die dynamisch äquivalente Lagerbelastung P entspricht bei einem Radiallager einer rein radialen Lagerbelastung mit konstanter Richtung und Größe. Tritt in der Realität eine kombinierte Radial- und Axialbelastung auf, so ist eine gleichwertige Radialbelastung zu bestimmen (siehe Abschnitt 2.1).

Der Lebensdauerexponent p wurde aus Lebensdauerersuchen ermittelt und ergab für Lager mit Punktberührung den Wert $p = 3$ bzw. $p = 10/3$ für Linienberührung.

7.1.4 Die dynamische Tragzahl C_{dyn}

Durch umfangreiche Lebensdauerersuche mit verschiedenen Lagerbauarten, war es möglich Zusammenhänge zwischen den Konstruktionsgrößen eines Wälzlagers aufzustellen und so die Berechnungsmethode für die dynamische Tragfähigkeit C_{dyn} aufzustellen.

Für Radial-Kugellager die einen Durchmesser von $D_w \leq 25,4 \text{ mm}$ aufweisen, gilt laut DIN ISO 281 für die dynamische Tragfähigkeit:

$$C_{dyn} = b_m \cdot f_c \cdot (i \cdot \cos \alpha^o)^{0,7} \cdot z^{\frac{2}{3}} \cdot D_w^{1,8} \quad (7.10)$$

Ist der Kugeldurchmesser $D_w \geq 25,4 \text{ mm}$ gilt:

$$C_{dyn} = b_m \cdot f_c \cdot (i \cdot \cos \alpha^o)^{0,7} \cdot z^{\frac{2}{3}} \cdot 3,647 \cdot D_w^{1,4} \quad (7.11)$$

Der Faktor b_m ist von der Material- und Fertigungsqualität abhängig und beträgt nach DIN ISO 281 für ein- und zweireihige Rillen- und Schrägkugellager $b_m = 1,3$.

Der Faktor i gibt die Anzahl der Reihen in einem Lager an. Werden zwei Rillen- oder Schrägkugellager nebeneinander angeordnet, so werden sie als zweireihiges Lagerpaar mit $i = 2$ angesehen.

Der Faktor f_c kann nach Harris (2001, S. 716) über folgenden Zusammenhang ermittelt werden:

$$f_c = 39,9 \cdot \left[\frac{2 \cdot f_i}{2 \cdot f_i - 1} \right]^{0,41} \cdot \frac{\gamma^{0,3} \cdot (1 - \gamma)^{1,39}}{(1 + \gamma)^{\frac{1}{3}}} \cdot \left[1 + \left\{ 1,04 \cdot \left(\frac{1 - \gamma}{1 + \gamma} \right)^{1,72} \left(\frac{f_i}{f_o} \cdot \frac{2 \cdot f_o - 1}{2 \cdot f_i - 1} \right)^{0,41} \right\}^{\frac{10}{3}} \right]^{-\frac{3}{10}} \quad (7.12)$$

Die Parameter f_i, f_o, γ und D_w sind Konstruktionsparameter, welche durch die innere Geometrie bestimmt werden, wobei für $\gamma = \frac{D_w \cdot \cos \alpha^o}{d_m}$ gilt. Der Druckwinkel wird dem Nenndruckwinkel gleichgesetzt, womit die für ein Rillenkugellager übliche Bedingung $\alpha = \alpha^o = 0^\circ$ gilt, womit sich für $\cos \alpha^o = 1$ ergibt. Weiters lässt sich f_c in Abhängigkeit der Lagerbauart und als Funktion von γ aus Tabellen ablesen.

Der Faktor f_c gilt für Laufringe und Kugeln aus durchgehärtetem AISI 52100 Stahl mit einer mindesten Rockwell-Härte von 58 HRC. Ist die Härte geringer, so wird dies durch eine Minderung der dynamischen Tragfähigkeit wie folgt berücksichtigt: (Harris, 2001, S. 717)

$$C' = C_{dyn} \cdot \left(\frac{HRC}{58} \right)^{3,6} \quad (7.13)$$

Gleichung (7.10) gilt für Rillen und Schrägkugellager welche die folgenden Schmiegungsbeiwerte nicht überschreiten. (Brändlein et al., 1995, S. 156)

$$\kappa_{Si} \geq 0,04 \quad \text{für den Innenring und}$$

$$\kappa_{So} \geq 0,06 \quad \text{für den Außenring}$$

DIN ISO 281 gibt für die Rillennradien an der Innen- und Außenlaufbahn zwei obere Grenzen an, in der die Formel ihre Gültigkeit besitzt.

$$r_o \leq 0,53 \cdot D_w$$

$$r_i \leq 0,52 \cdot D_w$$

Für Rillennradien oberhalb dieser Grenzen ist eine Reduktion von f_c nach ISO/TR 8646 vorzunehmen.

7.1.5 Verifikation der dynamischen Tragfähigkeitsformel

Eine telefonische Anfrage bei SKF-Austria bezüglich der Schmiegeradien eines ihrer Kugellager brachte hervor, dass die Laufrillennradien der Wälzlager zum Betriebsgeheimnis des Lagerherstellers gehören. Was jedoch seitens SKF preisgegeben wurde, sind der Durchmesser der Wälzkörper sowie die Anzahl der Wälzkörper.

Ein Vergleich dieser beiden Parameter mit den CAD-Daten der SKF-Homepage zeigt eine Übereinstimmung. Somit kann angenommen werden, dass alle CAD-Parts die richtigen Kugeldurchmesser und die richtige Kugelanzahl aufweisen.

Bei Heranziehen dieser Daten für die Formel nach DIN ISO 281 sowie Abschätzung der Laufrillennradien mit einem maximalen und minimalen Wert für den Schmiegungsbeiwert f_i und f_o nach DIN ISO 281, kann eine dynamische Tragfähigkeit je nach Durchmesser des jeweiligen Rillenkugellagers ermittelt werden.

$$\begin{aligned} f_{i_{min}} &= f_{o_{min}} = 0,505 \\ f_{i_{max}} &= 0,52 \\ f_{o_{max}} &= 0,53 \end{aligned}$$

Wie für ein Radial-Rillenkugellager üblich, wird nach DIN ISO 281 der Druckwinkel $\alpha^o = 0^\circ$ gesetzt. Damit hat auch das unbekannte Radialspiel G_r keinen Einfluss auf die Berechnung (siehe Gleichung (3.10)).

Für die Berechnung werden die Lagerreihen 619, 618 und 60 herangezogen, welche eine schmale Bauweise aufweisen. Diese Lagerreihen sind die einzig verfügbaren, für die Tabellenwerte und CAD-Daten mit Durchmessern größer 0,9 m vorhanden sind. Tabelle 7.2 stellt die Hauptparameter der drei Lagerreihen für den Bohrungsdurchmesser $D_i = 1120 \text{ mm}$ dar. Es wird dieser Bohrungsdurchmesser herangezogen, da er der größtmögliche ist, bei dem für alle drei Lagerreihen entsprechende SKF-Tabellenwerte gefunden werden konnten. Für die Lagerreihe 60 sind keine Lager über diesem Durchmesser verfügbar. Aus dem Bohrungsdurchmesser D_i und dem Außendurchmesser D_a kann durch Mittelwertbildung der Teilkreisdurchmesser d_m errechnet werden. Lagerreihe 618 weist die geringste äußere Lagerbreite B_a und auch den geringsten Teilkreisdurchmesser auf. Dementsprechend ist für dieses Lager die Grenzdrehzahl höher bzw. die dynamische Tragfähigkeit geringer. Dieses Verhalten korreliert auch mit den Parametern, die aus den ermittelten CAD-Daten stammen. Ein

kleinerer Kugeldurchmesser verringert die wirkenden Fliehkräfte und ermöglicht entsprechend höhere Drehzahlen. Im Gegenzug kommt eine geringere Anzahl an Kugeln zum Einsatz. Das Zusatzzeichen MA bedeutet, dass ein am Außenring geführter Massivkäfig Verwendung findet. MB steht für einen am Innenring geführten Massivkäfig.

Tabelle 7.2: Parameterwerte der drei betrachteten Lagerreihen für den betrachteten Lagerdurchmesser

Lagerreihe	D_i mm	D_a mm	d_m mm	B_a mm	D_w Zoll	z	C_{dyn} N	Grenzdrehzahl U/min
618/1120 MA	1120	1360	1240	106	2,5	31	741	530
619/1120 MB	1120	1460	1290	150	3,5	22	1040	480
60/1120 MB	1120	1580	1350	200	4,75	18	1460	450

Abb. 7.4 zeigt die errechneten Werte der dynamischen Tragfähigkeit nach DIN ISO 281 für drei unterschiedliche Lagerreihen. Die oberste und unterste Kurve stellt die ermittelte Tragfähigkeit mit den Grenz-Schmiegeverhältnissen ($f_{o,max}$ und $f_{i,max}$) dar. Der knapp ober der untersten Kurve verlaufende strichpunktierte Verlauf stellt die Tragfähigkeit dar, welche SKF in ihrem Katalog angibt. Der Verlauf aller drei Kurven ist nahezu ident, was darauf schließen lässt, dass auch der Lagerhersteller die Tragfähigkeiten nach DIN ISO 281 berechnet.

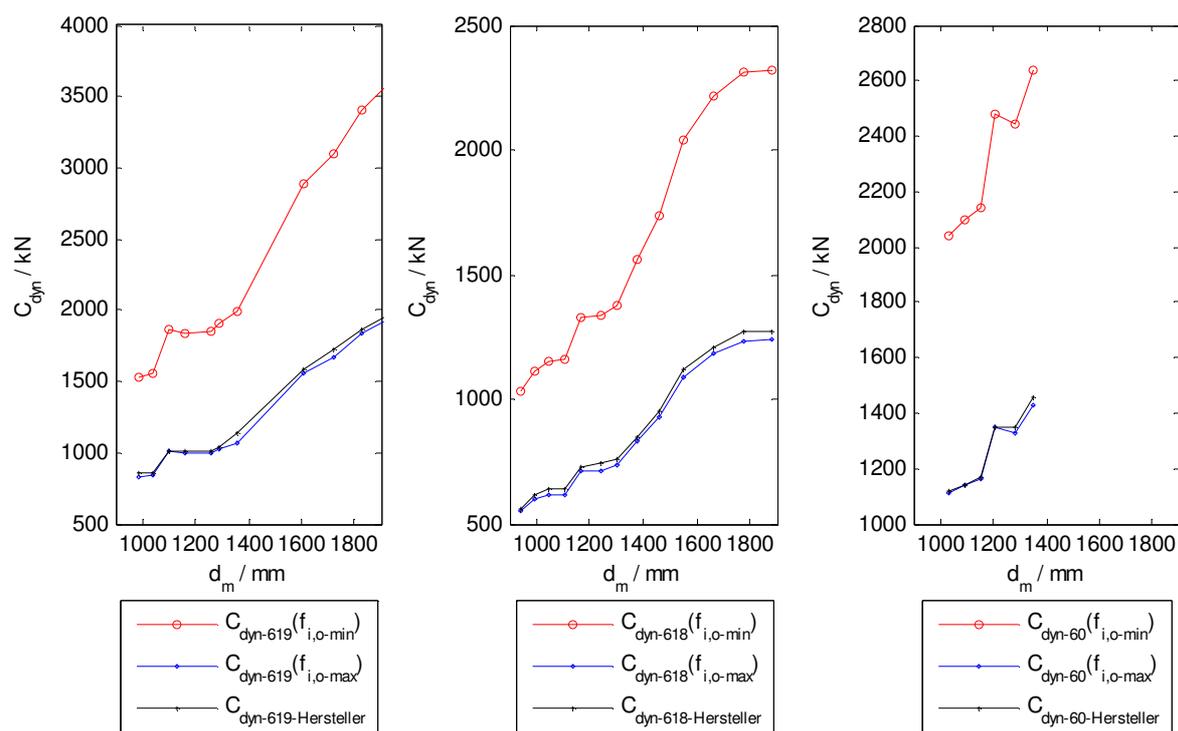


Abb. 7.4: Verlauf der dynamischen Tragfähigkeit innerhalb einer Lagerreihe nach Berechnungsmethode DIN ISO 281 sowie den Werten des Herstellerkataloges

Aus Abb. 7.4 ist ersichtlich, dass der Lagerhersteller die Tragfähigkeit der Wälzlager mit der oberen Grenze des Schmiegeverhältnisses f bildet. Damit ist man auf der sicheren Seite, da eine engere Schmiegeung eine höhere Tragfähigkeit aufweisen würde (siehe Verlauf der unteren Grenze f_{min}). Das Schmiegeverhältnis am Außen- und am Innenring ist somit ein sehr sensibler Parameter der einen entscheidenden Einfluss auf die Tragfähigkeit eines Kugellagers hat.

7.2 Ermüdung im Kontext HOBAS

Die der Ermüdung im Kontext HOBAS betrachtet die innere und äußere Laufbahn in Bezug auf die zulässige Hertzsche Pressung. Im Zuge dieser Betrachtung wird auf den Bereich der Härteschlupfzone mit dem Kugeleinfüllstutzen am Außenring eingegangen. Dieser sensible Bereich der Laufbahn weist bei HOBAS Lagern immer wieder Schäden durch Grübchenbildung auf. Des Weiteren wird der Einfluss der Auslegungsparameter auf die dynamische Tragfähigkeit untersucht und eine Optimierung in Bezug auf das betrachtete Lager erläutert.

7.2.1 Spannungen unter der Oberfläche bei HOBAS Lagern

Die Härte nach Rockwell lässt sich gemäß DIN 50 150 auf Brinell-Härte bzw. auf die Zugfestigkeit umlegen, wobei diese Werte nur als Anhaltwerte gelten sollen, da die Umwertung beachtliche Ungenauigkeiten mit sich bringt.

Tabelle 7.3: Umrechnung der Oberflächenhärte nach DIN 50 150

Rockwell - HRC	Brinell Härte – HB 30	Zugfestigkeit $R_m / \frac{N}{mm^2}$
57,8	618	2180

Die zulässige Hertzsche Pressung nach Niemann (2005, S. 558) ergibt sich aus:

$$p_{0\text{zul}} = 5,25 \cdot HB = 5,25 \cdot 618 \quad (7.4)$$

$$p_{0\text{zul}} = 3244,5 \frac{N}{mm^2}$$

Die zulässige Hertzsche Pressung ist um 81 % größer als die auf der Außenlaufbahn auftretende. Nach Niemann stellt somit die Hertzsche Pressung keine Gefahr für Grübchenbildung dar.

$$p_{0o} \leq p_{0\text{zul}}$$

$$1731,9 \frac{N}{mm^2} \leq 3244,5 \frac{N}{mm^2}$$

Der verwendete Werkstoff für die Laufbahn ist Vergütungsstahl 42CrMo4, welcher im vergüteten Zustand eine Streckgrenze von $900 \frac{N}{mm^2}$ aufweist (siehe Tabelle 7.4). Die Oberflächenhärte von 58 HRC an der Laufbahn wird durch Induktionshärten erreicht.

Tabelle 7.4 Streckgrenze für 42CrMo 4 (Muhs et al., 2003)

	$R_{p0,2} / \frac{N}{mm^2}$
42 CrMo V	900

Der Zusammenhang für die maximal zulässige Hertzsche Pressung nach Schäffler (2013), ergibt folgenden zulässigen Wert:

$$p_{0\text{zul}} = 1,67 \cdot R_{p0,2} = 1,67 \cdot 900 \quad (7.7)$$

$$p_{0\text{zul}} = 1503 \frac{N}{mm^2}$$

Die zulässige Hertzsche Pressung wird an der Außenlaufbahn um 15,2 % überschritten, während an der Innenlaufbahn die vorhandene Pressung um 8,4 % geringer ist, als die zulässige.

Der Verlauf der Spannungen unter der Oberfläche lässt sich mit Gleichung (7.1), (7.2) und (7.3) nach Popov (2010) ermitteln. Abb. 7.5 zeigt den Verlauf der Hauptschubspannung τ_H sowie der Normalspannungen σ_x und σ_z unter der Oberfläche. Die maximale Schubspannung $\tau_{H-max} = 528,6 \text{ N/mm}^2$ tritt bei einer Tiefe $z = 1,6 \text{ mm}$ auf. Da HOBAS der Fertigung eine Einhärtetiefe von 6 mm vorgibt, kann davon ausgegangen werden, dass in einer Tiefe von 1,6 mm dieselbe Härte wie an der Oberfläche vorhanden ist. Bei Betrachtung von Tabelle 7.1 und Extrapolation der zulässigen Schubspannung für 40 HRC, kann davon ausgegangen werden, dass die zulässige Schubspannung nicht überschritten wird.

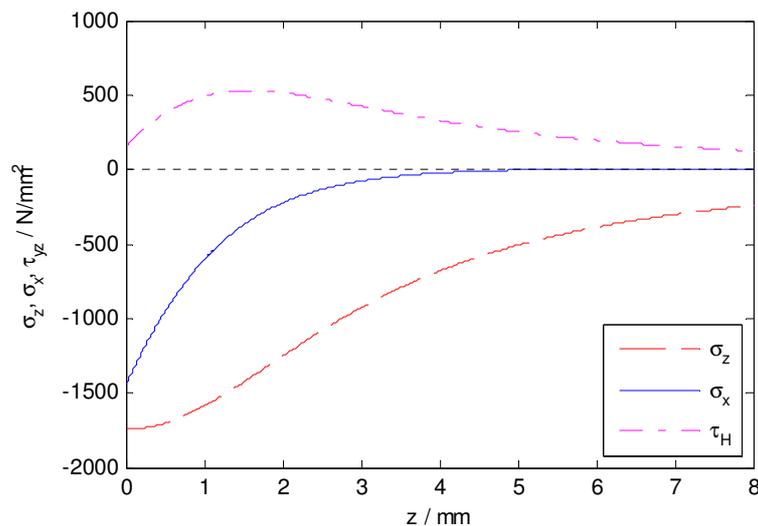


Abb. 7.5: Verlauf der Spannungen unter der Oberfläche mit zunehmender Tiefe z

Die nötige Einhärtetiefe nach Schaeffler (2013) lässt sich über Gleichung (7.8) ermitteln:

$$SHD \geq 140 \cdot \frac{D_w}{R_{p0,2}} = 140 \cdot \frac{76,2}{900} \quad (7.8)$$

$$SHD \geq 11,8 \text{ mm}$$

Die nötige Einhärtetiefe nach Schaeffler für einen Linienkontakt scheint konservativ angesetzt. Eine Hypothese für das große Ausmaß der nötigen Einhärtetiefe ist, dass Gleichung (7.8) bei Kugeldurchmessern dieser Größenordnung ihre Gültigkeit verliert.

7.2.2 Fliehkraftwirkung der Wälzkörper auf die Laufbahn bei HOBAS

Wie bereits in Abschnitt 2.1 erwähnt, kommt es zu keinem Zeitpunkt des Prozesses zu einem Abheben des Innenringes durch den exzentrischen Schwerpunkt. Es soll nun noch explizit die Fliehkraftwirkung während einer Matrizenumdrehung betrachtet werden, die sich bei einer Exzentrizität von $e = 10 \text{ mm}$ ergibt. Die Matrize für Rohre der Größenordnung DN-2400 mit der maximalen Masse an GFK-Masse hat ein Gesamtgewicht von $17\,426 \text{ kg}$ und rotiert mit einer maximalen Drehzahl von 170 U/min . Somit errechnet sich die maximale, mit der Matrize mitrotierenden Fliehkraft F_{rot} , wie folgt:

$$F_{rot} = (m_M + m_{GFK}) \cdot e \cdot \omega^2 \quad (7.14)$$

$$F_{rot} = (11251 + 6175) \cdot 0,01 \cdot 17,8^2$$

$$F_{rot} = 55\,227,2 \text{ N}$$

Wird der Schwerpunkt mittig angenommen, so teilt sich die Fliehkraft jeweils zur Hälfte auf die beiden Lagerstellen auf.

$$F_{A-rot} = F_{B-rot} = \frac{F_{rot}}{2} = \frac{55\,227,2}{2} \quad (7.15)$$

$$F_{A-rot} = F_{B-rot} = 27\,613,6 \text{ N}$$

Die maximale Gewichtskraft ergibt sich mit der maximalen Masse, wobei die einseitige Mehrbelastung der Lagerstelle B durch Ejektor- und Riemengewicht vernachlässigt wird.

$$F_G = (m_M + m_{GFK}) \cdot g = (11251 + 6175) \cdot 9,81 \quad (7.16)$$

$$F_G = 170\,905 \text{ N}$$

Bei Verwendung von Gleichung (2.7) und (2.9) lassen sich die maximalen Kräfte in z- und y-Richtung ermitteln (siehe Abb. 2.1).

$$\begin{aligned} \sum F_z = 0 \quad F_z \pm F_{A,B-rot} + F_G &= 0 \quad (2.7) \\ F_z &= F_{G-A,B} \pm F_{A,B-rot} \\ F_z &= \frac{170905}{2} \pm 27\,614 \\ F_{z-min} &= 57\,860 \text{ N} \\ F_{z-max} &= 113\,089 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum F_y = 0 \quad F_y &= \pm F_{A,B-rot} \quad (2.9) \\ F_{y-max,min} &= \pm 27\,613 \text{ N} \end{aligned}$$

Wie bereits oben erwähnt, kann mit dieser Übersichtsrechnung ein Abheben des Lager-Innenringes ausgeschlossen werden. Die Gewichtskraft wirkt immer in positive z-Richtung und somit nach unten (siehe Abb. 2.1). Abb. 7.6 zeigt den Verlauf der resultierenden Fliehkraft über eine Umdrehung der Matrice im Vergleich zur statischen Gewichtskraft der Matrice.

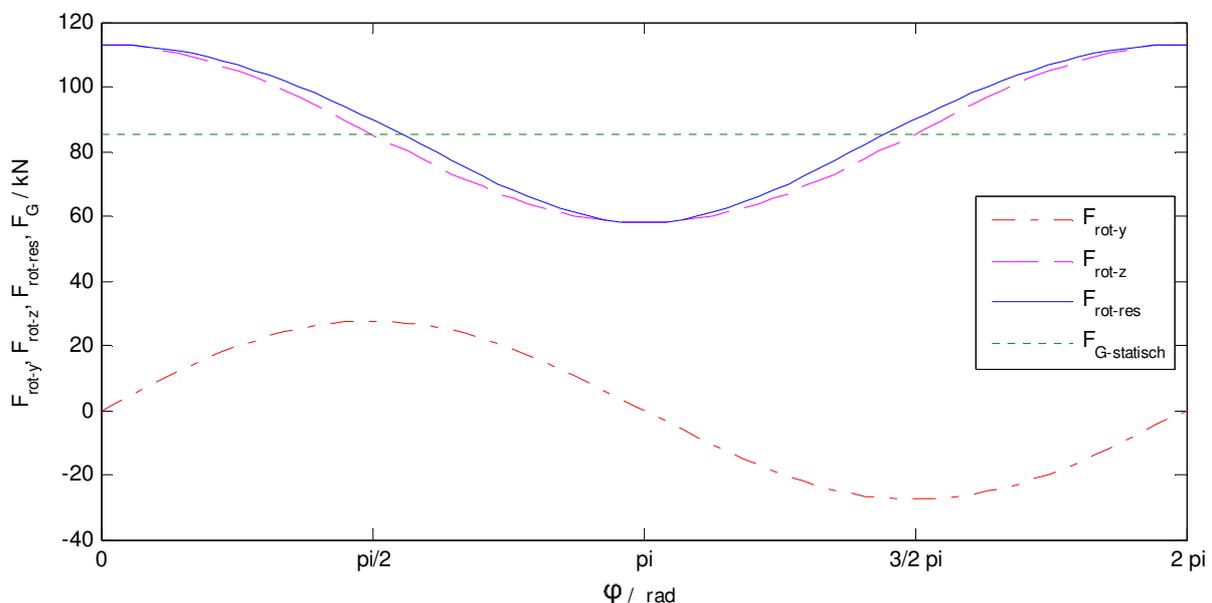


Abb. 7.6: Verlauf der Fliehkraft des DN-2400 Lagers über eine Umdrehung bei maximaler Drehzahl

Außerdem soll untersucht werden wie die Wälzkörper bei einer gewissen Drehzahl zum Abheben neigen. Dafür wird vom Extremfall der maximalen Drehzahl von 170 U/min an den DN-2400 Lagern ausgegangen. Die für die Fliehkraft entscheidende Drehzahl ist aber die Käfigdrehzahl n_K (siehe Abschnitt 4.2).

Die Masse der Stahlkugel errechnet sich über ihre Dichte ρ_{Stahl} und ihr Volumen V_{Kugel} .

$$\begin{aligned} m_{Kugel} &= \rho_{Stahl} \cdot V_{Kugel} & (7.17) \\ m_{Kugel} &= \rho_{Stahl} \cdot \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r_w^3 = 7850 \cdot \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot \left(\frac{0,0762}{2}\right)^3 \\ m_{Kugel} &= 1,81 \text{ kg} \end{aligned}$$

Die Fliehkraft der Kugel wird am halben Teilkreisdurchmesser d_m mit der Käfigdrehzahl betrachtet.

$$\begin{aligned} F_{rot-K} &= m_{Kugel} \cdot \frac{d_m}{2} \cdot \omega_K^2 = 1,81 \cdot \frac{2,92}{2} \cdot 8,81^2 & (7.18) \\ F_{rot-K} &= 201,5 \text{ N} \end{aligned}$$

Die Gewichtskraft der Kugel errechnet sich wie folgt:

$$\begin{aligned} F_{G-K} &= m_{Kugel} \cdot g = 1,81 \cdot 9,81 & (7.19) \\ F_{G-K} &= 17,8 \text{ N} \end{aligned}$$

Betrachtet man die resultierende Fliehkraft, so wirkt im obersten Punkt des Wälzlagers die geringste resultierende Normalkraft auf die Laufbahn und im untersten Punkt die maximale.

$$\begin{aligned} F_{res-K_{min}} &= F_{rot-K} - F_{G-K} = 201,5 - 17,8 & (7.20) \\ &= 183,7 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{res-K_{max}} &= F_{rot-K} + F_{G-K} = 201,5 + 17,8 & (7.21) \\ &= 219,3 \text{ N} \end{aligned}$$

Im Bereich der Härteschlupfzone auf 3 Uhr wirkt F_{rot-K} als Normalkraft.

Es ist somit ersichtlich, dass die Kugel bei maximaler Drehzahl durch die Fliehkraft immer gegen die äußere Laufbahn gedrückt wird. Aus der Betrachtung des Kräftegleichgewichts lässt sich durch Gleichsetzen der Fliehkraft F_{rot} mit der Gewichtskraft der Kugel F_{G-K} die Grenzdrehzahl des Käfigs $n_{G-Käfig}$ ermitteln, bei der die Kugel an der Außenlaufbahn anzuliegen beginnt. Die Grenzdrehzahl ist nur vom Teilkreisdurchmesser d_m abhängig.

$$m_{Kugel} \cdot g = m_{Kugel} \cdot \frac{d_m}{2} \cdot \left(\frac{n_{G-Käfig} \cdot \pi}{30}\right)^2 \quad (7.22)$$

$$\begin{aligned} n_{G-Käfig} &= \sqrt{\frac{2 \cdot g}{d_m} \cdot \frac{30}{\pi}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81}{2920 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{30}{\pi}} \\ n_{G-Käfig} &= 24,8 \frac{\text{U}}{\text{min}} \end{aligned}$$

Die Grenzdrehzahl des Innenringes n_{G-i} ergibt sich über Gleichung (4.3).

$$\begin{aligned} n_{G-i} &= \frac{2 \cdot n_{G-Käfig}}{1 - \gamma_i} = \frac{2 \cdot 24,8}{1 - 0,0213} & (4.3) \\ n_{G-i} &= 50,6 \frac{\text{U}}{\text{min}} \end{aligned}$$

Über den Prozess der DN-2400 Lagerreihe betrachtet, kommt es somit nur während der Anfahrphase und in der letzten Drehzahlstufe zu einem Nicht-Anliegen der Kugeln an der Außenlaufbahn (siehe auch Abb. 2.3).

7.2.3 Betrachtung der Härteschlupfzone

Die Härteschlupfzone ist ein durch das Fertigungsverfahren geschwächter Bereich an der Innen- sowie an der Außenlaufbahn. Die Härte der Oberfläche wird durch Induktionshärten erreicht. Dabei fährt ein Induktor entlang der Laufbahn und erwärmt die Oberfläche per Induktion. Der Induktorkopf darf die bereits überfahrenen Bereiche nicht noch einmal überfahren, da dies zu einer Versprödung der Oberfläche führen würde und lässt deshalb einen gewissen Sicherheitsabstand. Aus diesem Grund kommt es zu einer Zone verminderter Härte an der Innen- und Außenlaufbahn. Bei der Außenlaufbahn ist diese Zone im Bereich des Kugeleinfüllstutzens angebracht, welcher sich auf 3 Uhr am Beginn der Druckzone befindet. Dieser Bereich ist anfällig für Grübchenbildung, die dort dementsprechend häufig auftritt. Abb. 7.7 zeigt die Härteschlupfzone am Innenring mit plastischer Verformung im Bereich der Übergangszone sowie ausgeprägte Pittings.

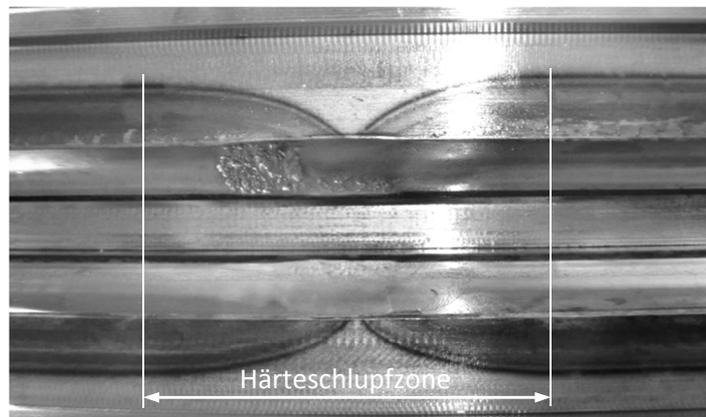


Abb. 7.7: Härteschlupfzone am Innenring mit Grübchenbildung

Bedenkt man, dass die Kugeln durch die Fliehkraft an die Außenlaufbahn gedrückt werden, müsste ein kontinuierlich übergehender Kugeleinlauf in die belastete Zone vorherrschen und das Pitting, welches vorwiegend im Bereich des Kugeleinfüllstutzens am Außenring vorzufinden ist, sollte allein durch die Belastung der Fliehkraft hervorgerufen werden. Die Härteschlupfzone der Außenlaufbahn weist drei unterschiedliche Härtezonon auf. Ausgehend von der Laufbahnhärte mit 58 HRC findet ein fließender Übergang auf 22 HRC vor dem Kugeleinfüllstopfen statt. Der Einfüllstopfen selbst weist eine Härte von 35 HRC auf und nach ihm folgt wieder die Härte der Übergangszone mit 22 HRC, bevor wieder die Laufbahnhärte mit 58 HRC folgt. Abb. 7.8 stellt die einzelnen Härtebereiche dieser Zone in eingeebneter Form dar.

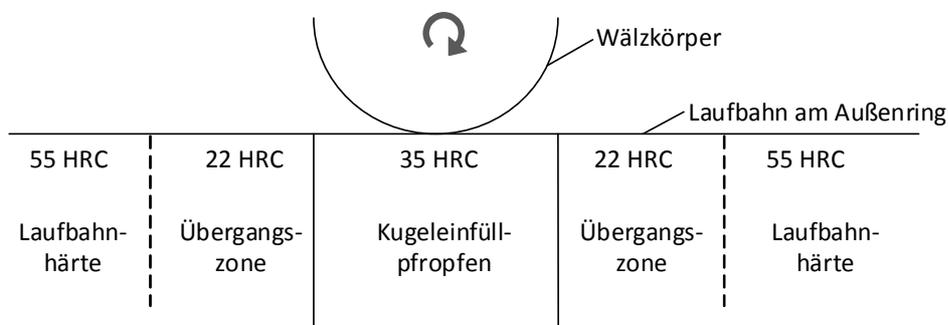


Abb. 7.8: Unterschiedliche Härtezonon im Bereich des Kugeleinfüllstutzens

Wie bereits oben erläutert, lässt sich die Härte gemäß DIN 50 150 auf Brinell-Härte bzw. auf Zugfestigkeit umlegen. Gleiches ist auch für die unterschiedlichen Härtezonon im Bereich des Kugeleinfüllstopfens möglich (siehe Tabelle 7.5).

Tabelle 7.5: Umwertung der einzelnen Härtezonen nach DIN 50 150 an der äußeren Laufbahn

Rockwell - HRC	Brinell Härte – HB 30	Zugfestigkeit $R_m / \frac{N}{mm^2}$
57,8	618	2180
35,5	333	1125
22,2	238	800

7.2.3.1 Hertzscher Kontakt durch die Fliehkraft der Kugel

Hervorgerufen durch die Fliehkraft, kommt es zu einem Hertzschen Punktkontakt an der Außenlaufbahn und somit zu einer gegenseitigen Annäherung von Kugel und Laufbahn. Zur Ermittlung der Hertzschen Pressung gelten die Parameter des Referenzlagers.

$$Q = 201,5 \text{ N} \qquad F(\rho_o) = 0,66725$$

$$\Sigma\rho_o = 0,03068 \frac{1}{mm}$$

Für die Berechnung werden die Gleichungen aus Abschnitt 6.1.1 herangezogen. Mit Hilfe von Interpolation in Tabelle A- 1 ergeben sich die dimensionslosen Beiwerte.

$$a_o^* = 1,814567$$

$$b_o^* = 0,627016$$

$$\delta_o^* = 0,875454$$

Die Abmaße der elliptischen Kontaktfläche:

$$a = 0,0236 a^* \left(\frac{Q}{\Sigma\rho_o} \right)^{\frac{1}{3}} \qquad (6.3) \qquad b = 0,0236 b^* \left(\frac{Q}{\Sigma\rho_o} \right)^{\frac{1}{3}} \qquad (6.4)$$

$$a = 0,0236 \cdot 1,814567 \cdot \left(\frac{201,5}{0,03068} \right)^{\frac{1}{3}} \qquad b = 0,0236 \cdot 0,627016 \cdot \left(\frac{201,5}{0,03068} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$a = 0,8019 \text{ mm} \qquad b = 0,2770 \text{ mm}$$

Die Hertzsche Pressung:

$$p_{0-rot} = \frac{3 \cdot Q}{2 \cdot \pi \cdot a \cdot b} = \frac{3 \cdot 201,5}{2 \cdot \pi \cdot 0,8019 \cdot 0,2770} \qquad (6.2)$$

$$p_{0-rot} = 432,93 \frac{N}{mm^2}$$

Relative Annäherung der beiden Körper:

$$\delta = 2,79 \cdot 10^{-4} \cdot \delta^* Q^{\frac{2}{3}} \Sigma\rho_o^{\frac{1}{3}} = 2,79 \cdot 10^{-4} \cdot 0,875454 \cdot 201,5^{\frac{2}{3}} \cdot 0,03068^{\frac{1}{3}} \qquad (6.5)$$

$$\delta = 0,00263 \text{ mm}$$

Durch die Fliehkraft kommt es zu einer relativen Annäherung der beiden Körper von ca. $2,6 \mu\text{m}$. Laut Hersteller sind die Kugeln mit 63 HRC wesentlich härter als die Laufbahn, weshalb von einem Eindringen der Kugel in die Laufbahn ausgegangen werden kann. Aus dem Grund, dass die Hertzsche Theorie die Verformung der Körper im rein elastischen Bereich betrachtet, nimmt die Oberflächenhärte keinen Einfluss diese Betrachtung.

Der sensitivste Bereich in der Härteschlupfzone ist der Übergangsbereich mit 22 HRC. Setzt man die zulässige Hertzsche Pressung nach Gleichung (7.4) an und wertet die Härte nach Rockwell in eine Härte

nach Brinell um, ergibt sich die zulässige Hertzsche Pressung für die drei Härtezonen in der Härteschlupfzone.

Tabelle 7.6: Zulässige Hertzische Pressung nach Niemann (2005, S. 558)

	22 HRC - Zone	35 HRC - Zone	55 HRC - Zone
$p_{0-zul} / \frac{N}{mm^2}$	1249,5	1748,3	2945,25

Die zulässige Hertzische Pressung ist mehr als doppelt so groß wie die tatsächlich vorhandene. Laut Niemann (2005) wäre somit eine ausreichende Sicherheit gegeben. Auch bei Betrachtung der maximalen Schubspannung unter der Oberfläche nach Gleichung (7.1), (7.2), (7.3) stellt sich heraus, dass die zulässige Schubspannung in Bezug auf die Ermüdung nach Tabelle 7.1 eingehalten wird. Abb. 7.9 zeigt den Verlauf der Spannungen unter der Oberfläche. Die Hauptschubspannung τ_H tritt bei einer Tiefe von ca. 0,5 mm auf und weist einen Wert von 134,1 N/mm².

