

UNTERSUCHUNGEN ZUM BETRIEBSVERHALTEN RADIAL  
VORGESPANNTER ZYLINDERROLLENLAGER

Von der Fakultät für Maschinenbau  
der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover  
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur

genehmigte Dissertation

von

Dipl.-Ing. ROMAN BÖTTCHER  
geboren am 09.11.1983  
in Blankenburg (Harz)

2018

1.Referent	Prof. Dr.-Ing. G. Poll
2.Referent	Prof. Dr.-Ing. A. Lohrengel
Vorsitzende	Prof. Dr.-Ing. A. Raatz
Tag der Promotion	15.12.2017

Roman Böttcher: *Untersuchungen zum Betriebsverhalten radial vorgespannter Zylinderrollenlager* © 2018

## DANKSAGUNG

---

---

Die vorliegende Dissertationsschrift entstand im Verlauf meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie (IMKT) der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Gerhard Poll als meinen Doktorvater und Leiter des IMKT drücke ich für die fachliche Betreuung der Arbeit und die lehrreiche Zeit am Institut meinen tiefsten Dank aus. Herrn Prof. Dr.-Ing. Armin Lohrengel vom Institut für Maschinenwesen (IMW) der TU Clausthal danke ich für die freundliche Übernahme des Koreferats. Zudem möchte ich mich bei Frau Prof. Dr.-Ing. Annika Raatz vom Institut für Montagetechnik (match) der Leibniz Universität Hannover für die Leitung der Prüfungskommission bedanken.

Dem Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi), der Arbeitsgemeinschaft industrieller Gemeinschaftsforschung „Otto von Guericke“ e.V. (AiF), der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) sowie den beteiligten Mitgliedsfirmen sei für die finanzielle und fachliche Unterstützung des überwiegenden Teils der dieser Arbeit zugrundeliegenden Forschungsarbeiten der Dank ausgesprochen.

Allen Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern des Instituts und den zahlreichen beteiligten Studierenden möchte ich für die Zusammenarbeit und das entgegengebrachte Vertrauen danken. Die Hilfsbereitschaft, der fachliche Austausch und das freundliche Miteinander waren wichtig für das Gelingen der Arbeit, haben mich geprägt und bleiben in bester Erinnerung.

Der wichtigste Dank gilt meiner Frau, meinen Kindern und meinen Eltern. Ohne ihre Unterstützung, Geduld und Motivation beginnend vom Studium an wäre diese Arbeit nicht möglich gewesen. Besonderen Dank zolle ich meinem Vater, der schmerzlich fehlt und der ohne Zweifel den Grundstein dafür gelegt hat, dass ich mich heute mit Freude als Ingenieur betätigen darf.

Hannover, im Mai 2018  
Roman Böttcher



## ZUSAMMENFASSUNG

---

---

### UNTERSUCHUNGEN ZUM BETRIEBSVERHALTEN RADIAL VORGESPANNTER ZYLINDERROLLENLAGER

Die bewusste Aufbringung von Vorspannungen auf Wälzlager kann deren Lebensdauer erhöhen und die Gefahr von schlupfinduzierten Schädigungen senken. Dennoch wird im industriellen Einsatz die Anwendung dieser Leistungssteigerungsmaßnahme bei Zylinderrollenlagern bislang vermieden. Vorgespannte Lager können Betriebsbedingungen hervorbringen, in denen sich die Vorspannung selbstständig und selbstverstärkend erhöht, wodurch Einsatzgrenzen erreicht oder sogar Schädigungen hervorgerufen werden.

Während in einem Lager mit positivem Betriebsspiel nur wenige Wälzkörper belastet sind, verteilt sich bei Verringerung des Lagerspiels und der Aufbringung einer radialen Vorspannung die äußere Belastung auf eine größere Anzahl von Wälzkörpern. Die maximale Wälzkörperbelastung sinkt, wodurch höhere Ermüdungslebensdauern erzielt werden, sofern die Vorspannung unterhalb eines kritischen Wertes liegt. In dieser Arbeit wurde in theoretischen Untersuchungen der Einfluss einer Betriebsspielvariation mit positiven und negativen Werten auf die Last- und Pressungsverteilung im Lager, die Ermüdungslebensdauer und das Reibmoment verschiedener üblicher Zylinderrollenlager untersucht. Aus der Analyse einer Vielzahl von Berechnungsergebnissen bezüglich der Lastverteilung im Lager wurde eine einfach anzuwendende Methode zur Bestimmung des lebensdaueroptimierten Betriebsspiels ermittelt.

Das Betriebsspiel eines Wälzlagers wird durch die initiale Lagerluft und die Montagebedingungen sowie durch den Temperaturunterschied zwischen den Lagerringen bestimmt. Der Temperaturunterschied führt bei Wellenlagerungen i. A. zu einer Verringerung des Montagespiels. Im Betrieb besitzt das Lager folglich ein kleineres Spiel als im Stillstand. Der Temperaturunterschied und damit die Lagervorspannung wird von den Betriebsbedingungen und den Eigenschaften des umgebenen Systems bestimmt und kann sich im Betrieb selbstständig und selbstverstärkend insbesondere im Hochlauf erhöhen. In dieser Arbeit wurden verschiedene Zylinderrollenlager (30 bis 280 mm Bohrungsdurchmesser) in experimentellen Untersuchungen betrieben, dabei das Temperaturverhalten untersucht und nach Anzeichen eines instationären Betriebs und möglicher Einsatzgrenzen gesucht. Außerdem wurde an Zylinderrollenlagern verschiedener Betriebsspiele experimentell das Reibmoment, der Käfigschlupf und das Wälzkörperschränken untersucht.

## ABSTRACT

---

---

### INVESTIGATIONS REGARDING THE OPERATING PERFORMANCE OF RADIAL PRELOADED CRB

Intentionally applied preload can extend bearing life and can help to avoid damages due to slip. Although preloads are widely utilized with angular contact bearings, preloaded cylindrical roller bearings (CRB) are rarely deployed in industrial application. Besides the advantages, preloaded bearings can tend to increase their preload in a self-reinforcing way which restricts their application limits.

An external radial force acting on a rolling element bearing is normally transferred only by few rolling elements due to bearing clearance and deflection under load. The loaded zone inside the bearing grows with clearance reduction and the growth of preload. This leads to reduced maximum rolling element loads and therefore rising fatigue life time as long as the preload does not exceed a critical value. A variation of bearing clearance with positive as well as negative values was investigated theoretically for this work regarding load distribution, contact pressure, fatigue life and frictional moment for different types of commercial CRB. An easy-to-use method for the estimation of radial preloads optimized for maximum bearing fatigue life was developed by an evaluation of a multitude of calculation results obtained with an iterative calculation of the load distribution.

The actual value of bearing clearance during operation is influenced by the initial clearance and mounting conditions as well as temperature gradients inside the bearing. The temperature gradient results from friction losses or heat flow from the surrounding system and normally leads to smaller clearance during operation than in standstill for shaft bearings. Temperature gradients and therefore bearing clearance values depend on operating conditions and system characteristics and can vary autonomously and even in a self-reinforcing way especially during start-up. For this work, different preloaded CRB (30 to 280 mm bore diameter) were operated for experimental investigation. The temperature behavior was therein analyzed by means of characteristic values and examined regarding indications for instationary and self-reinforcing behavior as well as application limits. Frictional torque, cage slip, roller alignment and fatigue life could be investigated for tests with different clearance values.

Schlagworte:

Wälzlager, Lastverteilung, Vorspannung, Lebensdauer, Temperaturverhalten

Rolling Element Bearing, Load Distribution, Preload, Fatigue Life, Thermal Behavior

# INHALTSVERZEICHNIS

---

---

1	EINLEITUNG	1
2	STAND DER TECHNIK UND FORSCHUNG	3
2.1	Aufbau von Zylinderrollenlagern	3
2.2	Definition radiale Vorspannung	5
2.3	Berechnungsgrundlagen vorgespannter Wälzlager	7
2.3.1	Lastverteilung	7
2.3.2	Ermüdungslebensdauer	12
2.3.3	Reibmoment	21
2.4	Betriebsverhalten vorgespannter Wälzlager	26
2.4.1	Temperaturverhalten	27
2.4.2	thermische Modellierung	32
2.5	Kinematik von Zylinderrollenlagern	34
2.5.1	Schlupf	34
2.5.2	Schiefstellung	42
3	MOTIVATION UND ZIELSETZUNG	47
4	THEORETISCHE BETRACHTUNGEN	49
4.1	Grundlagen LAGER2	49
4.2	Lastverteilung, Kontaktpressung und Lebensdauer	51
4.2.1	ausgerichtete Lager	51
4.2.2	schiefgestellte Lager	55
4.3	lebensdaueroptimiertes Betriebsspiel	64
4.4	Reibmoment	70
4.4.1	Grundlagen der Reibmomentberechnung	70
4.4.2	Betriebsspieleinfluss	73
5	EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN	77
5.1	Versuchseinrichtungen	77
5.1.1	Einzellagerprüfstand (ELP)	77
5.1.2	Großwälzlagerverprüfstand (GWLP)	80
5.1.3	Vierlager-Radiallebensdauerprüfstand	83
5.1.4	Zweilager-Radiallebensdauerprüfstand	85
5.2	Montagespielbestimmung	86
5.3	Temperaturverhalten	87
5.3.1	NU2212 ausgerichtet	90
5.3.2	NU2212 schiefgestellt	96
5.3.3	NNCF5012	100
5.3.4	NU2256	104
5.4	Reibmomente	109
5.5	Wälzkörperausrichtung	112
5.6	Käfigschlupf	120
5.7	Lebensdauer	123
5.7.1	Prüfstrategie	123
5.7.2	Vorversuche	125

5.7.3	Auswertung	127
6	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK	131
A	ANHANG	133
A.1	zusätzliche Auswertungen Abschnitt 4.3	133
A.2	weitere Wälzkörperkraftverteilungen Abschnitt 5.2	136
A.3	zusätzliche Auswertungen Abschnitt 5.5	139
	LITERATURVERZEICHNIS	141

## ABBILDUNGSVERZEICHNIS

---

---

Abbildung 1	schematische Darstellung Wälzlager	1
Abbildung 2	Einfluss einer Betriebsspieländerung auf die Lastverteilung im Lager (schematisch)	2
Abbildung 3	Bestandteile von Wälzlagern am Beispiel einreihiger Zylinderrollenlager mit Käfig	3
Abbildung 4	verschiedene Bauformen zweireihiger Zylinderrollenlager mit Käfig	4
Abbildung 5	Bauformen zweireihiger vollrolliger Zylinderrollenlager	4
Abbildung 6	Lastverteilung im Wälzlager [Pal64]	7
Abbildung 7	Lastverteilung im Zylinderrollenlager NN3018K - negatives Betriebsspiel ( $-10\ \mu\text{m}$ ), unterschiedliche Belastungen [Pot75]	8
Abbildung 8	Lastfaktor (Kehrwert Sjövall-Integral) in Abhängigkeit von $c/\delta_{rad}^*$ nach [Wie90]	10
Abbildung 9	berechnete Lastverteilung bei verschiedenen Betriebsspielen, $C_0/F_r = 10$ [Wie90]	11
Abbildung 10	Lebensdauerfaktor über Belastungszonengröße [HK07]	14
Abbildung 11	berechneter Lebensdauerfaktor über Betriebsspielvariation verschiedener Breiten-/Durchmesserreihen, Rillenkugellager, 50 mm Bohrungsdurchmesser [OZP12]	15
Abbildung 12	berechneter Lebensdauerfaktor über Variation des dimensionslosen Spiels verschiedener Kontaktpressungen, Rillenkugellager, 50 mm Bohrung [OZP12]	16
Abbildung 13	berechneter Lebensdauerfaktor über Variation der Spielkennzahl verschiedener initialer Kontaktpressungen und Zylinderrollenlagergrößen [OZP12]	17
Abbildung 14	berechnete Datenpunkte von Lebensdauerfaktoren über Variation der Spielkennzahl (links negative $\widehat{G}'_r$ , rechts positive $\widehat{G}'_r$ ) mit Ausgleichsfunktion [OZP12]	18
Abbildung 15	relative Lebensdauer bei Überlagerung von Eigen- und Ringspannungen verschiedener Werkstoffe/Wärmebehandlungen [OZP14]	19

- Abbildung 16 Lebensdauerfaktor über der Innenringkontakt-  
 pression an Zylinderrollenlagern mit 30 mm-  
 Bohrung (links) und 50 mm-Bohrung bei ver-  
 schiedenen mittleren Passungen [OZP09] 20
- Abbildung 17 Abhängigkeit des gemessenen Reibmoments ver-  
 schiedener vorgespannter Lager von der äußere-  
 ren Belastung [Pot75] 23
- Abbildung 18 Programmablauf des Reibungsberechnungsmo-  
 dells nach WANG [Wan15] 24
- Abbildung 19 Einfluss des Lagerspiels auf das Lagerreibmo-  
 ment [Lia92] 25
- Abbildung 20 axial angestellte Kegelrollenlager: links X-, rechts  
 O-Anordnung [Brä95] 27
- Abbildung 21 Mechanismus der thermischen Lagervorspan-  
 nung [Buto7] 28
- Abbildung 22 Vergleich der Übertemperaturen bei unterschied-  
 lichen Reibleistungen [Gar85] 29
- Abbildung 23 Mittlere stationäre Temperaturdifferenz in Ab-  
 hängigkeit der Drehzahl, links 6220 [Alb87],  
 rechts SL183020 [Wie90] 30
- Abbildung 24 Änderung Betriebsspiel über Laufzeit, links bei  
 $1500 \text{ min}^{-1}$ , rechts abhängig von Montagespiel  
 und Drehzahl, jeweils NN3024K [O<sup>+</sup>67] 31
- Abbildung 25 Erhöhung der axialen Lagervorspannung von  
 Axiallagern bei unterschiedlichen Drehzahlen,  
 aus [TK15] nach [SDH74] 31
- Abbildung 26 Temperatur verschiedener Zylinderrollenlager  
 unterschiedlicher Lagerspiele, Rollenmaße und  
 -führungen [Ham41] 32
- Abbildung 27 Thermisches Netzwerk einer Lageranordnung  
 [TK13] 33
- Abbildung 28 Schlupfarten im Zylinderrollenlager 35
- Abbildung 29 gemessener Wälzkörperschlupf verschiedener  
 Radiallasten (links, mit  $n = 200 \text{ min}^{-1}$ ) und  
 Drehzahlen (rechts, mit  $F_r = 0 \text{ kN}$ ) NU216ECP  
 [Mir11] 35
- Abbildung 30 berechnete relative Wälzkörpergeschwindigkeit  
 eines Lagers NU2330,  $F_r = 80 \text{ kN}$ ,  $n = 1000 \text{ min}^{-1}$   
 [Qia13] 36
- Abbildung 31 gemessener Wälzkörperschlupf NU2330 unter-  
 schiedlicher Lasten (links) und initialer Lager-  
 luftwerte (rechts) [Lie15] 37
- Abbildung 32 relative Wälzkörperdrehzahl in Abhängigkeit  
 des Lagerspiels eines umlaufenden Pleuellagers  
 [Ham41] 38

Abbildung 33	gemessener und berechneter Käfigschlupf eines Lagers NU212, Lagerluft CN (links) und C3 (rechts) [WNP12]	39
Abbildung 34	berechnete Grenzen des Wälzkörperschlupfs eines vorgespannten, vollrolligen Zylinderrollenlagers SL183020 [Wie90]	40
Abbildung 35	Arten der Lagerschiefstellung	42
Abbildung 36	berechnete Kippwinkel abhängig vom Kippmoment für verschiedene Lagerspiele, [Bau87]	44
Abbildung 37	Wälzkörperbewegung NU-Lager beim Durchlaufen der Lastzone (qualitativ) [Keß10]	45
Abbildung 38	Lasterverteilung im Lager bei verschiedenen Umgebungsstrukturen [HK07]	48
Abbildung 39	Einfluss der Gehäusesteifigkeit auf die Lebensdauer bei Lagerspielvariation [K <sup>+</sup> 98]	50
Abbildung 40	berechnete Wälzkörperkräfte über dem Lagerumfang für verschiedene Betriebsspiele	51
Abbildung 41	maximale Kontaktpressung bei Betriebsspielvariation	52
Abbildung 42	nominelle Lebensdauer bei Betriebsspielvariation	53
Abbildung 43	Betriebsspiele maximaler Lebensdauer und minimaler Kontaktpressung NU2212	54
Abbildung 44	Lebensdauererhöhung optimiert vorgespannter Zylinderrollenlager gegenüber Normalspiellagern	55
Abbildung 45	berechnete Lagerlebensdauer bei Betriebsspieländerung für verschiedene Schiefstellungen	56
Abbildung 46	berechnete maximale Kontaktpressung bei Betriebsspieländerung für verschiedene Schiefstellungen	57
Abbildung 47	berechnete nominelle Lebensdauer ausgewählter Betriebsspiele in Abhängigkeit der Schiefstellung	58
Abbildung 48	berechnete maximale Kontaktpressung ausgewählter Betriebsspiele in Abhängigkeit der Schiefstellung	58
Abbildung 49	berechnete Wälzkörperkräfte ausgewählter Betriebsspiele bei zulässigen Schiefstellungsgrenzen nach Angabe der Lagerhersteller (K $\hat{=}$ Kippen, S $\hat{=}$ Schränken)	59
Abbildung 50	berechnete Wälzkörperkräfte ausgewählter Betriebsspielwerte und erweiterter Schiefstellungen (K $\hat{=}$ Kippen, S $\hat{=}$ Schränken)	60

Abbildung 51	berechnete Wälzkörperkräfte ausgewählter Betriebsspiele und Schiefstellungen ( $K \hat{=}$ Kippen, $S \hat{=}$ Schränken)	62
Abbildung 52	berechnete Wälzkörperkräfte ausgewählter Betriebsspielwerte und erweiterter Schiefstellungen ( $K \hat{=}$ Kippen, $S \hat{=}$ Schränken)	62
Abbildung 53	Lagerlebensdauer ausgewählter Schiefstellungen in Abhängigkeit des Betriebsspiels ( $K \hat{=}$ Kippen, $S \hat{=}$ Schränken)	63
Abbildung 54	Betriebsspiele maximaler Lebensdauer in Abhängigkeit der Schiefstellung und der Belastung	64
Abbildung 55	berechnete Lebensdauerfaktoren verschiedener Zylinderrollenlager mit Bohrungsdurchmesser 100 mm	65
Abbildung 56	berechnete Betriebsspiele maximaler Ermüdungslebensdauer verschiedener Belastungen für Lager NU22	66
Abbildung 57	berechnetes dimensionsloses Betriebsspiel maximaler Lebensdauer verschiedener Lager NU22 und Belastungen	67
Abbildung 58	Gegenüberstellung berechneter und genäherter Betriebsspiele maximaler Lebensdauer verschiedener Lager NU22 bei unterschiedlichen Belastungen	68
Abbildung 59	Lebensdauerfaktor und Abweichung der Lebensdauer NU22 bei genähertem, optimierten Betriebsspiel	69
Abbildung 60	Lebensdauerfaktor und Fehler auf Lebensdauer NU22 durch genähertes optimiertes Betriebsspiel nach [OZP12]	70
Abbildung 61	schematische Darstellung der Verteilung des hydrodynamischen Drucks in einem EHD-Kontakt [Wan15]	72
Abbildung 62	berechnetes Reibmoment und ermittelte Lastzonengröße in Abhängigkeit des Betriebsspiels	73
Abbildung 63	berechnetes Lagerreibmoment verschiedener Belastungen in Abhängigkeit des Betriebsspiels	75
Abbildung 64	Schnittansicht Einzellagerprüfstand	78
Abbildung 65	Frontansicht Einzellagerprüfstand	79
Abbildung 66	Detailansicht Lageraufnahme	79
Abbildung 67	Foto Gesamtansicht Prüfstand	80
Abbildung 68	Schnittansicht Großwälzlagerprüfstand IMKT beispielhaft mit Versuchslager 24152 CCK30	81
Abbildung 69	Schnittansicht Prüfkopf für ein radial vorgespanntes Versuchslager NU2256	82

Abbildung 70	Schnittansicht eines Prüfkopfs des Vierlager-Radiallebensdauerprüfstands	83
Abbildung 71	Vorderansicht Prüfkopf Vierlager-Radiallebensdauerprüfstand in Einbaulage	84
Abbildung 72	Versuchsaufbau R2-Lebensdauerversuchsstand nach [Keß10]	85
Abbildung 73	Versuchsaufbau Lebensdauerversuche mit radial vorgespannten Zylinderrollenlagern	86
Abbildung 74	gemessene Lagertemperaturen zu Versuchsbeginn NU2212	88
Abbildung 75	Lager- und Öltemperatur sowie gemessener Motorstrom zu Versuchsbeginn NU2212	89
Abbildung 76	stationäre, mittlere Lagertemperaturen NU2212 ausgerichtet	91
Abbildung 77	stationäre Temperaturunterschiede NU2212 ausgerichtet	92
Abbildung 78	berechnete Wälzkörperkräfte NU2212 ausgerichtet	93
Abbildung 79	maximale Temperaturunterschiede NU2212 ausgerichtet	94
Abbildung 80	gemessene Lagertemperaturen unter radialer Vorspannung zu Versuchsbeginn NU2212	95
Abbildung 81	Verläufe Lagertemperatur, Temperaturunterschied und Motorstrom verschiedener radialer Vorspannungen NU2212	96
Abbildung 82	berechnete Verteilung der Wälzkörperkräfte NU2212 gekippt	98
Abbildung 83	berechnete Wälzkörperkräfte NU2212 geschränkt	98
Abbildung 84	stationäre, mittlere Lagertemperaturen für Schränken (S) und Kippen (K) NU2212	99
Abbildung 85	stationäre Temperaturunterschiede für Schränken (S) und Kippen (K) NU2212	99
Abbildung 86	maximale Temperaturunterschiede für Schränken (S) und Kippen (K) NU2212	100
Abbildung 87	stationäre, mittlere Lagertemperaturen NNCF5012 mit ausgerichteten Lagerringen	102
Abbildung 88	stationärer Temperaturunterschied NNCF5012 mit ausgerichteten Lagerringen	103
Abbildung 89	maximaler Temperaturunterschied NNCF5012 mit ausgerichteten Lagerringen	103
Abbildung 90	berechnete Wälzkörperkräfte NNCF5012 ausgerichtet	104
Abbildung 91	gemessene Lagertemperaturen zu Versuchsbeginn NU2256	106
Abbildung 92	stationäre, mittlere Lagertemperaturen NU2256 mit ausgerichteten Lagerringen	107