Die Härte der Übergangszone von 22 HRC entspricht der Härte welche auch im Kern vorhanden ist, weshalb ein Vergleich mit den zulässigen Schubspannungen nach Harris et al. (2009) möglich ist. Nach Tabelle 7.1 wird die zulässige Ermüdungsschubspannung $\tau_{xy-fatigue} = 182,9 \text{ N/mm}^2$ nicht überschritten. Für den Bereich am Kugeleinfüllstopfen, welcher eine Härte von 35 HRC aufweist, wird die zulässige Spannung von $\tau_{xy-fatigue} = 272,7 \text{ N/mm}^2$ unter der Oberfläche ebenfalls nicht überschritten. Eine Plastifizierung oder Ermüdung lediglich durch die Fliehkraft kann somit ausgeschlossen werden

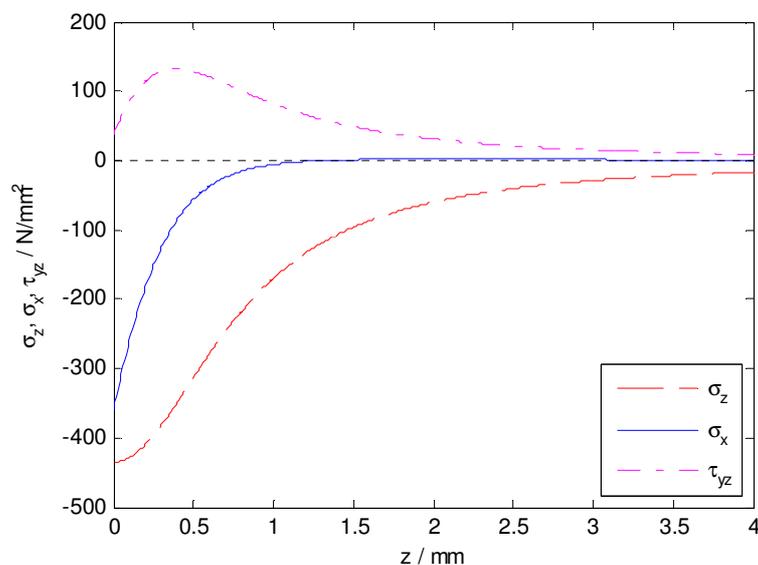


Abb. 7.9: Spannungen unter der Oberfläche hervorgerufen durch die Fliehkraft

7.2.3.2 Betrachtung des Kugeleinfüllstopfens

Die Untersuchung von in Betrieb gewesenen HOBAS-Lagern zeigt stets eine starke Beanspruchung in der Härteschlupfzone des Außenrings. Bei genauerer Betrachtung des Kugeleinfüllstopfens fällt auf, dass an der Lauffläche des Stopfens eine unregelmäßig ausgebildete Laufspur auftritt. Die glänzende Laufspur deutet darauf hin, dass es sich um Verschleiß handeln könnte. Die Kugel läuft höchstwahrscheinlich mit einem gewissen Drall in den Bereich des Kugeleinfüllstopfens und in Kombination mit der Fliehkraft kommt es zu einem Glätten der Oberflächenrauigkeiten. Betrachtet man die unterschiedliche Breite der glänzenden Fläche, so muss allerdings von einer Plastifizierung ausgegangen werden. Abb. 7.10 zeigt die Laufspur an der Lauffläche des Kugeleinfüllstopfens. Im

Betrieb bewegt sich die Kugel von der linken oberen in die rechte untere Bildecke. Besonders auffällig dabei ist, dass am Beginn der Laufbahn keine glänzende Oberfläche vorhanden ist. Dies bedeutet, die Kugeln haben im Bereich dieser Kante keinen Kontakt mit der Außenlaufbahn. Es muss also zu einem dynamischen Verhalten der Kugel kommen, bei der diese Zone übersprungen wird.

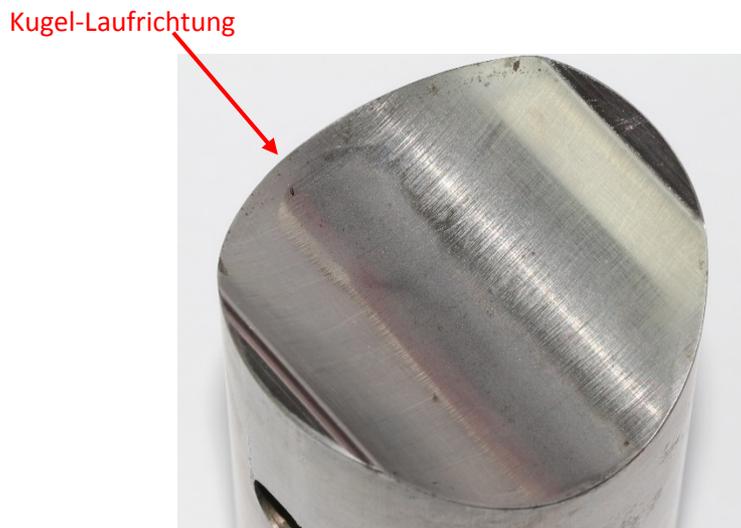


Abb. 7.10: Laufspur am Kugleinfallstopfen

Eine Hypothese wäre, dass hervorgerufen durch Fertigungsungenauigkeiten, ein kleiner Höhenunterschied zwischen Stopfen und Laufbahn vorhanden ist. Dieser Unterschied könnte dazu führen, dass die Kugeln von der Kante springen und so die unverschlossene Oberfläche zu Beginn des Stopfens entsteht. Abb. 7.11 zeigt wie die Kugeln mit der Umfangsgeschwindigkeit des Käfigs v_K zum Stopfen kommen, die Kantenhöhe h_K überspringen und dabei die Sprungweite s zurücklegen.

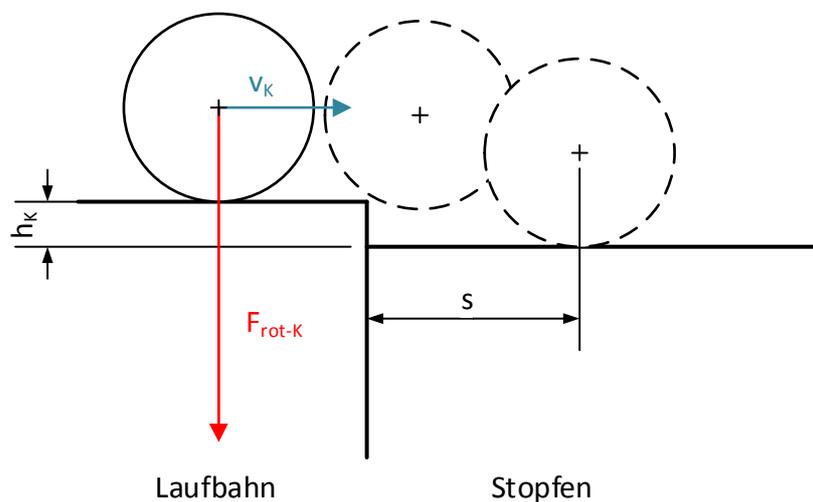


Abb. 7.11: Sprung der Kugel an der Übergangskante von Laufbahn zu Kugleinfallstopfen

Der Käfig rotiert mit der Käfigdrehzahl n_K , wodurch sich die Umfangsgeschwindigkeit des Käfigs ermitteln lässt.

$$v_K = \frac{d_m}{2} \cdot \omega_K = \frac{2,92}{2} \cdot 8,81 = 12,8 \frac{m}{s} \quad (7.23)$$

Die Fliehkraft $F_{rot-K} = 201,5 \text{ N}$ entspricht der zwanzigfachen Erdbeschleunigung.

$$a_{rot} = 20,1 \cdot g \quad (7.24)$$

Unter der vereinfachten Annahme eines freien Falls von der Laufbahnkante mit der Höhe $h_K = 0,01 \text{ mm}$, lässt sich die Fallzeit t ermitteln.

$$t = \sqrt{\frac{2 \cdot h_K}{a_{Fl}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,01 \cdot 10^{-3}}{20,1 \cdot 9,81}} = 0,000315 \text{ s} \quad (7.25)$$

Aus der sich in weiterer Folge der zurückgelegte Weg bzw. die Sprungweite s ergibt.

$$\begin{aligned} s &= u \cdot t = 12,8 \cdot 0,000316 = 0,004007 \text{ m} \\ s &= 4 \text{ mm} \end{aligned} \quad (7.26)$$

Die Sprungweite der Kugel von 4 mm erscheint bei Betrachtung der Einlaufzone bzw. der unberührten Lauffläche (siehe Abb. 7.10), als realistisch.

Die Lauffläche von Abb. 7.10 wurde mit einem 3D-Messarm vermessen. Die daraus erhaltene Punktwolke wurde in ein CAD-Programm eingepflegt und es konnte eine Oberfläche interpoliert werden. Abb. 7.12 zeigt die generierte Oberfläche und die hineingelegten Höhenlinien. In der Einlaufzone, an der linken Seite der Abbildung, ist die unberührte Oberfläche durch die großen Abstände zwischen den Höhenlinien erkennbar. Mit weiter zurückgelegtem Weg entlang der Laufbahn, rücken die Höhenlinien enger zueinander, was einem stärkeren Gradienten entspricht. Der tiefste Punkt ist nach etwa 40 % der Laufflächenlänge erreicht. In der Auslaufzone kommt es zu einem erneuten Anstieg in der Oberfläche. Die Kugel scheint über die Kante zu springen und so eine Plastifizierung der Oberfläche in den nachfolgenden Gebieten zu verursachen. Das Aufprallgebiet der Kugel kann am tiefsten Punkt der Laufbahn angenommen werden. Danach bleibt die Tiefe relativ konstant, bevor es wieder zu einem Anstieg der Lauffläche kommt. Die Höhe der Auslaufzone ist durch Plastifizierung wesentlich geringer als die Höhe der unberührten Einlaufkante.

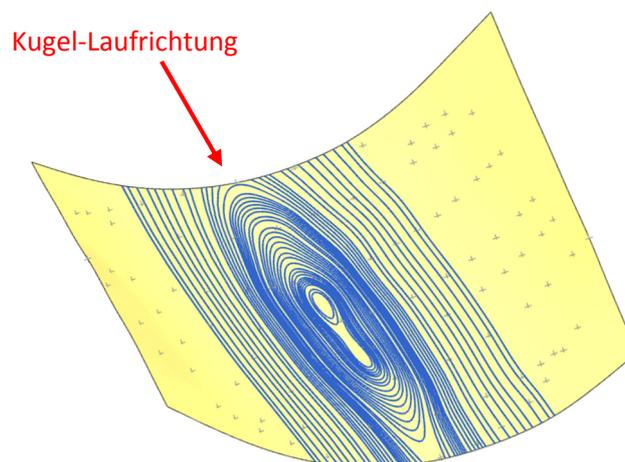


Abb. 7.12: Interpolierte Oberfläche in die durch 3D-Vermessung erhaltene Kurvenwolke (Laufrichtung von oben nach unten)

Es sei anzumerken, dass die Vermessung mittels 3D-Messarm mit einer gewissen Ungenauigkeit behaftet ist. Nichtsdestotrotz kann eine qualitative Aussage über den Verlauf der Oberflächenstruktur getroffen werden, was auf ein dynamisches Verhalten der Kugelbewegung schließen lässt. Das Argument, dass die plastische Verformung nur durch die Fliehkraft hervorgerufen wird, wird durch die

oben angeführte Überprüfung der Schubspannungen widerlegt. Des Weiteren kann auch die Exzentrizität der Matrize nicht für eine zusätzliche Belastung der Außenlaufbahn verantwortlich sein, da diese zu keinem Zeitpunkt abhebt.

Eine Möglichkeit um den sensiblen Bereich der unterschiedlichen Härtebereiche zu entschärfen, ist das Hinterschleifen der Außenlaufbahn. Dabei wird per Hand mit einem Schleifpapier feiner Körnung Material in diesem Bereich abgetragen. So wird sichergestellt, dass während des Betriebes nur die Belastung der Fliehkraft auf diesen Bereich wirken kann, da eine Klemmung der Kugel zwischen Innen- und Außenlaufbahn vermieden wird. Abb. 7.13 zeigt die Laufbahnkontur und die damit entstandene radiale Erweiterung Δr nach dem Ausschleifen der Außenlaufbahn. Auch wenn der Übergang zum hinterschliffenen Bereich sehr fließend gestaltet wird, kann dies zu einem Impuls an der Kugel und damit zu einem dynamischen Effekt führen. Unter Berücksichtigung, dass bei einer Kante von 0,01 mm die Kugel bereits 4 mm weit springt, könnte auch an den Randzonen der hinterschliffenen Zone ein ähnliches Verhalten auftreten.

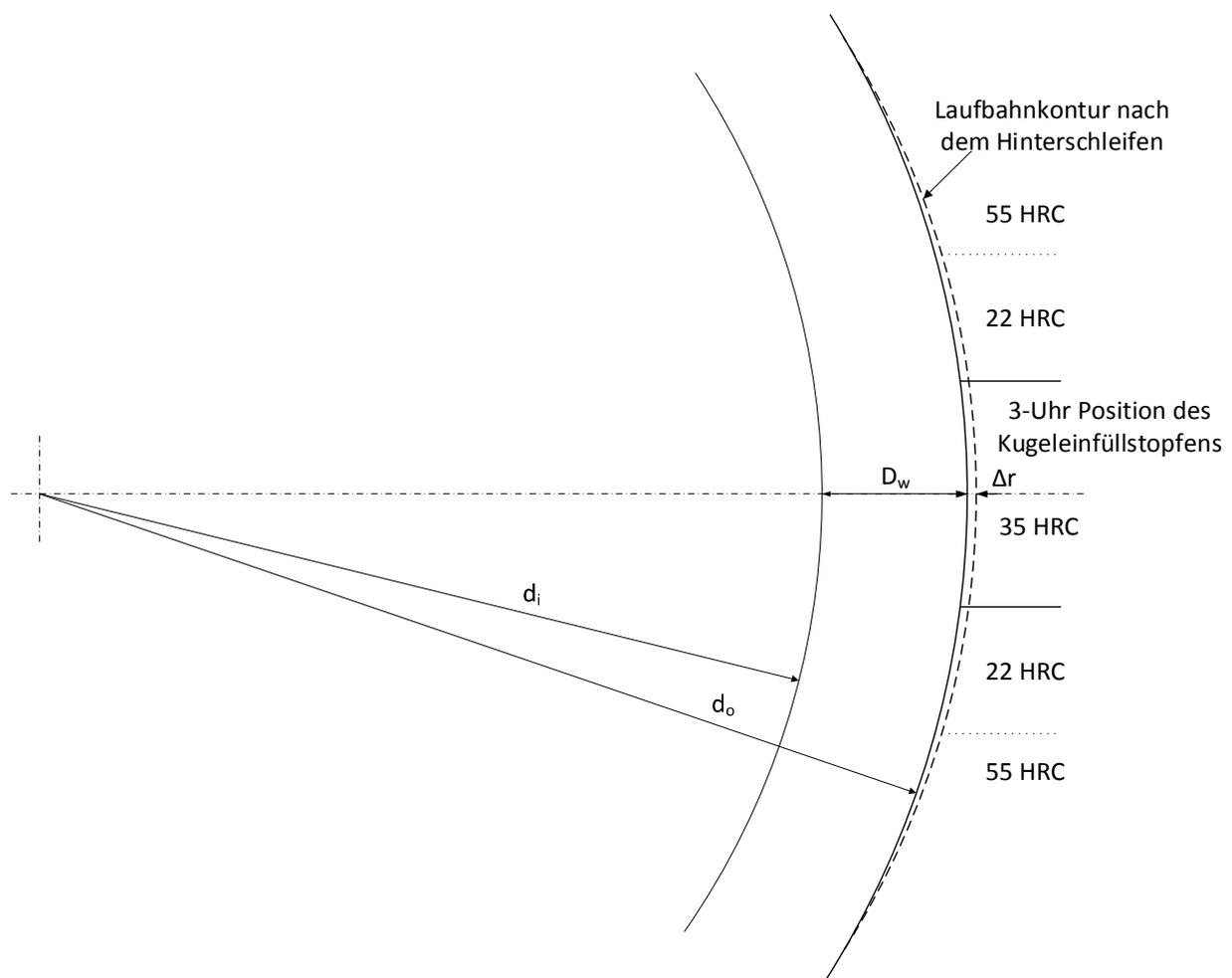


Abb. 7.13: Hinterschleifung der Härteschlupfzone, um Entlastung der Außenlaufbahn in diesem Bereich zu erreichen

Ein weiterer Aspekt der auf drei bis vier Uhr der Außenlaufbahn zum Tragen kommt, ist das Einlaufen der Kugel in die Druckzone. Das ist jene Zone in der die Kugel zwischen Innen- und Außenlaufbahn eingeklemmt wird und so die Last vom Innen- auf den Außenring überträgt (siehe Kapitel 5). Durch eine Hinterschleifung dieses Bereiches kann ein homogeneres Einlaufverhalten erreicht werden.

7.2.4 Dynamische Tragfähigkeit bei HOBAS Lager

Werden die Werte des HOBAS-Referenzlagers herangezogen, so lässt sich damit die dynamische Tragfähigkeit für dieses Lager berechnen. Der Druckwinkel α^o wird, wie für ein Rillenkugellager üblich, mit 0° angenommen. Der Innenring mit 2-Punkt-Kontakt wird als 1-Punkt-Kontakt vereinfacht.

Damit ergeben sich die Faktoren γ und f_c :

$$\gamma = \frac{D_w \cdot \cos \alpha^o}{d_m} = \frac{D_w}{d_m} = \frac{76,2}{2920} = 0,0261 \quad (3.21)$$

$$f_c = 39,9 \cdot \left[\frac{2 \cdot f_i}{2 \cdot f_i - 1} \right]^{0,41} \cdot \frac{\gamma^{0,3} \cdot (1 - \gamma)^{1,39}}{(1 + \gamma)^{\frac{1}{3}}} \cdot \left[1 + \left\{ 1,04 \cdot \left(\frac{1 - \gamma}{1 + \gamma} \right)^{1,72} \left(\frac{f_i}{f_o} \cdot \frac{2 \cdot f_o - 1}{2 \cdot f_i - 1} \right)^{0,41} \right\}^{\frac{10}{3}} \right]^{-\frac{3}{10}}$$

$$= 39,9 \cdot \left[\frac{2 \cdot 0,58}{2 \cdot 0,58 - 1} \right]^{0,41} \cdot \frac{0,0261^{0,3} \cdot (1 - 0,0261)^{1,39}}{(1 + 0,0261)^{\frac{1}{3}}} \cdot \left[1 + \left\{ 1,04 \cdot \left(\frac{1 - 0,0261}{1 + 0,0261} \right)^{1,72} \left(\frac{0,58}{0,621} \cdot \frac{2 \cdot 0,621 - 1}{2 \cdot 0,58 - 1} \right)^{0,41} \right\}^{\frac{10}{3}} \right]^{-\frac{3}{10}}$$

$$= 22,2613$$

Die dynamische Tragfähigkeit C_{dyn} errechnet sich aus:

$$C_{dyn} = 3,647 \cdot b_m \cdot f_c \cdot (i \cdot \cos \alpha^o)^{0,7} \cdot z^{\frac{2}{3}} \cdot D_w^{1,4} \quad (7.11)$$

$$= 3,647 \cdot 1,3 \cdot 22,2613 \cdot (1 \cdot 1)^{0,7} \cdot 90^{\frac{2}{3}} \cdot 76,2^{1,4}$$

$$= 914101,57 \text{ N}$$

Abb. 7.14 zeigt wo sich diese Tragfähigkeit im Vergleich zu den Lagerreihen aus dem Lagerkatalog von FAG befindet und wie hoch die Tragfähigkeit der sich bei HOBAS im Einsatz befindlichen Lagerreihen ist. Für den Vergleich wurden die Lagerreihen 60, 608, 618 und 619 herangezogen.

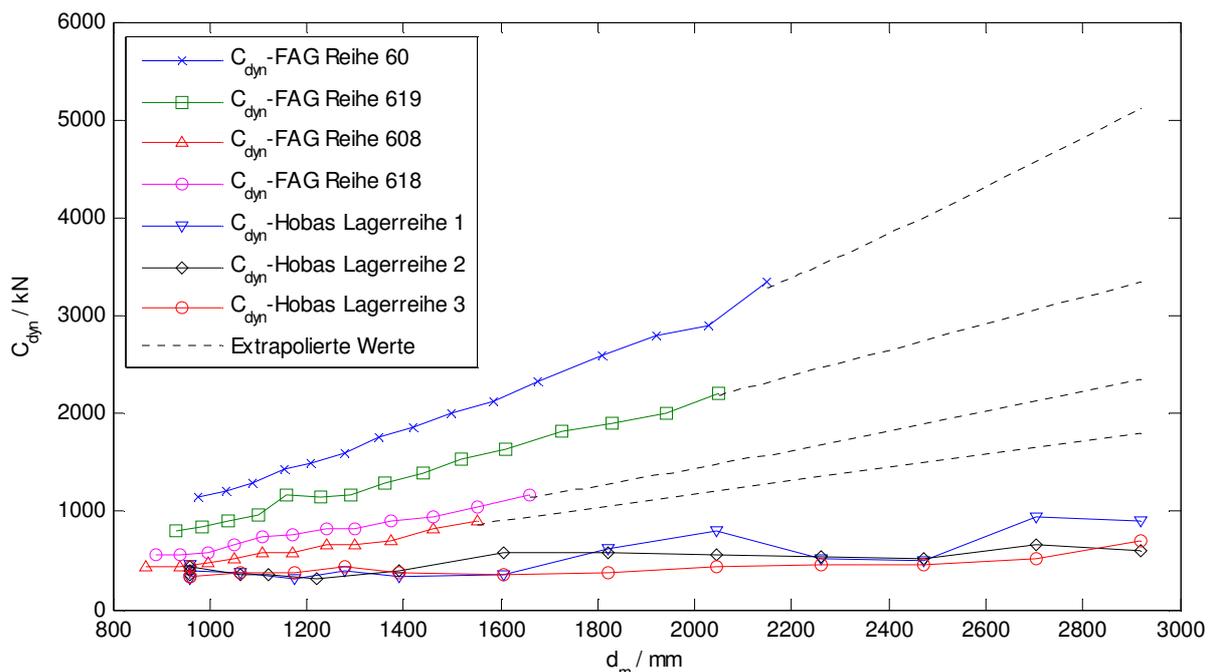


Abb. 7.14: Verlauf der Tragfähigkeiten aus dem FAG-Katalog für unterschiedliche Lagerreihen

Aus Abb. 7.14 ist ersichtlich, dass die Tragfähigkeiten aus dem Katalog einen steileren Verlauf aufweisen als die errechneten Tragfähigkeiten nach HOBAS. Über die FAG-Lagerreihen liegen keine detaillierteren Informationen vor, als die Tragfähigkeiten aus dem Katalog. Bei den SKF-Lagerreihen war es jedoch möglich den Wälzkörperdurchmesser D_w und die Kugelanzahl z zu ermitteln. Vergleiche der Tragfähigkeitsverläufe aus dem Katalog mit den Verläufen nach Berechnungsmethode DIN ISO 281, sind in Abschnitt 7.1.5 angeführt. Beim Vergleich der Katalog-Tragfähigkeiten innerhalb einer Lagerreihe, zwischen FAG und SKF, ist ein sehr ähnlicher Verlauf erkennbar (siehe Abb. 7.15).

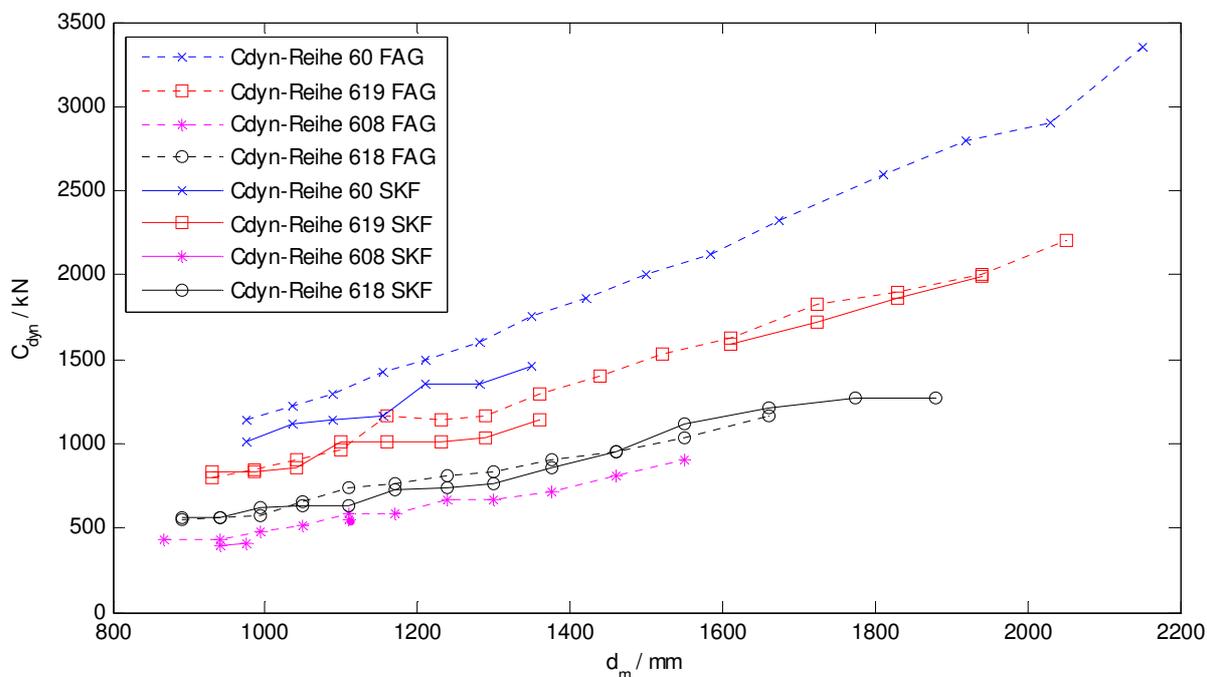


Abb. 7.15: Verlauf der Tragfähigkeiten von SKF- und FAG-Lagerreihen

Ein Grund für die stärkere Steigung der Katalog-Tragzahlen im Vergleich zu den HOBAS Tragzahlen kann in der stark unterschiedlichen Ausführung der Abmessungen in den Lagerreihen gefunden werden. Bei SKF nimmt die Kugelanzahl über eine Lagerreihe kaum zu. Die Anzahl der Kugeln liegt im oben betrachteten Durchmesserbereich zwischen 21 und 23 Stück. Dieses Merkmal verhält sich sehr konträr zu den HOBAS-Reihen, wo die Kugelanzahl zwischen 54 und 120 Stück variiert.

Beim Kugeldurchmesser verhält es sich genau umgekehrt. SKF-Lager haben Kugeldurchmesser bis zu 140 mm, während HOBAS-Lagerreihen Durchmesser zwischen 40 und 63 mm aufweisen. Tabelle 7.2 zeigt die Kugeldurchmesser und die Kugelanzahl für die drei Lagerreihen anhand eines Bohrungsdurchmessers von 1120 mm. Auch bei diesem Bohrungsdurchmessers zeigt sich je nach Lagerreihe ein markanter Unterschied in den Kugeldurchmessern.

Betrachtet man nun die Formel für die dynamische Tragfähigkeit nach DIN ISO 281, so ist ersichtlich, dass der Kugeldurchmesser mit einer Potenz von 1,4 eingeht und die Kugelanzahl mit einer Potenz von 0,66. Dadurch wirkt sich eine Änderung des Kugeldurchmessers stärker aus als die Anzahl der Kugeln und damit erreichen die Lagerhersteller eine höhere Tragfähigkeit mit größer werdenden Teilkreisdurchmessern.

7.2.5 Nominelle Lebensdauer bei HOBAS

Unter Verwendung der zuvor ermittelten dynamischen Tragfähigkeit und der äquivalenten dynamischen Belastung aus 2.2 lässt sich die nominelle Lebensdauer L für das höher belastete Lager B ermitteln.

$$L = \left(\frac{C_{dyn}}{P} \right)^p = \left(\frac{914,1}{95,9} \right)^3 = 866,2 \cdot 10^6 \text{ Umdr.} \quad (7.9)$$

Mit der mittleren Drehzahl n_m errechnet sich die Lebensdauer in Stunden.

$$L_h = \frac{L}{n_m} \cdot \frac{1}{60} = \frac{866,2 \cdot 10^6}{112,1} \cdot \frac{1}{60} = 128\,780 \text{ h} \quad (7.27)$$

Diese Lebensdauer erscheint auf den ersten Blick sehr hoch, jedoch wurden noch keine Faktoren für Werkstoff, Schmierung oder Ausfallswahrscheinlichkeit berücksichtigt. Es scheint jedoch naheliegend, dass sich die Ausfallsursachen nicht in der nominellen Ermüdungsrechnung widerspiegeln.

7.2.6 Einfluss der Auslegungsparameter auf die dynamische Tragfähigkeit bei HOBAS

Die Berechnungsmethode nach DIN ISO 281 hängt von mehreren Konstruktionsparametern ab, die alle einen Einfluss auf die erzielbare dynamische Tragzahl haben. Die Berechnungsmethode ist somit eine Funktion von mehreren Parametern.

$$C_{dyn} = f(D_w, f_i, f_o, d_m, z, \lambda) \quad (7.28)$$

Der sensitive Einfluss der sechs Parameter auf die dynamische Tragfähigkeit soll nun genauer betrachtet werden.

7.2.6.1 Absolute Änderung der dynamische Tragfähigkeit in Abhängigkeit von Kugelanzahl und Kugeldurchmesser

Es zeigt sich, dass eine Änderung des Kugeldurchmessers quadratisch auf die Tragfähigkeit Einfluss nimmt (siehe Abb. 7.16). Die einzelnen Kurvenschaaren zeigen die Erhöhung der Kugelanzahl, die mit einer Potenz von $\frac{2}{3}$ eingeht.

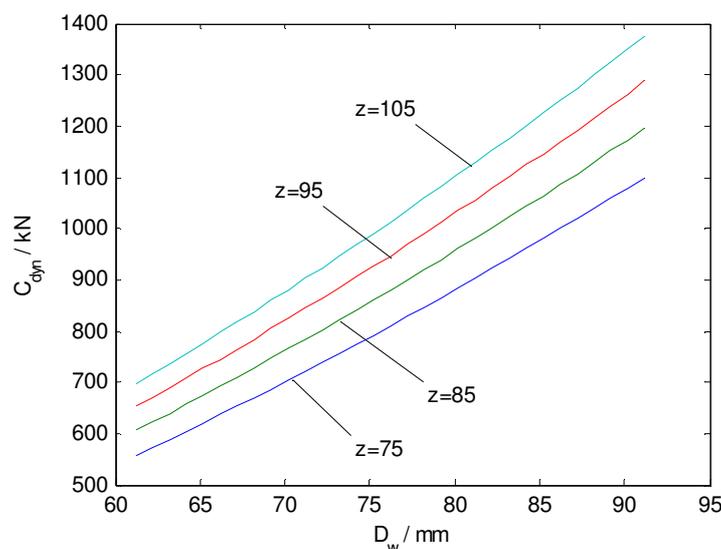


Abb. 7.16: Änderung der Tragfähigkeit in Abhängigkeit von Kugelanzahl und Kugeldurchmesser

Wird die Funktion im dreidimensionalen Raum betrachtet, welcher durch die dynamische Tragfähigkeit C_{dyn} , die Kugellanzahl z und dem Kugeldurchmesser D_w aufgespannt wird, so entspricht sie einer leicht gekrümmten Ebene (Abb. 7.17-links). Abb. 7.17-rechts zeigt die Linien konstanter dynamischer Tragfähigkeit als Funktion von Kugeldurchmesser und Kugellanzahl. Der Nenndruckwinkel wird für diese Betrachtung konstant bei $\alpha^o = 0^\circ$ gehalten.

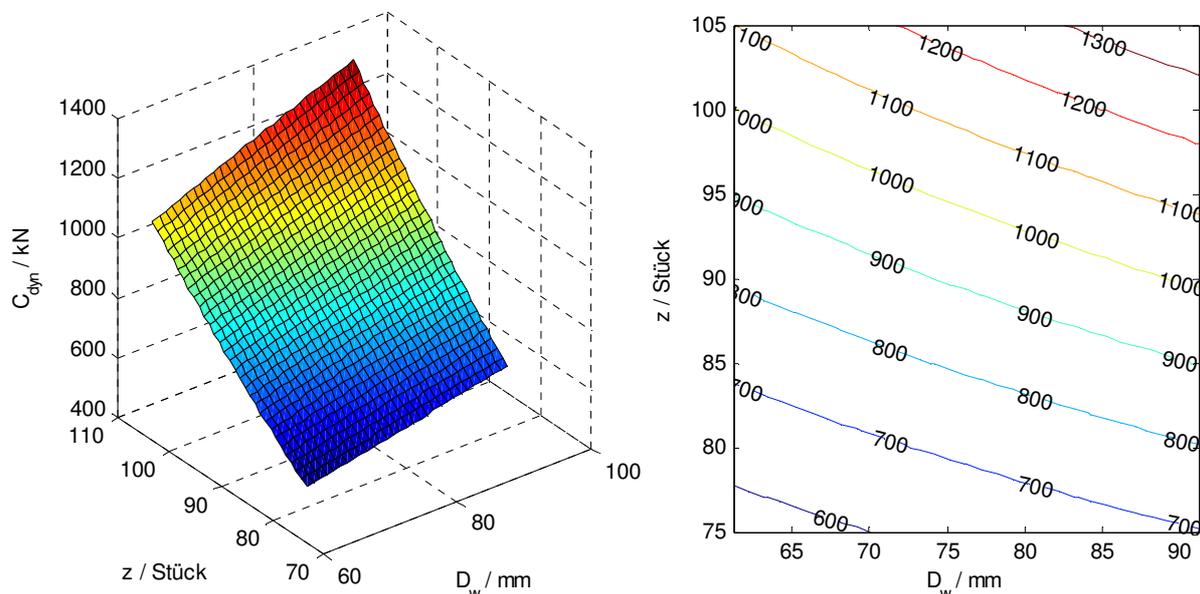


Abb. 7.17: links: Änderung der dynamischen Tragfähigkeit als Funktion von Kugellanzahl und Kugeldurchmesser; rechts: Linien konstanter dynamischer Tragfähigkeit (kN) in Abhängigkeit von Kugellanzahl und Kugeldurchmesser

7.2.6.2 Sensitivität der dynamischen Tragfähigkeit

Es wird ermittelt wie stark sich die absolute Änderung der Konstruktionsparameter auf die Tragfähigkeit in Prozent auswirkt, wenn diese um eine Einheit geändert werden. Dazu wird ein Verhältnis von der Tragfähigkeit vor und nach der Veränderung des Parameters aufgestellt. $C_{dyn-Bezug}$ und $f_{c-Bezug}$ selbst werden als Vektor variabel gehalten. Betrachtet man zum Beispiel einen Auslegungsparameter x so wird dieser variabel gehalten und mit einem Vektor ins Verhältnis gesetzt, der um eine Einheit (Δx) größer oder kleiner ist.

$$C_{dyn-Bezug} = 3,647 \cdot b_m \cdot f_{c-Bezug} \cdot (i \cdot \cos(\alpha^o))^{0,7} \cdot z^{\frac{2}{3}} \cdot D_w^{1,4} \quad (7.11)$$

$$f_{c-Bezug} = 39,9 \cdot \left[\frac{2 \cdot f_i}{2 \cdot f_i - 1} \right]^{0,41} \cdot \frac{\gamma^{0,3} \cdot (1 - \gamma)^{1,39}}{(1 + \gamma)^{\frac{1}{3}}} \quad (7.12)$$

$$\cdot \left[1 + \left\{ 1,04 \cdot \left(\frac{1 - \gamma}{1 + \gamma} \right)^{1,72} \left(\frac{f_i}{f_o} \cdot \frac{2 \cdot f_o - 1}{2 \cdot f_i - 1} \right)^{0,41} \right\}^{\frac{10}{3}} \right]^{\frac{3}{10}}$$

Die dynamische Tragfähigkeit $C_{dyn-Lauf}$ ergibt sich durch Änderung eines Auslegungsparameters um eine Einheit. Die Hilfsvariable γ ist wiederum eine Funktion von den Parametern D_w , d_m und α^o , welche variiert werden können.

$$\Delta \gamma = \frac{D_w + \Delta D_w}{d_m + \Delta d_m} \cdot \cos(\alpha^o + \Delta \alpha^o) \quad (7.29)$$

$$C_{dyn-Lauf} = 3,647 \cdot b_m \cdot f_{c-Lauf} \cdot (i \cdot \cos(\alpha^o + \Delta\alpha^o))^{0,7} \cdot (z + \Delta z)^{\frac{2}{3}} \cdot (D_w + \Delta D_w)^{1,4} \quad (7.30)$$

$$(7.31)$$

$$f_{c-Lauf} = 39,9 \cdot \left[\frac{2 \cdot (f_i + \Delta f_i)}{2 \cdot (f_i + \Delta f_i) - 1} \right]^{0,41} \cdot \frac{\Delta\gamma^{0,3} \cdot (1 - \Delta\gamma)^{1,39}}{(1 + \Delta\gamma)^{\frac{1}{3}}} \cdot \left[1 + \left\{ 1,04 \cdot \left(\frac{1 - \Delta\gamma}{1 + \Delta\gamma} \right)^{1,72} \left(\frac{(f_i + \Delta f_i)}{(f_o + \Delta f_o)} \cdot \frac{2 \cdot (f_o + \Delta f_o) - 1}{2 \cdot (f_i + \Delta f_i) - 1} \right)^{0,41} \right\}^{\frac{10}{3}} \right]^{\frac{3}{10}}$$

Die variable Tragfähigkeit $C_{dyn-Lauf}$ wird mit der Bezugs-Tragfähigkeit $C_{dyn-Bezug}$ ins Verhältnis gesetzt um in weiterer Folge die prozentuelle Änderung ΔC_{dyn} zu erhalten.

$$\frac{C_{dyn-Lauf}}{C_{dyn-Bezug}} = \frac{f_{c-Lauf}}{f_{c-Bezug}} \cdot \left(\frac{i \cdot \cos(\alpha^o + \Delta\alpha^o)}{i \cdot \cos(\alpha^o)} \right)^{0,7} \cdot \left(\frac{z + \Delta z}{z} \right)^{\frac{2}{3}} \cdot \left(\frac{D_w + \Delta D_w}{D_w} \right)^{1,4} \quad (7.32)$$

$$\Delta C_{dyn} = \left(\frac{C_{dyn-Lauf}}{C_{dyn-Bezug}} - 1 \right) \cdot 100 \quad (7.33)$$

Lässt man die einzelnen Parameter x zwischen zwei Grenzen variieren und fügt den Wert $\Delta x = 1$ hinzu, lässt sich für jeden Parameter ein Diagramm erstellen, welches die absolute Änderung eines Parameters als prozentuelle Auswirkung in der Tragfähigkeit darstellt. Es sei anzumerken, dass der Radialspielfaktor λ und somit das Radialspiel G_r keinen Einfluss auf diese Betrachtungen haben, da der für ein Rillenkugellager übliche Wert von $\alpha^o = 0^\circ$ verwendet wird (siehe Gleichung (7.29) und (3.10)). Aus Gleichung (7.11) ist aber ersichtlich, dass jeder Winkel der vom idealen spielfreien Radiallager mit 0° abweicht eine Verringerung der dynamischen Tragfähigkeit mit sich zieht.

Die Einheit um die ein Parameter entlang der Kurve geändert wird, ist je nach Parameter unterschiedlich.

$$\begin{aligned} \Delta D_w &= 1 \text{ mm} \\ \Delta d_m &= 1 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta z &= 1 \text{ Stück} \\ \Delta f_{i,o} &= 0,01 \end{aligned}$$

Ist ein Kugeldurchmesser $D_w = 80 \text{ mm}$ vorhanden, so ist dieser auf der Abszisse aufzutragen. An der Ordinate ist dann die prozentuelle Auswirkung auf die Tragfähigkeit abzulesen, wenn der Kugeldurchmesser um einen Millimeter $D_w + \Delta D_w = 80 + 1 = 81 \text{ mm}$ erhöht wird. Gleiches gilt in die andere Richtung, also bei Verringerung des Kugeldurchmessers um 1 mm .