- Abbildung 93 stationärer Temperaturunterschied NU2256 mit ausgerichteten Lagerringen 107
- Abbildung 94 berechnete Wälzkörperkräfte NU2256 ausgerichtet 108
- Abbildung 95 Betriebsspiele maximaler Lebensdauer und minimaler Kontaktpressung NU2256 108
- Abbildung 96 stationärer Temperaturunterschied NU206 110
- Abbildung 97 Vergleich gemessener und berechneter Reibmomente verschiedener Betriebsspiele und Drehzahlen 111
- Abbildung 98 Vergleich gemessener und berechneter Reibmomente bei verschiedenen Betriebsspielen und Drehzahlen 112
- Abbildung 99 schematische Darstellung Anordnung Wirbelstronsensoren 113
- Abbildung 100 Foto Sensoranordnung zur Bestimmung des Wälzkörperschränkwinkels 114
- Abbildung 101 Beispiel für gemessenen Wälzkörperschränkwinkelverlauf über mehrere Wälzkörpersatzdurchläufe 115
- Abbildung 102 Beispiel für ermittelte Wälzkörperschränkwinkel einzelner Wälzkörper mehrerer Wälzkörpersatzdurchläufe 116
- Abbildung 103 Wälzkörperschränkwinkel verschiedener Messpositionen 117
- Abbildung 104 berechnete Lastzonengröße NU2212 118
- Abbildung 105 Wälzkörperschränkwinkel verschiedener Betriebsspiele 118
- Abbildung 106 Wälzkörperschränkwinkel verschiedener Betriebsspiele 119
- Abbildung 107 Wälzkörperschränkwinkel verschiedener Betriebsspiele 119
- Abbildung 108 Wälzkörperschränkwinkel verschiedener Betriebsspiele 120
- Abbildung 109 gemessener Käfigschlupf NU2212, Montagespiel 30  $\mu\text{m}$  122
- Abbildung 110 gemessener Käfigschlupf NU2212, Betriebsspielvariation 123
- Abbildung 111 berechnete optimierte Betriebsspiele NU212 124
- Abbildung 112 Aufbau zur Bestimmung der Innenringtemperaturen an R2-Lebensdauerprüfständen 125
- Abbildung 113 gemessene stationäre Temperaturunterschiede der Vorversuche zur Lebensdauer NU212 126
- Abbildung 114 Mikroskopaufnahme Bruchfläche Innenring NU212, 30-fache Vergrößerung 128
- Abbildung 115 erreichte Laufzeiten der Versuchslager NU212 129

Abbildung 116	Auswertung Lebensdauerersuche NU212	130
Abbildung 117	Lebensdauerfaktor und Abweichung der Lebensdauer NU10 durch genähertes, optimiertes Betriebsspiel	133
Abbildung 118	Lebensdauerfaktor und Abweichung der Lebensdauer NU23 durch genähertes, optimiertes Betriebsspiel	133
Abbildung 119	Lebensdauerfaktor und Abweichung der Lebensdauer NU3 durch genähertes, optimiertes Betriebsspiel	134
Abbildung 120	Lebensdauerfaktor und Abweichung der Lebensdauer NNCF50 durch genähertes, optimiertes Betriebsspiel	134
Abbildung 121	berechnete Betriebsspiele max. Lebensdauer verschiedener Lager NU22 und Belastungen gemäß LAGER2 und [OZP12]	135
Abbildung 122	berechnete Wälzkörperkräfte NU2212 ausgerichtet	136
Abbildung 123	berechnete Wälzkörperkräfte NU2212 ausgerichtet	136
Abbildung 124	berechnete Wälzkörperkräfte NNCF5012 ausgerichtet	137
Abbildung 125	berechnete Wälzkörperkräfte NNCF5012 ausgerichtet	137
Abbildung 126	berechnete Wälzkörperkräfte NU2256 ausgerichtet	138
Abbildung 127	berechnete Wälzkörperkräfte NU2256 ausgerichtet	138
Abbildung 128	gemessener Käfigschlupf NU2212, Montagespielvariation	139
Abbildung 129	gemessener Käfigschlupf NU2212, Montagespielvariation	139

## TABELLENVERZEICHNIS

---

---

Tabelle 1	verwendete Wälzkörperdurchmesser der Zylinderrollenlager mit 100 mm Bohrungsdurchmesser	66
Tabelle 2	Versuchsbedingungen Temperaturversuche NU2212 ausgerichtet	90
Tabelle 3	Versuchsbedingungen Temperaturversuche NU2212 schiefgestellt	97
Tabelle 4	Versuchsbedingungen Temperaturversuche NN-CF5012 mit ausgerichteten Lagerringen	101
Tabelle 5	Versuchsbedingungen Temperaturversuche NU2256 ausgerichtet	105
Tabelle 6	Versuchsbedingungen Reibungsuntersuchungen NU206	109
Tabelle 7	Versuchsbedingungen der Untersuchungen zum Wälzkörperschränken NU2212	115
Tabelle 8	Versuchsbedingungen Ermittlung Käfigschlupf NU2212	121
Tabelle 9	Betriebsbedingungen der Lebensdaueruntersuchungen an Lagern NU212	123
Tabelle 10	Daten Verteilungen Ermüdungslebensdauer	129

## ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS

---

---

<b>AR</b>	Außenring
<b>CMS</b>	Condition Monitoring System
<b>CRB</b>	Cylindrical Roller Bearing
<b>EHD</b>	Elastohydrodynamik
<b>ELP</b>	Einzellagerprüfstand
<b>FEM</b>	Finite-Elemente-Methode
<b>GWLP</b>	Großwälzlagerprüfstand
<b>IR</b>	Innenring
<b>MKS</b>	Mehrkörpersystem
<b>WEA</b>	Windenergieanlage
<b>WEC</b>	White Etching Cracks
<b>WK</b>	Wälzkörper

## VERWENDETE FORMELZEICHEN

---

$A_c$	-	Lebensdauerfaktor
$b$	mm	Kontaktbreite
$b_M$	-	Tragzahlbeiwert
$c$	$\mu\text{m}$	radiales Betriebsspiel
$c_M$	$\mu\text{m}$	Montagespiel
$c_{\text{opt,L}}$	$\mu\text{m}$	lebensdaueroptimiertes Betriebsspiel
$c'_{\text{opt,L}}$	$\mu\text{m}$	dimensionsloses lebensdaueroptimiertes Betriebsspiel
$\bar{c}'_{\text{opt,L}}$	$\mu\text{m}$	gemitteltes dimensionsloses lebensdaueroptimiertes Betriebsspiel
$c^*_{\text{opt,L}}$	$\mu\text{m}$	genähertes lebensdaueroptimiertes Betriebsspiel
$c_{\text{opt,p}}$	$\mu\text{m}$	pressungsoptimiertes Betriebsspiel
$c_R$	$\mu\text{m}$	radiale Lagerluft
$c'_{\text{rad}}$	$\mu\text{m}$	dimensionsloses radiales Betriebsspiel
$\Delta c_p$	$\mu\text{m}$	Minderung der radialen Lagerluft durch Montage
$\Delta c_T$	$\mu\text{m}$	Minderung der radialen Lagerluft durch Temperaturunterschiede
$c_S$	$\text{N/mm}^{1/q}$	Federungsfaktor einer Scheibe
$C$	N	dynamische Tragzahl
$C_0$	N	statische Tragzahl
$C_F$	$\text{N/mm}^{1/q}$	Federungsfaktor
$C_{\text{th}}$	-	thermischer Korrekturfaktor
$C_v$	-	Koeffizient zur Berücksichtigung der Vorspannung bei der Reibungsberechnung
$d$	mm	Bohrungsdurchmesser Innenring
$d_{AR}$	mm	Durchmesser Lauffläche Außenring
$d_m$	mm	mittlerer Lagerdurchmesser

D	mm	Außenringdurchmesser
$D_{IR}$	mm	Durchmesser Lauffläche Innenring
$D_{WK}$	mm	Durchmesser Wälzkörper
$D_{WS}$	mm	Teilkreisdurchmesser Wälzkörpersatz
$E'$	N/mm <sup>2</sup>	äquivalenter E-Modul
f	Hz	theoretische Drehfrequenz
f'	Hz	tatsächliche Drehfrequenz
$f_0$	-	Beiwert für den drehzahlabhängigen Reibmomentanteil
$f_1$	-	Beiwert für den lastabhängigen Reibmomentanteil
$f_{L10r}$	%	Fehler rechnerische Lebensdauer durch genähertes Betriebsspiel
$f_C$	-	Geometrie-, Fertigungs- und Werkstofffaktor
$f_{AR}$	-	Lastüberhöhungsfunktion Außenring
$f_{IR}$	-	Lastüberhöhungsfunktion Innenring
F	N	Kraft
$F_e$	N	äquivalente Kraft nach [Pot75]
$F_r$	N	Radialkraft
G	-	dimensionsloser Werkstoffparameter
$G_r$	µm	Radialspiel nach [OZP12]
$G'_r$	µm	dimensionsloses Lagerspiel
$\widehat{G}_r$	µm	bezogenes dimensionsloses Lagerspiel
i	-	Anzahl Lagerreihen
$I_{mot}$	%	prozentualer Motorstrom
$I_{rad}$	-	Sjövall-Integral
k	-	Lastfaktor
L	mm	Kontaktlänge
$L_{10}$	Mio. U.	Ermüdungslebensdauer
$L_{10r}$	Mio. U.	nominelle Referenzermdungslebensdauer