Abb. 7.17 zeigt die Sensitivität der Tragfähigkeit auf die einzelnen Parameter, wenn diese um eine Einheit geändert werden. Der Kugeldurchmesser D_w und die Kugelanzahl z zeigen eine positive prozentuelle Änderung der Tragfähigkeit, wenn ausgehend von einem Startparameter der Konstruktionsparameter um eine Einheit vergrößert wird. Erhöht man z.B. die Kugelanzahl z um ein Stück von 100 auf 101, so erhöht sich die Tragfähigkeit um 0,47 %.

Die Schmiegeverhältnisse f_i , f_o und der Teilkreisdurchmesser d_m verhalten sich genau umgekehrt. Erhöht man diese Konstruktionsparameter um eine Einheit, so bedingt dies eine negative prozentuelle Änderung der Tragzahl. Dabei zeigt der Teilkreisdurchmesser einen wesentlich geringeren Einfluss als die Schmiegeverhältnisse.

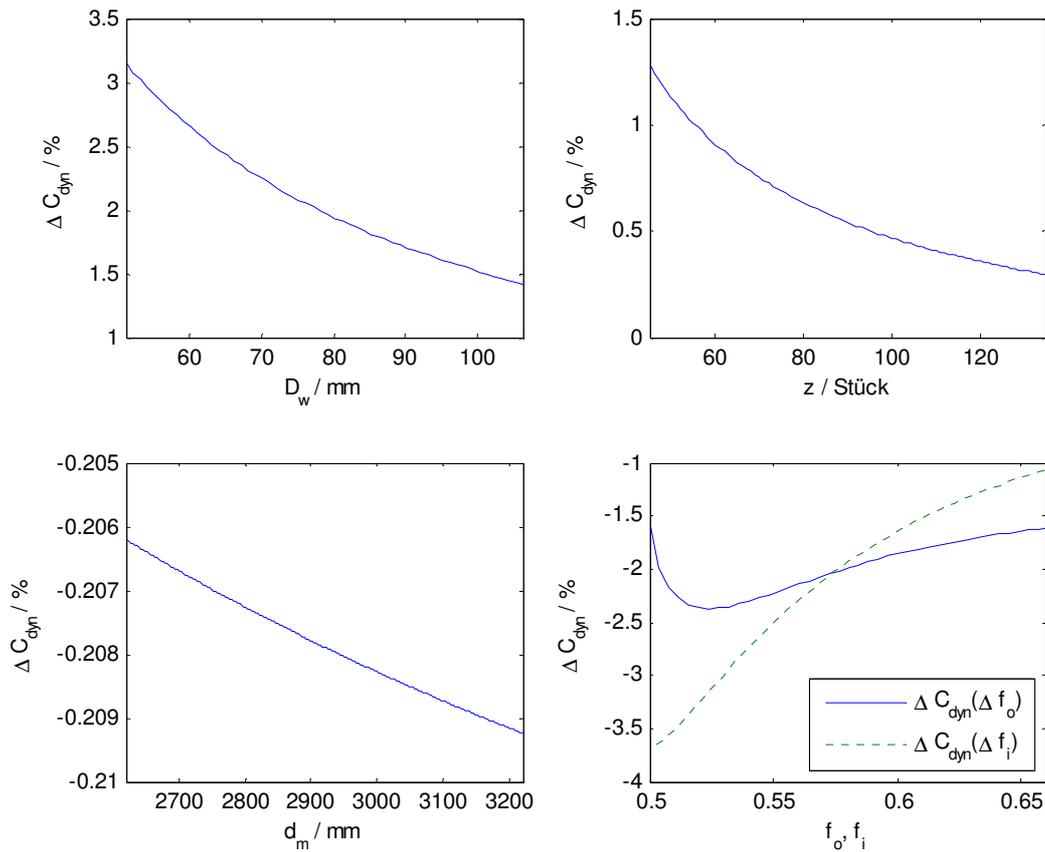


Abb. 7.18: Prozentueller Einfluss auf die dynamische Tragzahl bei Änderung von einem der Konstruktionsparameter um die spezifische Einheit

7.2.6.3 Änderung des Kugeldurchmessers um 1 Zoll beim HOBAS-Referenzlager

Die Änderung des Kugeldurchmessers um 1 Zoll ist bei HOBAS von Interesse, da die extern zugekauften Kugeln in Zoll-Abstufungen angeboten werden. Eine Änderung des Kugeldurchmessers von 3 Zoll (76,2 mm) auf 2 Zoll (50,8 mm) zeigt Abb. 7.18. Die prozentuelle Änderung der Tragfähigkeit ist auf der linken Ordinate angeführt, während die rechte Ordinate die absolute Änderung in N/mm^2 zeigt. Auffällig ist die Reduktion der dynamischen Tragfähigkeit um 50 % bei Reduktion des Kugeldurchmessers um ein Drittel.

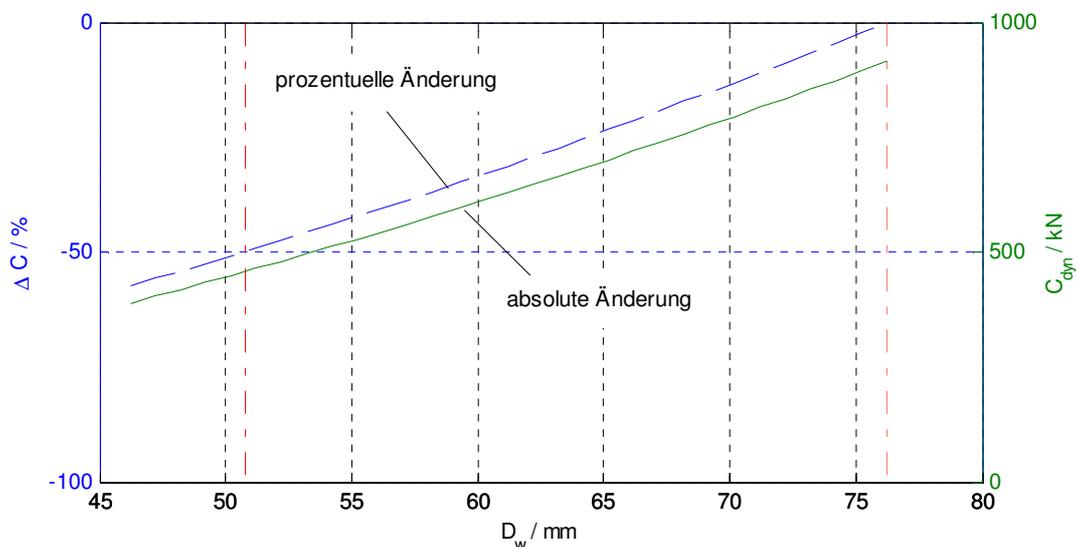


Abb. 7.19: Relative Änderung der dynamischen Tragfähigkeit bei Änderung des Kugeldurchmessers um 1 Zoll

7.2.6.4 Prozentuelle Sensitivität der dynamischen Tragfähigkeit durch Auslegungsparameter

Für die Berechnungsmethode der dynamischen Tragfähigkeit nach DIN ISO 281 sollen die prozentuelle Änderungen der Tragfähigkeit in Abhängigkeit von der prozentuellen Änderungen der Auslegungsparameter ermittelt werden. Als Bezugs-Tragfähigkeit soll jene des Referenzlagers DN-2400 herangezogen werden (siehe 7.2.4).

$$C_{dyn-Bezug} = 914102,58 \text{ N}$$

Diese Tragfähigkeit des Referenzlagers $C_{dyn-Bezug}$ ist konstant und wird mit einer Tragfähigkeit $C_{dyn-Lauf}$ ins Verhältnis gesetzt, bei der stets einer der Auslegungsparameter verändert wird, während die Anderen konstant gehalten werden.

$$C_{dyn-Lauf} = 3,647 \cdot b_m \cdot f_{c-Lauf} \cdot (i \cdot \cos(\alpha^o))^{0,7} \cdot (z + \Delta z)^{\frac{2}{3}} \cdot (D_w + \Delta D_w)^{1,4} \quad (7.34)$$

Die Variablen f_{c-Lauf} und γ_{Lauf} sind wiederum Funktionen von Auslegungsparametern und werden in Gleichung (7.34) wie folgt angesetzt:

$$f_{c-Lauf} = 39,9 \cdot \left[\frac{2 \cdot (f_{i-Lauf})}{2 \cdot (f_{i-Lauf}) - 1} \right]^{0,41} \cdot \frac{\gamma_{Lauf}^{0,3} \cdot (1 - \gamma_{Lauf})^{1,39}}{(1 + \gamma_{Lauf})^{\frac{1}{3}}} \cdot \left[1 + \left\{ 1,04 \cdot \left(\frac{1 - \gamma_{Lauf}}{1 + \gamma_{Lauf}} \right)^{1,72} \left(\frac{f_i + \Delta f_i}{f_o + \Delta f_o} \cdot \frac{2 \cdot (f_o + \Delta f_o) - 1}{2 \cdot (f_i + \Delta f_i) - 1} \right)^{0,41} \right\}^{\frac{10}{3}} \right]^{\frac{3}{10}} \quad (7.35)$$

$$\gamma_{Lauf} = \frac{D_w + \Delta D_w}{d_m + \Delta D_w} \cdot \cos(\alpha^o) \quad (5.38)$$

Um eine rein prozentuelle Aussage zu erhalten ist es, wie bereits in Abschnitt 5.2.3 ausgeführt, notwendig den Referenzwert x mit einem Vektor Δx zu addieren. Führt man dies für die jeweiligen Parameter durch, während man die anderen Parameter konstant hält und die daraus resultierenden Tragfähigkeiten jeweils mit der Tragfähigkeit des Referenzlagers ins Verhältnis setzt, erhält man Kurven wie sie in Abb. 7.20 dargestellt werden. Ausgehend vom Referenzlager ist die prozentuelle Änderung der Tragfähigkeit in Abhängigkeit der prozentuellen Änderung eines Auslegungsparameters ermittelbar.

$$\Delta C_{dyn} = \left(\frac{C_{dyn-Lauf}}{C_{dyn-Bezug}} - 1 \right) \cdot 100 \quad (7.36)$$

Für die prozentuelle Auswirkung der Variationsparameter Δx kommt Gleichung (5.48) zu tragen.

$$\Delta x = \left(\frac{x + \Delta x}{x} - 1 \right) \cdot 100 = \frac{\Delta x}{x} \cdot 100 \quad (5.48)$$

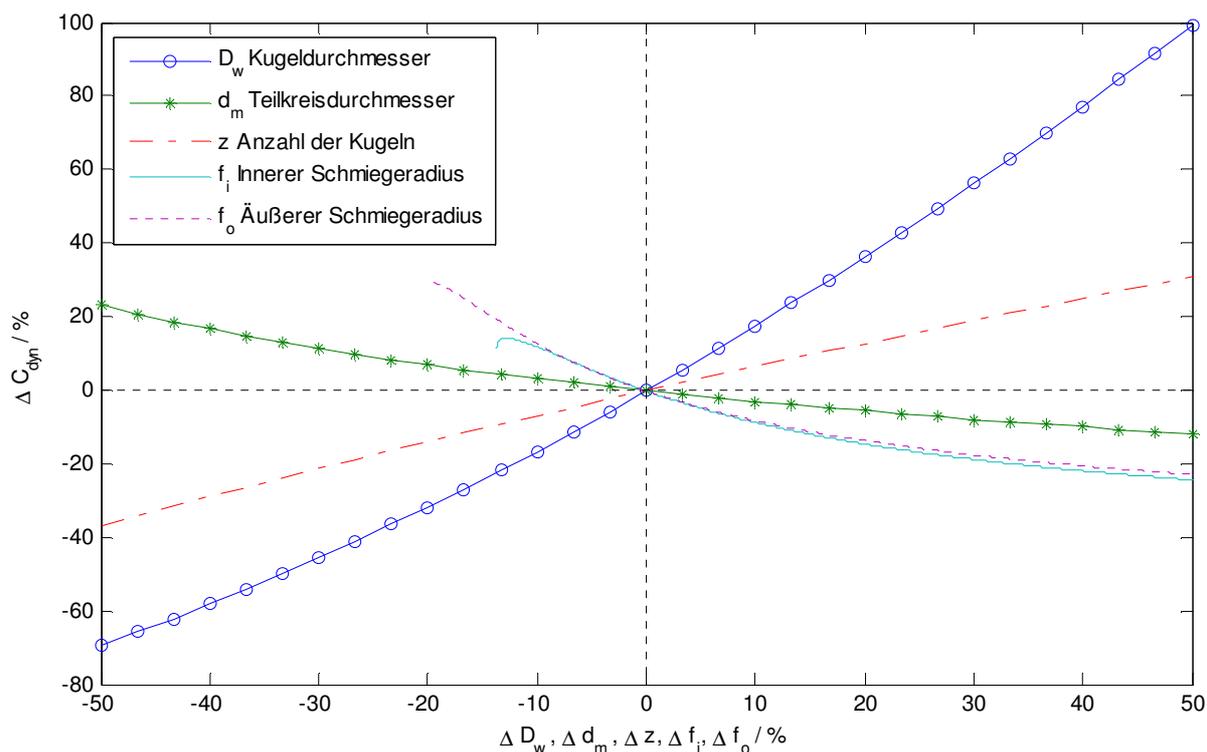


Abb. 7.20: Prozentuelle Änderung der Tragfähigkeit in Abhängigkeit von der prozentuellen Änderung der Auslegungsparameter

Kugeldurchmesser D_w

Der Kugeldurchmesser hat den stärksten Einfluss der untersuchten Parameter. Mit einer Vergrößerung des Kugeldurchmessers nimmt die Änderung der Tragfähigkeit proportional zu. Dieser Zusammenhang für die dynamische Tragfähigkeit lässt sich dadurch erklären, dass mit einem größeren Kugeldurchmesser die einzelne Kugel weniger Umdrehungen macht und so ein geringes Maß an Ermüdung eintritt.

Teilkreisdurchmesser d_m

Der Teilkreisdurchmesser verhält sich ebenfalls proportional, jedoch umgekehrt zum Kugeldurchmesser. Mit steigendem Teilkreisdurchmesser d_m nimmt die Tragfähigkeit ab. Bei konstantem Kugeldurchmesser bedeutet dies eine größere Anzahl von Umdrehungen bzw. Abwälzungen der Kugel an der Laufbahn und damit eine stärkere Ermüdung.

Kugelanzahl z

Mit zunehmender Kugelanzahl steigt die Tragfähigkeit linear. Eine größere Anzahl von Kugeln bedeutet eine gleichmäßigere Lastverteilung über den Umfang und damit eine geringere Belastung der einzelnen Kugeln.

Schmiegeverhältnisse f_o, f_i

Abb. 7.21 zeigt die Abhängigkeit der Tragfähigkeit von einer relativen Änderung der Schmiegeverhältnisse. Schmiegeradien die über die Grenzen von $r_o \leq 0.53 \cdot D_w$ und $r_i \leq 0.52 \cdot D_w$ gehen, sind mit einem reduzierten f_c Wert nach ISO/TR 8646 zu berücksichtigen weshalb diese Betrachtung keine Berücksichtigung findet.

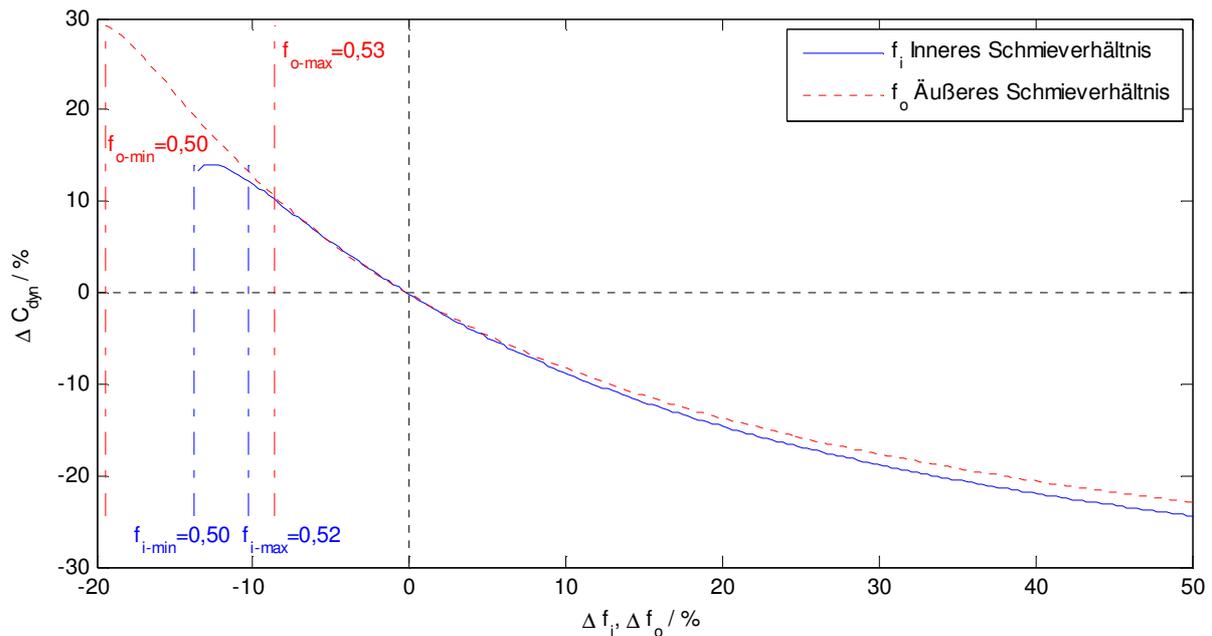


Abb. 7.21: Prozentueller Einfluss der Schmiegeverhältnisse auf die dynamische Tragfähigkeit

Die beiden strichpunktierten Linien in Abb. 7.21 markieren die obere und untere Grenze für das Schmiegeverhältnis der Innen- und Außenlaufbahn. Die untere Grenze wird dadurch festgelegt, dass der Rillradius nicht kleiner als der Kugelradius sein kann. Mit kleinerem Schmiegeverhältnis und somit engerer Schmiegun, nimmt die dynamische Tragfähigkeit zu. Bei einer Verringerung der Schmiegun am Innenring um 13 %, weist die Kurve ein Maximum auf und eine engere Schmiegun führt zur Abnahme der dynamischen Tragfähigkeit.

7.2.7 Optimierung der dynamischen Tragfähigkeit bei HOBAS

Die Berechnungsmethode für die dynamische Tragfähigkeit nach DIN ISO 281 wird durch eine nicht lineare Gleichung mit fünf entscheidenden Auslegungsparametern (Gleichung (7.28)) beschrieben. Ausgehend von einem Bezugszustand ist es möglich die Sensitivität von einzelnen Parametern abzuschätzen und so eine Entwicklungsrichtung für die Auslegung abzuschätzen. Eine andere Herangehensweise wäre die Ermittlung eines Optimums ohne Bezugnahme auf einen Ausgangszustand. Der Lösungsbereich wird einzig durch Randbedingungen eingeschränkt und es ist in weiterer Folge möglich mit bestimmten generischen Lösungsalgorithmen das Optimum zu ermitteln. Rao und Savsani (2012) führen beispielhaft anhand eines Rillenkugellagers an, welche Lösungsalgorithmen besonders zielführend sind. Diese Optimierungsalgorithmen werden in dieser Arbeit nicht behandelt, stellen jedoch ein Gebiet für weiterführende Untersuchungen dar. Es soll aber auf die Situation bei HOBAS eingegangen und mittels grafischer Beschreibung auf ein Entwicklungsoptimum hingewiesen werden.

Die Anzahl und die Verteilung der Kugeln im Wälzlager werden durch den Käfig bzw. durch den Kugeldurchmesser vorgegeben. Im Folgenden wird nun die Geometrie der Kugelverteilung betrachtet, welche durch den Käfig bestimmt wird. Der Winkel zwischen den Symmetrielinien der Kugeln wird über die Kugelanzahl ermittelt (siehe Abb. 7.22).

$$\Delta\phi = \frac{360^\circ}{z} \quad (7.37)$$

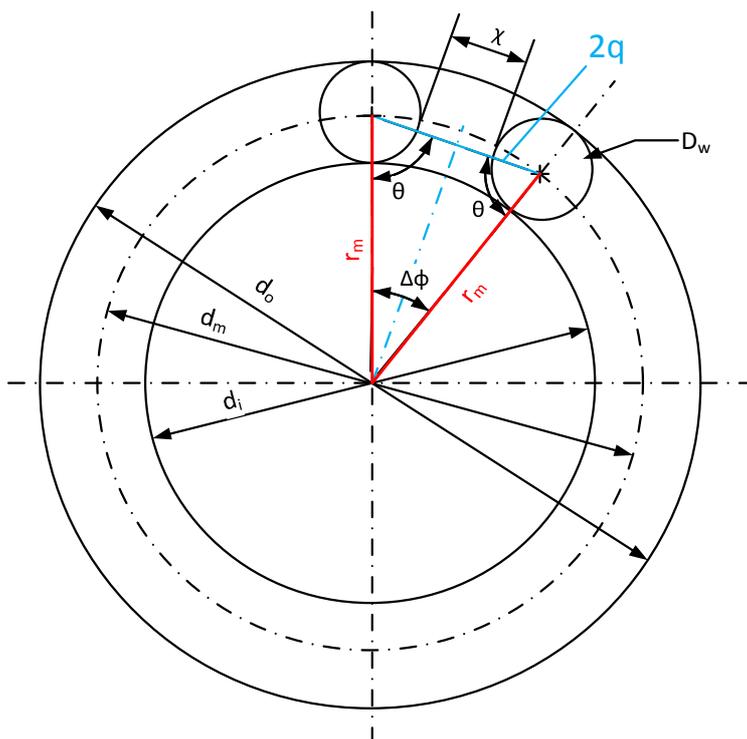


Abb. 7.22: Geometrischer Grenzwert χ für die Befüllung des Kugellagers

Der Winkel des gleichschenkeligen Dreiecks lässt sich über die Kugellanzahl und damit über $\Delta\phi$ ermitteln.

$$2\theta = 180^\circ - \Delta\phi \quad (7.38)$$

$$\theta = \frac{180 - \Delta\phi}{2}$$

Der Abstand q zwischen den Kugelmittelpunkten lässt sich über das Dreieck ermitteln.

$$q = r_m \cdot \cos \theta \quad (7.39)$$

$$2q = 2 \cdot r_m \cdot \cos \theta$$

$$2q = 2 \cdot r_m \cdot \cos \frac{180 - \Delta\phi}{2}$$

$$2q = 2 \cdot r_m \cdot \cos \frac{180 - \frac{360}{z}}{2}$$

Der Abstand zwischen den Kugeloberflächen wird mit dem Parameter χ beschrieben.

$$\chi = 2 \cdot q - D_w \quad (7.40)$$

$$\chi = 2 \cdot r_m \cdot \cos \frac{180 - \frac{360}{z}}{2} - D_w$$

$$\chi = d_m \cdot \cos \frac{180z - 360}{2 \cdot z} - D_w$$

Der Abstand χ wird durch den Käfig bestimmt und ist neben der Kugelanzahl und dem Kugeldurchmesser ein Dimensionierungsfaktor. Somit kann χ als Wert in Millimeter angesetzt werden, der bedingt durch die Geometrie des Käfigs nicht unterschritten werden kann. Dadurch lässt sich die Gleichung zu einer Ungleichung umformen, welche den Kugeldurchmesser D_w in Abhängigkeit von der Kugelanzahl z und den Teilkreisdurchmesser d_m limitiert.

$$D_w \leq d_m \cos \frac{180 z - 360}{2 z} - \chi \quad (7.41)$$

Gleichermaßen kann die Ungleichung für die maximale Kugelanzahl in Abhängigkeit vom Abstand χ zwischen den Kugeln, aufgestellt werden.

$$z \leq \frac{360}{180 - 2 \arccos \frac{\chi + D_w}{d_m}} \quad (7.42)$$

Und für den minimalen Teilkreisdurchmesser d_m .

$$d_m \geq \frac{\chi + D_w}{\cos \frac{180 z - 360}{2 z}} \quad (7.43)$$

In Abb. 7.23 ist der Einfluss der Randbedingungen auf die dreidimensionale Lösungsfunktion für die dynamische Tragfähigkeit C_{dyn} ersichtlich, wenn χ mit 10 mm angenommen wird. Die Schmiegeverhältnisse f_o und f_i sowie der Teilkreisdurchmesser d_m haben die Werte des Referenzlagers und werden konstant gehalten, während der Kugeldurchmesser D_w und die Kugelanzahl z variiert werden. Der Variationsbereich von z und D_w stellt eine weitere Begrenzung der möglichen Lösungen für C_{dyn} dar. Es zeigt sich, dass sich bei einer Kugelanzahl von 105 Stück und einem Kugeldurchmesser von 77,2 mm ein Optimum ergibt.

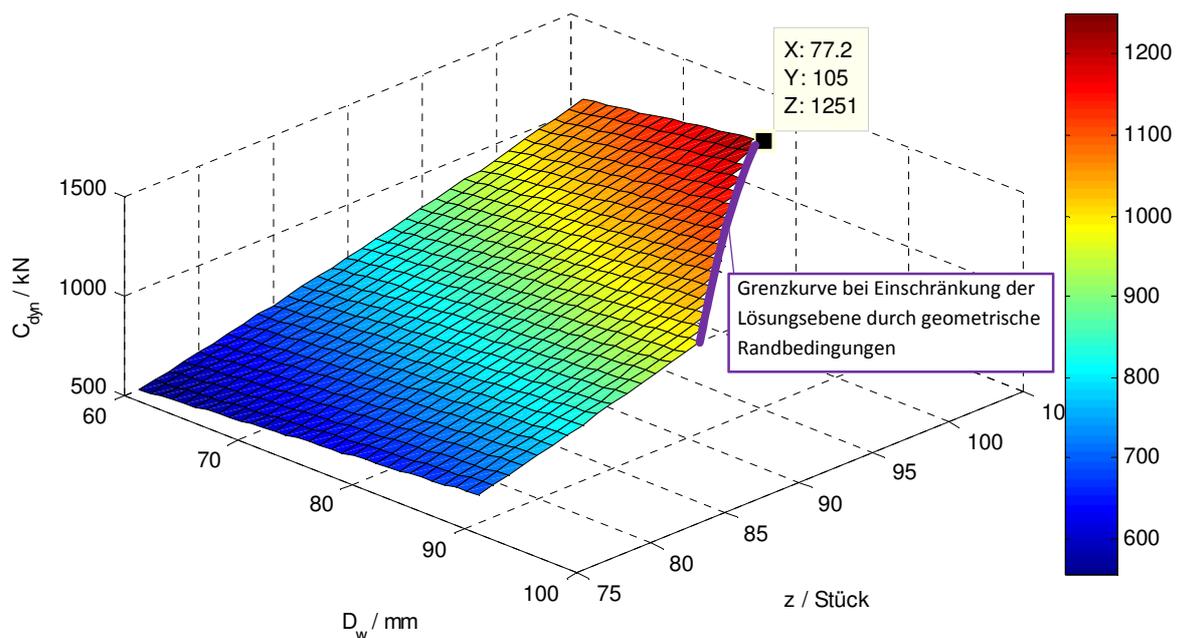


Abb. 7.23: Lösungsbereich für die dynamische Tragfähigkeit in Abhängigkeit der geometrischen Randbedingungen als Funktion des Parameters χ

Variiert man die Schmiegeverhältnisse f_o und f_i erhält man weitere Lösungsebenen, welche einen Offset zur Bezugsebene aufweisen. Je enger die Schmiegeung, desto höher ist C_{dyn} und damit der Offset der Lösungsebene. Abb. 7.24 zeigt die Lösungsebene bei Veränderung der Schmiegeverhältnisse hin zu sehr kleinen Werten ($f_i, f_o = 0,52$), die laut Norm empfohlen werden. Das Maximum an dynamischer Tragfähigkeit der so erhaltenen Lösungsebene liegt bei 2267 N und ist somit um 81 % höher als beim Referenzlager.

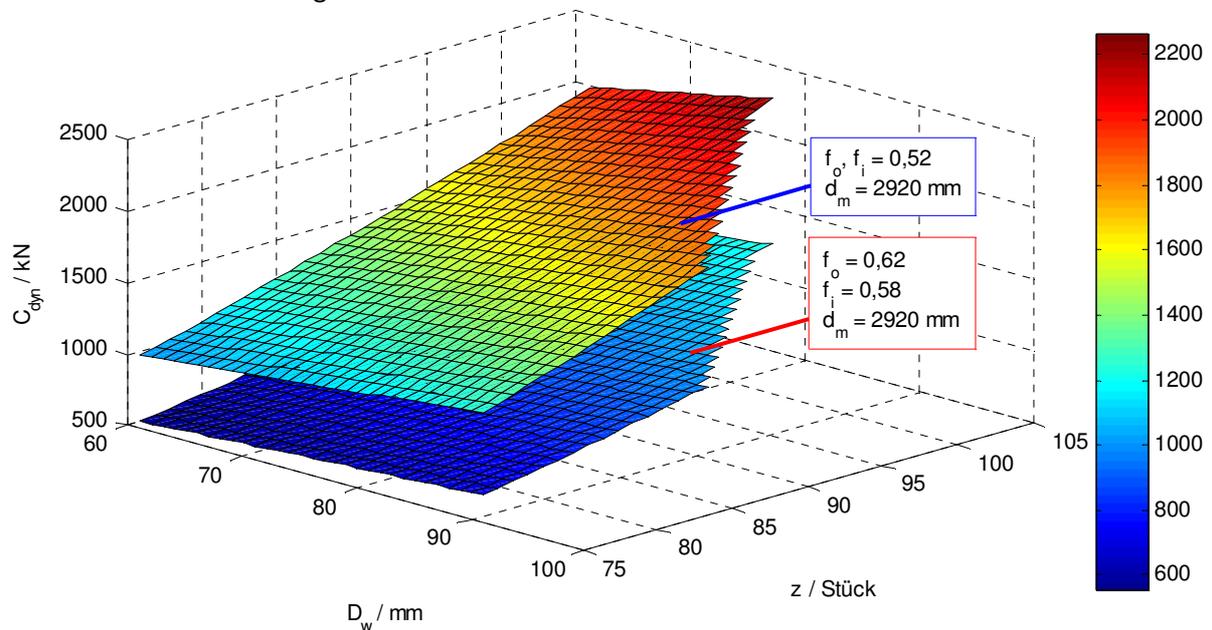


Abb. 7.24: Offset der Lösungsebene durch Setzen von engeren Schmiegeverhältnissen

Werden die Schmiegeverhältnisse konstant bei $f_i, f_o = 0,52$ gehalten, aber der Teilkreisdurchmesser d_m auf 3300 mm vergrößert, nimmt auch der Lösungsbereich zu, da mehr Kugeln Platz finden. Abb. 7.25 zeigt die ursprüngliche Lösungsebene in grau sowie die neue eingefärbte für den größeren Teilkreisdurchmesser, welche ein Offset nach Richtung geringer Tragfähigkeit aufweist. Das absolute Optimum ist aber mit $D_w = 88,2$ mm und $z = 105$ Stück, um 4,1 % höher wie jenes mit einem Teilkreisdurchmesser $d_m = 2920$ mm.

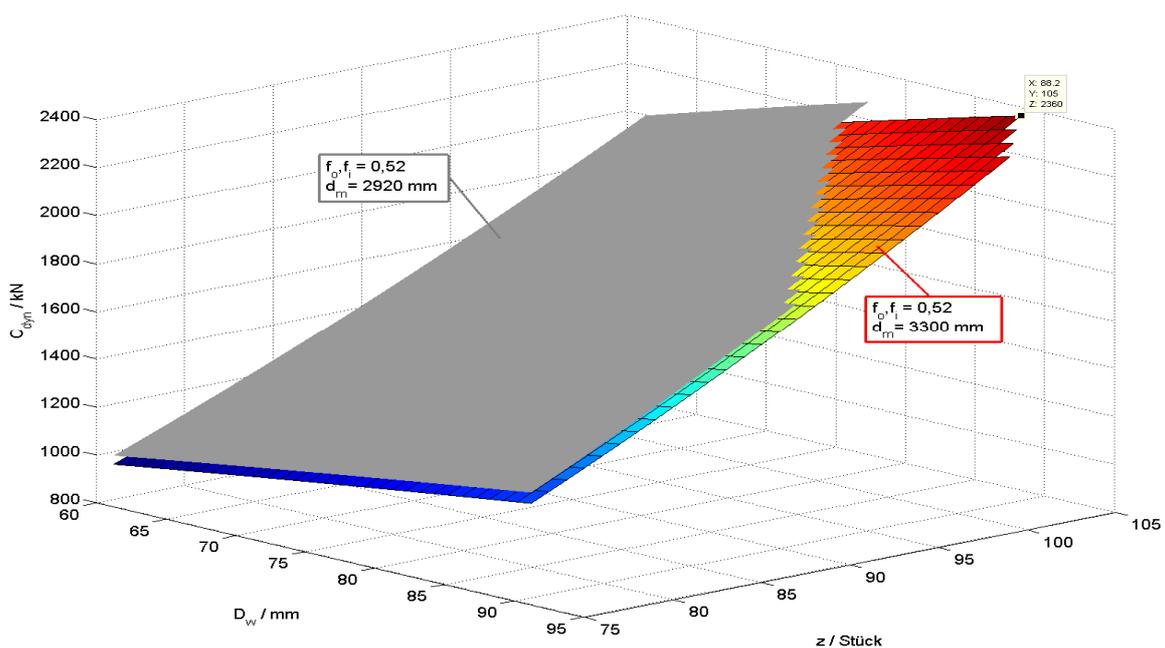


Abb. 7.25: Neue Lösungsebene bei Vergrößerung des Teilkreisdurchmessers

Betrachtet man die prozentuelle Änderung der Auslegungsparameter ausgehend vom Referenzlager, so lassen sich auch in diesem Fall die Parametergrenzen visualisieren. Abb. 7.26 zeigt die geometrischen Grenzwerte für ein $\chi = 10 \text{ mm}$ sowie die Grenzen für die Schmiegeverhältnisse (f_i und f_o) laut DIN ISO 281.

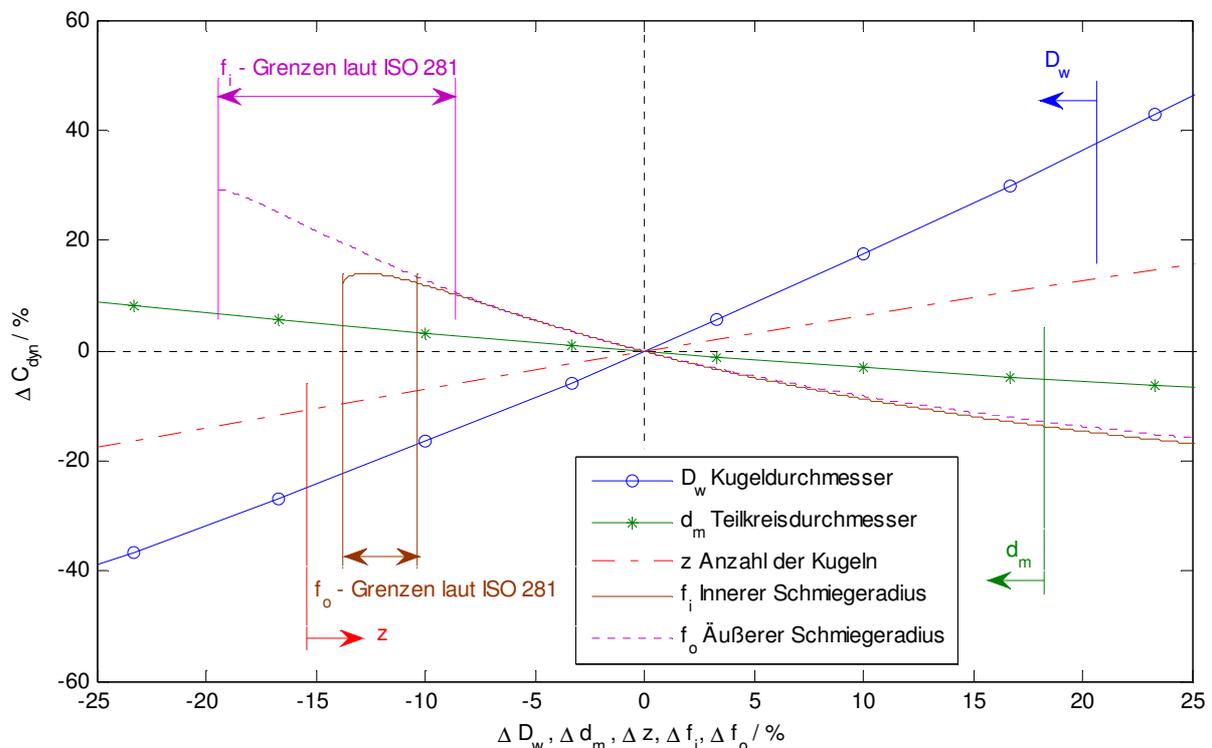


Abb. 7.26: Grenzen von Auslegungsparametern in Abhängigkeit der DIN ISO 281 sowie dem Kugelabstand χ

7.3 Resümee

Für die zulässige Hertzsche Pressung in Bezug auf Ermüdung werden zwei Ansätze angeführt. Der Ansatz nach Niemann (2005) ergibt eine zulässige Hertzsche Pressung die um 81 % größer ist als die vorhandene. Beim Ansatz nach Schaeffler (2013) wird die zulässige Hertzsche Pressung an der Außenlaufbahn um 15,2 % überschritten, während sie am Innenring um 8,4 % unterschritten wird.

Die Betrachtung der Härteschlupfzone am Außenring zeigt, dass die Grübchenbildung durch ein dynamisches Ein- und Auslaufverhalten der Kugeln entstehen muss, wenn sie diesen Bereich passieren. Eine Überbeanspruchung dieses Bereiches nur durch die angreifende Fliehkraft von 201,5 N kann ausgeschlossen werden.

Bei der sensitiven Betrachtung der dynamischen Tragfähigkeit in Bezug auf ihre Auslegungsparameter, zeigen der Kugeldurchmesser und die Schmiegeverhältnisse den größten Einfluss. Ein größerer Kugeldurchmesser führt zu einer Zunahme der dynamischen Tragfähigkeit, während eine abnehmende Schmiegun g diese verringert. Eine Zunahme der Kugelanzahl führt zu einem proportionalen Anstieg der dynamischen Tragfähigkeit. Der Teilkreisdurchmesser weist ausgehend vom Ausgangszustand den geringsten Gradienten auf, wobei eine Zunahme von diesem Parameter zu einer Abnahme der dynamischen Tragfähigkeit führt.