$L_{10mr}$	Mio. U.	modifizierte nominelle Ermüdungslebensdauer
LF	-	Lebensdauerfaktor eines beliebigen Lagerspiels gegenüber spielfreien Lagern
$LF_{prax}$	-	Lebensdauerfaktor eines beliebigen Lagerspiels gegenüber spielbehafteten Lagern
$L_{WK}$	mm	Wälzkörperlänge
M	Nmm	Gesamttriebmoment
$M_{bord}$	Nmm	Bordreibmoment
$M_{drag}$	Nmm	Reibmomentanteil durch Strömungs-, Plansch- oder Spritzverluste
$M_{plansch}$	Nmm	Planschverluste im Schmierstoff
$M_{roll}$	Nmm	hydrodynamisches Rollreibungsmoment
$M_{rr}$	Nmm	Rollreibungsmoment
$M_{seal}$	Nmm	Reibmoment berührender Dichtungen
$M_{sl}$	Nmm	Gleitreibungsmoment
$M_{verf}$	Nmm	Reibmomentanteil der irreversiblen Verformungsarbeit im Kontakt
$M_0$	Nmm	lastunabhängiges Reibmoment
$M_1$	Nmm	lastabhängiges Reibmoment
n	$\text{min}^{-1}$	Drehzahl
$n_{K,kin}$	$\text{min}^{-1}$	kinematisch korrekte Käfigdrehzahl
$n_{K,real}$	$\text{min}^{-1}$	reale Käfigdrehzahl
p	$\text{N/mm}^2$	Kontaktpressung
$p_{max}$	$\text{N/mm}^2$	maximale Kontaktpressung
$P_1$	N	für das Reibmoment maßgebliche äquivalente Belastung
$P_r$	N	dynamische äquivalente radiale Belastung
q	-	Federungsexponent
q	N	Wälzkörperkraft einer Scheibe
$\dot{Q}$	W	Wärmestrom
Q	N	Wälzkörperkraft, Kontaktkraft

$Q_{\max}$	N	maximale Wälzkörperkraft
$R$	K/W	Wärmewiderstand
$S$	%	Schlupf
$S_K$	%	Käfigschlupf
$S_{\max}$	N/mm <sup>2</sup>	maximale Kontaktpressung bei beliebigem Lagerspiel
$S'_{\max}$	N/mm <sup>2</sup>	maximale Kontaktpressung des spielfreien Lagers
$T$	K	Temperatur
$T_0$	K	Starttemperatur
$\bar{T}$	K	mittlere Lagertemperatur
$\bar{T}_{\text{stat}}$	K	mittlere, stationäre Lagertemperatur
$T_{AR}$	K	Außenringtemperatur
$T_{IR}$	K	Innenringtemperatur
$T_{Oel}$	K	Öltemperatur
$\Delta T$	K	Temperaturunterschied
$\Delta T_{\max}$	K	maximaler Temperaturunterschied
$\Delta T_{\text{stat}}$	K	stationärer Temperaturunterschied
$U$	-	dimensionsloser Geschwindigkeitsparameter
$W$	-	dimensionsloser Lastparameter
$Z$	-	Wälzkörperanzahl
$\alpha$	-	Dämpfungskonstante
$\alpha$	°	Nennberührwinkel
$\alpha$	K <sup>-1</sup>	Wärmeausdehnungskoeffizient
$\alpha_p$	N/mm <sup>2</sup>	Druck-Viskositäts-Koeffizient des Schmierstoffs
$\beta$	-	Ausfallsteilheit einer Weibull-Verteilung
$\gamma$	-	Hilfsgröße für die Tragzahlberechnung
$\delta$	-	Verformung
$\delta_{\max}$	-	Maximale Verformung bzw. maximale elastische Verschiebung des Wälzkörpers

$\delta_{\min}$	-	minimale elastische Verschiebung des Wälzkörpers
$\epsilon$	-	Lastzonenkennzahl
$\vartheta$	° C	Temperatur
$\vartheta_B$	° C	Beharrungstemperatur
$\Delta\vartheta$	K	Temperaturdifferenz
$\kappa$	-	Viskositätsverhältnis
$\lambda$	-	Minderungsfaktor Tragzahlberechnung
$\nu$	mm <sup>2</sup> /s	kinematische Viskosität
$\nu$	-	Korrekturwert Tragzahlberechnung
$\Phi_{FS}$	-	Starvation-Faktor
$\psi$	°	Umfangswinkel
$\psi_{Last}$	°	statische Lastzonengröße
$\psi$	W	Reibleistung
$\omega_{IR}$	rad/s	Winkelgeschwindigkeit Innenring
$\omega_{WK}$	rad/s	Winkelgeschwindigkeit Wälzkörper

## EINLEITUNG

Die Weiterentwicklung technischer Komponenten ist u. a. durch das Streben nach Ressourceneffizienz, gesteigerter Zuverlässigkeit und Einsparung von Produktions- oder Betriebskosten getrieben und geht oft einher mit einer Erhöhung der Leistungsfähigkeit und der Leistungsdichte. Lager ermöglichen in antriebstechnischen Systemen oder Komponenten die Relativbewegung von Bauteilen, stellen deren Position zueinander sicher und leiten die Kräfte zwischen den relativ bewegten Bauteilen (z. B. Welle und Gehäuse), [SSH08]. In Wälzlagern findet diese Kraftübertragung über Wälzkörper statt, die zwischen Innen- und Außenring bzw. entsprechend ausgeformten Laufflächen angeordnet sind. Abbildung 1 zeigt die Komponenten schematisch in einem Schnitt durch ein radial belastetes Wälzlager.

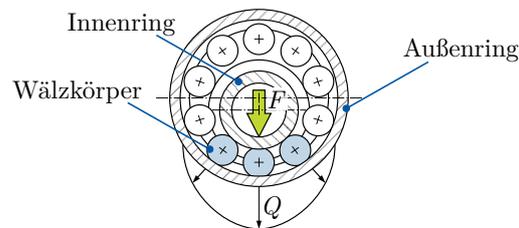


Abbildung 1: schematische Darstellung Wälzlager

In der Vergangenheit konnte speziell durch Fortschritte in der Werkstofftechnik, [HK07], der Fertigungstechnik, [IO57], durch verbesserte innere Konstruktionen, [Scho1], und in seltenen Fällen durch die Entwicklung neuer Lagerbauformen, [Kel89], die Leistungsfähigkeit von Wälzlagern gesteigert werden. I. A. erfordert die Übertragung höherer Leistungen in antriebstechnischen Komponenten dennoch den Einsatz größerer Lager. In diesen wirkt die äußere Belastung auf eine größere innere Kontaktfläche, woraus eine höhere Beanspruchbarkeit resultiert. Die angewachsenen Lagerabmessungen vergrößern ebenfalls die Abmessungen und die Masse des umgebenen antriebstechnischen Produktes. Mit immer weiter wachsenden Antriebsleistungen und damit Belastungen werden somit z. B. die Grenzen des wirtschaftlichen Transports von größeren Getrieben erreicht oder die Anforderungen an tragende Strukturen (z. B. Maschinenträger oder Turm von Windenergieanlagen (WEA)) übermäßig gesteigert.

Der Einsatz größerer Lager bzw. Lagerbaureihen mit entsprechend höheren Tragzahlen begünstigt infolge der erhöhten Massenträgheit der Wälzlagerbauteile das Auftreten von Schlupf. Diese Abweichung der tatsächlichen Drehzahl der Wälzkörper von der kinematisch korrekten Drehzahl ist auch in ausreichend belasteten Wälzlagern außer-

halb der belasteten Zone zu finden. Zudem treten infolge der Steigerung der Leistungsdichte moderner Antriebskomponenten auch vermehrt Betriebszustände geringer Last bzw. hoher Dynamik auf. Durch die abrupte Beschleunigung schlupfender Wälzkörper bei Wiedereintritt in die Lastzone treten zusätzliche tangentielle Beanspruchungen im Wälzkontakt oder sogar Anschmierungen auf, siehe z. B. [Sch01]. Schlupf steht außerdem in Verdacht den Schadensmechanismus White-Etching-Cracks (WEC) zu fördern, [Loo14].

Abbildung 2 stellt beispielhaft die Auswirkung einer Betriebsspielvariation von positiven bis zu negativen Werten ( $\hat{=}$ Vorspannung) auf die innere Lastverteilung anhand eines belasteten Radiallagers dar. Während mit einem üblicherweise vorhandenen positiven Betriebsspiel nur wenige Wälzkörper belastet sind, verteilt sich bei Verringerung des Lagerspiels und der Aufbringung einer radialen Vorspannung die äußere Belastung auf eine größere Anzahl von Wälzkörpern. Die maximale Wälzkörperbelastung sinkt durch die Umverteilung der äußeren Belastung auf einen größeren Bereich des Lagerumfangs.

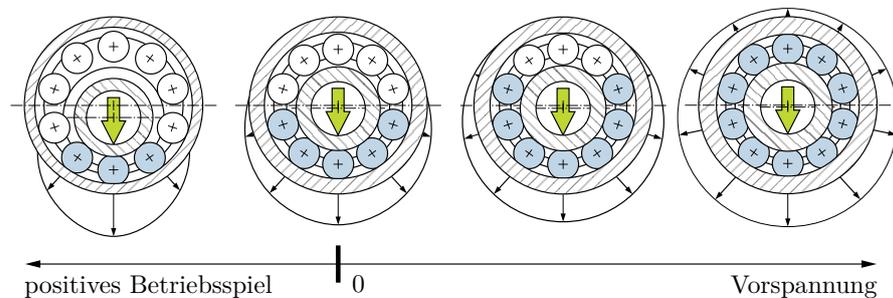


Abbildung 2: Einfluss einer Betriebsspieländerung auf die Lastverteilung im Lager (schematisch)

Die bewusste und definierte Aufbringung einer Vorspannung, also der Beaufschlagung mit einer initialen Belastung oder Verformung, kann somit ebenfalls die Ermüdungslebensdauer und Leistungsfähigkeit von Wälzlager steigern. Dabei ist kein zusätzlicher Bauraum notwendig, auch steigt die Lagermasse nicht an. Dem Auftreten von potentiell schädlichen Drehzahlabweichungen im Lager wird mit Verringerung des Betriebsspiels ebenfalls entgegengewirkt, da sich die Größe der unbelasteten Zone reduziert.

Eine Vorspannung in axialer Richtung wird bei Kegelrollenlagern, Schrägkugellagern und Rillenkugellagern in vielen Fällen angewandt und ist seit langem Stand der Technik. Obwohl Potentiale zur Steigerung der Beanspruchbarkeit und Leistungsdichte auch für Radiallager, wie z. B. Zylinderrollenlager existieren, werden diese in radialer Richtung hingegen bislang nur in Sonderfällen, wie z.B. in der Spindellagerung von Werkzeugmaschinen, in größerer Stückzahl vorgespannt betrieben. Die vorliegende Arbeit soll deshalb Grundlagen zur Anwendbarkeit radial vorgespannter Zylinderrollenlager in antriebstechnischen Komponenten liefern.

## 2.1 AUFBAU VON ZYLINDERROLLENLAGERN

Zylinderrollenlager sind eine Bauform von Wälzlagern, bei denen zwischen den Laufflächen des Innenrings (IR) und des Außenrings (AR) mehrere Wälzkörper (WK) mit zylindrischer Makrogeometrie angeordnet sind, siehe Abbildung 3. Einer der Lagerringe besitzt eng tolerierte Führungsborde, mit denen die rollenförmigen Wälzkörper seitlich geführt werden und deren Schränken begrenzt wird. Einreihige Zylinderrollenlager der Bauform NU besitzen diese Borde am Außenring, während die Bauform N die Wälzkörper über den Innenring axial führt.

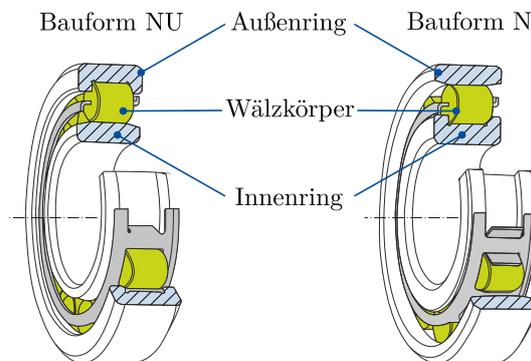


Abbildung 3: Bestandteile von Wälzlagern am Beispiel einreihiger Zylinderrollenlager mit Käfig

Der jeweils zweite Lagerring kann bei Lagern mit Käfig axial aus dem Lager herausgezogen werden. Die Wälzkörper werden dabei vom Käfig vor dem Herausfallen gehindert. Durch die Teilbarkeit des Lagers ist eine einfache Montage gewährleistet, selbst wenn beide Lagerringe mit festem Sitz versehen werden. Zudem kann die führungs-bordlose Lauffläche direkt in die umgebende Struktur (z. B. zur Bau-raumeinsparung) ohne separaten Lagerring eingearbeitet werden.

In Zylinderrollenlagern der in Abbildung 3 gezeigten Bauformen besitzt der jeweilige führungs-bordlose Lagerring keinerlei axiale Führungsmöglichkeit. Unter Drehung des Lagers lässt sich der bordlose Ring nahezu ohne Widerstand axial im Lager bewegen, so dass das Lager die Aufgabe einer zwangskraftfreien Loslagerung aus der Verschieblichkeit der Komponenten heraus erfüllen kann.

Es existieren darüber hinaus Bauformen, bei denen der führungs-bordlose Ring einen oder mehrere Anlaufborde besitzt, siehe [DIN05]. Diese Zylinderrollenlager können als Festlager eingesetzt werden und

nehmen im begrenzten Maße Axialkräfte auf. Die Ausführung der Borde erlaubt weiterhin eine einfache Zerlegbarkeit des Lagers. Lager mit (einseitig) bordlosen Lagerringen können mit Hilfe vorgesetzter sog. Winkelringe Führungsaufgaben übernehmen.

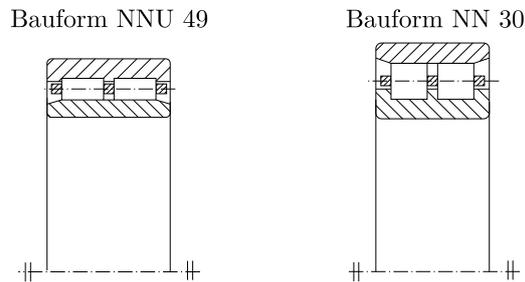


Abbildung 4: verschiedene Bauformen zweireihiger Zylinderrollenlager mit Käfig

Zweireihige Zylinderrollenlager höherer Genauigkeit mit Käfig sind in DIN 5412-4 z. B. für den Einsatz in Werkzeugmaschinen genormt, [DIN00]. Sie besitzen analog zu den einreihigen Ausführungen einen Lagerring, der mit Hilfe von Führungsborden die Wälzkörper für jede Lagerreihe getrennt axial führt, siehe Abbildung 4. Der gegenüberliegende Ring ist bordlos ausgeführt. Zweireihige Zylinderrollenlager mit dem Nachsetzzeichen 'K' besitzen eine kegelige Innenringbohrung mit deren Hilfe das Montagespiel des Lagers zur Erhöhung der Lagersteifigkeit und Führungsgenauigkeit eingestellt werden kann.

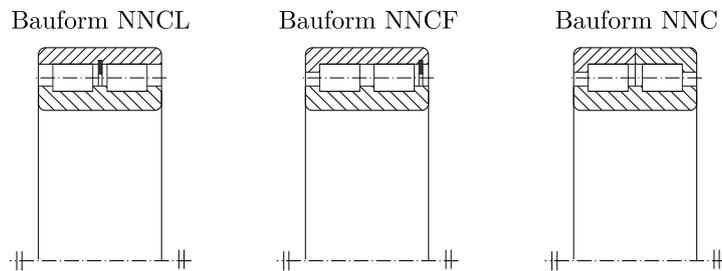


Abbildung 5: Bauformen zweireihiger vollrolliger Zylinderrollenlager

Vollrollige Zylinderrollenlager besitzen keinen Käfig, stattdessen ist der Bauraum zwischen den Lagerringen nahezu vollständig mit Wälzkörpern gefüllt. Durch die erhöhte Wälzkörperanzahl steigt die Beanspruchbarkeit. Vollrollige Lager können aber aufgrund des direkten Gleitkontaktes zwischen den Wälzkörpern nicht mit ähnlich hohen Drehzahlen, wie Lager mit Käfig betrieben werden. Vollrollige Zylinderrollenlager sind i. A. nicht werkzeuglos axial teilbar, da mit Ausnahme weniger Lagerbaureihen der Wälzkörpersatz nicht selbsthaltend ist. Neben einreihigen, vollrolligen Zylinderrollenlagern existieren verschiedene zweireihige Bauformen, die sich hinsichtlich der Möglichkeit zur Aufnahme von Axialkräften unterscheiden, siehe Abbildung 5. Die Bauform NNCL ist ein reines Loslager, während NNCF-

Lager in einer Richtung sowie NNC-Lager in zwei Richtungen axiale Lasten aufnehmen können.

## 2.2 DEFINITION RADIALE VORSPANNUNG

Wälzlager werden in der Regel mit sogenannter Lagerluft ausgeliefert. Nach DIN ISO 1132-1 ist die radiale Lagerluft definiert als „arithmetisches Mittel der radialen Abstände, um die ein Ring in Bezug auf den anderen von einer extremen exzentrischen Lage in die gegenüberliegende verschoben werden kann, in unterschiedlichen Winkellagen der Ringe und ohne äußeren Kräften unterworfen zu sein“, [DIN01]. Voraussetzung hierfür ist das Vorhandensein eines Spiels zwischen den Lagerbauteilen, das eine Messverschiebung ermöglicht. Eine vollständig lastfreie Verschiebung der Lagerringe in Messrichtung zueinander ist in der Praxis nicht möglich. ISO1132-2 ordnet deshalb den Messverfahren der Wälzlagertoleranzen definierte Messbelastungen zu, [ISO01]. Unter Wirkung der Messbelastung erfolgt eine Einfederung des Lagers um die der aufgenommene Messwert der Ringverschiebung korrigiert werden muss. Die Größe der Einfederung ist lagergeometrieabhängig und deshalb nicht normativ gelistet.

Unter Vernachlässigung von Formfehlern der Lagerbauteile kann die radiale Lagerluft  $c_R$  auch aus der Differenz der Laufbahndurchmesser beider Lagerringe und des doppelten Wälzkörperdurchmessers berechnet werden, [HK07]. Die radiale Lagerluft  $c_R$  berechnet sich somit zu:

$$c_R = d_{AR} - D_{IR} - 2 \cdot D_{WK}. \quad (1)$$

mit  $d_{AR}$  – Durchmesser Lauffläche Außenring

$D_{IR}$  – Durchmesser Lauffläche Innenring

$D_{WK}$  – Durchmesser Wälzkörper

Es existieren darüber hinaus Definitionen, die unterscheiden, ob das Spiel im Lager lastfrei oder belastet bestimmt wurde. Nach JÜRGENSMEYER bezieht sich der Begriff „Luft“ auf den tatsächlichen Maßunterschied der Bauteile während mit „Spiel“ die gesamte Bewegungsmöglichkeit der Ringe gegeneinander inklusive eines Anteils der Einfederung bezeichnet wird, [Jü37]. PALMGREN bezeichnete mit „Luft“ die aus den Durchmessern berechnete Größe und mit „Durchschlag“ die Verschiebung der Ringe gegeneinander, [Pal27]. Andere Autoren sowie einige Lagerhersteller verwenden hingegen den Begriff „Luft“ in Zusammenhang mit dem unmontierten Lager und „Spiel“ sobald das Lager eingebaut ist, [Brä95, SKFo8]. Im Rahmen dieser Arbeit soll in gleicher Weise verfahren werden.

Die radiale Lagerluft  $c_R$ , welche bei der Fertigung des Lagers durch selektive Montage der Lagerkomponenten in teilweise genormten Wertebereichen, siehe [DIN04], eingestellt wird, verringert sich bei Mon-

tage des Lagers auf bzw. in Übermaßpassungen. Das resultierende, als Montagespiel  $c_M$  bezeichnete Lagerspiel ergibt sich zu

$$c_M = c_R - \Delta c_P. \quad (2)$$

mit  $\Delta c_P$  – passungsbedingte Minderung der radialen Lagerluft

Die Spielminderung  $\Delta c_P$  während der Montage kann mit Kenntnis der Lagergeometrie, des Passungsübermaßes und unter Berücksichtigung der Oberflächenglättung der Passflächen berechnet werden. Zudem existieren Methoden zur einfachen Abschätzung der Spielminderung, siehe z.B. [Brä95, Scho6].

Je nach Einsatzort und Betriebsbedingungen wird das Spiel eines Wälzlagers im Betrieb zusätzlich durch Temperaturunterschiede zwischen den Lagerringen bestimmt. Das resultierende Spiel wird als Betriebsspiel  $c$  bezeichnet und berechnet sich gemäß Gleichung 3.

$$c = c_R - \Delta c_P - \Delta c_T \quad (3)$$

mit  $c$  – radiales Betriebsspiel

$\Delta c_T$  – temperaturbedingte Minderung des radialen Lagerspiels

Unterschiedliche Temperaturen der Lagerringe können direkt aus ungleichen Kontaktpressungen oder Wärmeleitungseigenschaften am Innen- und Außenring resultieren oder durch in das Lager eingeleitete Wärmeströme hervorgerufen werden, [Brä95]. So wird die Wärme, die im Kontakt von Verzahnungen entsteht und nicht über den Schmierstoff abgeführt wird, bei Stirnradpaarungen über die jeweils tragende Welle zum Innenring der zugehörigen Lager geleitet bzw. bei Planetenrädern in Richtung der Außenringe der Planetenlager abgeführt. Die Verringerung des Lagerspiels durch Temperaturunterschiede zwischen den Lagerringen berechnet sich zu

$$\Delta c_T = \Delta T \cdot \alpha \cdot \frac{d + D}{2} \quad (4)$$

mit  $\Delta T$  – Temperaturunterschied ( $T_{IR} - T_{AR}$ )

$\alpha$  – Wärmeausdehnungskoeffizient (Stahl  $\alpha = 0,000011\text{K}^{-1}$ )

$d$  – Bohrungsdurchmesser Innenring

$D$  – Außenringdurchmesser

Ergeben sich für die aufgeführten Spiele negative Werte, so wird das Lager als radial vorgespannt angesehen. Dieser Zustand bezieht sich auf das von außen lastfreie Lager. Unter Einwirkung der Betriebslast können infolge der Einfederung des Lagers dennoch einzelne Wälzkörper den Kontakt zu einem der Ringe verlieren. Entgegen des üblichen Sprachgebrauchs sollen im Folgenden die Begriffe Montagespiel und Betriebsspiel sowohl mit positivem, als auch mit negativem Vorzeichen verwendet werden.