Die nominelle Lebensdauer für das betrachtete HOBAS Lager ergibt 128 780 Stunden. Aus dieser hohen Lebensdauer lässt sich schließen, dass die Ausfallsursache nicht in den Geometrieparametern und der damit verbundenen dynamischen Tragfähigkeit zu suchen ist.

8 Reibung und Schmierung

Dieses Kapitel gibt einen Überblick zur Thematik der Reibung und Schmierung in einem Wälzlager. Es wird auf die unterschiedlichen Arten von Reibung eingegangen, die in einem Wälzlager auftreten können und durch die Lagerbauweise beeinflusst werden. Des Weiteren wird der geschmierte Wälzkontakt mittels der Elastohydrodynamik betrachtet und auf die Situation bei HOBAS umgelegt sowie eine Sensitivitätsanalyse des Schmierpaltes durchgeführt.

8.1 Theoretische Grundlagen zu Reibung und Schmierung

Wird ein Wälzlager in Drehung versetzt, wirkt ein Widerstand, hervorgerufen durch die Roll-, Gleit- und Schmierstoffreibung, entgegen dieser Drehbewegung. Die Rollreibung entsteht beim Abrollen der Wälzkörper auf den Laufbahnen. Gleitreibung ist an Führungsflächen zwischen Rollen und Käfigen sowie den Bord-Führungsflächen des Käfigs vorhanden. Die Schmierstoffreibung ergibt sich durch die innere Reibung des Schmierstoffes sowie durch Walk- und Planscharbeit. Bei der allgemeinen Auslegung einer Maschine kann die Reibung eines Wälzlagers in einem ersten Schritt vernachlässigt werden. Geht es aber darum die entstehende Wärme und die damit verbundenen Temperaturen zu bestimmen, so gewinnt die Reibung an Bedeutung. (Brändlein et al., 1995, S. 210)

Harris (2001) führt folgende Quellen für Reibung in einem Wälzlager an:

- Elastische Hysterese der Wälzpartner
- Gleiten im Wälzkontakt bedingt durch die konstruktive Geometrie der Kontaktflächen
- Gleiten bedingt durch Deformation der Kontaktpartner
- Gleiten zwischen Käfig- und Rollelementen bzw. dem Käfig und den Laufbahnflächen
- Viskose Reibung zwischen dem Schmiermittel und den Wälzkörpern
- Gleiten von Rollenenden zwischen Innen- und Außenflanschen
- Reibung an den Dichtlippen

8.1.1 Rollreibung

Nach Brändlein et al. (1995) ist die Rollreibung in einem Wälzkontakt eine Kombination aus Gleitreibung, Hysterese des Werkstoffes und Bohrreibung (siehe Abb. 8.1).

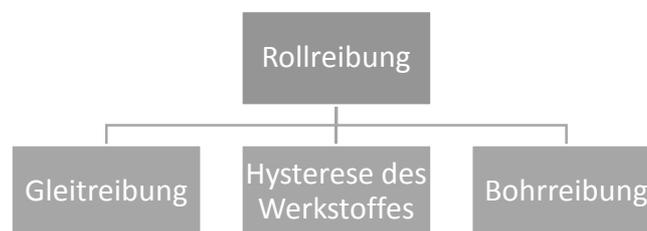


Abb. 8.1: Unterteilung der Rollreibung nach Brändlein et al. (1995, S. 210)

Die Rollreibung in einem Wälzlager setzt sich aus Gleitwiderständen unterschiedlicher Art zusammen. Aus den Verformungen und der damit entstehenden Druckfläche ergeben sich beim Abrollen Gleitbewegungen, welche Reibung hervorrufen. Zusätzliche Gleitbewegungen kommen dadurch zustande, dass die Rollkörper in einer Laufrille abrollen (Abb. 8.2). Es findet also eine Überlagerung von Gleitreibung und Rollreibung im Kontaktbereich statt, die durch die konstruktive Gestaltung des Kontaktbereiches hervorgerufen wird.

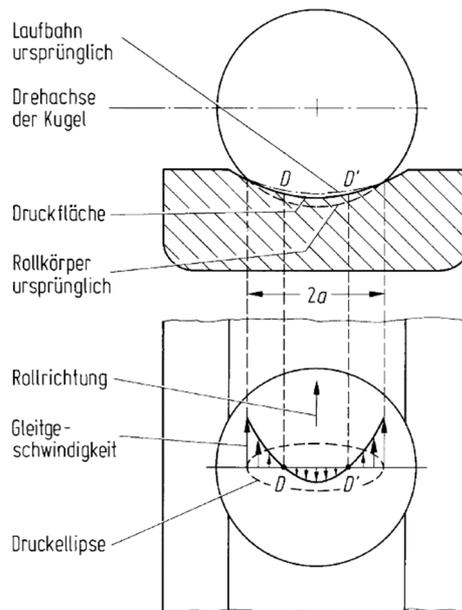


Abb. 8.2: Überlagerung von Rollreibung und Gleitreibung im Wälzkontakt (Niemann et al., 2005, S. 623)

Gleitreibung im Rollkontakt

Die Abstände der Druckflächenpunkte haben nicht denselben Abstand von der Kugeldrehachse und deshalb sind auch die Umfangsgeschwindigkeiten unterschiedlich. Der mittlere Teil der Druckellipse, zwischen D und D' , gleitet entgegen der Bewegungsrichtung des Rollkörpers, während der Bereich außerhalb der beiden Punkte in Drehrichtung gleitet (siehe Abb. 8.2). Die Punkte D und D' weisen kein Gleiten auf. (Brändlein et al., 1995, S. 211)

Die Aufteilung der Schlupf-Richtung in eine Region die in Laufrichtung zeigt sowie eine Region die der Laufrichtung entgegen zeigt, wird nach seinem Entdecker Heathcote als „Heathcote-Schlupf“ bezeichnet. Weiters kann der Bereich der Druckellipse in eine Schlupf-Region (microslip region) und eine Region ohne Schlupf (locked region) unterteilt werden (Abb. 8.3), wobei reines Rollen nur in den Punkten D und D' stattfindet. (Harris, 2001, S. 490)

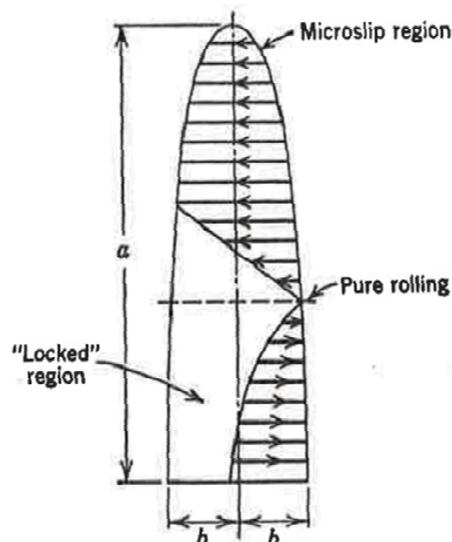


Abb. 8.3: Halbe Ellipse eines Punktkontaktes mit Gleitlinien und Punkt wo reines Rollen vorkommt (Harris, 2001, S. 492)

Auf den Anteil der Gleitvorgänge und der damit verbundenen Reibung haben somit die Schmiegun g und die Belastung einen wesentlichen Einfluss. Mit steigender Belastung bzw. mit stärkerer Schmiegun g kommt es zu einem Anstieg der Gleitvorgänge bzw. der Reibung. (Brändlein et al., 1995, S. 211)

Hysterese des Werkstoffes

Ein weiterer bereits erwähnter Anteil der Reibung ist die Hysterese des Werkstoffes. Bei der Rollbewegung kommt es zu einer Verformung der Laufbahn sowie des Rollkörpers, wobei angenommen werden kann, dass die Kugeln formstabiler sind und sich weniger verformen. Die vor dem Rollkörper befindlichen Bereiche werden gestaucht und nach der Überrollung wieder entlastet. Jedoch wird diese elastische Verformungsarbeit nur zum Teil wieder in die Rollbewegung umgewandelt, die restliche Energie geht in Wärme über. (Brändlein et al., 1995, S. 211)

Laut Harris (2001, S. 486) sind die Verluste durch Hysterese des Werkstoffes, im Vergleich zu den übrigen anfallenden Reibungsverlusten, gering.

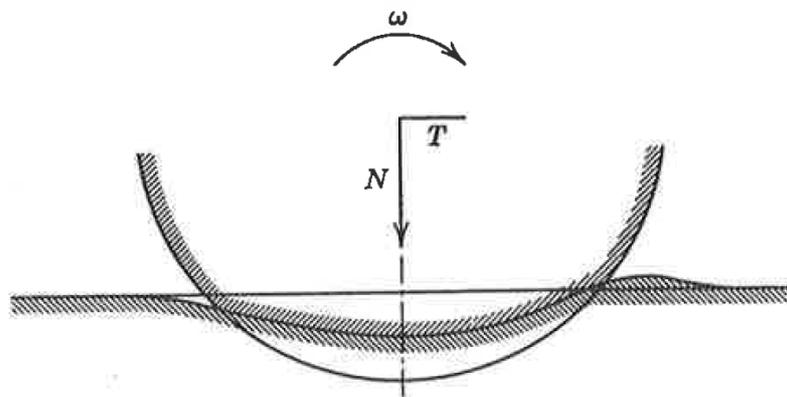


Abb. 8.4: Wälzkörper-Laufbahn Kontakt mit vorhergeschobenem Wulst, hervorgerufen durch Tangentialkräfte (Harris, 2001, S. 487)

Die Bohrreibung im Wälzkontakt

Bei Wälzlagern mit einem Druckwinkel $\alpha > 0$ muss auch die Bohrreibung betrachtet werden, welche durch die Drehung um die Berührungssenkrechte des Wälzkörpers entsteht. Mit größerem Druckwinkel steigt auch der Anteil der Bohrreibung im Wälzkontakt. (Brändlein et al., 1995, S. 211)

Einflussnahme der einzelnen Parameter auf die Rollreibung im Kugel-Rillen-Wälzkontakt

Laut Tabor (1955) steigen die Hysterese- und Bohrreibungsverluste eines Kugellagers mit $Q^{\frac{4}{3}}$ und die Gleitreibungsverluste mit $Q^{\frac{5}{3}}$ an. Die Zusammenhänge für die Gleitreibungsverluste werden folgendermaßen beschrieben:

$$F_R = k \cdot \mu \cdot \frac{Q^{\frac{5}{3}}}{D_w^{\frac{3}{4}}} \quad (8.1)$$

Wobei k für einen konstanten materialabhängigen Faktor steht und μ für einen konstanten Reibbeiwert.

Unter der Annahme, dass die Hystereseverluste der Kugel vernachlässigbar sind, gibt Tabor die Hysteresearbeit ϕ_2 für die Laufbahn an.

$$\phi_2 = \frac{0,52}{E_2} \left[\frac{Q^{\frac{4}{3}}}{D^{\frac{2}{3}} \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)^{\frac{2}{3}}} \right] \quad (8.2)$$

Die Rollreibungskraft wird in weiterer Folge mit dem Hystereseverlust Faktor α_V bestimmt, welcher aus Experimenten bzw. aus Tabellen je nach Material ermittelt wird.

$$F_R = \phi_2 \cdot \alpha_V \quad (8.3)$$

Es sei gesagt, dass α_V für ein Material nicht konstant ist und sehr stark von der Belastung abhängt; die Zusammenhänge lassen sich aber erkennen. So nimmt die Belastung proportional mit der oben erwähnten Potenz von $\frac{5}{3}$ Einfluss. Der Wälzkörperdurchmesser nimmt umgekehrt proportional mit einer Potenz von $\frac{4}{3}$ auf die Bohrreibung und Gleitreibung im Wälzkontakt Einfluss. Die Hystereseverluste der Laufbahn zeigen eine Potenz von $\frac{4}{3}$ der Belastung, während der Wälzkörperdurchmesser mit einer Potenz von $\frac{2}{3}$ berücksichtigt wird.

8.1.2 Gleitreibung

Gleitbewegungen in den Führungsflächen von Käfigen bzw. die gegenseitige Berührung von Rollkörpern ruft eine Gleitreibung hervor, die unabhängig von den Gleitvorgängen im Wälzkontakt sind. Je nachdem wie der Käfig geführt wird, kommt eine entsprechende Führungsfläche zum Tragen. Das kann eine Käfigtasche, die Bohrungs- oder Mantelfläche des Käfigs sein. (Brändlein et al., 1995, S. 212)

Kräfte die auf diese Flächen wirken sind abhängig vom Gewicht des Käfigs, der wirkenden Fliehkraft, sowie der Beschleunigung und Verzögerung, welche die Wälzkörper beim Eintritt und Austritt in die belastete Zone auf den Käfig ausüben. Auch Massenkkräfte, die beim Anfahren bzw. Herunterfahren oder auch bei Drehzahlschwankungen auftreten können, haben einen Einfluss. Des Weiteren hat auch die Verkippung des Außenrings gegenüber dem Innenring Auswirkungen auf den Druckwinkel, der so über den Lagerumfang variieren kann und deshalb Kugeln vor- bzw. nacheilen können. Normale Betriebsverhältnisse haben keinen erhöhten Gleitreibungsanteil durch die oben erwähnten Kräfte zur Folge. Herrscht allerdings Mangelschmierung, Verschmutzung oder eine erhöhte Drehzahl kann die Reibung merklich ansteigen. (Brändlein et al., 1995, S. 212)

Eine vereinfachte Näherung, welche die Gleitreibungskraft zwischen Käfig und Lagerring angibt, beschreibt Harris (2001, S. 492) wie folgt:

$$F_{CL} = \frac{\eta_0 \cdot \pi \cdot \omega_{CR} \cdot c_n \cdot d_{CR} \cdot (\omega_c - \omega_n)}{1 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)} \quad (8.4)$$

Der Index n muss, je nachdem ob der Käfig innenring- oder außenringgeführt ist, gewählt werden und lässt so auf die entsprechende Drehzahl bzw. den Hilfsfaktor c schließen. Die Durchmesser d_1 und d_2 beziehen sich auf den Durchmesser der Führungsfläche an welcher der Käfig geführt wird, wobei d_2 der größere der beiden ist. In diese Formel gehen vor allem die Winkelgeschwindigkeiten von Lagerinnenring und Käfig ein.

8.1.3 Schmierstoffreibung

Die Schmierstoffreibung setzt sich aus der inneren Reibung sowie den Plansch- und Walkverlusten bei höheren Drehzahlen und Schmierstoffüberschuss, zusammen. Ein weiterer Aspekt, der zur Schmierstoffreibung beiträgt ist die Geometrie des Lagers, zu welcher Parameter wie Kugeldurchmesser oder Größe von Führungsspalten und Durchtrittsräumen zählen. Bei niedrigen Drehzahlen ist die Schmierstoffreibung vernachlässigbar gering, erhöht sich aber mit steigender Drehzahl in Abhängigkeit der Öl- bzw. Fettviskosität sehr stark. (Brändlein et al., 1995, S. 213)

Harris (2001, S. 492) gibt eine Näherung für die viskose Schmierstoffreibungskraft an:

$$F_{RV} = \frac{\pi \cdot \xi \cdot c_v \cdot D_w^2 \cdot (d_m \cdot \omega_K)^{1,95}}{32 \cdot g} \quad (8.5)$$

ξ ist das Gewicht des Schmiermittels im Lagerinnenraum dividiert durch das freie Volumen im Lagerinnenraum. c_v ist der dimensionslose Reibungsbeiwert welcher aus Tabellen bezogen wird. Aus der Formel ist ersichtlich, dass der Kugeldurchmesser D_w zum Quadrat eingeht, ähnlich wie der Teilkreisdurchmesser d_m und die Winkelgeschwindigkeit des Käfigs ω_K , welche mit einer Potenz von 1,95 eingehen.

8.1.4 Einfluss der Lagerbauweise auf die Reibung

Betrachtet man ein Wälzlager, dessen Wälzkörper eine Kugeln sind, so sind mehrere Differenzierungen möglich. Je nach Anzahl der Kontaktpunkte wird ihr kinematisches Verhalten unterschieden. Im Folgenden soll nun kurz auf die Vor- und Nachteile der unterschiedlichen Bauweisen eingegangen werden.

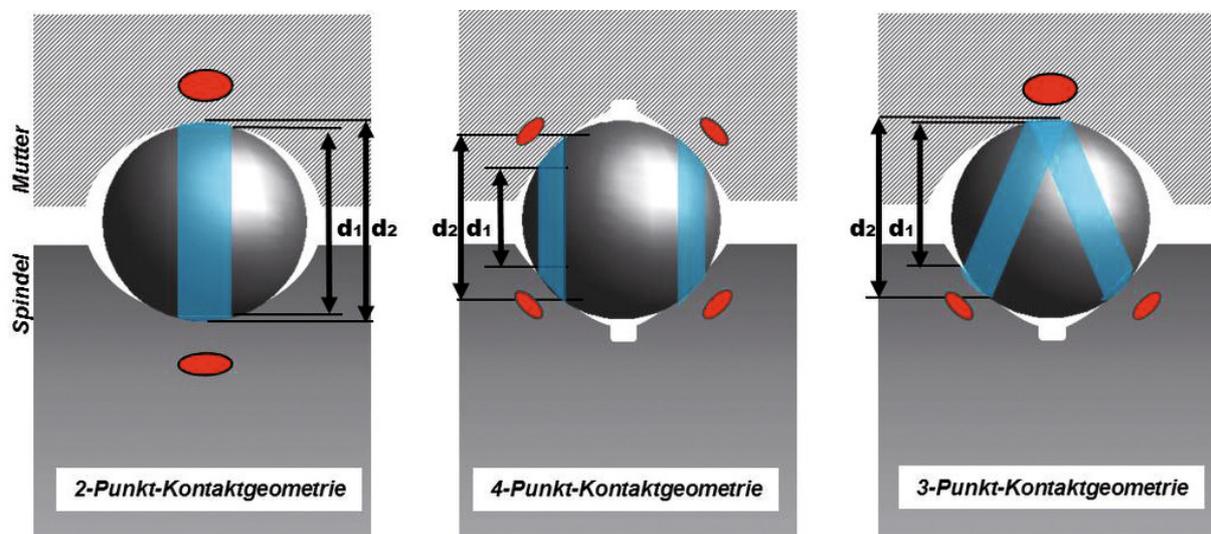


Abb. 8.5: Unterschiedliche Lagerbauweisen für Punkt-Kontaktgeometrie (Hoyer, 2013)

2-Punkt-Kontaktgeometrie

Bei der 2-Punkt-Kontaktgeometrie umschmiegt der Innenring die Kugel konkav, während der Außenring die Kugel konvex umschmiegt. An den Kontaktstellen liegt ein idealisierter Punktkontakt vor, der sich aber bei Aufbringung einer Last zu einer elliptischen Kontaktfläche ausbildet. Durch die konstruktiv bedingte Schmiegun g kommt es zu Gleitanteilen in der Kontaktzone und durch die Belastung findet eine lokale elastische Verformung der Laufbahn statt. Tritt eine axiale Last auf, so findet eine relative axiale Verschiebung des Lagerinnenringes zum Lageraußenring statt. Aufgrund

dessen treten in weiterer Folge auch Bohrreibungseffekte auf. Abb. 8.5-links zeigt die Durchmesser der Gleitumfänge ($d \cdot \pi$). Je größer der Unterschied zwischen diesen Durchmessern ist, desto größer sind die Gleitanteile und die damit verbundene konstruktiv hervorgerufene Rollreibung. (Hoyer, 2013)

4-Punkt-Kontaktgeometrie

Das 4-Punkt-Lager hat die Eigenschaft, dass die Kugeln sowohl den Innenring als auch den Außenring in zwei Punkten berühren. So können Axialkräfte in beide Richtungen übertragen werden. Je nach Axiallastichtung geschieht das über die Verbindungsdiagonale der Berührungspunkte. Wie aus Abb. 8.5-mitte ersichtlich, ist der Unterschied zwischen den Durchmessern der Gleitumfänge wesentlich größer als bei einem 2-Punkt-Kontakt. Daraus resultiert eine insgesamt größere Reibung dieser Kontaktgeometrie. (Hoyer, 2013)

3-Punkt-Kontaktgeometrie

Die 3-Punkt-Kontaktgeometrie kombiniert die Eigenschaften der 2-Punkt- und 4-Punkt-Kontaktgeometrie. Im Kontakt des Außenringes sind die Gleitanteile entsprechend eines 2-Punkt-Kontaktes gering, während die Gleitanteile des Innenringes einem 4-Punkt-Kontakt ähneln (siehe Abb. 8.5 – rechts). Bei Axialbelastung kommt es nur im Außenring zu einem Axialversatz während die Kontaktpunkte am Innenring erhalten bleiben. (Hoyer, 2013)

8.1.5 Der geschmierte Wälzkontakt

Schmierzustände

Nach Steinhilper et al. (2012, S. 31) lässt sich die Schmierung im Wälzkontakt zweier Körper in vier unterschiedliche Schmierzustände unterteilen:

- Festkörperreibung
- Grenzreibung/Grenzschmierung
- Mischreibung
- Flüssigkeitsreibung/Vollschmierung

Bei der Festkörperreibung treten die Wälzkörper direkt in Kontakt. Es kommt zur Berührung der metallisch reinen Oberflächen, was zu hohem Verschleiß führt und die Fressgefahr erhöht.

Bei der Grenzschmierung ist die Oberfläche mit einem dünnen Schmierfilm bedeckt, der sich leicht scheren lässt. Vorwiegend trägt aber die Oberflächenstruktur und nicht der Schmierfilm, weshalb Verschleiß auftritt.

Die Mischreibung ist durch einen teilweise tragenden Schmierfilm charakterisiert. Der Schmierfilm ist aber nicht dick genug, um die Oberflächen vollständig zu trennen. Die Belastung wird teilweise vom Schmierfilm und teilweise von den sich berührenden Rauigkeitsspitzen getragen, die den Film durchdringen. Handelt es sich um einen Wälzkontakt, der das erste Mal in Berührung tritt, so wird ein Einlaufverhalten feststellbar sein. Es kommt zum Verschleiß der Oberflächenrauigkeiten, wodurch wiederum der tragende Anteil des Schmierfilms größer wird.

Vollschmierung bzw. Flüssigkeitsschmierung tritt auf, wenn die Oberflächen vollständig durch einen elastohydrodynamischen Schmierfilm getrennt werden; dieser Schmierzustand ist quasi verschleißfrei.

Die einzelnen Mechanismen lassen sich ähnlich wie bei der Gleitbeanspruchung (Stribeck-Kurve) durch eine Kurve für den Wälzkontakt charakterisieren, welche den Traganteil des Schmierfilms über die spezifische Schmierfilmdicke aufträgt (siehe Abb. 8.9).

Beschreibung des geschmierten Wälzkontaktes mittels Elastohydrodynamik

Bei Anwesenheit eines Schmierstoffes in der Kontaktzone verhält sich die Wälzpaarung anders als es mit der Hertzschen Theorie beschrieben wird. Mit Hilfe der Elastohydrodynamik (EHD) lässt sich die Dicke des Schmierpaltes sowie die Druckverteilung innerhalb des Schmierpaltes berechnen. Laut Niemann (2005) ist dieses Gebiet noch nicht ganz erforscht, doch eignet sich die EHD-Theorie trotzdem sehr gut zur Ermittlung der Belastung im Wälzkontakt und der Schmierfilmdicke. Die Viskosität des Schmierstoffes ist von der Temperatur und vom Druck im Einlaufbereich des Schmierpaltes abhängig. Bei hohen Drücken kann sie darum sehr hohe Werte annehmen, weshalb sie bei großen Drücken hohe Werte annehmen kann. (Niemann et al., 2005, S. 551)

Abb. 8.6 zeigt die Druckverteilung in einem EHD-Wälzkontakt mit der Modellannahme, dass ein Zylinder auf eine Ebene drückt. Der Vorgang der Schmierfilmbildung kann ähnlich dem Aquaplaning eines Autoreifens auf der Fahrbahn aufgefasst werden. Die beiden Wälzpartner schwimmen am Schmierfilm auf, wodurch eine Berührung der beiden vermieden wird. Am Ende des Schmierpaltes kommt es nach der EHD-Druckverteilung zu einem signifikanten Druckanstieg, welcher durch eine lokale Verringerung der Schmierpalthöhe (h_{min}) hervorgerufen wird.

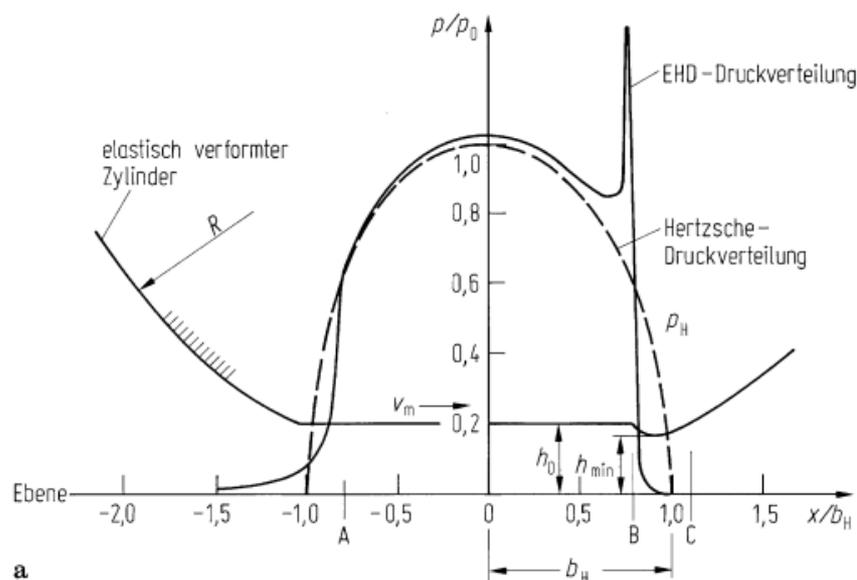


Abb. 8.6: Verlauf des Schmierpaltes und des Druckes im EHD-Kontakt bei Zylinder gegen Ebene (Niemann et al., 2005, S. 551)

Zur Abschätzung der minimalen Schmierpalthöhe kann laut Harris (2001, S. 431) das Modell nach Dowson und Higginson (1960) herangezogen werden. In diesem Modell geht die Druckabhängigkeit der Viskosität durch einen Druck-Viskositäts-Koeffizienten λ_p ein, welcher von der kinematische Viskosität ν_0 abhängt, die wiederum eine Funktion der Temperatur ist.

Harris (2001, S. 431) gibt nach Dowson et al. (1960) an, dass die dimensionslose Filmdicke $H = h/R_m$ für einen Linienkontakt über folgende Zusammenhänge beschrieben werden kann:

$$H = f(Q_z, U, G) \quad (8.6)$$

Hier gilt:

$$\bar{Q} = \frac{Q_z}{l \cdot E' \cdot \mathcal{R}} \quad (8.7)$$

$$\bar{U} = \frac{\eta_0 \cdot U}{2 \cdot E' \cdot \mathcal{R}} \quad (8.8)$$

$$\varphi = \lambda_v \cdot E' \quad (8.9)$$

$$E' = \frac{E}{1 - \nu^2} \quad (8.10)$$

Für den äquivalenten Radius in Rollrichtung kann geschrieben werden:

$$\mathcal{R}_m = \frac{D_w}{2} (1 \mp \gamma) \quad (8.11)$$

Das Minus-Zeichen gilt für den inneren Laufbahnkontakt während das Plus-Zeichen für den äußeren Laufbahnkontakt gilt. Die Geschwindigkeit mit der das Fluid in den jeweiligen Kontakt an der Außen- bzw. Innenlaufbahn fließt, wird über folgende Gleichungen definiert:

$$U_i = \frac{d_m}{2} [(1 - \gamma) \cdot (\omega_i - \omega_k) + \gamma \cdot \omega_w] \quad (8.12)$$

$$U_o = \frac{d_m}{2} [(1 + \gamma) \cdot \omega_k + \gamma \cdot \omega_w] \quad (8.13)$$

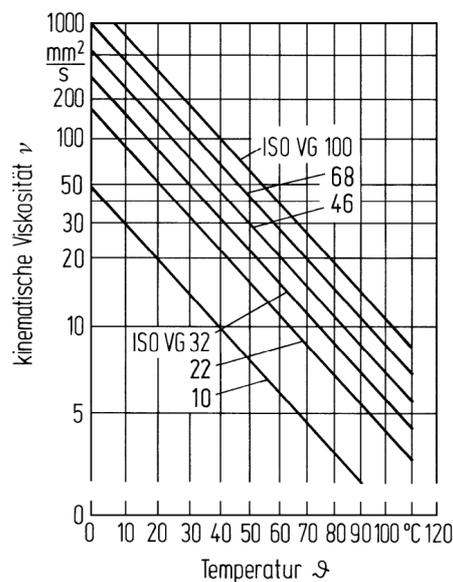


Abb. 8.7: Kinematische Viskosität unterschiedlicher Hydrauliköle in Abhängigkeit von der Temperatur (Matthies et al., 2014, S. 36)

Der Druck-Viskositäts-Koeffizient λ_v bei Betriebstemperatur ergibt sich nach Harris et al. (2001, S. 438) über die kinematische Viskosität ν_0 .

$$\lambda_v = 0,1122 \cdot \left(\frac{\nu_0}{10^4} \right)^{0,163} \quad (8.14)$$

Die kinematische Viskosität ν_0 bei Atmosphärendruck (Index 0) lässt sich über die Dichte ρ_f des Schmierstoffes und die dynamische Viskosität η_0 ermitteln:

$$\nu_0 = \frac{\eta_0}{\rho_f} \quad (8.15)$$

Sie kann auch für gängige Hydrauliköle unterschiedlicher Viskositätsklassen in Abhängigkeit der Temperatur aus dem Ubbelohde-Diagramm (Abb. 8.7) abgelesen werden. (Matthies et al., 2014, S. 36)

Die Dichte ρ_f des Hydrauliköls ist ebenfalls von Temperatur und Druck abhängig. Abb. 8.8 zeigt den Einfluss der Temperatur und des Drucks auf die Dichte eines HL 46 Hydrauliköls.

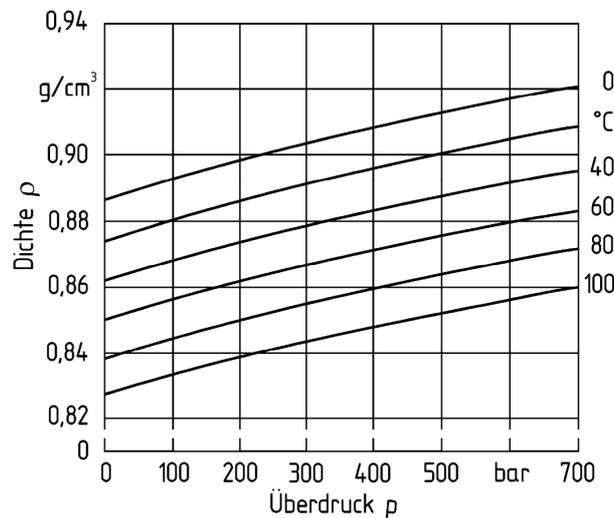


Abb. 8.8: Einfluss der Temperatur und des Überdruckes auf die Dichte eines HL 46 Hydrauliköls (Matthies et al., 2014, S. 36)

Für den minimalen dimensionslosen Schmierspalt nennt Harris (2001) den von Hamrock und Dowson (1977) entwickelten Zusammenhang als den allgemeinsten Ansatz für den Punktkontakt. Über die Hauptachsenlänge und die Nebenachsenlänge fließt das Druckellipsen-Verhältnis $\kappa = \frac{a}{b}$ ein.

$$H^0 = \frac{3,63 \cdot \bar{U}^{0,68} \cdot \varphi^{0,49} \cdot (1 - e^{-0,68 \cdot \kappa})}{\bar{Q}_z^{0,073}} \quad (8.16)$$

Für den Punktkontakt ist die Last \bar{Q}_z in z-Richtung über folgenden Zusammenhang gegeben.

$$\bar{Q}_z = \frac{Q}{E' \cdot \mathcal{R}^2} \quad (8.17)$$

Eine der Punktkontakt-Last äquivalente Linienkontakt-Last kann durch \bar{Q}_{ez} berücksichtigt werden.

$$\bar{Q}_{ez} = \frac{3 \cdot Q}{4 \cdot E' \cdot \mathcal{R}_y^2 \cdot a} \quad (8.18)$$

Der dimensionsbehaftete minimale Schmierspalt ergibt sich über

$$h_{min} = \frac{H^0}{\mathcal{R}_m} \quad (8.19)$$

Um eine Berührung der Rauheitsspitzen der Oberflächen von den beiden Wälzpartnern zu vermeiden, wird die spezifische Schmierfilmdicke λ_{Rau} herangezogen.

$$\lambda_{Rau} = \frac{h_{min}}{R_a} \quad (8.20)$$

Diese ergibt sich aus der kleinsten Schmierpalthehöhe h_{min} und der gemittelten Oberflächenrauigkeit R_a . Für λ_{Rau} werden drei Bereiche unterschieden. Für den Bereich $\lambda_{Rau} < 1$ tritt Grenzreibung auf. Der Schmierfilm ist in diesem Fall nicht ausreichend, um eine tragende Funktion zu übernehmen. Erst ab dem Bereich $1 \leq \lambda_{Rau} \leq 3$ tritt Mischreibung auf und es kommt zu einem teilweisen Tragen des Schmierfilmes sowie der Rauigkeitsspitzen. Bei einem $\lambda_{Rau} > 3$ findet hydrodynamische Schmierung statt, wo es zu keinem Verschleiß mehr kommt. (Ai et al., 2001, S. 1064)

Czichos et al. (2010, S. 467) zitiert Anderson (1980), der für ein $\lambda_{Rau} > 1,5$ als primären Verschleißmechanismus Grübchenbildung in Folge von Oberflächenzerrüttung angibt. Für $\lambda_{Rau} < 1,5$ ist zusätzlich mit adhäsiv-abrasivem Verschleiß zu rechnen. Bei Betrachtung von Abb. 8.9 erscheint der Betrieb des hochbelasteten Wälzlagers mit einem $\lambda_{Rau} > 3$ als sinnvoll.

Wie bereits erwähnt, kommt es speziell während der Einlaufphase zu einem Verschleiben der Rauheitsspitzen bevor der Anteil der Flüssigkeitsreibung ansteigt. Mit einem größeren Anteil an direktem metallischen Kontakt zwischen Kugel und Laufbahn findet auch eine Temperaturerhöhung statt, was zu einer Abnahme der Viskosität führt, wodurch der Verschleiß wiederum erhöht wird.

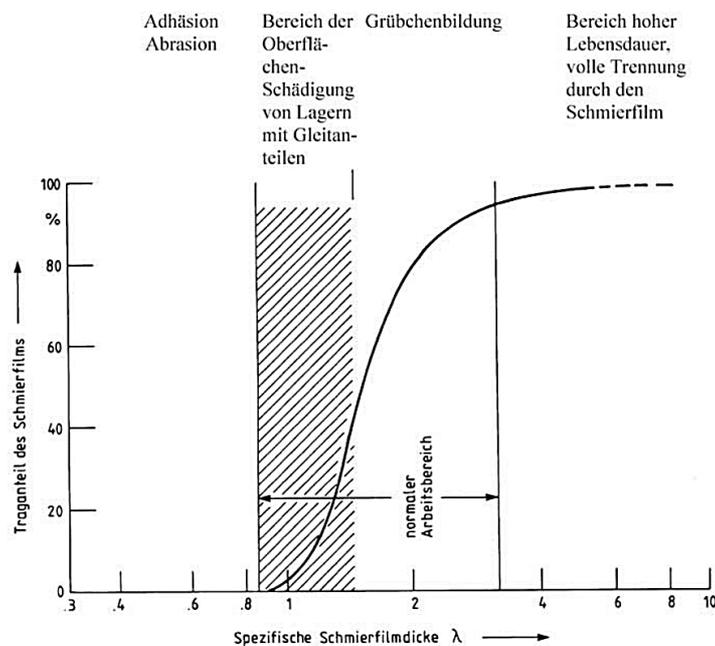


Abb. 8.9: Verschleißmechanismen eines Wälzlagers in Abhängigkeit der spezifischen Schmierfilmdicke (Czichos et al., 2010, S. 468)

8.2 Reibung und Schmierung im Kontext HOBAS

In den nächsten beiden Abschnitten wird die minimale Schmierpalthehöhe anhand des betrachteten HOBAS Lagers ermittelt und die Sensitivität dieser in Bezug auf die einflussnehmenden Parameter betrachtet.

8.2.1 Der geschmierte Wälzkontakt bei HOBAS

Für die Betrachtung der minimalen Schmierpalthehöhe bei HOBAS werden wieder die Werte des Referenzlagers herangezogen, sowie die bereits errechneten Werte aus den vorangegangenen Betrachtungen. Es soll hier nur auf die Schmierfilmdicke der Innenlaufbahn eingegangen werden.