Die Definition der initialen Lagerluft  $c_R$  gemäß Gleichung 1 und der daraus abgeleiteten Größen Montage- und Betriebsspiel  $c_M$  und

c beruht auf der Annahme geometrisch idealer Laufflächengeometrien. Durch Formabweichungen der Lagerbauteile und Presssitzflächen kann das tatsächliche Betriebsspiel vom geometrisch idealen abweichen, [AW16]. Gleiches gilt für Temperaturgradienten im Lager, die sich ungleichmäßig über die Lagerbreite bzw. den Lagerumfang ausbreiten können.

## 2.3 BERECHNUNGSGRUNDLAGEN VORGESPANNTER WÄZLAGER

### 2.3.1 Lastverteilung

Die von außen auf das Lager wirkenden Kräfte werden von den Wälzkörpern vom einen zum anderen Lagerring übertragen. Die Anzahl der lasttragenden Wälzkörper ist abhängig vom Betriebsspiel, [Per50, Lun52]. Infolge positiver Betriebsspiele und/oder der Einfederung des Lagers infolge der äußeren Last bildet sich im Lager i.A. eine Zone belasteter Wälzkörper aus, die kleiner als  $360^\circ$  ist. Als Parameter für die Ausbreitung der Lastzone dient  $\epsilon$ . Nach PALMGREN ist  $\epsilon$  für eine nicht über den vollen Lagerumfang ausgebildete Lastzone ( $\epsilon \leq 1$ ) das Verhältnis aus Projektion der Lastzone und Laufflächendurchmesser des Innenrings, [Pal64], siehe Abbildung 6 rechts.

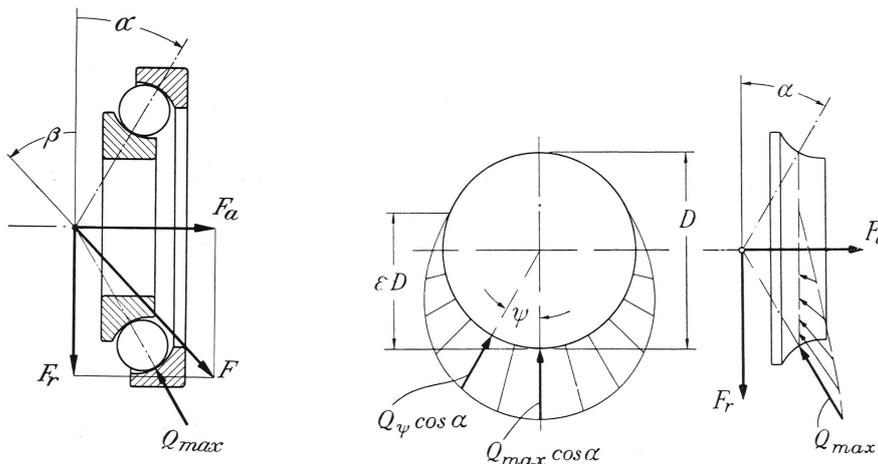


Abbildung 6: Lastverteilung im Wälzlager [Pal64]

Für  $\epsilon = 0$  ist am Umfang lediglich ein Punkt belastet, während für  $\epsilon = 0,5$  sich die Lastzone über  $180^\circ$  erstreckt, [Lun52]. Ist die Lastzone über den vollen Umfang des Lagers ausgebildet ( $\epsilon = 1$ ) berechnet sich  $\epsilon$  aus den Verschiebungen  $\delta$  zu

$$\epsilon = \frac{\delta_{\max}}{\delta_{\max} - \delta_{\min}} \quad (5)$$

mit  $\delta_{\max}$  – max. elastische Verschiebung des Wälzkörpers

$\delta_{\min}$  – min. elastische Verschiebung des Wälzkörpers

Erst bei Betriebsspielen  $c \ll 0$  befindet sich unter Wirkung der Last auch der Wälzkörper gegenüber den Lasteinleitung in Anlage ( $\epsilon \geq 1$ ). Ist die Vorspannung des Lagers so groß, bzw. die Belastung so klein, dass alle Wälzkörper gleichmäßig belastet sind, gilt  $\epsilon = \infty$ .

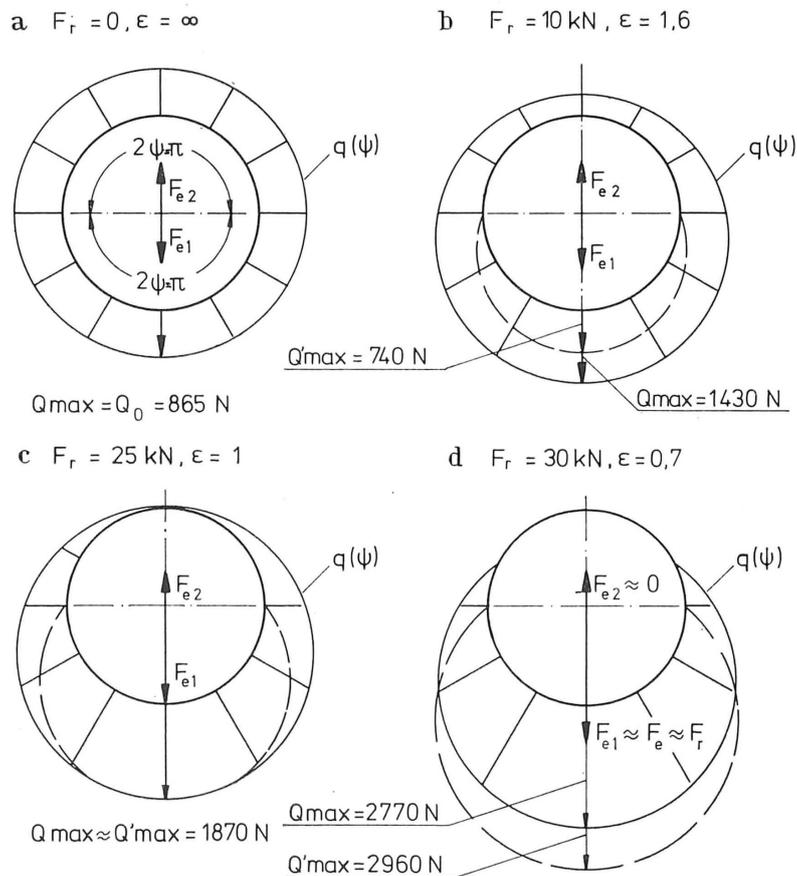


Abbildung 7: Lastverteilung im Zylinderrollenlager NN3018K - negatives Betriebsspiel ( $-10 \mu\text{m}$ ), unterschiedliche Belastungen [Pot75]

Abbildung 7 zeigt verschiedene Lastverteilungen  $q$ , die über der Winkelkoordinate  $\psi$  bei identischem negativem Betriebsspiel ( $-10 \mu\text{m}$ ) und unterschiedlichen äußeren Belastungen eines Zylinderrollenlagers NN3018K aufgetragen sind. Darin ist ebenfalls die jeweilige maximale Wälzkörperbelastung  $Q'_{max}$  bei einer Belastungszonengröße von  $\epsilon = 0,5$  eingetragen. Mit zunehmender Last federt das Lager ein, so dass sich die Lastzone verkleinert. Dabei wird anhand der Abbildungen der Einfluss des Betriebsspiels auf die Verteilung der äußeren Last deutlich. Für das äußerlich unbelastete Lager sind alle Wälzkörper gleichmäßig infolge der elastischen Verformung durch das negative Betriebsspiel belastet ( $\epsilon = \infty$ , Abbildung 7 a). Die Kenntnis der Verformung des Lagers bzw. der resultierenden Verschiebung der gelagerten Bauteile ist z.B. für die Auslegung von Verzahnungen entscheidend, siehe z.B. [Fre94].

In Näherung lässt sich der Zusammenhang aus Wälzkörperkraft  $Q$  und Verformung  $\delta$  eines Linienkontakts endlicher Länge ausdrücken als

$$\delta = \left( \frac{Q}{C_F} \right)^q, \quad [\text{Kun61, Bre94, Hou97}]. \quad (6)$$

mit  $Q$  – Wälzkörperkraft in N

$q$  – Federungssexponent

$C_F$  – Federungsfaktor in  $\text{N}/\text{mm}^{1/q}$

Eine direkte, einfach anzuwendende Berechnungsmethode der Federung linienförmiger Kontakte existiert nicht, [Tri85, Hou97]. Der Federungssexponent  $q$  und Federungsfaktor  $C_F$  in Gleichung 6 wurden von verschiedenen Autoren im Rahmen experimenteller und theoretischer Untersuchungen ermittelt. Die Unterschiede in den jeweiligen Werten wirken sich nur gering auf die Federungseigenschaften aus, [Bre94, Hou97]. DIN ISO 281 verweist auf LUNDBERG [Lun39] und gibt  $10/9$  als Federungssexponenten an. Der Federungsfaktor  $C_F$  berechnet sich wie folgt, [DIN10a].

$$C_F = 35948 \cdot L_{WK}^{8/9} \quad (7)$$

mit  $L_{WK}$  – Wälzkörperlänge in mm

Angewendet auf den höchstbelasteten Kontakt im Rollenlager ergibt sich aus Gleichung 6 die Kraft am höchstbelasteten Wälzkörper  $Q_{\max}$ .

$$Q_{\max} = C_F \cdot \delta_{\max}^{1/q} \quad (8)$$

Die Kraft an einem beliebigen anderen belasteten Wälzkörper im Lager kann mit Hilfe der maximalen Wälzkörperkraft  $Q_{\max}$  und des Lasteinflussfaktors  $\epsilon$  bestimmt werden, [Bre94].

$$Q(\psi) = Q_{\max} \left( 1 - \frac{1}{2\epsilon} \cdot [1 - \cos \psi] \right)^{1/q} \quad (9)$$

Die Summe der Wälzkörperlasten in Richtung des Lastangriffs muss der angreifenden äußeren Last entsprechen. Es gilt

$$F_{\text{rad}} = Q_{\max} \sum_{n=1}^Z \left( 1 - \frac{1}{2\epsilon} \cdot [1 - \cos \psi] \right)^{1/q} \cos \psi_n, \quad (10)$$

wobei  $\psi_n = n \cdot \frac{2\pi}{Z}$ .

mit  $F_{\text{rad}}$  – Radiallast auf das gesamte Lager

$Z$  – Wälzkörperanzahl

Der Summenausdruck in Gleichung 10 kann mit Hilfe des SJÖVALL-Integrals umformuliert werden, siehe z. B. [Hou97].

$$F_{rad} = Q_{max} \cdot Z \cdot I_{rad}(\epsilon) \quad (11)$$

$$= Q_{max} \cdot Z \cdot \frac{1}{2\pi} \int_{\psi_0}^{-\psi_0} \left( 1 - \frac{1}{2\epsilon} \cdot [1 - \cos \psi] \right)^{1/q} \cos \psi d\psi$$

Für ein Lager ohne Betriebsspiel nimmt  $I_{rad}$  den Wert 4,08 an, [Pal64]. WIEMER entnahm die Werte des SJÖVALL-Integrals aus Tabellen bei Vorgabe des Lasteinflussfaktors  $\epsilon$  und verglich die Berechnungen der Lastverteilung mit spannungsoptischen Messungen, [Wie90]. Abbildung 8 zeigt den verwendeten Lastfaktor  $k$  (Kehrwert von  $I_{rad}$ ) aufgetragen über dem Verhältnis aus Betriebsspiel und Verformung des spielfreien Lagers  $c/\delta_{rad}^*$ .