Weitere Parameter die benötigt werden sind die Viskosität und Dichte des Schmiermittels. Um eine grundsätzliche Abschätzung für die Schmierpalhöhe zu treffen, wird die kinematische Viskosität ν_0 des Schmierstoffes bei einer konstanten Temperatur von 40 °C herangezogen. Bei HOBAS findet ein Hydrauliköl mit der Spezifikation HLP 46 Verwendung. Die entsprechenden Werte für die kinematische Viskosität und Dichte bei Atmosphärendruck können aus Abb. 8.8 und Abb. 8.10 bzw. aus dem Datenblatt des Schmieröles abgelesen werden. Als Drehzahl wird die maximale Drehzahl n_i für den Innenring herangezogen.

$$\begin{aligned} \nu_{0(40^\circ\text{C})} &= 46 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}} = 0,46 \frac{\text{cm}^2}{\text{s}} & \gamma_i &= 0,02138 \\ \rho_{f(40^\circ\text{C})} &= 862 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 0,862 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} & a_i &= 3,1912 \text{ mm} \\ E &= 210\,000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} & b_i &= 0,8559 \text{ mm} \\ & & w_i &= 17,8 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \\ & & w_K &= 8,81 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \\ & & w_w &= 340,94 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \end{aligned}$$

Mit den oben genannten Zusammenhängen lässt sich die minimale Schmierfilmhöhe ermitteln.

$$\mathcal{R}_i = \frac{D_w}{2} (1 - \gamma_i) = \frac{76,2}{2} (1 - 0,02138) = 37,286 \text{ mm} \quad (8.11)$$

$$E' = \frac{E}{1 - \nu^2} = \frac{210000}{1 - 0,3^2} = 230769,23 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (8.10)$$

$$\eta_0 = \nu_0 \cdot \rho_f = 46 \cdot 10^{-6} \cdot 862 = 0,03971 \text{ Pa s} \quad (8.16)$$

$$\lambda_\nu = 0,1122 \cdot \left(\frac{\nu_0}{10^4}\right)^{0,163} = 0,1122 \cdot \left(\frac{0,46}{10^4}\right)^{0,163} = 0,04667 \frac{\text{mm}^2}{\text{N}} \quad (8.14)$$

$$\kappa = \frac{a_i}{b_i} = \frac{3,1912}{0,8559} = 2,894 \quad (6.1)$$

$$\varphi = \lambda_\nu \cdot E' = 0,04667 \cdot 230769,23 = 10769,618 \quad (8.9)$$

$$\begin{aligned} U_i &= \frac{d_m}{2} [(1 - \gamma_i) \cdot (\omega_i - \omega_k) + \gamma_i \cdot \omega_w] & (8.12) \\ &= \frac{2920}{2} [(1 - 0,02138) \cdot (17,8 - 8,81) + 0,02138 \cdot 340,94] \\ &= 23630,3906 \frac{\text{mm}}{\text{s}} \end{aligned}$$

$$\bar{U}_i = \frac{\eta_0 \cdot U_i}{2 \cdot E' \cdot \mathcal{R}_i} = \frac{0,03971 \cdot 10^{-6} \cdot 23630,3906}{2 \cdot 230769,23 \cdot 37,286} = 5,445 \cdot 10^{-11} \frac{\text{mm}}{\text{s}} \quad (8.8)$$

Am 2-Punkt-Kontakt des Innenrings ergibt sich die Last je Kontaktstelle mit:

$$Q_i = \frac{Q_{max}}{2 \cdot \cos(\alpha_s)} = \frac{12898,64}{2 \cdot \cos(35)} = 7873,16 \text{ N} \quad (8.21)$$

Für die äquivalente Last findet Gleichung (8.18) Verwendung, da sie einen konservativeren Ansatz verfolgt als Gleichung (8.17).

$$\bar{Q}_{ez-i} = \frac{3 \cdot Q_i}{4 \cdot E' \cdot \mathcal{R}_i \cdot a_i} = \frac{3 \cdot 7873,16}{4 \cdot 230769,23 \cdot 37,286 \cdot 3,1912} = 0,0000215 \text{ N} \quad (8.18)$$

$$\begin{aligned} H_i^o &= \frac{3,63 \cdot \bar{U}_i^{0,68} \cdot \varphi^{0,49} \cdot (1 - e^{-0,68 \cdot \kappa})}{\bar{Q}_{ez-i}^{0,073}} \\ &= \frac{3,63 \cdot (5,4449 \cdot 10^{-11})^{0,68} \cdot 10769,618^{0,49} \cdot (1 - e^{-0,68 \cdot 2,894})}{0,000215^{0,073}} \\ &= 5,682 \cdot 10^{-5} \end{aligned} \quad (8.16)$$

$$h_{min-i} = \frac{H^o}{\mathcal{R}_i} = \frac{5,682 \cdot 10^{-5}}{37,286} = 0,002118 \text{ mm} \quad (8.19)$$

$$\lambda_{Rau-i} = \frac{h_{min-i}}{R_a} = \frac{0,002188}{1,6 \cdot 10^{-3}} = 1,32 \quad (8.20)$$

Mit einer spezifischen Schmierfilmdicke von $1 \leq \lambda_{Rau} \leq 3$ befindet sich der betrachtete Wälzkontakt im Mischreibungszustand. Wird weiters berücksichtigt, dass die maximale Drehzahl für die Referenzrechnung herangezogen wurde, während der Lagerinnenring über den Prozess gesehen mehrere Drehzahlstufen durchfährt, kann von einer wesentlich geringeren spezifischen Schmierfilmdicke während der einzelnen Drehzahlstufen ausgegangen werden.

Betrachtet man die mittlere Drehzahl n_m , reduziert sich die spezifische Schmierfilmdicke λ_{Rau} um 25 % und führt gar zu Grenzreibung (siehe Tabelle 8.1).

Tabelle 8.1: Spezifische Schmierfilmdicke in Abhängigkeit der Matrizendrehzahl

Drehzahl <i>U/min</i>	h_{min} <i>mm</i>	λ_{Rau} –
$n_{max} = 170$	0,002118	1,32
$n_m = 112,2$	0,001595	0,99

8.2.2 Prozentuelle Sensitivität der Schmierfilmdicke bei HOBAS

Betrachtet man die einzelnen Parameter, die einen Einfluss auf die Schmierfilmdicke haben, so lässt sich wieder die Sensitivität der einzelnen Parameter ermitteln. Wie bereits für die Parameterstudie der Hertzschen Pressung und der dynamischen Tragfähigkeit erläutert, wird auch hier die prozentuelle Änderung eines Parameters, ausgehend von einem Bezugszustand, im Verhältnis zur prozentuellen Änderung der Schmierfilmdicke dargestellt (siehe Abb. 8.10). Die Berechnung erfolgt auf dieselbe Weise wie bereits in Abschnitt 5.2.3 erwähnt, weshalb nicht explizit auf die Herleitung eingegangen

wird. Die prozentuale Änderung der minimalen Schmierfilmhöhe Δh_{min} in Abhängigkeit von der prozentualen Änderung der Auslegungsparameter ergibt sich über:

$$\Delta h_{min} = \left(\frac{h_{min-Lauf}}{h_{min-Bezug}} - 1 \right) \cdot 100 \quad (8.22)$$

Die entsprechende prozentuale Änderung der Auslegungsparameter ergibt sich über Gleichung (5.48). Weiters ist anzumerken, dass sich Abb. 8.10 auf eine Referenzauslegung bezieht und die prozentuellen Änderungen der Parameter von diesem Zustand ausgehen. Es werden die einzelnen Parameter und ihre Sensitivitäten genauer betrachtet.

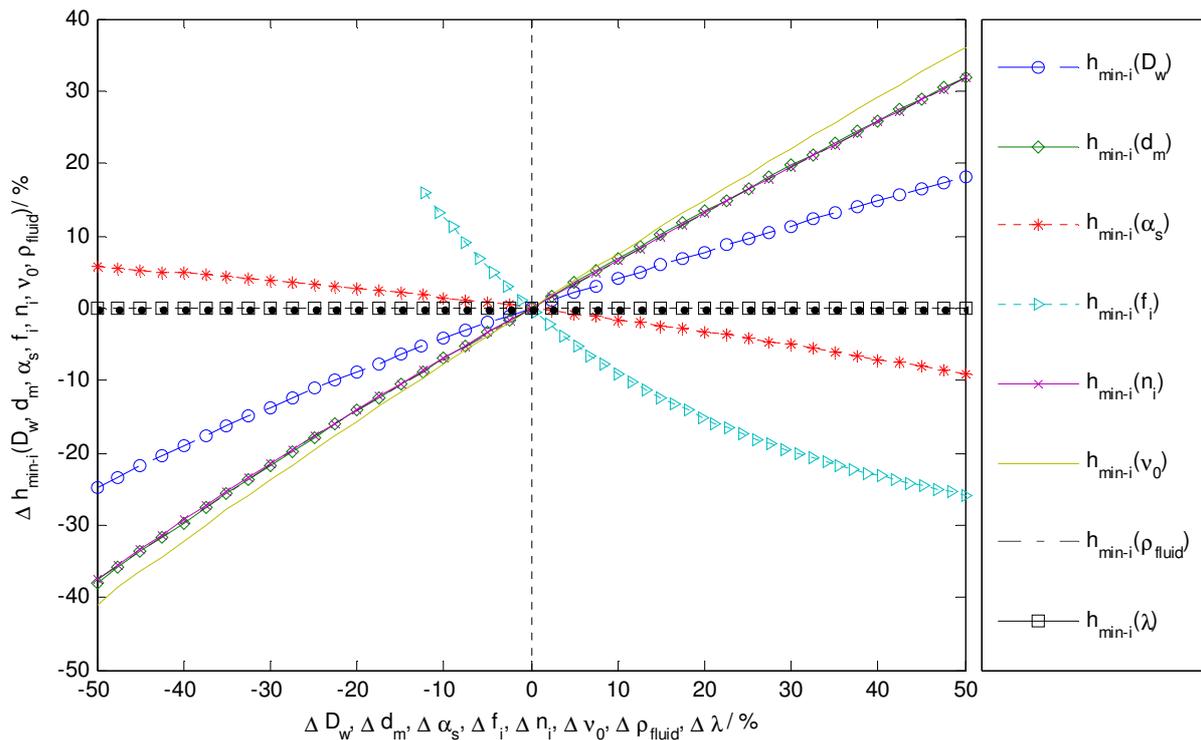


Abb. 8.10: Prozentuelle Abhängigkeit der Schmierfilmhöhe von Auslegungsparametern

Kugeldurchmesser D_w

Eine Verringerung von D_w um 50 % führt zu einer Verringerung Schmierfilmhöhe Δh_{min} von bis zu 25 %. Bei Betrachtung von Gleichung (8.16) ist erkennbar, dass drei Parameter auf h_{min} Einfluss nehmen, die ihrerseits wieder abhängig von D_w sind. Dazu gehört die äquivalente Last Q_z , die Strömungsgeschwindigkeit \bar{U}_i sowie das Druckellipsenverhältnis κ .

Bei Erhöhung des Kugeldurchmessers und konstant halten aller anderen Parameter nimmt Q_z und \bar{U}_i zu, während κ abnimmt. Insgesamt führt dies zu einer Zunahme der Schmierfilmhöhe h_{min} .

Der Einfluss des Kugeldurchmessers D_w auf die Schmierfilmhöhe ist mit dessen Einfluss auf die dynamische Tragfähigkeit sowie der Hertzchen Pressung kongruent. Ein größerer Kugeldurchmesser bedeutet eine größere Tragfähigkeit, eine geringere Hertzche Pressung sowie eine größere Schmierfilmhöhe h_{min} .

Teilkreisdurchmesser d_m , Matrizendrehzahl n_i , Fluiddichte ρ_f

Der Teilkreisdurchmesser d_m , die Matrizendrehzahl n_i , sowie die kinematische Fluiddichte ρ_f haben einen nahezu identen Einfluss auf die Schmier-spalthöhe. In Abb. 8.10 liegen die Kurven nahezu übereinander.

Die Dichte des Schmiermittels wirkt sich im Zusammenhang mit der kinematische Viskosität ν_0 direkt auf die dynamische Viskosität η_0 aus, welche sich wiederum auf die Geschwindigkeitsverhältnisse auswirkt.

Kinematische Viskosität ν_0

Die kinematische Viskosität ν_0 weist den stärksten Einfluss auf den minimalen Schmier-spalt auf. Sie lässt sich über die dynamische Viskosität und die Dichte des Öls ermitteln, wobei beide Faktoren wiederum von der Temperatur und dem Druck abhängig sind. Mit Hilfe von Abb. 8.7 lässt sich die Temperaturabhängigkeit der kinematischen Viskosität abschätzen.

Schenkelwinkel α_s

Der Schenkelwinkel α_s am Innenring, der sich durch die geteilte Laufbahn ergibt, zeigt mit zunehmender Größe eine Abnahme der minimalen Schmierfilmhöhe. Über die Berechnung des Innendurchmessers findet er auch Einfluss in den Geschwindigkeitsverhältnissen.

Inneres Schmiegeverhältnis f_i

Das innere Schmiegeverhältnis f_i wirkt sich auf die minimale Schmierfilmhöhe ähnlich wie auf die dynamische Tragfähigkeit aus. Eine enge Schmiegun bewirkt ein höhere dynamische Tragfähigkeit als auch eine größere minimale Schmier-spalthöhe h_{min} .

Radialspielfaktor λ

Der Radialspielfaktor λ hat keinen Einfluss auf die Schmierfilmhöhe am Innenring. Dieser nimmt in Kombination mit dem Teilkreisdurchmesser nur auf den Durchmesser der Außenlaufbahn d_o Einfluss und auch in diesem Fall ist der Einfluss kleiner 10^{-3} % (siehe Abschnitt 11.1.6).

8.3 Resümee

Für die Betrachtung des minimalen Schmierfilms am Lagerinnenring wird die maximale Drehzahl des DN-2400 Lagers herangezogen. Für diese Drehzahl befindet sich der Wälzkontakt im Zustand der Mischreibung, während bei mittlerer Drehzahl der Zustand von Grenzreibung erreicht wird. Über den Prozess gesehen, bewegt sich das Wälzlager im Bereich von Grenzreibung und Mischreibung. Für den hochbelasteten Wälzkontakt des DN-2400 Lagers wäre bei mittlerer Drehzahl eine spezifische Schmier-spalthöhe im oberen λ -Bereich der Mischreibung sinnvoll.

Die Sensitivitätsanalyse der minimalen Schmier-spalthöhe zeigt einen großen Einfluss der kinematischen Viskosität, wobei dieser Parameter von der Temperatur und vom Druck abhängig ist und sich damit über den Prozess verändert. Der Teilkreisdurchmesser, die Drehzahl des Innenringes und die Dichte des Hydrauliköls weisen nahezu denselben Gradienten auf. Eine Zunahme dieser Parameter bewirkt eine größere minimale Schmier-spalthöhe. Die Schmiegun am Innenring weist ein entgegengesetztes Verhalten auf; eine Abnahme der Schmiegun bedeutet eine geringere Schmier-spalthöhe. Dieses Verhalten spiegelt sich auch im Schenkelwinkel wieder, während die Vergrößerung des Kugeldurchmessers zu einem größeren Schmier-spalt führt. Der Radialspielfaktor nimmt keinen Einfluss auf die minimale Schmier-spalthöhe am Innenring.

9 Gehäusegestaltung

Die genormte Lebensdauerberechnung geht von idealen kreisrunden Lagerringen aus, die sich auch unter Belastung nicht verformen. In der Realität sind die Gehäuse aber nur endlich steif und es kommt stets zu Verformungen. Um diese Verformungen gering zu halten und eine optimale Krafteinleitung zu gewährleisten, gibt es theoretische Ansätze die im folgenden Abschnitt erläutert werden. Darauffolgend wird die spezifische Gehäusesituation bei HOBAS untersucht.

9.1 Theoretische Grundlagen der Gehäusegestaltung zur optimalen Krafteinleitung

Die Krafteinleitung vom Gehäuse auf den Lageraußenring sollte möglichst über den gesamten Umfang erfolgen. Idealerweise kann dafür ein sehr steifes Gehäuse angenommen werden und in diesem Fall ist die genormte Lebensdauerberechnung auch gerechtfertigt. Das reale Gehäuse ist aber nur endlich steif und bringt Verformungen mit sich. Besonders wenn Konstruktionen Richtung Leichtbau oder sehr großen Abmaßen tendieren, ist die Forderung nach einem steifen Gehäuse nicht immer erfüllt. (Brändlein et al., 1995, S. 360)

In den folgenden Abschnitten soll auf die unterschiedlichen Aspekte der Krafteinleitung eingegangen werden.

9.1.1 Einfluss der Wanddicke im elastischen Gehäuse

Als Illustrationsbeispiel soll die elastische Verformung eines Stützrollen-Außenringes durch eine radiale Last dienen (siehe Abb. 9.1). Die Stützrolle selbst rollt auf einem ebenen Untergrund ab, wodurch sie oval verformt wird. Um die Steifigkeit zu erhöhen bzw. die Verformung des Außenringes zu verringern, wird dieser mit einer dickeren Wandstärke ausgeführt. (Brändlein et al., 1995, S. 361)

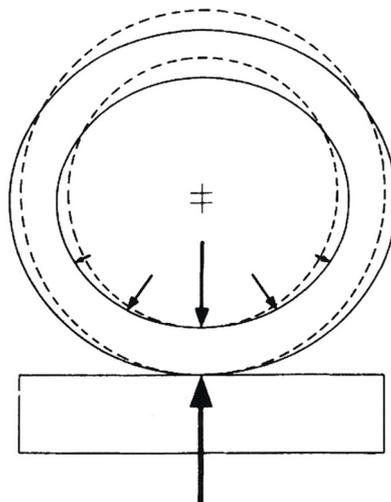


Abb. 9.1: Verformung des Außenringes einer Stützrolle (Brändlein et al., 1995, S. 362)

Ein dicker und damit steifer Lagerring verformt sich kaum und bringt eine sehr gleichmäßige Wälzkörperbelastung mit sich, wodurch die Wälzkörper über den halben Umfang der Laufbahn tragen (siehe Abb. 9.2-links). Bei Minderung der Wandstärke lässt sich eine Vergrößerung der maximalen Belastung der Wälzkörper sowie eine Verringerung der Druckzone erkennen (siehe Abb. 9.2-mitte). Bei einem sehr dünnen Außenring wird sich die elastische Verformung auswirken indem sich ein entsprechendes Oval ausbildet. Dies führt dazu, dass die Wälzkörper in der verringerten Hauptbelastungszone maximal belastet werden, während sie im obersten Punkt am Umfang wieder

zwischen den Laufbahnen eingeklemmt werden (siehe Abb. 9.2-rechts). Ein steifer Außenring führt somit zu einer vergleichmäßigten Druckverteilung, was sich positiv auf die maximale Belastung des Wälzkörpers auswirkt und so eine geringere Ermüdung mit sich bringt. (Brändlein et al., 1995, S. 362)

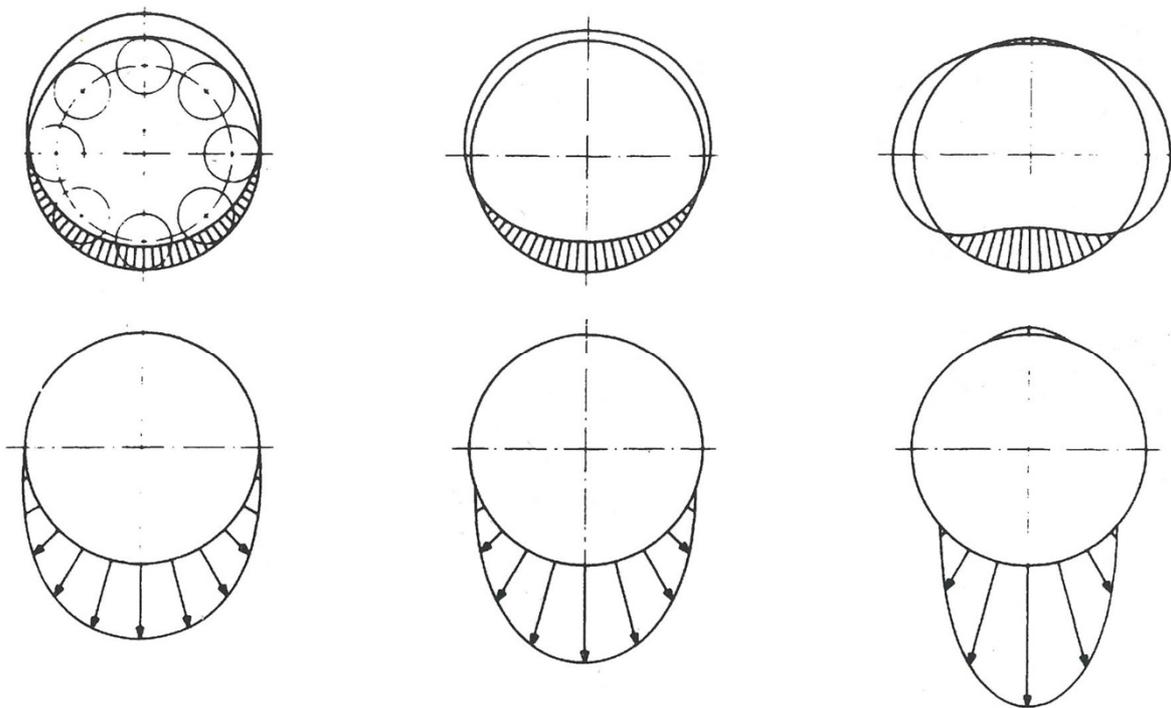


Abb. 9.2: Verformung eines Lageraußenringes sowie dessen Druckverteilung bei unterschiedlichen Wandstärken (Brändlein et al., 1995, S. 363)

9.1.2 Lage der Gehäuse-Abstützpunkte

Sofern es konstruktiv möglich ist die Einleitung der Gehäuse-Abstützkraft nicht direkt im Scheitelpunkt des Wälzlager zu setzen, sondern seitlich versetzt, so bringt dies den Vorteil einer wesentlich gleichmäßigeren Druckverteilung mit sich. Abb. 9.3 - links zeigt die Variation des Abstandes A zwischen den einleitenden Kraftangriffspunkten, während die Radialkraft F_R von unten entgegenwirkt. Abb. 9.3 - mitte zeigt die Verformung des Gehäuses welches sich mit steigendem A von einem liegenden Oval zu einem stehenden verändert. Abb. 9.3 - rechts zeigt die Vergleichmäßigung der Druckverteilung mit steigendem Abstand A . (Brändlein et al., 1995, S. 368)

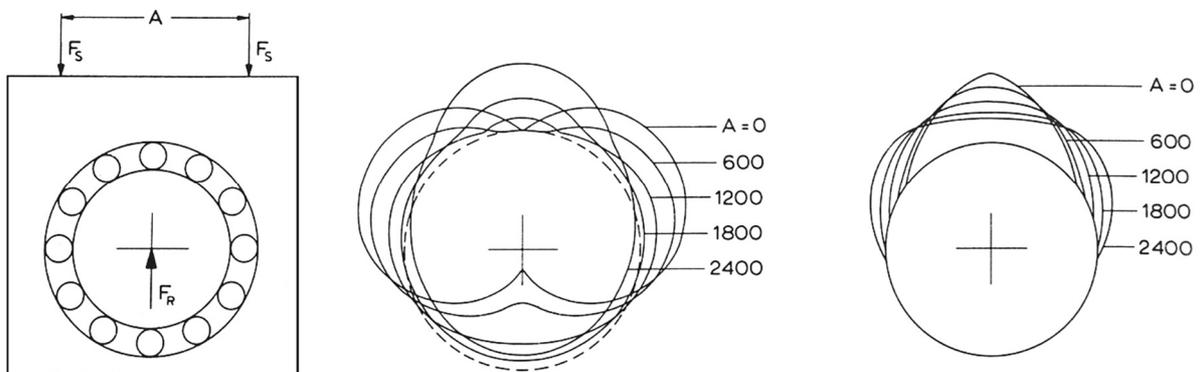


Abb. 9.3: Abstützung eines Gehäuses in zwei Punkten (links), Veränderung der Verformungen im Gehäuse mit Änderung des Abstandes A zwischen den Kraftangriffspunkten (mitte), Vergleichmäßigung der Druckverteilung (rechts) (Brändlein et al., 1995, S. 368)

9.1.3 Tangentiale Abstützung des Gehäuses

Nicht nur die Lage der Krafteinleitung, also mit welchem Abstand die Kraft in das Gehäuse eingeleitet wird, sondern auch die relative Ausrichtung der Krafteinleitung spielt eine Rolle. Es hat sich herausgestellt, dass eine tangentielle Abstützung des Gehäuses eine vorteilhafte Verformung des Gehäuses bzw. eine verbesserte Druckverteilung ergibt. Abb. 9.4 - links zeigt die tangentielle Abstützung eines ungeteilten Stehlagergehäuses. Weist ein Gehäuse große Steifigkeitsunterschiede auf. Abb. 9.4- rechts zeigt zwei Belastungsspitzen in der Druckverteilung, welche an den Stellen der Krafteinleitung auftreten. Diese ungünstigen Stellen erhöhter Kugelbelastung werden auch als „harte Punkte“ bezeichnet und treten bei Steifigkeitsunterschieden im Gehäuse oder bei dünnen Lager-Außenringen auf. (Brändlein et al., 1995, S. 371)

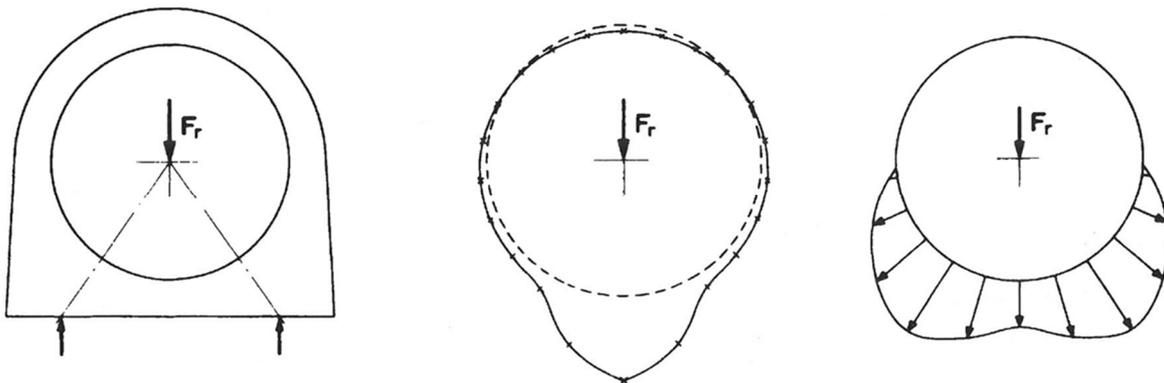


Abb. 9.4: Tangentielle Abstützung der Gehäuse Abstützkraft an einem ungeteilten Stehlagergehäuse (Brändlein et al., 1995, S. 371)

Ein Optimum an tangentialer Krafteinleitung stellt Abb. 9.5 dar. Durch Anbringen der Abstützpunkte auf Höhe des Lagermittelpunktes lässt sich die untere Hälfte der Lagerunterstützung wie ein elastisches Band, welches den Außenring umschlingt, annähern. Durch die elastische Annäherung der Gehäusewand an den Lagerring stellt sich eine sehr günstige Druckverteilung ein, die über die Hälfte des Lagerumfangs reicht und geringere Belastungsmaxima der Wälzkörper im unteren Totpunkt aufweist. Mit dieser Bauweise wird das Optimum eines starren Gehäuses mit einer vergleichmäßigten Druckzone angenähert. (Brändlein et al., 1995, S. 372)

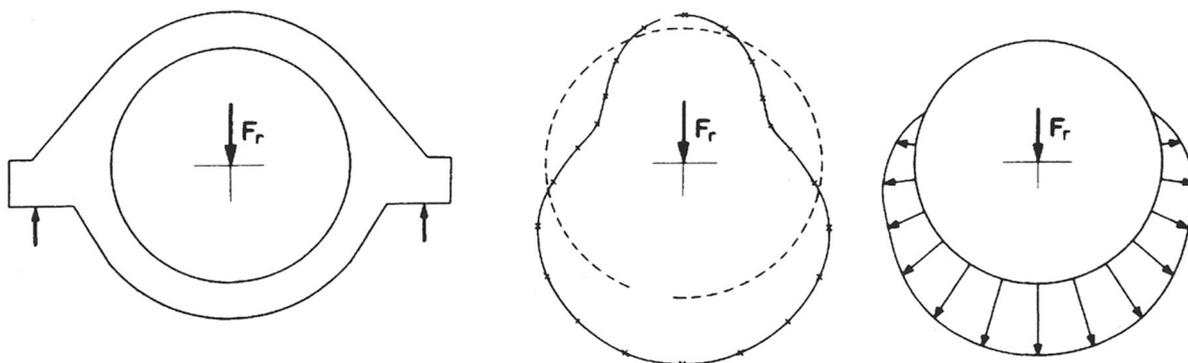


Abb. 9.5: Gehäuse mit hochgezogenen Abstützpunkten (Brändlein et al., 1995, S. 372)

9.1.4 Radiale Abstützung des Gehäuses

Im folgenden Abschnitt soll nun auf die radiale Abstützung eines Gehäusekörpers eingegangen werden. Abb. 9.6 zeigt die radiale Krafteinleitung in einen Gehäusekörper über zwei Angriffspunkte unter einem Winkel von 120° . Die Druckverteilung weist eine geschlossene Druckzone auf, welche über die

untere Lagerhälfte reicht. Durch die punktuelle Kräfteinleitung unter einem Winkel von 60° zur Vertikalen bilden sich markante harte Punkte in der Lauffläche aus. (Brändlein et al., 1995, S. 376)

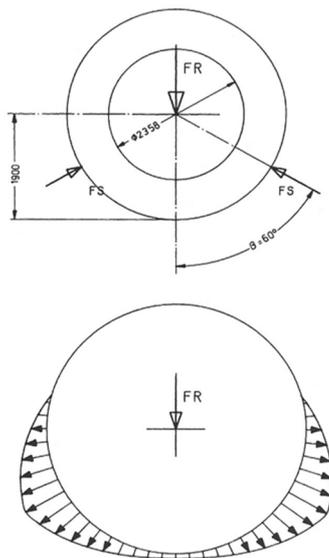


Abb. 9.6: Radiale Kräfteinleitung eines Gehäusekörper unter einem Abstützwinkel von 60° (Brändlein et al., 1995, S. 377)

Da die Kräfteinleitung in einem realen Anwendungsfall nicht punktuell erfolgt, soll ein Modell betrachtet werden, welches die Kraft über Stützrohre in den Außenring einleitet. Abb. 9.7 - links zeigt die Druckverteilung im Gehäusekörper bei einem Druck-Lastfall. Abb. 9.7 - rechts zeigt die Druckverteilung bei einem Zug-Lastfall. Es fällt auf, dass sich im zweiten Fall (rechts) eine Vergleichmäßigung der Druckverteilung ergibt, da das Prinzip des umschlingenden elastischen Bandes in der oberen Gehäusehälfte zum Tragen kommt. Der Druck-Lastfall weist etwas geringere Rollkörperlasten auf als der punktuelle Kraftangriff in Abb. 9.7; ist aber immer noch höher als bei einem vollkommen steifen Gehäuse. (Brändlein et al., 1995, S. 377).

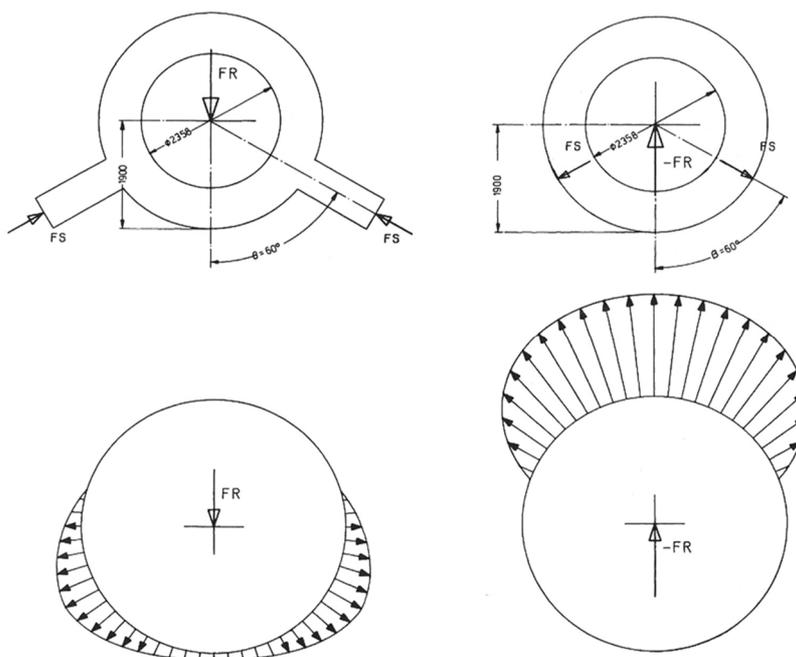


Abb. 9.7: Radiale Abstützung des Gehäusekörpers über Stützrohre - links: Druck-Lastfall - rechts: Zug-Lastfall (Brändlein et al., 1995, S. 377)

9.2 Gehäusesituation im Kontext HOBAS

Die Krafteinleitung vom Gehäuse auf den äußeren Lagerring ist im Falle von HOBAS sehr spezifisch. Durch die Tatsache, dass das Kugellager keine umlaufende Gehäusekonstruktion aufweist, ist die HOBAS-Bauweise mit keinem der in Kapitel 9.1 betrachteten Beispiele direkt vergleichbar. Der Lager-Außenring liegt mit seinem Eigengewicht und dem Gewicht der Matrize in einer dem Durchmesser des Außenringes entsprechenden Schale auf. Dieser Lagerschuh umschließt den Außenring mit einem Winkel von 120° , um den Druck auf eine möglichst große Fläche zu verteilen (siehe Abb. 9.8 – rechts).

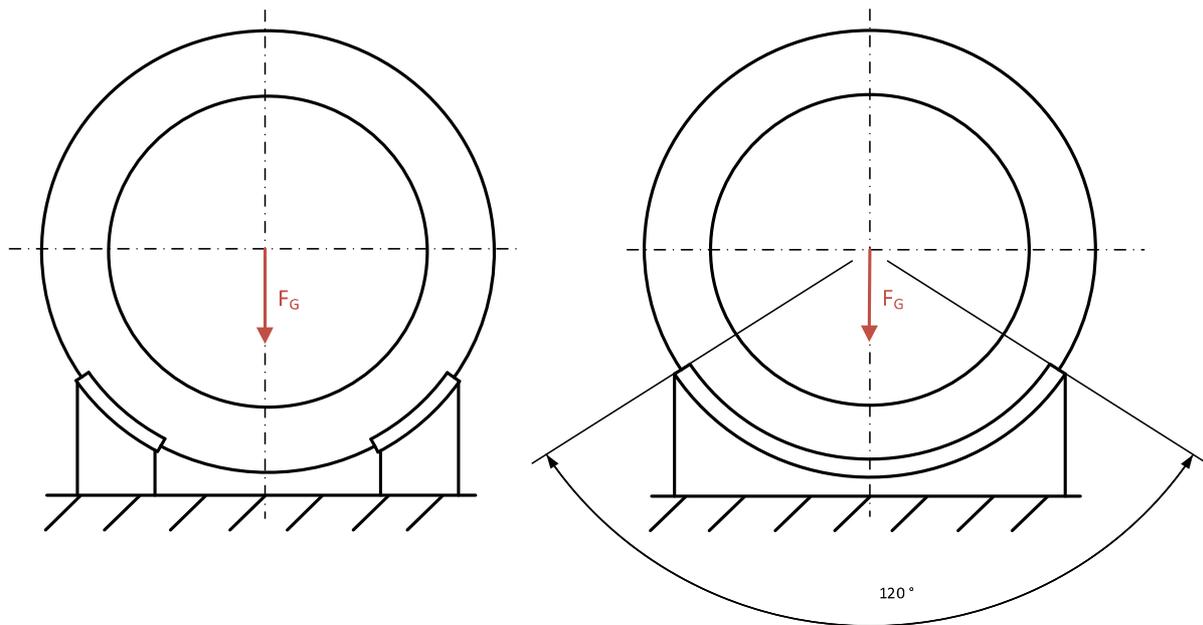


Abb. 9.8: Auflagersituation des Lageraußenringes bei HOBAS - links: Krafteinleitung alt – rechts: Krafteinleitung neu

Abb. 9.8 – links zeigt die Krafteinleitung in den Außenring gemäß eines älteren Konzeptes. Dieses weist zwei Backen links und rechts auf, wodurch die Kraft in diesen Bereichen kleinflächig eingeleitet wird. Es kommt zu sogenannten „harten Punkten“ auf der Laufbahn und damit zu Belastungsspitzen für die Kugeln in diesem Bereich der Druckzone. Es wird sich eine Druckverteilung, wie in Abschnitt 9.1.4 dargestellt, in Abhängigkeit von der Dicke des Außenringes einstellen.

Eine Unterstützung des Außenringes über einen Stützwinkel von 120° bringt eine wesentlich homogenere Druckverteilung als das alte Konzept. Um eine möglichst gleichmäßige Stützwirkung zu gewährleisten wird in die Schale eine Gummimatte gelegt. So ist es möglich Formfehler auszugleichen und prozessbedingte Vibrationen zu absorbieren.

Im Zuge dieser Konzeptevolution wurde eine FE-Analyse (Lösch, 2003) erstellt, welche die Lastverteilung der beiden Konzepte gegenüberstellt. Für die Betrachtung wurde ein Lager der Reihe DN-2400 verwendet. Abb. 9.9 vergleicht die beiden Konzepte, indem die Belastung auf die einzelnen Kugeln über den Umfang aufgetragen wird. Durch den gleichmäßigeren Support des Lageraußenringes wird die maximale Kugelbelastung um ca. 1 kN verringert und das Abfallen der Kugelbelastung, wenn diese die Druckzone durchwandert, fällt geringer aus.

Das neue Konzept führt somit zu einer gleichmäßigeren Druckverteilung und damit zur Reduktion von harten Punkten.

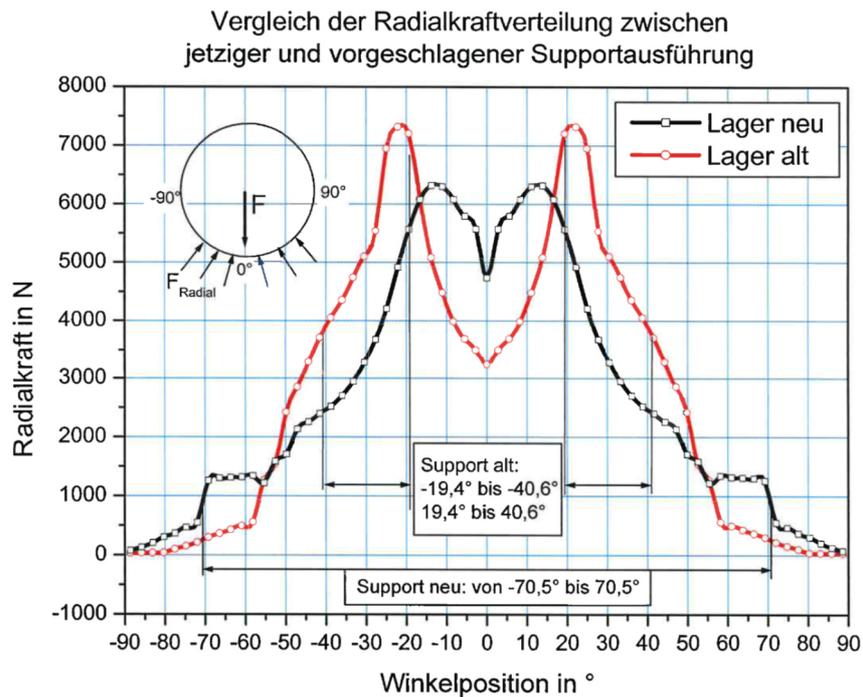


Abb. 9.9: Vergleich der Lastverteilung von Konzept alt und neu anhand von FE-Analyse (Lösch, 2003)

Ein weiterer Aspekt der mit dem Support einhergeht ist die radiale Höhe des Lageraußenringes. Ein größerer Radialquerschnitt bringt eine größere Radialsteifigkeit und damit eine geringere Radialverformung. Als abstrahierter Ansatz soll die Radialverformung eines Lagers durch sein Eigengewicht betrachtet werden. Dafür wird der gesamte Querschnitt des Lagers als Vollquerschnitt angenommen und die Auflage des Ringes soll rein punktuell am untersten Punkt des Kreisringes erfolgen (siehe Abb. 9.1).