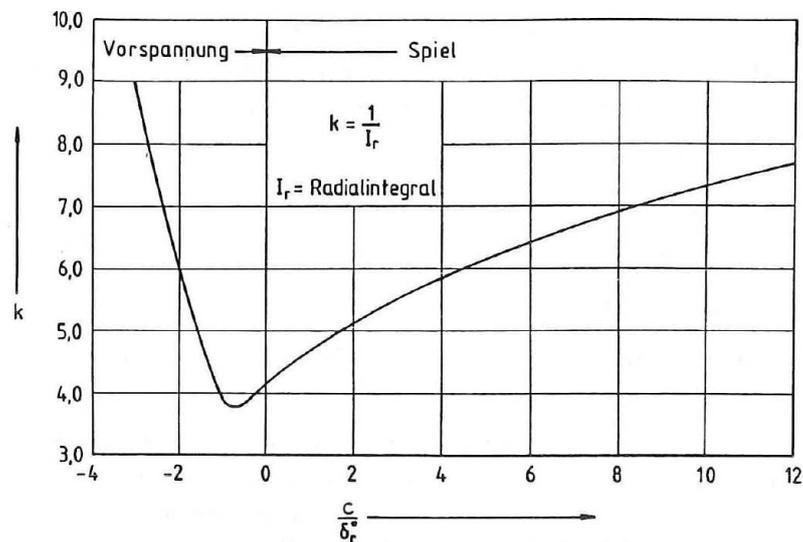


Abbildung 8: Lastfaktor (Kehrwert SJÖVALL-Integral) in Abhängigkeit von  $c/\delta_{rad}^*$  nach [Wie90]

Mit Hilfe der genannten Größen der Lagerfederung kann entweder direkt die maximale Wälzkörperkraft  $Q_{max}$  bestimmt oder mithilfe des Kräftegleichgewichts und der Ansätze der enthaltenen Größen das entstehende nichtlineare Gleichungssystem iterativ zum Erhalt aller Wälzkörperkräfte gelöst werden, [Wie90, Wan15]. Abbildung 9 zeigt exemplarisch berechnete Wälzkörperkräfte aufgetragen über dem Lagerumfang für verschiedene Betriebsspiele bis in Bereiche geringer radialer Vorspannungen. Die Änderung der Lastverteilung mit Änderung des Betriebsspiels ist deutlich zu erkennen. Mit Abnahme des Spiels sinkt in dem gezeigten Betriebsspielbereich die maximale Wälzkörperbelastung.

Über die iterative Lösung des Kräftegleichgewichts im Lager hinaus existieren weitere Ansätze zur Berechnung der Beziehung zwischen Verformungen und Kräften des Lagers. Diese enthalten z.B.

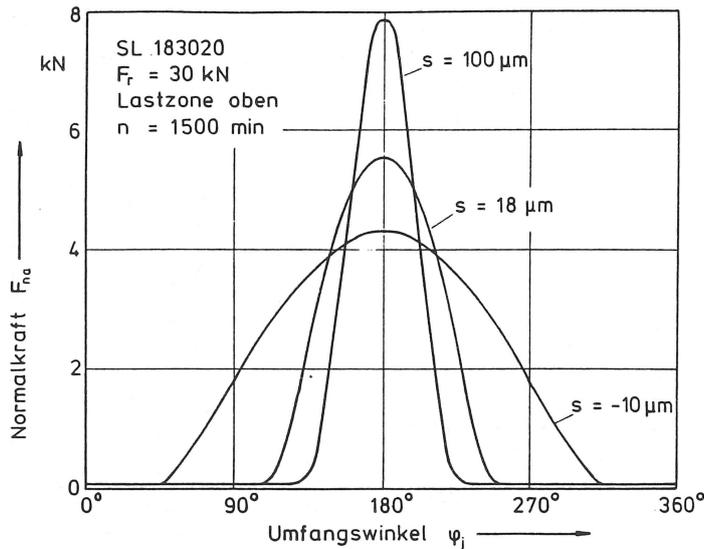


Abbildung 9: berechnete Lastverteilung bei verschiedenen Betriebsspielen,  $C_0/F_r = 10$  [Wie90]

Näherungsformeln der maximalen Wälzkörperbelastung, die mit geringem Aufwand iterativ lösbar sind, [OZP12], Lastverteilungsfaktoren, [LRMo8], oder rechenzeitoptimierte Ansätze zur Implementierung des nichtlinearen Zusammenhangs in FEM- oder MKS-Modellen, siehe z.B. [Hou14].

Bei Vorliegen von Schiefstellungen und nichtzylindrischen Kontaktkörpern (z.B. infolge von Laufflächenprofilierungen und Freistichen) müssen diese zur Berechnung der Einfederung und Lastverteilung des Lagers ebenfalls berücksichtigt werden. Der Kontakt wurde hierzu von REUSNER in einzelne Streifen, die senkrecht zur Längsachse des Wälzkörpers stehen, aufgeteilt. Jeder Streifen kann mit einer eigenen Belastung versehen und die resultierende Verschiebung berechnet werden, [Reu77]. DIN 26281 gibt die Einteilung des Kontakts in Längsrichtung in diskreten Abständen an (Mindestanzahl Scheiben 30), denen wiederum einzelne Federungsgleichungen zugewiesen werden, [DIN10a]. Das im Rahmen dieser Arbeit verwendete Berechnungsprogramm LAGER2 teilt den Wälzkörper in 40 Teilabschnitte mit 41 Stützstellen der Profilierung und Pressungsverteilung auf. Das Gleichungssystem der Gesamtfederung des Lagers aus  $Z$  Wälzkörpern erweitert sich zur iterativen Lösung somit um die Anzahl der Scheiben. KOCH erstellte ein Modell zur Bestimmung der Lastverteilung kombiniert belasteter Zylinderrollenlager und erweiterte dabei das Modell von REUSNER, um das Wälzkörperschränken, [Koco8]. Andere Ansätze sehen Näherungsgleichungen mit infinitesimal kleinen Abschnitten entlang der Rollenlängsachse vor, z.B. [Hou01a, Hou01b].

### 2.3.2 Ermüdungslebensdauer

Der exakte Ausfallzeitpunkt eines spezifischen Wälzlagers infolge Ermüdung wälzbeanspruchter Werkstoffbereiche kann aufgrund der stochastischen Natur des Mechanismus nicht berechnet werden. Stattdessen werden Laufzeiten angegeben, die ein bestimmter prozentualer Anteil einer hinreichend großen Menge gleicher Lager nicht erreicht. Nach DIN ISO 281 wird die nominelle Ermüdungslebensdauer  $L_{10}$  (10%ige Ausfallwahrscheinlichkeit) eines Rollenlagers in Millionen Umdrehungen gemäß nachstehender Lebensdauergleichung berechnet, [DIN10b].

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P_r} \right)^{10/3} \quad (12)$$

mit  $C$  – dynamische Tragzahl

$P_r$  – dynamische äquivalente radiale Belastung

Der Zusammenhang ist gültig für Lager mit modifiziertem Linienkontakt, also solche deren rollenförmige Körper bzw. Laufflächen eine Profilierung besitzen. Die dynamische äquivalente radiale Belastung  $P_r$  entspricht für Radialzylinderrollenlager der äußeren, auf das Lager wirkenden Belastung. Die in Gleichung 12 enthaltene dynamische Tragzahl  $C$  kann den Produktkatalogen der Hersteller entnommen oder gemäß Gleichung 13 berechnet werden. In dieser sind bereits die Zahlenwerte der experimentell ermittelten Proportionalitätskonstanten, siehe z.B. [LP47], eingesetzt, [DIN10c].

$$C = b_m \cdot f_C \cdot (i \cdot L_{WE} \cdot \cos \alpha)^{7/9} \cdot Z^{3/4} \cdot D_{WK}^{29/27} \quad (13)$$

mit  $b_m$  – Tragzahlbeiwert bzgl. Lagerart

$f_C$  – Geometrie-, Fertigungs- und Werkstofffaktor

$i$  – Anzahl Lagerreihen

$\alpha$  – Nennberührungswinkel (Radialzylinderrollenlager  $\alpha = 0^\circ$ )

Der Gleichung 12 zugrundeliegende Schadensmechanismus ist Ermüdung infolge der dynamischen Werkstoffbeanspruchung durch den zyklischen Überrollvorgang, [Brä95]. Weitere Einflüsse auf die Lebensdauer des Lagers, wie z.B. Verschmutzungen des Schmierstoffs und geringe Schmierfilmhöhen können über Einflussfaktoren einbezogen werden.