Die analytische Berechnung ergibt nur eine geringe vertikale Verschiebung d_h des obersten Punktes in Abhängigkeit vom Außendurchmesser D_a . Abb. 9.10 zeigt die vertikale Verschiebung eines freistehenden Kreisringes als Funktion seiner Geometriedaten. Der Innendurchmesser D_i sowie die Breite B_a des Kreisringes sind in ein lineares Verhältnis zu D_a gesetzt. Unter Annahme eines Außendurchmessers können folgende Parameter abgelesen werden:

$$D_a = 3200 \text{ mm} \quad D_i = 2500 \text{ mm} \quad B_a = 78 \text{ mm} \quad d_h = 0,067 \text{ mm}$$

Unter der vereinfachenden Annahme eines Vollquerschnittes für den Kreisringquerschnitt ist die vertikale Verformung mit $67 \mu\text{m}$ gering. Die Betrachtung eines Kreisringes, welcher den Abmaßen eines Außenringes entspricht, weist eine stärkere Verformung auf. Der Außenring zeigt eine vertikale Verschiebung des obersten Punktes von $0,49 \text{ mm}$.

$$D_a = 3200 \text{ mm} \quad D_i = 2900 \text{ mm} \quad B_a = 78 \text{ mm} \quad d_h = 0,490 \text{ mm}$$

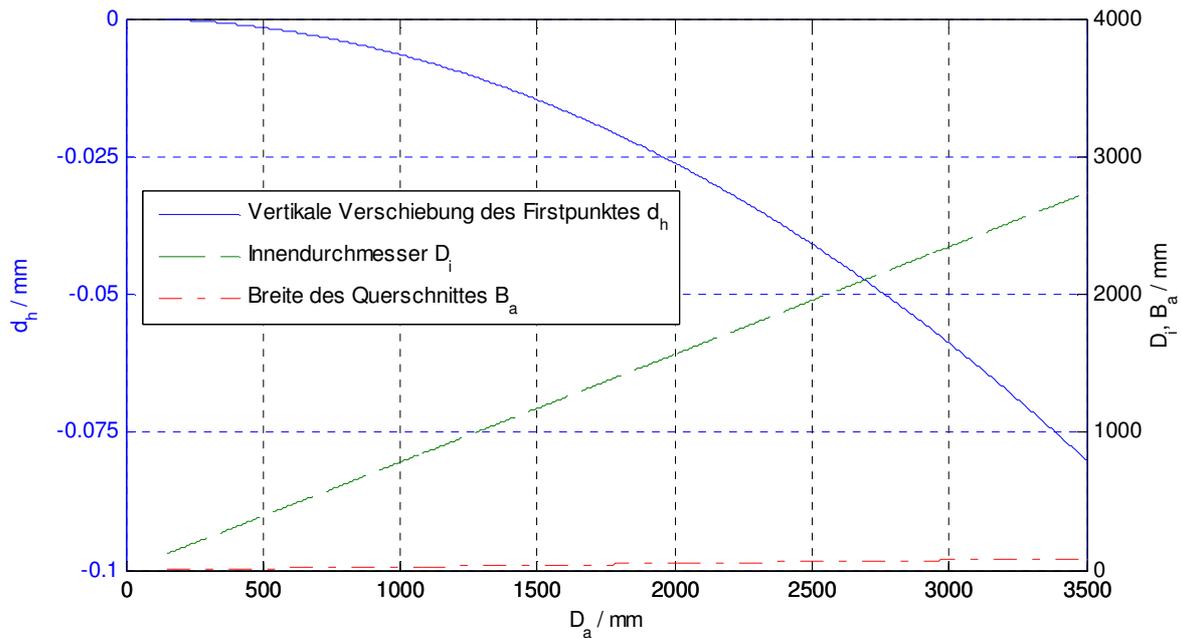


Abb. 9.10: Vertikale Verschiebung des Firstpunktes eines Kreisringes in Abhängigkeit seines Außen- und Innendurchmessers sowie seiner Breite

Die Berechnung der Kräfteinleitungssituation mittels FE-Analyse zeigt die halbe Ovalverformung, wie die analytische Betrachtung eines frei stehenden Kreisringes (Abb. 9.11). Im Firstpunkt des Lagerringes kommt es bei Betrachtung des neuen als auch des alten Support-Konzeptes zu einer Verformung von 0,2 mm.

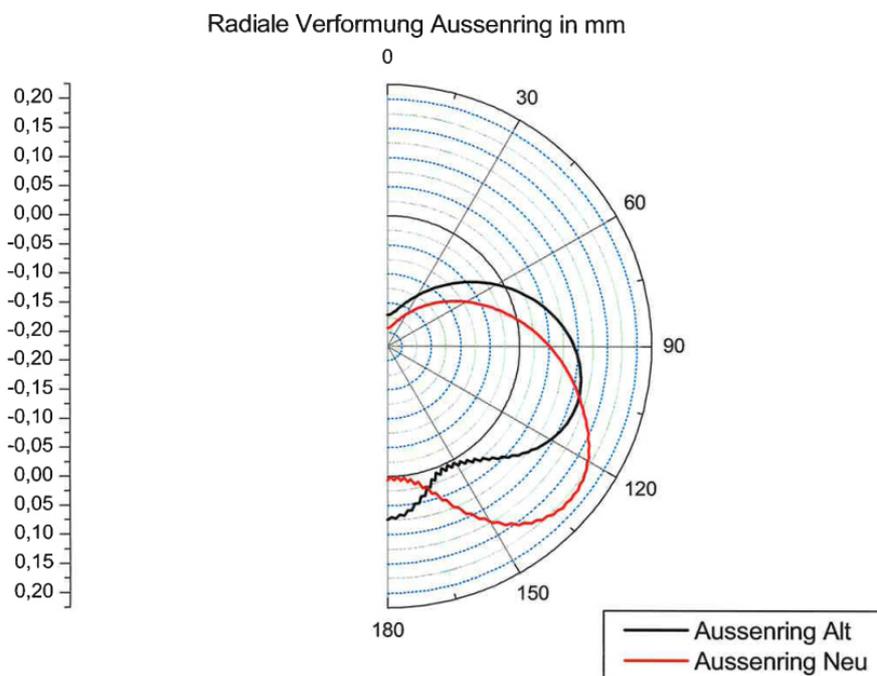


Abb. 9.11: Radiale Verformung am Außenring (Lösch, 2003)

Trotz der günstigeren Kräfteinleitung beim neuen Konzept, kommt es doch zu einer beträchtlichen radialen Verformung. Der Vorteil des neuen Konzeptes liegt darin, dass sich die Verformung für die Lastverteilung auf die Kugeln besser auswirkt.

9.3 Resümee

Hervorgerufen durch die spezifische Gehäusesituation bei HOBAS-Lagern, kommt es zu einer suboptimalen Druckverteilung mit harten Punkten an der Laufbahn. Durch das neue Konzept mit durchgängigem Lagerschuh werden diese lokalen Belastungsspitzen auf die Kugeln reduziert und es wird eine gleichmäßigere Druckverteilung erzielt. Ein möglicher Ansatz um die Druckverteilung zu optimieren, wäre die Nutzung der Bandwirkung wie sie in Abschnitt 9.1.3 beschrieben wird.

10 Wälzlagerschäden

Liegt der Grund für den Ausfall eines Wälzlagers in einem Schaden, lässt sich dieser aufgrund von Art und Ursache beurteilen. Das folgende Kapitel führt die Schadensarten und Schadensursachen wie sie in der Literatur vorkommen an und stellt sie den aufgetretenen Schäden bei HOBAS gegenüber.

10.1 Theoretische Grundlagen zu Wälzlagerschäden

Laut Albert und Kötritsch (1987) liegt der Grund für den Ausfall eines Wälzlagers nicht in Herstellungs- oder Materialfehlern sondern wird meist durch äußere Einflüsse hervorgerufen. Darunter fallen zum Beispiel die Einbaubedingungen, die Handhabung, äußere Umwelteinflüsse usw. Oft lassen sich die Mechanismen die zu einem Schaden führen nicht genau differenzieren, doch lässt sich eine Unterteilung nach der primären Art der Schädigung vornehmen (siehe Abb. 10.1).

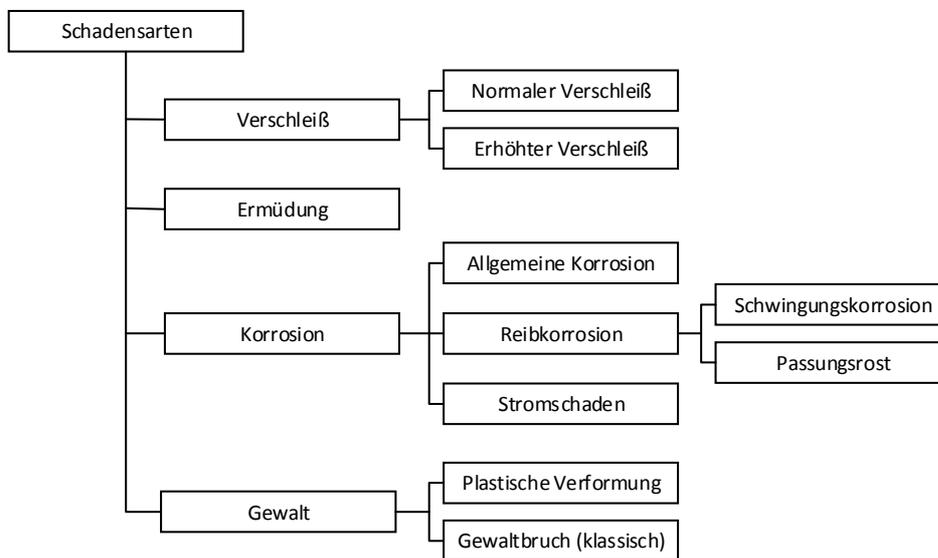


Abb. 10.1: Schadensarten nach Albert und Kötritsch (1987, S. 291)

10.1.1 Schadensarten

Es soll nun auf die unterschiedlichen Schadensarten (Abb. 10.1) genauer eingegangen werden, um in weiterer Folge die Schadensursachen bei HOBAS anzuführen.

10.1.1.1 Verschleiß

Laut Birkhofer et al. (2012, S. 24) versteht man nach DIN 50 320 unter Verschleiß das fortschreitende Herauslösen von Material aus der Oberfläche eines festen Körpers (Grundkörpers), wenn ein anderer Körper oder ein anderes Medium mit einer Relativ- und Kontaktbewegung auf diesen einwirkt. Der Gegenkörper kann fest, flüssig oder gasförmig sein.

Normaler Verschleiß

Bedingt durch Fertigungsverfahren, wie Läppen oder Schleifen der Oberflächen, kommt es in den ersten Betriebsstunden immer zu einem Verschleiß. Durch die hohe spezifische Belastung im Wälzkontakt ist nicht immer gewährleistet, dass der elasto-hydrodynamische Schmierfilm die beiden Wälzkörper vollständig voneinander trennt. In Kombination mit Rollbewegungen und Gleitvorgängen beim Abrollen der Wälzkörper führt dies dazu, dass während des Einlaufvorganges Rauheitsspitzen geglättet bzw. abgetragen werden und so die Oberflächenstrukturen allmählich verschwinden. Dieser

natürliche Verschleiß führt nach der Einlaufphase des Lagers zu einem sich stabilisierenden Betriebsverhalten, mit verminderten Betriebsgeräuschen und verminderter Betriebstemperatur. (Albert et al., 1987, S. 292)

Erhöhter Verschleiß

Tritt ein Oberflächenschaden, hervorgerufen durch Verschleiß auf, so kann das laut Albert et al. (1987, S. 293) mehrere Ursachen haben:

- Überhöhte Belastung
- Zu geringe Härte der Wälzpartner
- Verunreinigungen im Schmierstoff
- Mangelhafte Schmierung

Aber auch bei mittlerer Belastung und hoher Drehzahl ist es möglich, dass die Wälzbewegung der Wälzpartner in eine Gleitbewegung übergeht. Daraus geht ein Abriss des Schmierfilms hervor und es kommt zu quadratischen Ausbrüchen in der Größenordnung von einigen Mikrometern. Diese Ausbrüche oder teilweise auch die Absplitterungen von fertigungsbedingten Schleif- und Läppgraten agieren in weiterer Folge wie Schmutzteilchen als Fremdkörper im Schmierpalt. Sie rufen Kratzer und Riefen in der Lauffläche hervor, bevor im nächsten Stadium Fressspuren (Anschmierungen) auftreten. Der in Gang gesetzte Verschleißprozess bedingt ein stark erhöhtes Laufgeräusch sowie eine stetige Vergrößerung der Lagerluft, bis es im Endstadium zum stark eingeschränkten Betrieb durch Verreibung oder Schälung von Oberflächenschichten kommt. Abb. 10.2 zeigt eine beginnende Schälung am Außenring eines Rillenkugellagers. (Albert et al., 1987, S. 295)

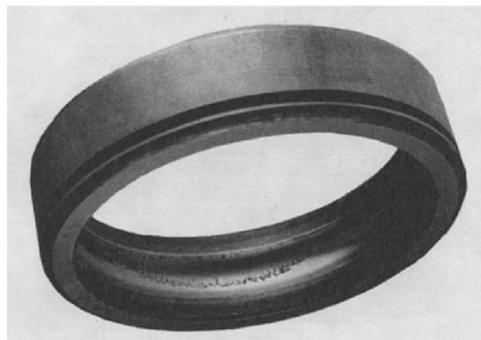


Abb. 10.2: Beginnende Schälung an der Lauffläche eines Außenringes bei einem Rillenkugellager

Fressen

Eine spezifische Form des Verschleißes in einem Wälzkontakt ist das so genannte Fressen. Fressen tritt nur bei Schlupf im Kontakt auf und führt zu einer Aufrauung der Oberfläche bzw. zu einem Zusammenbrechen der Schutzschicht (Schmierfilm). Dadurch berühren sich die metallischen Oberflächen und es kommt zu einem lokalen Verschweißen der Bauteile. Die verschweißten Schichten werden durch die Relativbewegungen jedoch sofort wieder getrennt. Als Kennzahl für das Fressen fungiert die kritische Fresstemperatur, welche von der Schmierstoff- und Werkstoffpaarung abhängig ist. Fressen tritt vorwiegend bei bordgeführten Wälzlager, wie Kegelrollenlager oder Zylinderrollenlager auf. Grund hierfür ist zumeist das Verkannten der Rollen bei zu geringer Belastung und das daraus resultierende Gleiten. Abhilfe schafft in vielen Fällen eine höhere Belastung des Lagers oder die Verwendung von Lagern mit geringerer Tragzahl und geringerer Lagerluft. (Brändlein et al., 1995, S. 430)

10.1.1.2 Ermüdung

Jedes Wälzlager hat eine bestimmte Ermüdungslebensdauer nach welcher die Dauerfestigkeitsgrenze überschritten wird. Diese Lebensdauer hängt von der Anzahl der Überrollungen und der Höhe der Belastung ab. Das Material ermüdet und es bildet sich, meist an einer vorgeschädigten Stelle, ein Riss, der sich von der Laufbahnoberfläche ausbreitet. Bei hoher Belastung und guten Schmierbedingungen kann es auch ohne Vorschädigung der Laufbahn zu einer Materialermüdung kommen. In diesem Fall beginnt der Schaden unter der Oberfläche, hervorgerufen durch die zu hohen Schubspannungen, und breitet sich nach oben aus. In den folgenden Abschnitten soll auf die einzelnen Phänomene die zur Ermüdung führen, eingegangen werden.

Klassische Ermüdung

Bei zu hoher Belastung und Gleitanteilen in der Bewegung des Wälzkörpers, kann es zu muschelartigen grubchenförmigen Ausbrüchen kommen. Je größer die Wälzpressung, desto tiefer sind die Grübchen; auch Pittings genannt. Trotz Vorhandenseins eines intakten trennenden Schmierpaltes zwischen den Wälzpartnern, entstehen Mikrorisse durch die zu große Schubspannungsbelastung unter der Oberfläche und breiten sich von dort aus. Setzt sich die Rissbildung bis zur Oberfläche fort, kommt es zum Abschälen von Splintern die ihrerseits wieder überrollt werden. Dieser Prozess führt letztendlich zur Schälung der gesamten Druckzone und bei Überrollung von sehr großen Splintern kann es zum Gewaltbruch des Innenringes kommen. (Brändlein et al., 1995, S. 423)

Ermüdung durch Fremdkörper

Fremdkörper oder Partikel die von außen in das Schmiermittel gelangen haben einen wesentlichen Einfluss auf die Lebensdauer eines Wälzlagers. Je nach Größe und Art der Partikel wirken sich diese unterschiedlich auf die Lebensdauer aus. Bei Überrollung wird der Fremdkörper in die Laufbahn gedrückt, es kommt zu Belastungsspitzen und es entsteht ein Riss der sich von der Oberfläche in Richtung der höchstbelasteten Zone unter der Oberfläche ausbreitet. Von dort breitet er sich wie bei der klassischen Ermüdung weiter aus. Abb. 10.3 zeigt die V-förmige Ausbreitung eines Pittings, ausgehend von einem eingedrückten Sandkorn. (Brändlein et al., 1995, S. 425)

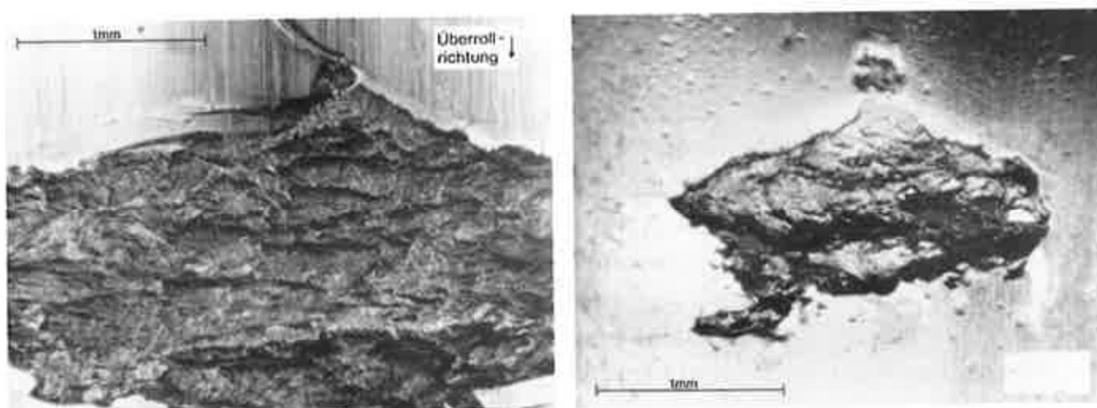


Abb. 10.3: V-förmige Ausbreitung eines Pittings, ausgehend von einem in die Laufbahn eingedrückten Sandkorn (Brändlein et al., 1995, S. 426)

Ermüdung infolge von Verschleiß

Hervorgerufen durch gestörte Kontaktverhältnisse kann es zu erhöhtem Verschleiß kommen. Besonders Wälzlager mit Linienkontakt sind sensitiv dafür, da durch das Verschleifen des Linienkontaktes in den äußeren Bereichen, vor allem der innere nicht verschlissene Bereich trägt,

welcher in weiterer Folge zur Ermüdung neigt (Abb. 10.4). Charakteristisch sind auch die Streifen in der Oberfläche, die durch ungleichmäßige Belastung bei der Einebnung der Fertigungstextur entstehen. Als Gegenmaßnahme kann die Verbesserung der Sauberkeit des Schmierstoffes, ein geringeres Spiel sowie die Wärmebehandlung der Wälzlager Teile angesetzt werden. (Brändlein et al., 1995, S. 426)



Abb. 10.4: Die verschiedenen Verschleißbereiche eines Linienkontaktes (Brändlein et al., 1995, S. 426)

Ermüdung bei schlecht ausgebildetem Schmierfilm

Idealerweise sind die Wälzpartner durch einen tragenden Schmierfilm separiert. Ist das Schmiersystem jedoch unzureichend, die Belastung zu hoch oder es werden nicht die geeigneten Schmierzusätze verwendet, kann sich dieser nicht ausbilden und es kommt zu einer erhöhten Oberflächenbeanspruchung durch die Gleitanteile im Kontakt. Die Gleitbewegungen bewirken eine größere Tangentialspannung an der Oberfläche und das Spannungsmaximum, wie es bei der klassischen Ermüdung auftritt, verschiebt sich Richtung Oberfläche. Es kommt zu sogenannten Mikropittings, eine dünne Oberflächenschicht die sich abzuschälen beginnt, siehe Abb. 10.5. (Brändlein et al., 1995, S. 427)



Abb. 10.5: Mikropitting an der Laufbahn eines Rillenkugellagers (Harris et al., 2009, S. 1048)

10.1.1.3 Korrosion

Nach Albert et al. (1987) versteht man unter Korrosion die Zerstörung von metallischen Oberflächen durch chemische und elektrochemische Reaktionen mit ihrer Umgebung.

Allgemeine Korrosion

Der hochgekohlte Wälzlagerstahl hat eine starke Neigung zur Rostbildung. Feuchte Luft, Kondenswasser oder auch schon Handschweiß reicht aus, um Oxidation an der Oberfläche des Bauteils zu bewirken (Abb. 10.6). Eine weitere Form ist die Kontaktkorrosion, welche in der Kontaktzone zwischen Wälzkörper und Laufbahn auftritt. Schmierstoff und dessen Additive weisen eine begrenzte Lebensdauer auf und so reagiert der bereits „saure“ Schmierstoff mit den Kontaktpartnern. (Albert et al., 1987, S. 297)

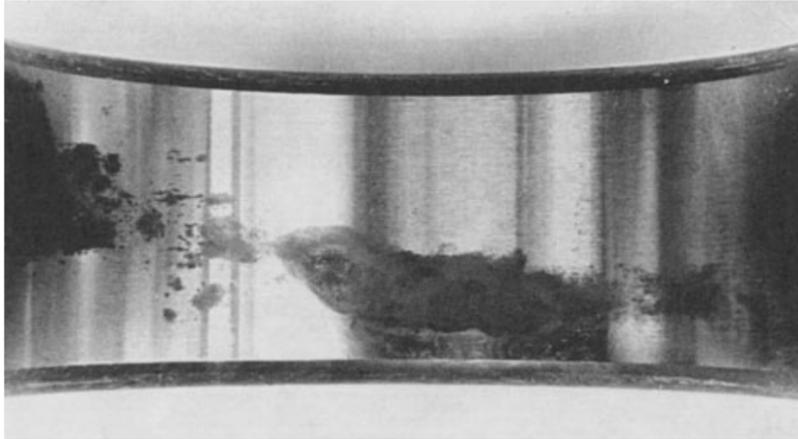


Abb. 10.6: Entstehung von Rostnarben durch Kontaktkorrosion (Albert et al., 1987, S. 298)

Brändlein et al. (1995, S. 429) führt an, dass ein häufiger Grund für Korrosionsschäden bei nicht eingebauten Lagern die Bildung von Kondenswasser, hervorgerufen durch nicht zweckmäßiges Aufbewahren, ist. Deshalb sollen Wälzlager bei einer Raumtemperatur zwischen 18 und 20 °C sowie einer Luftfeuchtigkeit von 55 % aufbewahrt werden.

Für den Transport bzw. für die nachfolgende Lagerung, falls das Lager nicht gleich zum Einsatz kommt, ist es notwendig eine entsprechende Konservierung vorzunehmen. Diese soll die Bildung von Kondensat verhindern und eine ausreichend trennende Schmiermittelschicht aufweisen, welche den direkten Kontakt der Oberflächen verhindert. Je nach Klimazone die das Lager erfährt, ist eine entsprechend Abstimmung des Trocknungsmittels vorzunehmen. Um das Auskondensieren der Luft zu vermeiden wird diese aus der Verpackung abgesaugt. Zur Vermeidung mechanischer Schäden sollte das Lager in einer Holzkiste gelagert und transportiert, welche eine Klappe zur Kontrolle des Trocknungsmittel-Indikators beinhaltet. (Pub. FAG, 2007, S. 8)

Reibkorrosion-Passungsrost

Diese Korrosionsart betrifft die Passungsflächen des Innen- und Außenringes eines Wälzlagers, welche in Kontakt mit der Welle bzw. dem Gehäuse stehen. Eine der Belastung nicht entsprechende, zu leichte Passung oder mangelnde Formgenauigkeit, führen zwischen den Passflächen zu blankgescheuerten Rauheitsspitzen der Oberfläche, die in weiterer Folge zur Bildung von Rost (Eisenoxid) führen. Diese Rostpartikel wirken daraufhin wie ein Schleifmittel, wodurch der Verschleiß beschleunigt wird. (Albert et al., 1987, S. 298)

Reibkorrosion-Schwingungskorrosion

Bei dieser Korrosionsart entstehen Mulden und Riffeln durch Oxidation, welche mechanisch aktiviert wird. Meist liegt eine Überlagerung von verschiedenen Mechanismen wie Verschleiß, Korrosion und plastischer Verformung vor. Einfluss haben die Intensität der Bewegungen sowie der Zustand des Schmiermittels, wobei zwischen Stillstandserschütterungen und Betriebsschwingungen unterschieden wird. Stillstandserschütterungen führen eher zu muldenförmigen Vertiefungen, Betriebsschwingungen zu einer größeren Anzahl von Riffeln. (Albert et al., 1987, S. 300)

Stromdurchgang

Stromüberschlag von einem Lagerring über den Wälzkörper auf den anderen, entsteht wenn das Lager in einer elektrischen Maschine verbaut ist und die Isolierung der Stromstärke entsprechend nur mangelhaft ausgelegt oder schadhaf ist. Bedingt durch hohe Stromstärken kommt es beim Überschlag für kurze Zeit zu einer extremen Wärmeentwicklung, sodass sich die Kontaktflächen kurzzeitig

verschweißen. In weiterer Folge werden kleine Partikel aus der Oberfläche herausgerissen und in die Laufbahn eingewalzt. Es entstehen zuerst kleine Krater in der Lauffläche und im Wälzkörper (siehe Abb. 10.7), welche in weiterer Folge als Basis für die Riefenbildung dienen. (Albert et al., 1987, S. 300)

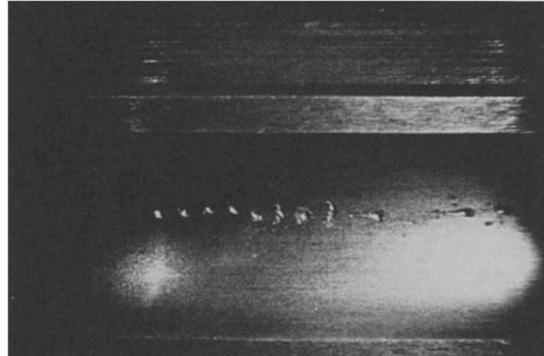


Abb. 10.7: Kraterbildung auf der Laufbahn hervorgerufen durch Stromdurchgang (Albert et al., 1987, S. 301)

10.1.1.4 Gewalt

Laut Albert et al. (1987) wird unter Gewalt die Überschreitung der Festigkeit der Wälzlager Teile verstanden, was in weiterer Folge zu plastischen Verformungen oder Bruch führt.

Plastische Verformungen

Plastische Verformungen durch statische Überlastung im Stillstand oder durch Stoß- bzw. Schlagbelastung, äußern sich durch mulden- oder riefenförmige Eindrücke. Abb. 10.8 zeigt die muldenförmigen Eindrücke von Kegelrollen in den Lageraußenring durch statische Überlast. Ausgehend von diesen im Wälzkörperabstand auftretenden Eindrücken setzt eine vorzeitige Ermüdung der Lauffläche ein. (Albert et al., 1987, S. 304)

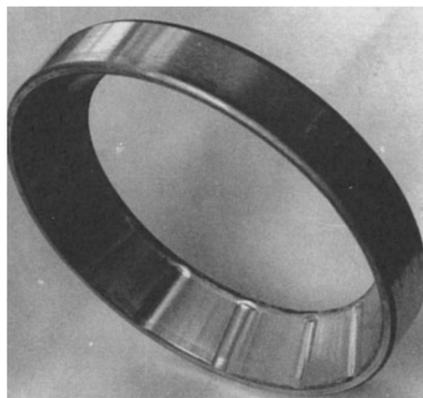


Abb. 10.8: Muldenförmige Eindrücke durch statische Überlast eines Kegelrollenlagers (Albert et al., 1987, S. 304)

Zu ähnlichen Verformungen kommt es, wenn das Lager im Stillstand Erschütterungen ausgesetzt ist. Das führt in weiterer Folge dazu, dass sich die Wälzelemente regelrecht in die Laufbahn einarbeiten und zu sogenannten Stillstandsmarkierungen führen (Abb. 10.9). Dieser Effekt wird auch als Schwingungsreibverschleiß oder „falscher Brinell-Effekt“ bezeichnet und tritt überall dort auf wo Lager im Stillstand Schwingungen ausgesetzt sind. Dies kann z.B. beim Transport von Maschinen oder Wälzlager auf einer schlechten Straße entstehen. Es ist daher entscheidend, dass eine entsprechende Verpackung und Lagerung der Wälzlager vorgenommen wird. Einfluss hat auch das für den Transport verwendete Schmiermittel, welches eine hohe Konsistenz haben sollte, um die Kontaktstellen zu schützen. (Brändlein et al., 1995, S. 434)



Abb. 10.9: Stillstandmarkierungen eines Pendelrollenlagers durch Schwingungsreibverschleiß (Brändlein et al., 1995, S. 433)

Gewaltbruch

Der klassische Gewaltbruch eines Wälzlagers kann vielfältige Ausführungen annehmen. Es lässt sich jedoch sagen, dass das Versagen eines Elementes zum Totalversagen des Wälzlagers führt. Als mögliche Ursachen für das Versagen können Herstellungsfehler, Überlastungen, Einbaufehler oder eine ungenügende Abstützung der Lagerringe angeführt werden. (Albert et al., 1987, S. 305)

10.1.2 Schadensursachen

Neben der prinzipiellen Art von Schäden, kann eine Unterteilung der Schäden nach ihrer Ursache erfolgen. Allerdings ist nicht immer eine klare Abgrenzung zwischen den einzelnen Ursachen möglich. So kann ein unter Nennlast betriebenes Wälzlager durch Materialermüdung ausfallen, genauso wie ein verspanntes Lager durch Materialermüdung unbrauchbar wird – jedoch frühzeitiger. Die folgenden Abschnitte zeigen die wichtigsten Schadensursachen eines Wälzlagers auf. (Brändlein et al., 1995, S. 423)

10.1.2.1 Einbaufehler

Je nachdem wie die äußeren Kräfte wirken, bildet sich eine Belastungszone an den Laufflächen des Wälzlagers. Diese Belastungszonen sind in der Realität durch eine unterschiedliche Mattierung der Oberfläche erkennbar. Bei Beaufschlagung eines Rillenkugellagers mit einer Punktlast führt das zu einer Laufspur, welche kürzer als der halbe Umfang des Ringes ist. Bei einer Umfangslast ist die Laufspur regelmäßig über den Umfang aufgeprägt. Aus den Laufspuren eines Wälzlagers, welches sich im Betrieb befand, ist in weiterer Folge ersichtlich wie die Verspannung war bzw. ob eine unkontrollierte Verspannung vorherrschte. (Brändlein et al., 1995, S. 435)

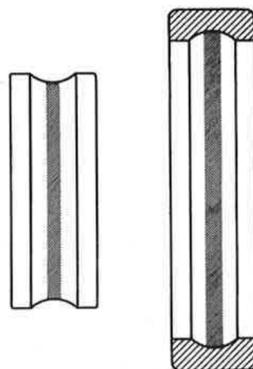


Abb. 10.10: Laufspuren eines radial verspannten Lagers (Brändlein et al., 1995, S. 436)

Radialverspannung

Eine Radialverspannung liegt vor, wenn bei einem Radiallager kein Radialspiel mehr vorhanden ist und die Wälzkörper über den gesamten Lagerumfang unter Spannung laufen (siehe Abb. 10.10). Dieser Fall kann zum Beispiel durch die Passungs- oder Temperaturverhältnisse beim Einbau/Betrieb hervorgerufen werden. Die gesteigerte Flächenpressung im Wälzkontakt führt zu einer rascheren Ermüdung mit der ein Heißlaufen des Lagers einhergeht. (Brändlein et al., 1995, S. 436)

Ovalverspannung

Zusätzliche Radialbelastungen können durch Verformungen der Lagerringe hervorgerufen werden. In diesem Fall kommt es zu einer sogenannten Ovalverspannung, welche durch Formungenauigkeiten der Lager-Anschlusssteile (Welle, Gehäuse) hervorgerufen wird. An den horizontalen Scheitelpunkten der Ringe kommt es dadurch zu einer vergrößerten radialen Belastung, was zu Ablätterungen in der Laufbahn führen kann. Abb. 10.11 zeigt die Ablätterungen an den Scheitelpunkten eines Pendelrollen-Außenringes. (Brändlein et al., 1995, S. 437)



Abb. 10.11: Ablätterung der Laufbahn eines oval verspannten Pendelkugellagers (Brändlein et al., 1995, S. 437)

Schrägverspannung

Hervorgerufen durch eine starke Wellendurchbiegung oder durch Fluchtungsfehler der Lagersitzstellen, weist die Schrägverspannung eine Verkippung des Innenringes gegenüber dem Außenring auf und die Rollkörper durchlaufen die Scheitelpunktzonen verspannt. Dadurch kommt es am Ring mit Umfangslast zu einer gleichmäßig breiten Laufspur, während am Ring mit Punktlast die Laufspur schräg verlaufend ist (siehe Abb. 10.12). (Brändlein et al., 1995, S. 437)

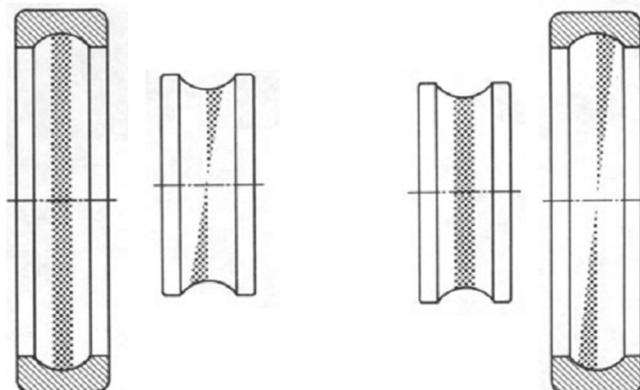


Abb. 10.12: Schrägverspannung eines Rillenkugellagers mit Umfangslast am Außenring (links) und Innenring (rechts) (Albert et al., 1987, S. 311)

Die Verkippung bewirkt, dass die Kugeln nicht auf denselben Durchmessern umlaufen und so unterschiedliche Kugelumlaufgeschwindigkeiten vorherrschen. Diese Geschwindigkeitsdifferenzen führen zu hohen Zwangskräften zwischen Kugeln und Käfig, was bei großen Verkippungen zum Bruch des Käfigs führen kann. Grundsätzlich sollen Verkippungen vermieden werden bzw. deren Ursachen. Sind sie unvermeidlich, so eignen sich elastische Kunststoffkäfige gut, um dem Vor- und Nachlauf der Kugeln elastisch nachzugeben. (Brändlein et al., 1995, S. 438)

Axialverspannung

Axialverspannung tritt bei stark angestellten Lagerringen auf, aber auch bei Fest- und Loslagerkonfigurationen wenn das Axialspiel durch die Wärmedehnung aufgebraucht wird und der Lagersitz, welcher den Axialausgleich ermöglichen sollte, zu stramm ist. Abb. 10.13 zeigt die Laufspuren eines axial verspannten und radial belasteten Pendelrollenlagers. Durch die radial wirkende Punktlast am Außenring kommt es zu einer in der Breite abnehmenden Laufspur in der Druckzone. (Brändlein et al., 1995, S. 439)

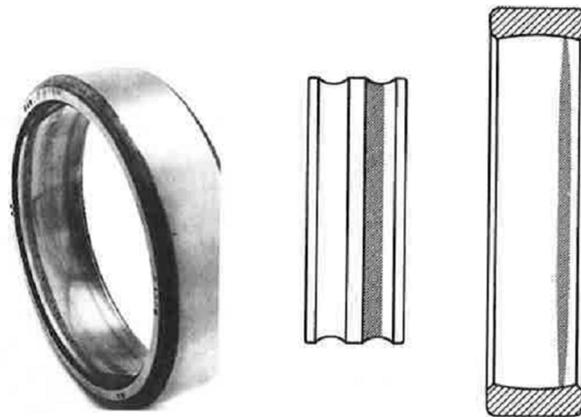


Abb. 10.13: Laufspur eines axial verspannten und radial belasteten Pendelkugellagers (Brändlein et al., 1995, S. 439)

10.1.2.2 Fehlerhafte Montage

Eine falsch gehandhabte Montage kann zu plastischen Verformungen oder sogar zum Bruch des Wälzlagers führen. Aus diesem Grund dürfen Abzieh- und Aufpresskräfte nie über die Wälzkörper geleitet werden. Bei einem Rillenkugellager kann dies zum Eindringen der Wälzkörper in die Laufbahnschultern führen. Diese Rollkörpereindrücke sind in weiterer Folge Ausgangspunkte für vorzeitige Ermüdung (siehe Abb. 10.14). (Brändlein et al., 1995, S. 440)



Abb. 10.14: Eindrücke der Wälzkörper in die Schulter des Lagerinnenringes und Lageraußenringes (Brändlein et al., 1995, S. 440)

10.1.2.3 Schlechte Schmierung

Brändlein et al. (1995) gibt nach Engel und Winter (1979) an, dass 50 % aller Lagerausfälle mit einer schlechten oder fehlerhaften Schmierung in Verbindung stehen. Abb. 10.15 stellt dieselbe Aussage noch einmal grafisch dar und lässt erkennen, dass Material und Herstellungsfehler nur eine sehr untergeordnete Rolle spielen bzw. feste Verunreinigungen auch ausschlaggebend sind.

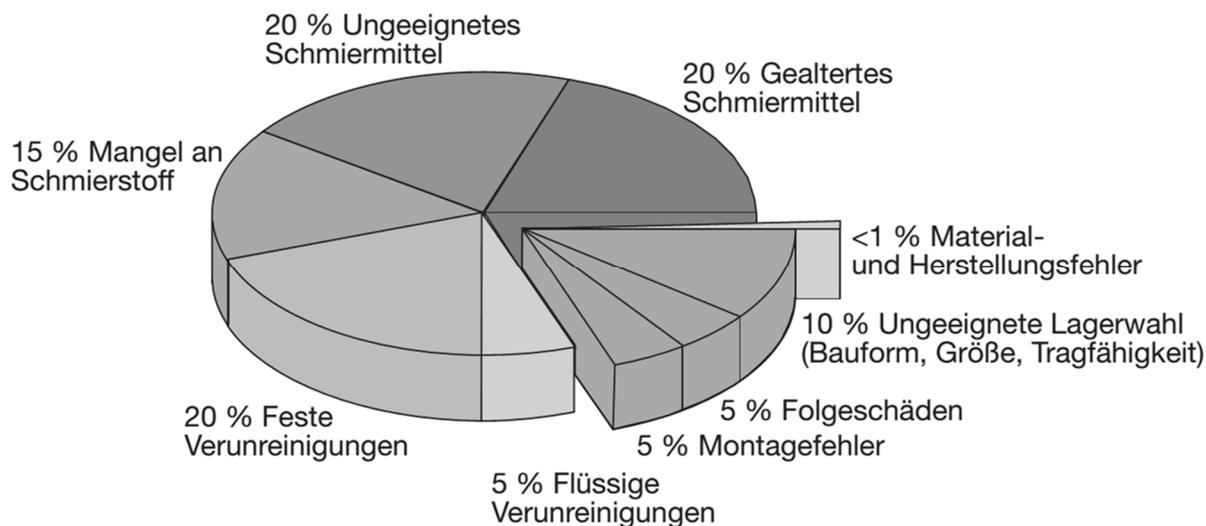


Abb. 10.15: Aufteilung der Schadensursachen; Quelle: (Pub. FAG, 2013) nach (Engel et al., 1979, S. 71-74)

Eine zuverlässige funktionierende Schmierung ist also ein unerlässlicher Faktor, um Wälzlagerschäden zu vermeiden. Viele der oben bereits genannten Schäden hängen direkt mit mangelhafter Schmierung zusammen. Als Folge dieser treten die bereits erwähnten Anschmierungen, Freißpuren, Verschleißspuren, aber auch Ermüdungsschäden wie Abblätterungen und Micropittings auf. (Brändlein et al., 1995, S. 441)

Brändlein et al. (1995, S. 441) führt als Ursache für Wälzlagerschäden, hervorgerufen durch schlechte Schmierung, folgende Punkte auf:

- Der Schmierstoff ist ungeeignet; das heißt er hat eine zu geringe Viskosität oder ungeeignete Additive
- Mangel an Schmierstoff in den Berührungspunkten der Kontaktpartner
- Im Schmierstoff vorhandene Verunreinigungen
- Übersmierung
- Alterung des Schmierstoffes

Konstruktive Maßnahmen gegen einen Mangel bzw. Überschuss an Schmierstoff sind auf die Einsatzbedingungen und den Anwendungsfall abzustimmen. Zur Beurteilung der Schmiermittelversorgung bei Lagerschäden, können die bereits oben erwähnten Laufspuren herangezogen werden. Mit ihrer Hilfe lässt sich eine etwaige Mangelschmierung erkennen und es kann so auf etwaige Ursachen geschlossen werden. Laufspuren treten umso ausgeprägter auf, je dünner der Schmierfilm ist und je mehr Verunreinigungen er enthält. (Brändlein et al., 1995, S. 442)

10.1.2.4 Konstruktive Fehler

Bei der Stützung von Lagerringen ist darauf zu achten, dass diese möglichst gleichmäßig über den Umfang verteilt verläuft. Besonders dünnwandige Lagerringe erfordern eine gute Unterstützung.

Weist das Gehäuse starke Steifigkeitsunterschiede in der Druckzone auf, kann dies zu harten Punkten an der Außenlaufbahn führen (siehe Abschnitt 9.1.3). (Brändlein et al., 1995, S. 444)

10.2 Aufgetretene Schadensfälle bei HOBAS

In den folgenden Abschnitten wird nun auf die Schadensfälle eingegangen, die bereits bei Matrizen-Kugellagern von HOBAS aufgetreten sind. Alle dargestellten Schäden entstanden an HOBAS-Kugellagern, die sich in Betrieb befanden, wobei keine Informationen vorhanden sind, wie lange und unter welchen Bedingungen sie betrieben wurden.

10.2.1 Korrosion an der Laufbahn des Außenringes



Abb. 10.16: Ansätze von Rostporen am Außenring



Abb. 10.17: Ausgeprägte Pore am Außenring

Abb. 10.16 zeigt oberflächliche Ansätze von Rostporen am Außenring eines HOBAS Lagers, das sich in Betrieb befand und wiederaufbereitet wurde. Die Rostporen entstehen in der Kontaktzone zwischen Kugel und Laufbahn im Stillstand und werden oft durch Schwingungen im Stillstand noch verstärkt. Der trennende Schmierfilm zwischen den Kontaktpartnern war nicht ausreichend, was zur direkten Berührung der metallischen Oberflächen führte. Ausgehend von dieser Schmierstörung kam es in weiterer Folge zu erhöhtem Verschleiß und einer beschleunigten Ermüdung. Eine funktionierende Oberflächentrennung bei Lagerung und Transport des Lagers ist somit entscheidend.

Abb. 10.17 zeigt eine sehr ausgeprägte kreisförmige Pore am Außenring. Diese kann durch einen punktuellen Materialfehler oder Einschluss hervorgerufen worden sein, welcher durch die Lastbeaufschlagung korrodierte. Eine weitere Möglichkeit wäre auch, dass hier eine Härteprüfung vorgenommen wurde, auch wenn dieser Ort als sehr ungünstig erscheint.

10.2.2 Korrosion durch Kondensatbildung

Abb. 10.18 und Abb. 10.19 zeigen die Korrosion entlang des Umfanges der Druckellipse in unterschiedlich stark ausgeprägter Form. In beiden Fällen kam es durch Kondensatbildung im inneren des Lagers zu Korrosionsschäden an den Kontaktflächen der Wälzkörper.

Die Bildung des Kondensats wurde wahrscheinlich durch Temperaturschwankungen während des Transportes bzw. durch schlechte Konservierung hervorgerufen. Die Matrizen mit den aufgebauten Lagern werden je nach Bedarf zur Seite gestellt und warten oft längere Zeit auf ihren Einsatz. Die Zwischenlagerung der Matrize ist manchmal im Freien oder unter einem Regenschutz. Auch diese Witterungseinflüsse haben einen beträchtlichen Einfluss auf die Kondensatbildung. Am Rande der

Kontaktzone, zwischen Kugel und Laufbahn, legt sich Kondenswasser an, was in weiterer Folge zu den elliptischen Rostflecken am Innenring und Außenring führt (siehe Abb. 10.20).



Abb. 10.18: Korrosion entlang der Druckellipse auf Innenlaufbahn

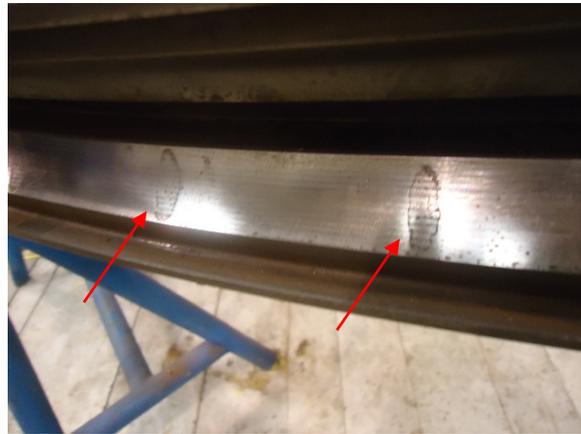


Abb. 10.19: Korrosion zwischen Kugel und Innenlaufbahn

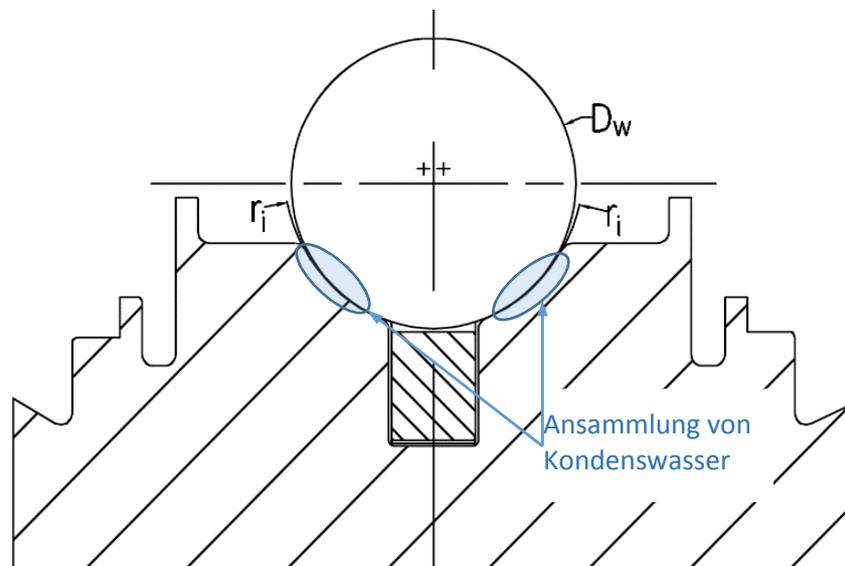


Abb. 10.20: Korrosion am Innenring entlang der Druckellipsen durch Ansammlung von Kondenswasser

Nicht nur die Laufringe nehmen durch die Rostbildung Schaden, sondern auch die Kugeln korrodieren entlang der Druckellipse. Diese geschwächten Zonen platzen nach einer gewissen Anzahl an Überrollungen von der Oberfläche ab und werden von den nachfolgenden Kugeln überrollt, was zu weiteren Schäden auf der Laufbahn führt (Abb. 10.21, Abb. 10.22, Abb. 10.23).



Abb. 10.21: Rostnarbe an der Grenze der Druckellipse



Abb. 10.22: Abplatzungen von der Kugeloberfläche



Abb. 10.23: Abgeplatztes Oberflächenelement

Als Abhilfemaßnahme gegen Korrosionsschäden dieser Art werden seither bei HOBAS die Kugellager für den Transport mit Öl versehen, wobei das Lager angedreht wird, um eine gleichmäßige Verteilung des Öls zu bewirken. Des Weiteren wird Tektül, ein Konservierungsmittel, verwendet, um das Lager an der Außenseite vor der Feuchtigkeit der Atmosphäre zu schützen. Die Lagerringe werden verzurrt und mit Ölpapier sowie mit Schrumpffolie umwickelt. Für den Transport wird das Lager auf einer vibrationsabsorbierenden Gummimatte aufgelegt um eine Störung des Schmierfilms durch Schwingungen zu vermeiden.



Abb. 10.24: Umwicklung mit Ölpapier



Abb. 10.25: Umwicklung mit Schrumpffolie

10.2.3 Welligkeit in der Käfig-Führungsnut

Abb. 10.26 zeigt eine starke Riefenbildung an der Stirnseite der Nut des Käfigs. Diese Welligkeit wird durch den Einstechmeißel hervorgerufen, wenn der Abstand zwischen Meißelspitze und Einspannungsstelle sehr groß ist. Durch den langen Hebelarm wird dieser in Schwingung versetzt und bewirkt die Riefen am Umfang des Einstichdurchmessers. Sie beeinträchtigen aber nicht die Bewegung der Käfigelemente, da diese durch die Fliehkraft von der Stirnseite abheben und so gegen die Kugeln gedrückt werden.



Abb. 10.26: Welligkeit an der Stirnfläche der Käfigführungsnut

10.2.4 Ermüdungsschäden an Innenring und Außenring im Bereich der Härteschlupfzone

Zur charakteristischen Grübchenbildung kommt es vor allem im Bereich des Kugeleinfüllstutzens am Außenring (siehe Abb. 10.27). Dieser Bereich weist eine Härteschlupfzone auf die, 58 HRC auf der Laufbahn, 35 HRC am Kugeleinfüllstutzen sowie 22 HRC unmittelbar vor der Bohrung aufweist (siehe Abschnitt 7.2.3). Hervorgerufen durch die überhöhte Schubspannung unter der Oberfläche findet dort eine Rissbildung statt, welche in weiterer Folge das Herausbrechen von kleinen Oberflächenelementen bewirkt. Die Ausbrüche werden von den nachfolgenden Kugeln überrollt und dessen Eindruckstellen sind Ausgangspunkt für weitere Schäden. Auch der Innenring weist eine Härteschlupfzone auf, die durch den Prozess des Härtens mit dem Induktor hervorgerufen wird. Der Induktor umrundet die Laufbahn, wobei er die bereits gehärtete Zone nicht noch einmal überfahren darf. Er bleibt also kurz vor dem Startpunkt stehen, um ein Verspröden der Laufbahn zu vermeiden. Abb. 10.27 zeigt die Härteschlupfzone am Außenring mit starkem Pitting in der Auslaufzone des Induktors. Abb. 10.28 zeigt die Härteschlupfzone am Innenring mit plastischer Verformung in der Übergangszone sowie den nachfolgenden Bereich mit Grübchenbildung.

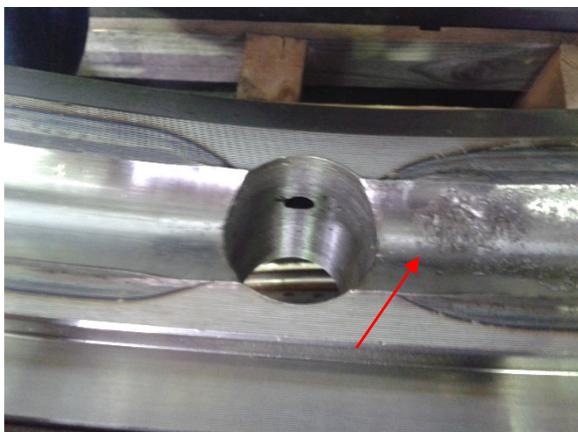


Abb. 10.27: Härteschlupfzone am Außenring mit starker Grübchenbildung



Abb. 10.28: Härteschlupfzone am Innenring mit plastischer Verformung und Grübchen

Eine Möglichkeit den kritischen Bereich der Härteschlupfzone am Außenring zu entschärfen, ist den Bereich der reduzierten Härte zu Hinterschleifen und so eine Entlastung der Laufbahn zu erreichen. (siehe Abb. 7.13 sowie Abschnitt 7.2.3). Abb. 10.29 zeigt Grübchenbildung an der Laufbahn des Kugeleinfüllstopfens. Dieser ist aufgrund der geringeren Härte besonders sensitiv für die Bildung von Pittings.



Abb. 10.29: Grübchenbildung am Kugeleinfüllstopfen

10.2.5 Schaden durch nicht ausreichende Schmierung

Bei nicht ausreichender Schmiermittelzufuhr kann kein oberflächentrennender Schmierfilm aufgebaut werden. Es kommt zu einem überdurchschnittlichen Verschleiß und Heißlaufen des Wälzlagers. Dies äußert sich in einem wesentlich lauterem Laufgeräusch des Lagers und führt schließlich zu Schadensfällen wie sie in Abb. 10.30 und Abb. 10.31 dargestellt werden. Durch die starken plastischen Verformungen bildet sich ein Grat an der Führungsnut welcher sich in den Käfig einarbeitet und so zum Bruch des Käfigs führt.



Abb. 10.30: Starke plastische Verformungen an der Laufbahn des Innenringes



Abb. 10.31: Zerstörung des Käfigs sowie Einlaufen des Käfigs am Grat der Käfig-Führungsnut

10.2.6 Gratbildung am Kugeleinfüllstopfen

Abb. 10.32 zeigt einen entstandenen Schaden an der Bohrung für den Kugeleinfüllstopfen, welcher beim Abziehen des Stopfens entstand. Beim Sichern des Stopfens mit dem konusförmigen Stift muss sich ein Grat gebildet haben, der beim Abziehen des Stopfens die Oberfläche der Bohrung beschädigte.



Abb. 10.32: Abscherung eines Grates beim Ausziehen des Stopfens

10.2.7 Gegenseitiges Anlaufen der Käfigelemente

Durch die Bewegung der Kugeln über die Laufbahn, wird der Käfig weitergeschoben. Der Käfig besteht aus mehreren Elementen, die über den Umfang eingelegt werden. Zwischen den Elementen ist ein Spiel vorgesehen, um ein Einlegen der Kugeln zu ermöglichen. Bei der Zwangsführung des Käfigs durch die Kugeln stoßen die Käfigelemente aneinander, was zu einem Verschleiß der Stoßkanten führt (siehe Abb. 10.33). Neuere Käfigelemente werden an der Stoßkante mit einer Nase modifiziert, um einem derartigen Verschleiß vorzubeugen. Durch die Nase findet der Stoß auf einer kleineren Fläche statt und hat somit mehr Bewegungsfreiheit (siehe Abb. 10.34).



Abb. 10.33: Verschleiß an der Stoßkante des Käfigelementes

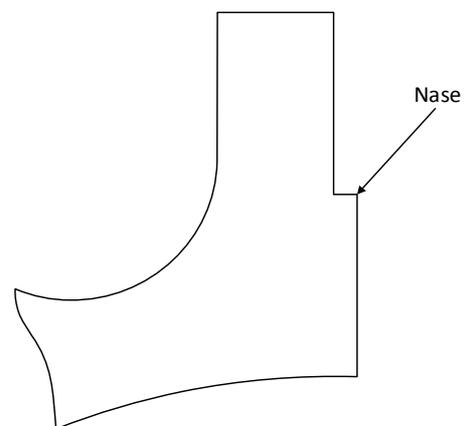


Abb. 10.34: Nase an der Stoßkante des Käfigelementes

10.2.8 Härtefehler an der Außenlaufbahn

Abb. 10.35 zeigt eine feine Gefügeänderung, ähnlich eines Haarrisses, in der Oberfläche der Außenlaufbahn. Die Beurteilung dieses Oberflächendefektes erweist sich als schwierig, weshalb mehrere Schadenshypothesen als möglich erscheinen. Dieser Fehler könnte durch eine außermittige Induktorbewegung, oder durch eine Überhitzung der Zone bei defekter Kühlbrause entstanden sein. Eine weitere Möglichkeit wäre, dass der Ferritkern des Induktors einen Schaden hatte und so den Strom nicht symmetrisch einbrachte. Eine weitere Hypothese wäre, dass sich beim Walzen des Ringes eine Gefügeänderung einstellte.

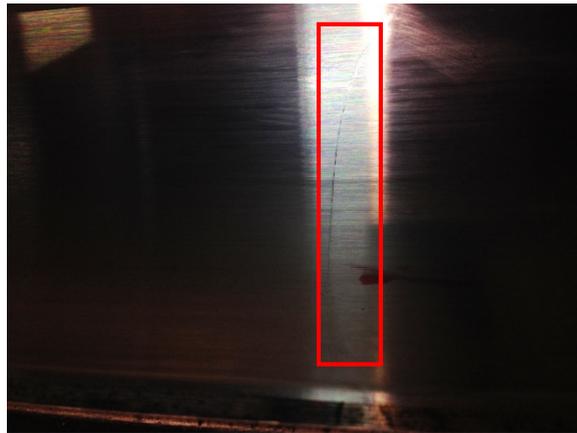


Abb. 10.35: Oberflächenbeschädigung am Außenring

10.2.9 Verformungen durch Schwingungen der Kugel

Ein weiteres Schadensbild zeigt die Laufbahn eines Innenringes. Im Bereich der normalen Laufbahn, welche mehr als 58 HRC aufweist, treten bis zu zehn Kugelabdrücke unmittelbar hintereinander auf (siehe Abb. 10.36). Diese entstehen möglicherweise durch ein wiederkehrendes dynamisches Verhalten der Kugeln, welches durch unterschiedlich große Kugeln hervorgerufen worden sein könnte. Die verwendeten Kugeln entsprechen der Genauigkeitsklasse G28 und haben eine Toleranz von plus/minus 13,7 µm. So würde es auch zu einer Mehrbelastung der Lauffläche kommen, wenn eine Kugel überrollt, die am oberen Ende der Toleranz liegt.

In Abb. 10.36 ist auch die Härteschlupfzone des Innenringes erkennbar. Im Übergangsbereich, welcher die reduzierte Härte aufweist, ist eine Aufweitung der Laufrille erkennbar sowie die Bildung von Pittings. Vergleicht man diesen Bereich mit den weiter rechts liegenden Eindrücken, so liegt der Unterschied in den nicht vorhandenen Pittings. Daraus kann man schließen, dass es sich bei den Eindrücken nicht um einen Ermüdungsschaden handelt.



Abb. 10.36: Verschleißmarkierungen durch dynamische Effekte der Kugel im Bereich der Härteschlupfzone des Innenringes

10.3 Resümee

Die dokumentierten HOBAS-Schäden von der Schwingungskorrosion an der Außenlaufbahn (10.2.1), die Kondensatbildung bei Lagerung und Transport (10.2.2), die nicht ausreichende Schmierung (10.2.5) bis zur Gratbildung beim Ausziehen des Kugeleinfüllstopfens, haben ihre Ursache Großteils in der Handhabung bzw. Montage der Kugellager. Die Bildung von Kondenswasser bei Lagerung und Transport wird mittlerweile durch eine entsprechende Verpackung des Lagers unterbunden. Plastische

Verformungen wie sie beim Schaden mit nicht ausreichender Schmierung zu sehen sind, gehen mit einer starken Geräusentwicklung einher. Der Maschinenbediener hätte nach dem ersten Auftreten von Geräuschen, das im Prozess befindliche Rohr zu Ende fertigen und danach eine Untersuchung des Lagers anfordern sollen. Die Gratbildung an der Bohrung des Kugeleinfüllstopfens ist wahrscheinlich durch die falsche Positionierung des Stopfens bei der Montage entstanden.

Im Falle der HOBAS-Kugellager gibt es zurzeit kein Condition Monitoring. Das heißt es findet keine Schwingungsüberwachung der Lager statt, welche frühzeitig die Entstehung eines Schadens detektieren würde.

Eine weitere Ursache für einen Schaden kann in der Fertigung gefunden werden. In diesem Zusammenhang ist die Welligkeit der Käfigführungsnut (10.2.3) gemeint. Dieser Schaden ist als Fertigungsfehler einzuordnen, welcher aber keinen Einfluss auf die Funktionserfüllung nimmt.

Die Ursache für Ermüdungsschäden (10.2.4) und das gegenseitigen Anlaufen der Käfigelemente (10.2.7) kann in der konstruktiven Ausführung dieser Bereiche gefunden werden. Erste Ermüdungsschäden bei den HOBAS Lagern treten stets im Bereich der Härteschlupfzone und des Kugeleinfüllstopfens auf. Der Verschleiß an der Stoßkante der Käfigelemente wurde durch eine Modifizierung dieser mit einer Nase verringert.

Bei jenen Schadensbildern, die als Ursache auf einen Härtefehler in der Außenlaufbahn (10.2.8) oder der Schwingung der Kugeln (10.2.9) schließen lassen, handelt es sich um Hypothesen.

11 Potenzialanalyse

Die Potenzialanalyse erörtert die vorhergegangenen Sensitivitätsanalysen bezüglich der einzelnen Parameter und stellt sie gegenüber. Es wird die Gehäusesituation bei HOBAS und die daraus resultierende Druckverteilung analysiert und ein Optimierungspotenzial erläutert. In zwei weiteren Abschnitten wird auf Potenziale in der Härteschlupfzone und der Handhabung eingegangen.

11.1 Parameteranalyse

Es wird nun spezifisch auf die oben diskutierten Auslegungsparameter eingegangen und ihre Auswirkungen auf die einzelnen Kennwerte aufgezeigt. Als Kennwerte werden die maximale Kugelbelastung, die maximale Hertzsche Pressung, die dynamische Tragfähigkeit sowie die minimale Schmierfilmdicke herangezogen, welche in den vorhergegangenen Kapiteln auf ihre Sensitivität bezüglich der Auslegungsparameter untersucht wurden. Für die maximale Kugelbelastung wird die Methode für reine Radialbelastung nach Kapitel 5.1.1 herangezogen. Tabelle 11.1 zeigt die prozentuellen Einflüsse der unterschiedlichen Parameter auf die einzelnen Kennzahlen in Bezug auf das Referenzlager. Ausgehend vom Referenzzustand wird der Einfluss auf die Kennwerte aufgezeigt, wenn die Parameter um einen Prozent geändert werden. Die Werte kommen somit einem lokalen Gradienten gleich, wobei Parameter welche einen stärkeren Einfluss auf eine Kennzahl haben, fett hervorgehoben sind.

Tabelle 11.1: Einflüsse der Auslegungsparameter auf die Kennzahlen in Prozent

Auslegungsparameter	D_w	z	d_m	f_i	f_o	α_s	λ	
Ist-Wert	76,2 mm	90 Stück	2920 mm	0,58 -	0,62 -	35 °	$420 \cdot 10^{-6}$ -	
Änderung in Prozent	$\pm 1\%$							
Änderung absolut	0,762	0,9	29,2	0,0058	0,0062	0,35	$4,2 \cdot 10^{-6}$	
$Q_{max} = \frac{z \cdot J_r(\epsilon)}{F_r}$	+0,092	-0,990	+0,276	-0,185	-0,124	~ 0	+0,276	
	-0,093	+1,010	-0,278	+0,194	+0,129	~ 0	-0,278	
$p_{0max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Q}{\pi a b}$	Außenring		-0,672	+0,010	-	+1,043	-	
	Außenring		+0,683	-0,011	-	-1,132	-	
	Innenring		-0,652	-	-0,009	+1,688	+0,140	-
	Innenring		+0,663	-	+0,009	-1,658	-0,138	-
$C_{dyn} = b_m \cdot f_c \cdot (i \cdot \cos \alpha_0)^{0.7} \cdot z^{\frac{2}{3}} \cdot 3,647 \cdot D_w^{1.4}$	+1,711	+0,668	-0,304	-1,066	+0,953	-	-	
	-1,699	-0,668	+0,304	+1,114	-1,122	-	-	
$h_{min} = \frac{H^o}{\mathcal{R}_m}$	Außenring		+0,470	-	+0,673	-	-0,860	-0,0009
	Außenring		-0,473	-	-0,675	-	+0,923	+0,0005
	Innenring		+0,410	-	+0,684	-1,130	-	-0,119
	Innenring		-0,413	-	-0,687	+1,109	-	+0,117

11.1.1 Kugeldurchmesser D_w

Der Kugeldurchmesser D_w ist ein Parameter der Einfluss auf alle Kennzahlen nimmt. Ein größerer Kugeldurchmesser bewirkt eine geringere Hertzsche Pressung, eine größere dynamische Tragfähigkeit sowie einen größeren minimalen Schmier spalt h_{min} . Einzig die maximale Kugelbelastung Q_{max} nimmt zu (siehe Abb. 11.1).

Bei großen Lasten erscheint die Vergrößerung des Kugeldurchmessers somit als guter Ansatz, doch sind weitere Aspekte zu berücksichtigen. Ein größerer Kugeldurchmesser bewirkt unter

Berücksichtigung der Grenzbedingungen für den Einbau, dass weniger Kugeln Platz finden und damit die Belastung pro Kugel wieder steigt. Des Weiteren steigt die Fliehkraftbelastung der Kugel, was ebenfalls zu einer Mehrbelastung der Kontaktstelle führt.

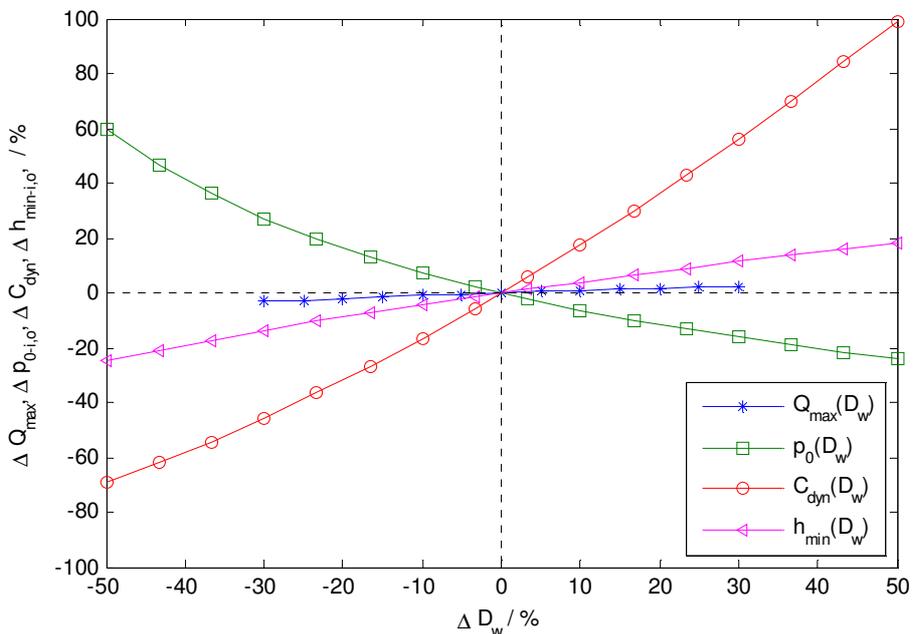


Abb. 11.1: Einfluss des Kugeldurchmessers auf die unterschiedlichen Kennwerte

Ein weiterer Aspekt, der nach Tabor (1955) bei Vergrößerung des Kugeldurchmessers zum Tragen kommt, ist die Zunahme der Hysterese-Verluste sowie der Bohr- und Gleitreibung nach Gleichung (8.1). Dies folgt daraus, dass die Belastung bei Vergrößerung des Kugeldurchmessers steigt und mit einer höheren Potenz in die Berechnung für die Rollreibung eingeht als der Kugeldurchmesser.

Laut Niemann (2005) gibt Joachim (1984) an, dass sich mit größerem Kugeldurchmesser das Maximum der Vergleichsspannung nach der Gestaltänderungshypothese weiter unter die Oberfläche verschiebt. Der maximale Betrag der Vergleichsspannung bleibt konstant, während der Gradient abnimmt. Abb. 11.2 zeigt die Verschiebung des Vergleichsspannungsmaximums in tiefere Zonen unter der Oberfläche anhand von Rollen mit größer werdendem Durchmesser. Aufgrund dessen ist auch die abnehmende Stützwirkung des Werkstoffes zu berücksichtigen, da der Spannungsgradient in der lokal plastifizierenden Zone abnimmt. Weiters zeigt Abb. 11.2, dass sich mit steigender Hertzscher Pressung bei gleicher Geometrie der Kontaktpartner, das Maximum der Vergleichsspannung einerseits vergrößert und andererseits weiter unter die Oberfläche verschiebt.

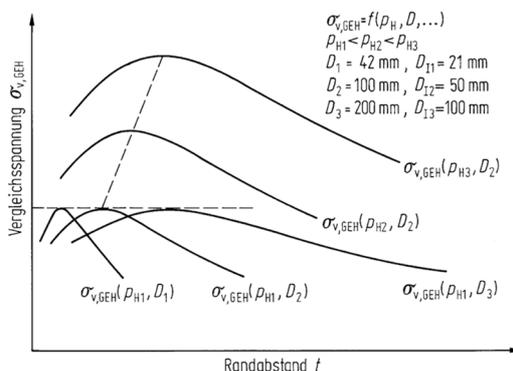


Abb. 11.2: Vergleichsspannung nach der Gestaltänderungshypothese unterschiedlicher Größe bei Rollen mit einer Geschwindigkeit von $v = 8 \text{ m/s}$ (Niemann et al., 2005, S. 549)

Als Richtlinie zur Auslegung des Kugeldurchmessers in einem Kugellager, wird bei einem Standardlager der Kugeldurchmesser mit 60 % der „Bearing Section“ angesetzt. Bei Kugellagern mit sehr hohen Drehzahlen wird der Kugeldurchmesser mit 40 % der „Bearing Section“ angesetzt. Die „Bearing Section“ ist die Querschnittsfläche des Lagers, welche durch den Innen- und Außendurchmesser sowie der Breite des Lagers begrenzt wird. (The Barden corporation (U.K.) Limited, 1997)

Beim HOBAS DN-2400 Lager nimmt die Kugel 10,5 % der Querschnittsfläche ein und entspricht damit nicht der zuvor genannten Empfehlung. Es muss jedoch berücksichtigt werden, dass der Außenring durch die nicht vorhandene Gehäusestützung eine tragende Funktion übernimmt und deshalb einen größeren Querschnitt aufweist, als ein Standardlager mit allseitiger Gehäuseeinfassung. Auch der Innenring wird stärker ausgeführt, da sich an ihm Durchgangsbohrungen für das Befestigen der Matrice befinden.

11.1.2 Teilkreisdurchmesser d_m

Ein größerer Teilkreisdurchmesser wirkt sich sehr unterschiedlich auf die Kennwerte aus. Die dynamische Tragfähigkeit nimmt ab, während die Kugelbelastung zunimmt, jedoch mit einem schwächeren Gradienten als die minimale Schmierfilmhöhe zunimmt. Abb. 11.3 zeigt den Verlauf der einzelnen Kennwerte bei Variation dieses untersuchten Parameters. Für die minimale Schmierfilmhöhe wird bei den dazugehörigen Kurven nicht zwischen Innen- und Außenring unterschieden, da der Verlauf der Kurven nahezu ident ist. Der Verlauf der Hertzschen Pressung am Innen- und am Außenring ist jedoch nicht derselbe. So führt ein größerer Teilkreisdurchmesser zur Abnahme der Hertzschen Pressung am Innenring, während am Außenring die Hertzsche Pressung zunimmt. Jedoch ist der Einfluss des Teilkreisdurchmessers vernachlässigbar (siehe Abb. 11.3).

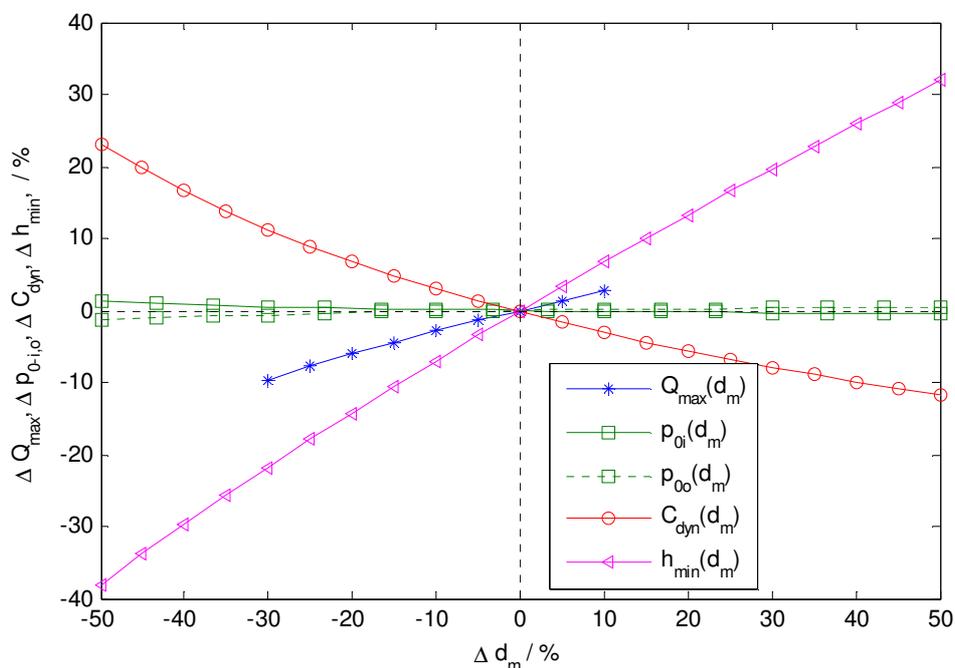


Abb. 11.3: Einfluss des Teilkreisdurchmessers auf die unterschiedlichen Kennwerte

Der Teilkreisdurchmesser hat Einfluss auf die inneren und äußeren Laufbahndurchmesser d_i und d_o , welche wiederum auf die Summe der Krümmungen Einfluss nehmen. Damit findet der Teilkreisdurchmesser auch Einfluss auf die Nebenachse der Druckellipse. In Bezug auf die Schmierfilmhöhe nimmt der Teilkreisdurchmesser auch auf die Geschwindigkeitsverhältnisse Einfluss.

11.1.3 Kugelanzahl z

Die Kugelanzahl ist ausschlaggebend für die maximale Kugelbelastung und fließt mit der Potenz von $\frac{2}{3}$ ebenfalls in die dynamische Tragfähigkeit ein. Auf die Schmierfilmhöhe und die maximale Hertzsche Pressung hat sie indirekt über Q_{max} Einfluss. Eine größere Anzahl von Kugeln erscheint somit als Optimierungsmöglichkeit, jedoch wird die Kugelanzahl durch geometrische Bedingungen wie die Käfiggeometrie und den Kugeldurchmesser begrenzt. Kapitel 7.2.7 zeigt die Optimierung der dynamischen Tragfähigkeit durch Änderung des Kugeldurchmessers und der Kugelanzahl. Würden auch die restlichen Kennwerte in die Betrachtung miteinbezogen, wäre Optimierung wesentlich komplexer und würde Optimierungsverfahren erfordern.

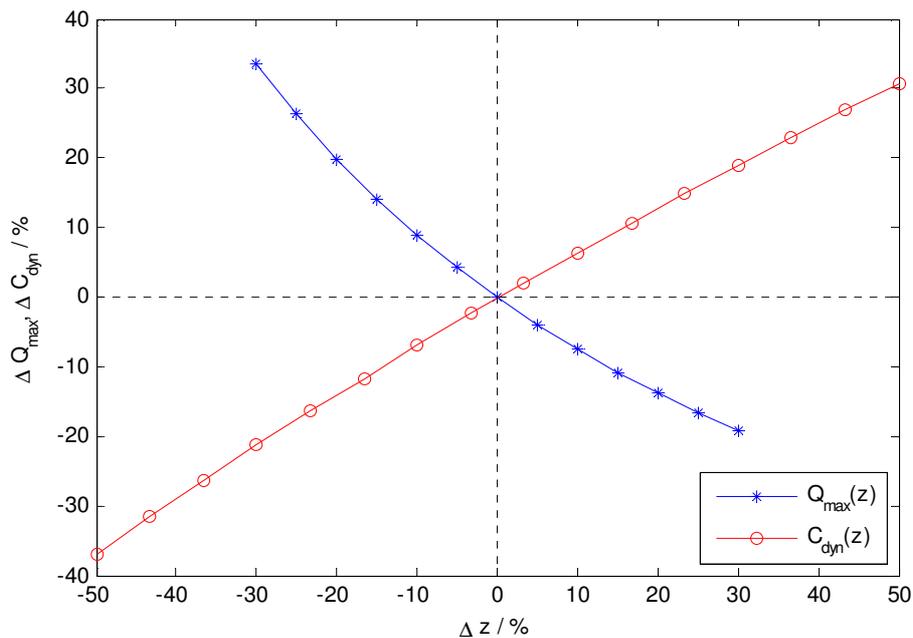


Abb. 11.4: Einfluss der Kugelanzahl auf die Kugelbelastung und die dynamische Tragfähigkeit

11.1.4 Schmiegeverhältnisse f_i und f_o

Die Schmiegeverhältnisse am Innen- und Außenring haben sich im Zuge der Recherche als entscheidender Faktor hervorgetan. Jeder Lagerhersteller optimiert die Schmiegeung der Laufbahn in Bezug auf den Anwendungsfall. Es kann somit keine allgemein gültige Aussage für das richtige Schmiegeverhältnis angegeben werden. Abb. 11.5 und Abb. 11.6 zeigen den Einfluss des inneren bzw. äußeren Schmiegeverhältnisses auf die vier wesentlichen Kennwerte in Bezug auf das DN-2400 Referenzlager. Das innere bzw. äußere Schmiegeverhältnis hat jeweils nur Einfluss auf die innere bzw. äußere Hertzsche Pressung und die jeweilige Schmierpalhöhe. Die Kennzahlen p_o und h_{min} beziehen sich deshalb auf die innere Laufbahn in Abb. 11.5 und in Abb. 11.6 auf die äußere.

Die Sensitivitäts-Verläufe der einzelnen Kennwerte für f_i und f_o sind sehr ähnlich, doch fällt auf, dass für das äußere Schmiegeverhältnis eine Reduktion von nahezu 20 % möglich wäre, bevor die Grenze von $f_o = 0,5$ erreicht wird. Dies liegt daran, dass das Referenzlager ein $f_o = 0,62$ aufweist, während das Schmiegeverhältnis am Innenring mit $f_i = 0,58$ wesentlich geringer ist.

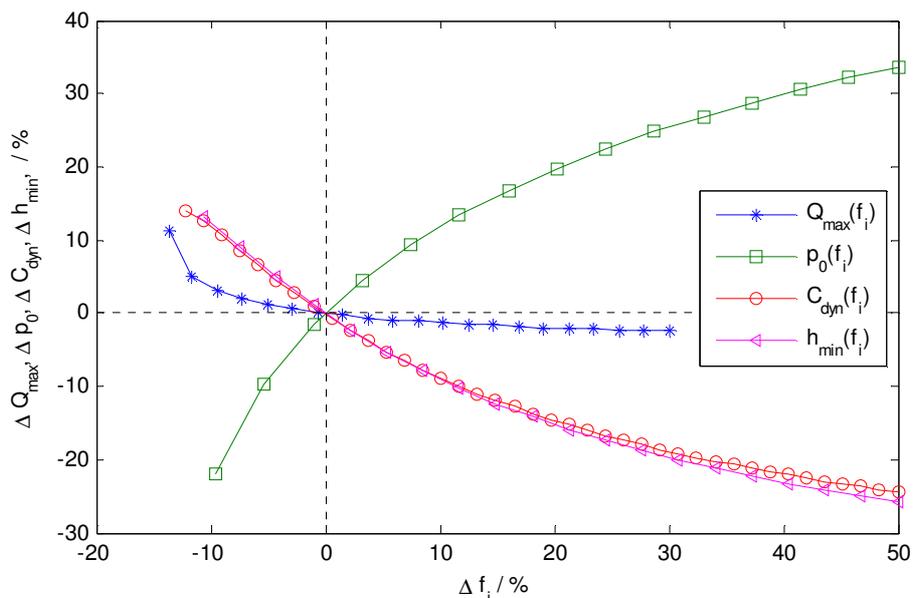


Abb. 11.5: Einfluss des inneren Schmiegeverhältnisses auf die untersuchten Kennwerte

Ein weiteres Merkmal ist der sehr ähnliche Verlauf der dynamischen Tragfähigkeit ΔC_{dyn} und der Schmierstathöhe Δh_{min} . Beide Kennzahlen nehmen mit einem kleineren Schmiegeverhältnis zu. Die Hertzsche Pressung p_0 zeigt einen degressiven Verlauf und nimmt bei kleineren Verhältnissen ab, während die maximale Kugelbelastung Q_{max} zunimmt. Eine Verringerung des Schmiegeverhältnisses zeigt eine Zunahme der maximalen Kugelbelastung, jedoch weist die Hertzsche Pressung als Funktion von Q_{max} eine stärkere Abnahme auf, weshalb der positive Effekt überwiegen sollte.

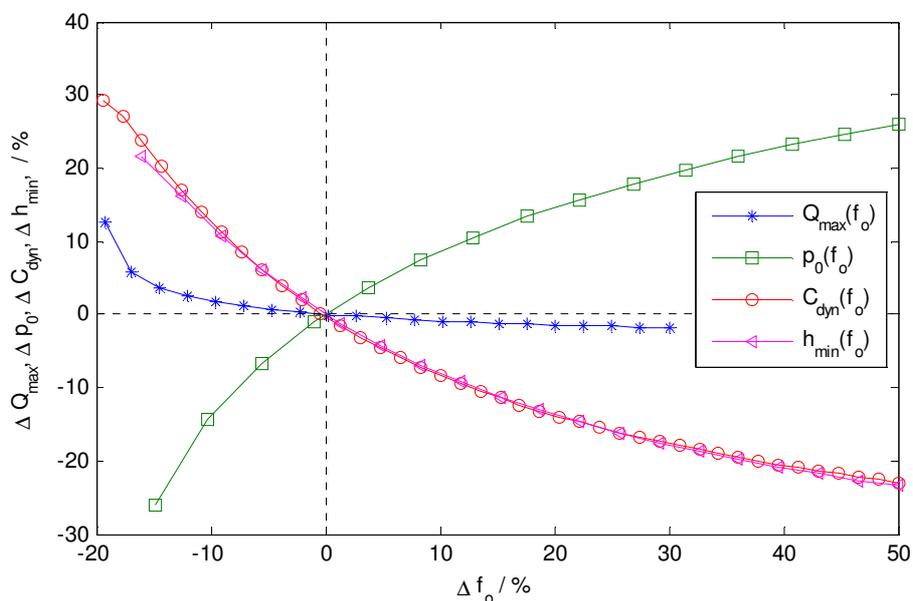


Abb. 11.6: Einfluss des äußeren Schmiegeverhältnisses auf die untersuchten Kennwerte

Gloekner (2013) untersuchte den Einfluss der Schmiegeverhältnisse auf die Reibung und Temperaturentwicklung anhand eines 3-Punkt Jet-Ball Bearing. Dabei handelt es sich um ein Hochgeschwindigkeits-Kugellager für Turbinen mit einem Teilkreisdurchmesser von $d_m = 240 \text{ mm}$ sowie einer Kugelanzahl $z = 23$, die einen Kugeldurchmesser von $D_w = 25,4 \text{ mm}$ aufweisen. Mit kleinerem Schmiegeverhältnis bildet sich eine größere Kontaktellipse aus, was zu einem größeren Druckellipsenverhältnis κ und somit zu einer geringeren Hertzschen Pressung führt. Mit einer engeren

Schmiegung ist aber zu berücksichtigen, dass damit eine Temperaturerhöhung einhergeht und auch mehr Reibung in den Wälzpaarungen auftritt. Nach DIN ISO 281 führt eine engere Schmiegung nicht unbedingt zu einer höheren Tragfähigkeit, da stärkere Mikroschlupfbewegungen auftreten und die damit verbundenen Spannungen zu einer stärkeren Oberflächenermüdung führen. Gloeckner kommt zu der Erkenntnis, dass eine weitere Schmiegung zu einer geringeren Laufflächentemperatur und geringeren Leistungsverlusten führen kann. Des Weiteren geht mit einer geringeren Temperatur auch eine geringere Oberflächenermüdung einher, sowie eine größere Schmierfilmdicke, was wiederum die Lebensdauer erhöht. Die Abnahme der Tragfähigkeit und die damit einhergehenden größeren Spannungen unter der Oberfläche können somit durch die positiven Aspekte der geringeren Temperatur kompensiert werden. (Gloeckner, 2013)

11.1.5 Schenkelwinkel α_s

Der Schenkelwinkel am Innenring weist nur einen Einfluss auf die Hertzsche Pressung und die minimale Schmierfilmhöhe am Innenring auf. Der Einfluss auf die maximale Kugelbelastung kann vernachlässigt werden. Abb. 11.7 zeigt den Einfluss des Auslegungsparameters auf die Hertzsche Pressung sowie auf die Schmierfilthöhe für den Innenring. Der Schenkelwinkel wirkt sich vor allem über die Summe der Krümmungen $\sum \rho$ auf die einzelnen Kennwerte, sowie auf den Innendurchmesser d_i aus.

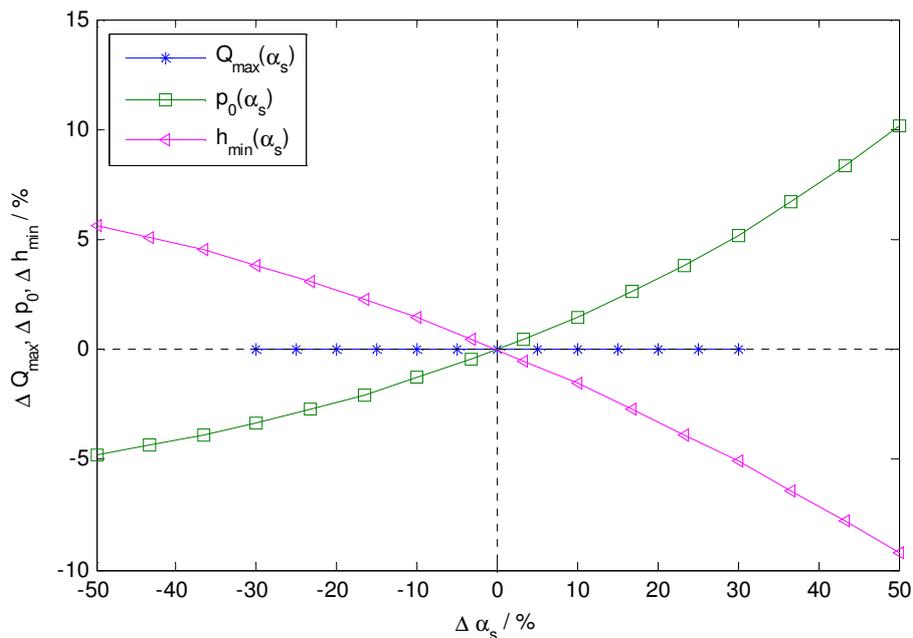


Abb. 11.7: Einfluss des Schenkelwinkels auf die Kennwerte

11.1.6 Radialspielfaktor λ

Der Radialspielfaktor λ ergibt multipliziert mit dem Teilkreisdurchmesser das Radialspiel G_r und nimmt so vorwiegend Einfluss auf die maximale Kugelbelastung. Der Einfluss auf die Schmierfilmhöhe kann vernachlässigt werden. Eine Verringerung des Radialspiels um 30 %, würde eine um 10 % geringere Kugelbelastung bewirken (siehe Abb. 11.8). Im Falle der HOBAS-Lagerungen ist jedoch eine Verringerung des Radialspiels kaum mehr möglich, da sich, bedingt durch den Prozessverlauf, eine Wärmeausdehnung des Innenringes ergibt, die das vorhandene Radialspiel rechtfertigt.

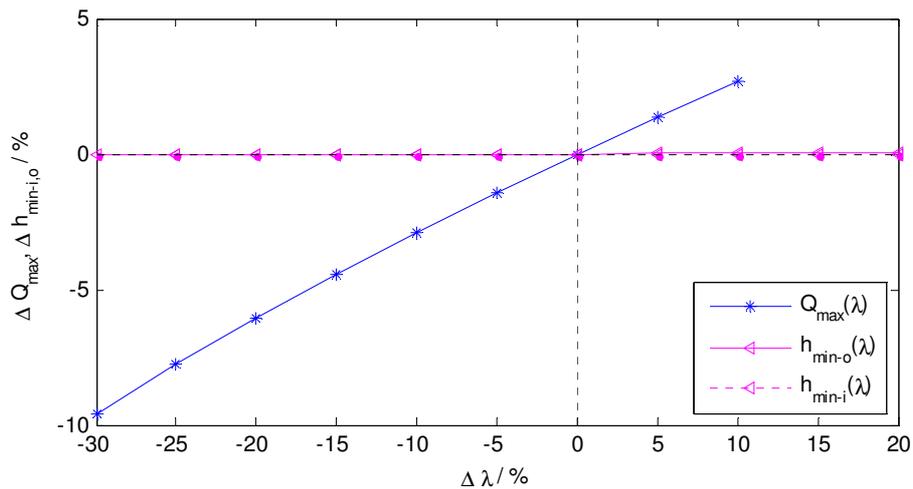


Abb. 11.8: Einfluss des Radialspielfaktors auf die maximale Kugelbelastung

11.2 Druckverteilung

Die Druckzone, in welcher die Kugeln die Belastung des Innenringes auf den Außenring übertragen, gilt es so homogen wie möglich zu gestalten und über einen möglichst großen Winkelbereich zu erstrecken. Wenn eine Kugel die Druckzone durchwandert soll sie einen sanften Anstieg der Belastung erfahren, die mit dem Austreten aus dem Bereich der Druckzone wieder abflacht. In diesem Sinne spricht man von einer homogenen Belastung der Kugel, d. h. die Laufbahn weist keine harten Punkte auf.

Eine Option, um die Vergrößerung des Lastwinkels zu erreichen, wäre über die Reduzierung des Radialspiels, was aber bei HOBAS aufgrund des Temperaturgradienten zwischen Innen- und Außenring kaum möglich ist (siehe Abschnitt 1.2). Eine Reduzierung des Radialspielfaktors λ im großen Ausmaß könnte zum Verklemmen des Lagers führen.

Ein anderer Ansatzpunkt wäre, die Krafteinleitung in den Außenring zu optimieren. Theoretisch betrachtet erfolgt die Stützung eines allgemeinen Lager-Außenringes immer über den gesamten Umfang der entsprechenden Passungsfläche. Und auch dann ist nur bei einem idealisierten spielfreien Lager ein Lastwinkel von $\psi_l = 180^\circ$ zu erreichen. Es wäre somit erstrebenswert die Einleitung der Stützkraft in den Außenring konstruktiv so zu gestalten, dass ein möglichst großer Lastwinkel ψ_l erreicht wird. Wie bereits in Kapitel 9 erwähnt, gilt es das Gehäuse dermaßen zu gestalten, dass das Prinzip eines umschlingenden Bandes zum Tragen kommt und so eine optimale Stützwirkung auf den Außenring erzielt wird.

Durch die offene Bauweise des Lagerschuhes bei HOBAS ist die tangentiale Krafteinleitung, wie sie in Abschnitt 9.1.3 erläutert wird nur begrenzt möglich. Um einen geschlossenen Kraftfluss bei tangentialer Krafteinleitung zu erreichen, wäre auch eine Umfassung des Lagerringes notwendig.

Um der Ovalisierung des Außenringes möglichst entgegen zu wirken und gleichzeitig den offenen Lagerschuh beizubehalten, wäre die Erweiterung des Stützbereiches im Lagerschuh auf 180° notwendig. Eine Bandwirkung auf den Außenring wird dadurch nicht erreicht, da diese nur mit einem geschlossenen Gehäuse umsetzbar ist.

Abb. 11.9 zeigt die Prinzipskizze des Konzeptes in der Vorder- und Draufsicht, wo das Kugellager auf einem dem Außendurchmesser angepassten Blech aufliegt, welches zwischen zwei zugeschnittenen Stahlplatten eingeschweißt wird.

Vorteile dieses Konzeptes wären:

- Es sind keine Modifikationen am bestehenden System Kugellager an sich notwendig
- Geringere Ovalverformung des Außenringes durch einen größeren Winkelbereich des Lagerschuhs
- Geringere Verkipfung des Lageraußenringes durch großflächigere Auflage im Lagerschuh
- Kostengünstige Schweißkonstruktion

Als Nachteile für dieses Konzept lassen sich folgender Punkte anführen:

- Erschwertes Einsetzen der Lagerringe in den Lagerschuh durch den größeren Winkelbereich
- Bandwirkung am Lagerschuh wird nicht umgesetzt

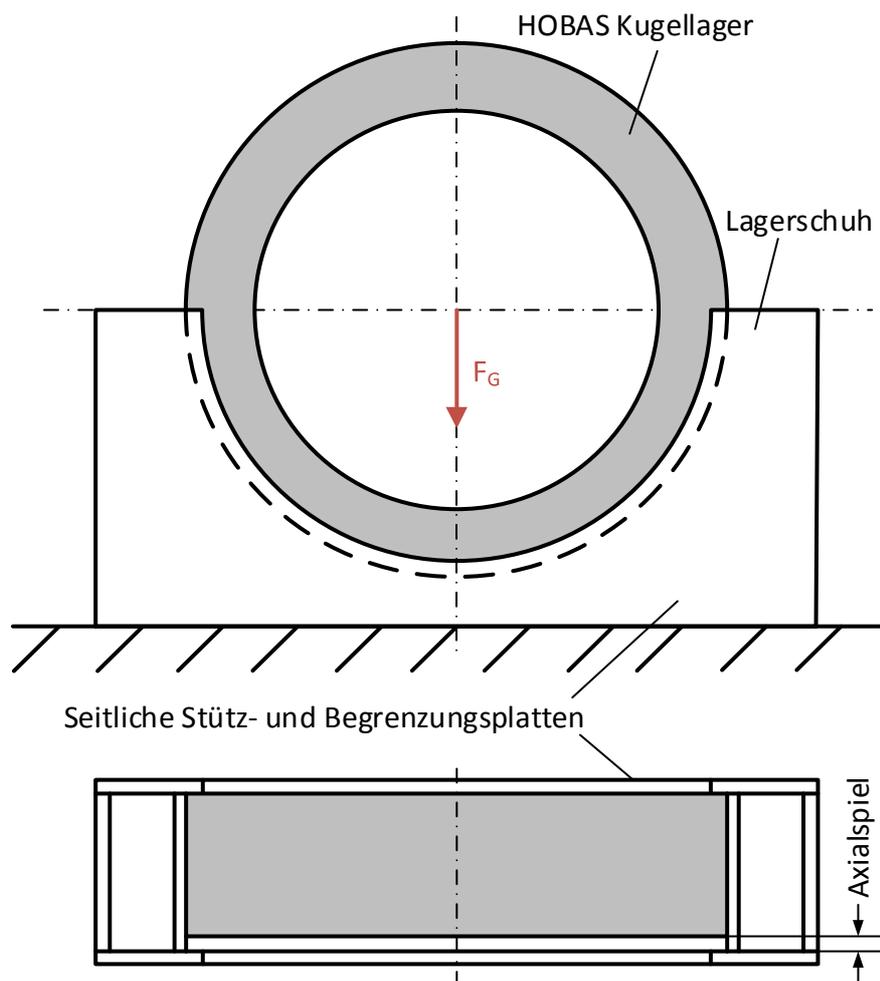


Abb. 11.9: Optimierte Abstützung des Lagers durch hochgezogenen Lagerschuh

11.3 Die Härteschlupfzone

Schäden bei HOBAS-Lagern treten vorwiegend im Bereich der Härteschlupfzonen auf weshalb es sich bei diesen Bereichen um die sensitivsten auf der Innen- bzw. Außenlaufbahn handelt. Die Härteschlupfzone am Außenring erfährt im Vergleich zum Innenring eine zusätzliche Schwächung durch den Kugeleinfüllstopfen. Eine Vermeidung dieser Bereiche mit verminderter Härte ist fertigungstechnisch nicht möglich, da sich die Methode der Induktionshärtung als die zuverlässigste erwies und auch bei anderen Großwälzlager-Herstellern als Standard gilt. Die konstruktive Vermeidung des Kugeleinfüllstopfens ist hingegen als großes Potenzial anzusehen. Der Stopfen hat die Funktion,

die Befüllung des Lagers mit Kugeln zu ermöglichen. Während des Betriebes besitzt der Stopfen nur noch die Aufgabe die Laufbahn zu vervollständigen, was in Kombination mit der Härteschlupfzone zu einer deutlichen Schwächung dieser führt.

Aus der Überlegung heraus, dass im Bereich von 3 Uhr (siehe Abb. 7.13) das Einlaufen der Kugeln in die Druckzone beginnt, wäre es logisch die Härteschlupfzone samt Kugeleinfüllstutzen am Außenring in den Bereich vor der Einlaufzone zu setzen. Die Positionierung der Härtschlupfzone mit Kugeleinfüllstopfens auf 12 Uhr ist aufgrund der dort befindlichen Schmiermittelzufuhr nicht ohne größere konstruktive Änderungen möglich. Außerdem tritt im obersten Punkt des Kugellagers die maximale Verkippung von Innenring zu Außenring auf, was wiederum zu einer Mehrbelastung durch dynamisches Kugelverhalten führen könnte. Mit dem Setzen der Härtschlupfzone auf 2 Uhr würde der sensible Bereich an der Außenlaufbahn in eine Zone weichen wo wenig dynamische Einlaufeffekte auftreten. Fertigungstechnisch bzw. konstruktiv würde dieses Konzept keinen Mehraufwand bedeuten. Darüber hinaus sind in alten HOBAS Aufzeichnungen Hinweise darauf zu finden, dass Modifikationen in diese Richtung bereits angedacht waren, aber noch nicht umgesetzt wurden.

Ein weiterer Aspekt der Ermüdungsschäden im Bereich der Härteschlupfzone am Innen- und Außenring beeinflusst, ist die Wiederaufbereitung eines geschädigten Kugellagers. In diesem Fall wird das Lager zerlegt und die Lagerringe werden weichgeglüht, um sie in weiterer Folge spanabhebend zu bearbeiten. Meist wird die Laufbahn auf das nächstgrößere Kugelabmaß abgedreht bis keine Oberflächenschäden mehr vorhanden sind. Danach wird die Laufbahnoberfläche per Induktionshärten wieder auf die gewünschte Härte von 58 HRC gebracht. Beim Weichglühen des Lagerringes gehen aber die Eigenschaften, welche er im Neuzustand als geschmiedeter Ring durch Vergüten erhalten hat, verloren. Jede Wiederaufbereitung eines Lagerringes durch Weichglühen mindert somit seine Kernhärte weshalb langfristig gesehen Wiederaufbereitungsarbeiten soweit als möglich vermieden werden sollten.

Ein Ansatz um den Stopfen grundsätzlich zu vermeiden, wäre die Teilung des Lagerinnenringes. Bedingt durch den 2-Punkt-Kontakt am Innenring der HOBAS-Lager ist dieser Ansatz relativ naheliegend, auch wenn der fertigungstechnische Aufwand durch das Abstimmen der beiden Innenring-Hälften zueinander zunimmt. HOBAS ließ bereits ein Lager dieser Art bauen, welches sich bei Fertigstellung dieser Arbeit noch in der Versuchsphase befand. Dieses Versuchslager wurde so konzipiert, dass auch keine Härteschlupfzone, die durch das Induktionsverfahren hervorgerufen wird, auftritt. Die beiden Hälften des Innenringes sowie der Außenringes werden bereits auf eine Grundhärte von 42 HRC vergütet, welche dann die endgültige Laufbahnhärte darstellt. Damit weisen die beiden Laufflächen über den gesamten Umfang eine niedrigere, aber gleichbleibende Härte auf.

Als Vorteile eines geteilten Lagerinnenringes können zusammenfassend folgende Punkte angeführt werden:

- Entfall der Härteschlupfzone am Innen- und Außenring
- Entfall des Kugeleinfüllstopfens
- Geringere Anzahl an Wiederaufbereitungsarbeiten und damit langfristig gesehen wahrscheinlich geringere Kosten
- Mit Wegfallen der Wiederaufbereitungsarbeiten ist auch kein Weichglühen der Lagerringe mehr notwendig womit die Eigenschaften eines vergüteten Lagerringes beibehalten werden

Als nachteilig gilt:

- Der größere Fertigungsaufwand und etwaige damit verbundene Kosten

11.4 Handhabung

Bei der Schadensanalyse aus Abschnitt 10.2.5 fällt auf, dass es sich hier um eine hochgradige Zerstörung des Lagers handelt. Diese muss mit einer beträchtlichen Lärmentwicklung einhergegangen sein, die der Bediener der Maschine registrieren hätte können. Es erscheint, dass mehrere Rohre mit diesem Lärmpegel produziert wurden, wodurch es zu diesem enormen Schaden kam. Um mögliche Schäden frühzeitig zu vermeiden, ist auch die Sensibilität und Erfahrung des Maschinenführers bzw. des Montagepersonals ein großer Einflussfaktor, der als Potenzial angesehen werden kann.

Unter die Handhabung fallen nicht nur der Betrieb der Lager, sondern auch die Zwischenlagerung, die Aufbewahrung und der Transport dieser, was bei nicht sachgemäßer Ausführung zu den oben angeführten Korrosionsschäden führen kann. Vor allem die Zwischenlagerung stellt einen entscheidenden Einflussfaktor dar, da die Lager oft über einen längeren Zeitraum auf ihren nächsten Einsatz warten. Über diesen Wartezeitraum sind vor allem die größeren Durchmesserreihen der Witterung im Freien ausgesetzt, da sie viel Platz nehmen und nicht immer entsprechend große überdachte Lagerstätten am Werksgelände verfügbar sind.

Vereinheitlichte innerbetriebliche Richtlinien zur Maschinenführung bzw. zur Handhabung von bestimmten Prozessschritten, wären ein möglicher Ansatzpunkt. Diese Richtlinien müssten über die weltweit verteilten Fertigungsstandorte von HOBAS gleich gehandhabt werden, was in der Vergangenheit nicht der Fall war.

12 Ausblick und Erkenntnis

Aus den betrachteten Aspekten dieser Arbeit lässt sich ein umfassendes Bild der HOBAS Kugellager darstellen, woraus nun zusammenfassende Aussagen und Erkenntnisse abgeleitet werden.

Für die Ermittlung der Belastungssituation wurden grundlegende Annahmen hinsichtlich der Exzentrizität des Schwerpunktes und der axialen Kraft getroffen. Zur Verifikation dieser Annahmen wäre es notwendig Beschleunigungen an den Lagern einer Matrize zu messen. Daraus wären Rückschlüsse möglich, wie sich die Verteilung der GFK-Rohrmasse über die Befüllzeit verhält, bzw. wie schnell sich die Masse vergleichmäßig.

Die konstruktive Ausführung des Kugeleinfüllstopfens in Kombination mit der Härteschlupfzone kann als prinzipielle Fehlerquelle angesehen werden und eine Vermeidung dieser Ausführung wäre als wesentlicher Evolutionsschritt in der Konstruktion anzusehen. Aus diesem Grund wäre es sehr aufschlussreich das Laufverhalten des sich zurzeit in Betrieb befindlichen Lagers mit geteiltem Innenring zu untersuchen. Mit der Teilung des Lagerinnenringes entfällt der Kugeleinfüllstopfen am Außenring und durch die höhere Grundhärte beim Vergüten entfällt die Härteschlupfzone an beiden Laufbahnen.

Das Problem des Kugeleinfüllstopfens wird aber auch in nächster Zeit ein akutes bleiben, da Lager älterer Bauart wiederaufzubereiten sind und das vorhandene Konzept auch in näherer Zukunft Verwendung finden wird. In diesem Zusammenhang wäre es von bedeutsam die Hinterschleifung der Härteschlupfzone am Lageraußenring und dessen Auswirkungen zu untersuchen. Die Hinterschleifung der Laufbahn stellt ein Optimierungspotenzial für alle bestehenden Lager mit Kugeleinfüllstopfen dar.

Aus der Ermittlung der dynamischen Tragfähigkeit sowie der vorhandenen Belastung wird ersichtlich, dass die rechnerische Lebensdauer nicht mit der Realität bei HOBAS korreliert. HOBAS-Lager fallen zumeist viel früher aus, als es die rechnerisch ermittelte Tragfähigkeit suggerieren würde. Mit dieser Feststellung erscheint es naheliegend, dass die Ausfallsursachen nicht in der falschen Auslegung innerer Geometrieparameter zu finden sind. Die auf Basis zahlreicher Versuche ermittelte Gleichung für die dynamische Tragfähigkeit nach DIN ISO 281 ist eine nach empirischen Regeln rechnerisch zugängliche Kennzahl, die von einem Standardkugellager ausgeht, bei dem der Außenring vollständig von einem Gehäuse umfasst wird. Des Weiteren finden die Schwächung durch den Einfüllstopfen, noch der 3-Punkt-Kontakt der Kugeln Berücksichtigung. Mit diesen Überlegungen erscheint eine Feinadjustierung der inneren Geometrieparameter in Richtung Optimierung von gewissen Kennzahlen nicht als vorrangigstes Ziel.

Als äußerer Einfluss auf das Kugellager kann die Krafteinleitung bzw. die Gehäusesituation angesehen werden. Die sehr spezielle Krafteinleitung über einen Lagerschuh in den Außenring führt zu Verformungen von diesem und so zu harten Punkten in der Laufbahn, welche durch das neuere Konzept wesentlich gemindert wurden. Ein nächster Evolutionsschritt wäre die Umsetzung eines Konzeptes, welches versucht das Prinzip eines umschlingenden Bandes zur Stützung am Lageraußenring auszunützen und gleichzeitig eine Vergrößerung des stützenden Winkelbereiches auf halbe Höhe des Lagerumfanges bewirkt (siehe Abschnitt 11.2). Als Ergebnis sind eine geringere Ovalverformung des Lageraußenringes sowie eine homogenere Druckverteilung auf die Kugeln zu erwarten.

Grundsätzlich wäre bei HOBAS eine ausführlichere Dokumentation von Prozessparametern in Kombination mit dem zu Grunde liegenden Schadensfall und der erreichten Lebensdauer anzudenken. So wäre es einerseits möglich die rechnerisch ermittelte Lebensdauer mit der tatsächlichen zu vergleichen, um etwaige Trends abzulesen. Andererseits könnte aus den Prozessparametern in Kombination mit der Ausfallsursache auf besondere Umstände rückgeschlossen werden, die während des Betriebs auftraten.

Zurzeit wird ein sich heranbahnender Schaden durch den Maschinenbediener detektiert, wobei die Schadenserkenkung von der Geräuschsensibilität dieser Person abhängt. Ein Lagerüberwachungssystem, welches die Schwingungsfrequenzen aufnimmt und daraus den Schaden prognostiziert, ergibt aus heutiger Sicht erst Sinn, wenn die grundlegenden Ausfallsursachen verstanden und eliminiert wurden. Schäden einer Größenordnung wie sie im Kapitel zuvor diskutiert wurden, sind auch ohne Hilfsmittel sehr frühzeitig mittel akustischen Warnsignalen erkennbar. Gerade in diesem Zusammenhang sei erwähnt, dass die frühzeitige Schadensdetektion durch das Personal sehr stark zwischen den weltweit verteilten Betriebsstandorten von HOBAS variiert. Vereinheitlichte Richtlinien zur Maschinenbedienung könnten diesen Umstand verbessern.

Literaturverzeichnis

Ai, Xiaolan und Moyer, Charles A. 2001. *Modern Tribology Handbook*. Florida : CRC Press, 2001. ISBN 0-8493-8403-6.

Albert, Mathias und Kötritsch, Hubert. 1987. *Wälzlager*. Wien : Springer, 1987.

Birkhofer, Herbert und Kümmerle, Timo. 2012. *Feststoffgeschmierte Wälzlager*. Berlin Heidelberg : Springer, 2012. ISBN 978-3-642-16797-3 (eBook).

Brändlein, et al. 1995. *Die Wälzlagerpraxis*. 3. Mainz : Vereinigte Fachverlage GmbH, 1995.

Brewe, David E. und Hamrock, Bernard J. 1976. *Simplified Solution for Point Contact Deformation Between Two Elastic Solids*. National Aeronautics and Space Administration. Washington, D. C. : Lewis Research Center and U.S. Army Air Mobility R&D Laboratory, 1976. Technical Memorandum. NASA TM X-3407.

Czichos, Horst und Habig, Karl Heinz. 2010. *Tribologie-Handbuch*. Wiesbaden : Vieweg+Teubner, 2010. ISBN 978-3-8348-0017-6.

DIN ISO 281:2006-11. *Wälzlager - Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer*.

Fritz, Felix. 2011. *Modellierung von Wälzlagern als generisches Maschinenelement einer Mehrkörpersimulation*. Karlsruhe : KIT Scientific Publishing, 2011. Bd. 14. ISBN: 978-3-86644-667-0.

Gloeckner, Peter. 2013. The Influence of the Raceway Curvature Ratio on Power Loss and Temperature of a High-Speed Jet Engine Ball Bearing. *Tribology Transactions*. 2013, 56:1, S. 27-32.

Hamrock, Bernard J. und Dowson, Duncan . 1981. *Ball Bearing Mechanics*. Cleveland, Ohio : NASA, 1981. 81691.

Harris, T. A., Rumbarger, J. H. und Butterfield, C. P. 2009. *Wind Turbine Design Guideline*. 1617 Cole Boulevard, Golden, Colorado : National Renewable Energy Laboratory, 2009. NREL/TP-500-42362.

Harris, Tedric A. 2001. *Rolling Bearing Analysis*. 4. New York : John Wiley & Sons, 2001.

Hertz, Heinrich. 1881. Über die Berührung fester elastischer Körper. *Journal für die reine und angewandte Mathematik*. 1881, 92, S. 156-171.

HOBAS Engineering GmbH. 2013. Montageanleitung und Richtlinie für Produktion und Lagerung. *Kugellager M8000*. Klagenfurt : HOBAS, 2013. Bd. Vers. 0.0.

Hoyer, Dipl.-Ing. Hans Georg. 2013. Konstruktionspraxis.vogel.de. [Online] Vogel Business Media GmbH & Co. KG, 20. Mai 2013. [Zitat vom: 19. Feber 2015.]
<http://www.konstruktionspraxis.vogel.de/themen/antriebstechnik/lineareinheiten/articles/409487/>.

Lösch, Siegfried. 2003. Technisches Gutachten. Graz : Lösch, 2003.

Matthies, Hans Jürgen und Renius, Karl Theodor. 2014. *Einführung in die Ölhydraulik*. Wiesbaden : Springer, 2014. ISBN 978-3-658-06715-1 (eBook).

Muhs, Dieter, et al. 2003. *Roloff/Matek Maschinenelemente Tabellen*. 16. Wiesbaden : Vieweg, 2003.

Niemann, Gustav, Winter, Hanz und Höhn, Bernd-Robert. 2005. *Maschinenelemente*. Berlin Heidelberg : Springer, 2005.

Popov, Valentin L. 2010. *Kontaktmechanik und Reibung*. Berlin Heidelberg : Springer-Verlag, 2010. e-ISBN 978-3-642-13302-2.

Pub. FAG . 2013. *Wälzlagerschäden*. Schweinfurt : Schaeffler Technologies AG & Co. KG, 2013.

Pub. FAG. 2007. *Aufbereitung von Wälzlagern*. Schweinfurt : Schaeffler KG, 2007. TPI WL 80-72 DA.

Rao, Venkata R. und Sivsani, Vimal J. 2012. *Mechanical Design Optimization Using Advanced Optimization Techniques*. London : Springer, 2012. e-ISBN 978-1-4471-2748-2.

Schaeffler KG. 2013. *Technisches Taschenbuch*. Herzogenrauch : Schaeffler KG, 2013. Bd. 2. Erweiterte Auflage 2013.

Schlecht, Berthold. 2009. *Maschinenelemente 2*. München : Paerson Studium, 2009.

Steinilper, Waldemar und Sauer, Bernd. 2012. *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2*. Berlin Heidelberg : Springer Vieweg, 2012. ISBN 978-3-642-24303-5.

Tabor, D. 1955. The Mechanism of Rolling Friction. II The Elastic Range. *Proceedings of the Royal Society of London. Series a, Mathematical and Physical Sciences*. Vol. 229, 21. 4 1955, No. 1177, S. 198-220.

The Barden corporation (U.K.) Limited. 1997. The pursuit of higher rotational speeds; Developments in bearing design and materials. Plymbridge Road, Estover, Plymouth, PL6 7LH. : IEE, Savoy Place, London WCPR OBL, UK., 1997.

Anhang

Tabelle A- 1: Hertzsche Beiwerte (Harris, 2001, S. 196)

$F(\rho)$	a^*	b^*	δ^*
0	1	1	1
0,1075	1,076	0,9318	0,9974
0,3204	1,2623	0,8114	0,9761
0,4795	1,4556	0,7278	0,9429
0,5916	1,644	0,6687	0,9077
0,6716	1,8258	0,6245	0,8733
0,7332	2,011	0,5881	0,8394
0,7948	2,265	0,548	0,7961
0,83495	2,494	0,5186	0,7602
0,87366	2,8	0,4863	0,7169
0,90999	3,233	0,4499	0,6636
0,93657	3,738	0,4166	0,6112
0,95738	4,395	0,383	0,5551
0,9729	5,267	0,349	0,496
0,983797	6,448	0,315	0,4352
0,990902	8,062	0,2814	0,3745
0,995112	10,222	0,2497	0,3176
0,9973	12,789	0,2232	0,2705
0,9981847	14,839	0,2072	0,2427
0,9989156	17,974	0,18822	0,2106
0,9994785	23,55	0,16442	0,17167
0,9998527	37,38	0,1305	0,11995

Tabelle A- 2: Last-Verteilungs-Integral $J_r(\epsilon)$ für reine Radialbelastung (Harris, 2001, S. 237)

ϵ	$J_r(\epsilon)$
0,1	0,1156
0,2	0,159
0,3	0,1892
0,4	0,2117
0,5	0,2288
0,6	0,2416
0,7	0,2505
0,8	0,2559
0,9	0,2576
1	0,2546
1,25	0,2289
1,67	0,1871
2,5	0,1339
5	0,0711

Tabelle A- 3: Radial-Belastungs-Integral $J_r(\epsilon)$ sowie Axial-Belastungs-Integral $J_a(\epsilon)$ (Harris, 2001, S. 259)

ϵ	$\frac{F_r \cdot \tan \alpha}{F_a}$	$J_r(\epsilon)$	$J_a(\epsilon)$
0	1		
0,2	0,9318	0,159	0,1707
0,3	0,8964	0,1892	0,2110
0,4	0,8601	0,2117	0,2462
0,5	0,8225	0,2288	0,2782
0,6	0,7835	0,2416	0,3084
0,7	0,7427	0,2505	0,3374
0,8	0,6995	0,2559	0,3658
0,9	0,6529	0,2576	0,3945
1	0,6	0,2546	0,4244
1,25	0,4338	0,2289	0,5044
1,67	0,3088	0,1871	0,6060
2,5	0,1850	0,1339	0,7240
5	0,0831	0,0711	0,8558