Eine Berücksichtigung des Lagerspieleinflusses oder der Wirkung von Schiefstellungen auf die Lagerlebensdauer ist mit den Methoden aus DIN ISO 281 nicht möglich. LUNDBERG ermittelte Korrekturfaktoren für die Lebensdauer von Lagern mit einem Betriebsspiel größer 0, [Lun52], die mit der klassischen nominellen Lebensdauer multipliziert werden können [Pal64, DIN10b]. Die Berechnung der modifizierten, nominellen Ermüdungslebensdauer  $L_{10r}$  gemäß DIN26281

basiert im Gegensatz zum zuvor erläuterten Vorgehen auf der Bestimmung der einzelnen Wälzkörperlasten, [DIN10a]. Zusätzlich wird jeder Wälzkörper von Rollenlagern entlang der Kontaktlänge zur Berücksichtigung von Laufflächenprofilierungen und Verkippungen in  $N$  Scheiben aufgeteilt. Für die  $k$ -te Scheibe der Rolle  $j$  wird die Federungsgleichung

$$q_{j,k} = c_s \cdot \delta_{j,k}^{10/9} \quad (14)$$

im Gleichungssystem des Kräfte- und Momentengleichgewichts des Wälzkörpers sowie des Lagers berechnet, wobei die Federzahl der Scheibe  $c_s$  wie folgt ermittelt wird, vgl. Gleichung 7.

$$c_s = \frac{35948 \cdot L_{WK}^{8/9}}{N} \quad (15)$$

Die Scheibenlasten  $q_{j,k}$  der Position  $k$  werden über alle Wälzkörper für den Innenring (drehend) zur dynamisch äquivalenten Scheibenlast  $q_{ke,IR}$

$$q_{ke,IR} = \left[ \frac{1}{Z} \sum_{j=1}^Z (f_{IR}[j,k] \cdot q_{j,k})^4 \right]^{1/4} \quad (16)$$

sowie zur äquivalenten Scheibenlast  $q_{ke,AR}$  für den Außenring (stillstehend) aufsummiert.

$$q_{ke,AR} = \left[ \frac{1}{Z} \sum_{j=1}^Z (f_{AR}[j,k] \cdot q_{j,k})^{4,5} \right]^{1/4,5} \quad (17)$$

Darin enthalten ist die jeweilige Lastüberhöhungsfunktion  $f$  zur Berücksichtigung von Kantenspannungen, siehe [DIN10a].

Aus der dynamischen Tragzahl des gesamten Lagers  $C_r$ , vgl. Gleichung 13, kann die Tragzahl der Innenringkontakte

$$Q_{c,IR} = \frac{C_r}{\lambda v \cdot 0,378 \cdot Z \cdot i^{7/9}} \left\{ 1 + \left[ 1,038 \left( \frac{1-\gamma}{1+\gamma} \right)^{143/108} \right]^{9/2} \right\}^{2/9} \quad (18)$$

sowie des Außenringkontakts eines Radialzylinderrollenlagers berechnet werden.

$$Q_{c,AR} = \frac{C_r}{\lambda v \cdot 0,364 \cdot Z \cdot i^{7/9}} \left\{ 1 + \left[ 1,038 \left( \frac{1-\gamma}{1+\gamma} \right)^{143/108} \right]^{-9/2} \right\}^{2/9} \quad (19)$$

Dabei ist die Hilfsgröße  $\gamma$  für ein Radiallager definiert als

$$\gamma = \frac{D_{WK}}{D_{WS}} \quad (20)$$

mit  $D_{WS}$  – Teilkreisdurchmesser Wälzkörpersatz

Der Korrektur- und Minderungsfaktor  $\lambda_v$  nimmt den Wert 0,83 an, wenn Spannungsüberhöhungen im Kontakt berücksichtigt werden, siehe Gleichung 16 und 17 sowie [DIN10a].

Die Tragzahlen von Innen- und Außenring  $Q_{c,IR}$  und  $Q_{c,AR}$  können wiederum zur dynamischen Tragzahl einer Scheibe  $q_{c,IR}$  bzw.  $q_{c,AR}$  umgeformt werden.

$$q_{kc} = Q_c \left( \frac{1}{N} \right)^{7/9} \quad (21)$$

Aus den Tragzahlen und Belastungen der einzelnen Scheiben wird abschließend die nominelle Referenz-Ermüdungslebensdauer  $L_{10r}$  berechnet, siehe Gleichung 22. Durch die zuvor erläuterte Verwendung der lagerinteren Kontaktkräfte bzw. Scheibenlasten bei der Bestimmung der Eingangsgrößen der Lebensdauer  $L_{10r}$  kann somit die Pressungsverteilung im Kontakt sowie die Lastverteilung im Lager und damit der Betriebsspieleinfluss bei der Lebensdauerberechnung berücksichtigt werden.

$$L_{10r} = \left\{ \sum_{k=1}^N \left[ \left( \frac{q_{kc,IR}}{q_{ke,IR}} \right)^{-9/2} + \left( \frac{q_{kc,AR}}{q_{ke,AR}} \right)^{-9/2} \right] \right\}^{-8/9} \quad (22)$$

Generell verringert sich im Bereich positiver Lagerspiele die rechnerische Ermüdungslebensdauer mit zunehmendem Lagerspiel, [Lun52, HK07]. Der Verlauf eines berechneten resultierenden Korrekturfaktors der Lebensdauer für radial belastete Kugel- und Rollenlager unterschiedlicher Betriebsspiele ist in Abbildung 10 über der Lastzonengröße  $\epsilon$  aufgetragen, vgl. Abschnitt 2.3.

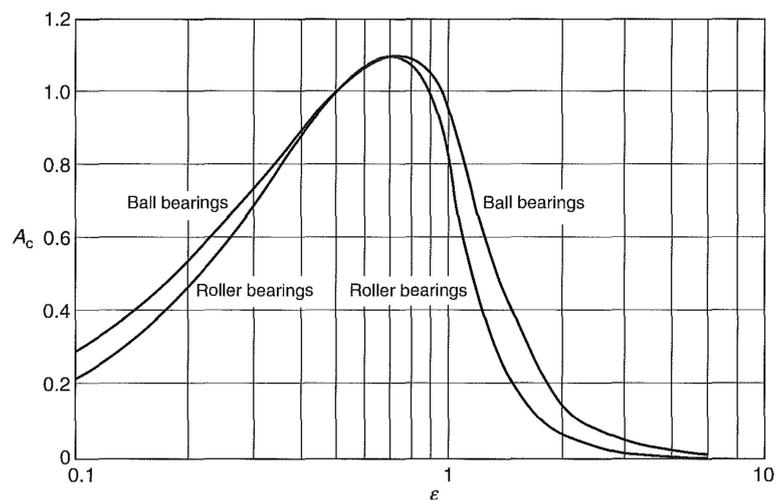


Abbildung 10: Lebensdauerfaktor über Belastungszonengröße [HK07]

Der Korrekturfaktor beschreibt analog zu [Lun52] das Verhältnis aus der Ermüdungslebensdauer eines initial spielfreien Lagers ( $\epsilon =$

0,5) zur Lebensdauer des Lagers mit spezifischem Spiel. Bei Verringerung des Betriebsspiels über den initial spielfreien Zustand hinweg, steigt die Lagerlebensdauer an, bis ein Maximum bei etwa  $\epsilon = 0,7$  erreicht wird, siehe auch [Buo8]. Mit weiter sinkenden Betriebsspielen fällt die Ermüdungslebensdauer wieder ab. Der Belastungszustand bei dem gerade alle Wälzkörper unter Last anliegen ( $\epsilon = 1$ ) ruft gemäß Abbildung 10 Lebensdauern hervor, die 20% unterhalb derer initial spielfreier Rollenlager liegen.

OSWALD et al. untersuchten mit einem kommerziellen Berechnungsprogramm anhand von Berechnungen den Einfluss des Betriebsspiels auf die Lebensdauer verschiedener Rillenkugellager und Zylinderrollenlager, [OZP12]. Die verwendeten radialen Lasten wurden für die einzelnen Lager so gewählt, dass sie im spielfreien (initialen) Zustand für alle Lager identische maximale Kontaktpressungen hervorrufen. Zur Berechnung der Zylinderrollenlager wurde eine sog. „Aerospace-Crown“-Profilierung, siehe [JVP01], berücksichtigt. Die berechneten Verläufe der Ermüdungslebensdauer bei Betriebsspielvariation wurden, wie auch in Abbildung 10 gezeigt, in Form eines Lebensdauerfaktors auf die Lebensdauer des spielfreien Zustandes normiert. Die ermittelten Lebensdauerfaktoren von Rillenkugellagern sind in Abbildung 11 in Abhängigkeit des Radialspiels (hier mit  $G_r$  bezeichnet) für verschiedene Lagerquerschnitte bei gleicher Kontaktpressung im spielfreien Zustand (1720 MPa) gezeigt.

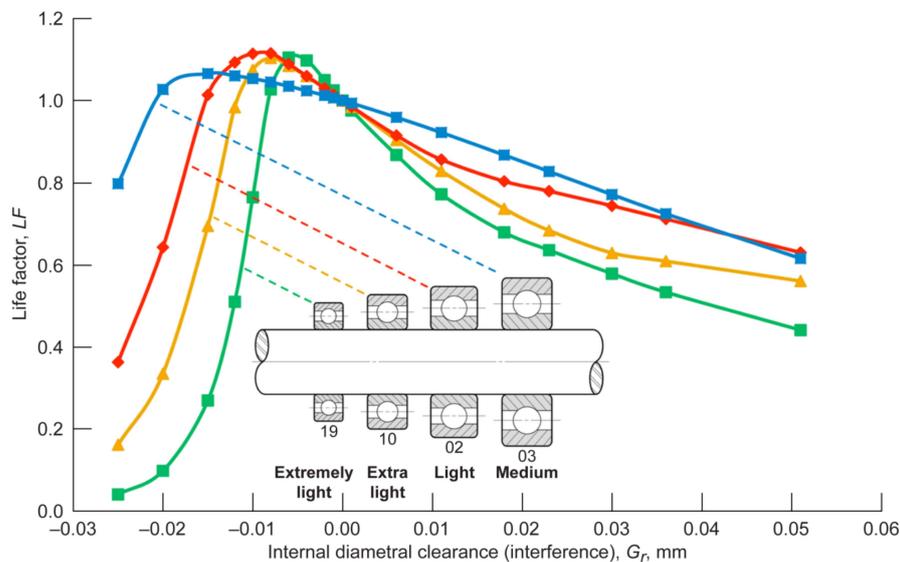


Abbildung 11: berechneter Lebensdauerfaktor über Betriebsspielvariation verschiedener Breiten-/Durchmesserreihen, Rillenkugellager, 50 mm Bohrungsdurchmesser [OZP12]

Mit zunehmendem Lagerquerschnitt wird das jeweilige Maximum des Lebensdauerfaktors bei kleineren Betriebsspielen erreicht. Die Kurven können nahezu in Deckung gebracht werden, wenn das Betriebsspiel auf den Wälzkörperdurchmesser  $D_{WK}$  bezogen wird. Statt

des radialen Betriebsspiels  $G_r$  wird hierzu ein dimensionsloses Spiel  $G'_r$  aufgetragen, das sich wie folgt berechnet:

$$G'_r = \frac{G_r}{D_{WK}}. \quad (23)$$

Berechnete Lebensdauerfaktoren gleicher Lager (Rillenkugellager 6210) mit unterschiedlichen initialen Kontaktpressungen sind in Abbildung 12 über dem vorgestellten dimensionslosen Spiel aufgetragen. Mit zunehmender Kontaktpressung bzw. äußerer Last verschieben sich die Betriebsspiele maximaler Ermüdungslebensdauer in Richtung negativer Spiele. Da die dargestellten Kurven für gleiche Lager und damit gleiche Wälzkörperdurchmesser berechnet wurden, ändert die Verwendung des dimensionslosen Spiels an Stelle des radialen Betriebsspiels nichts an der Form der Graphen.

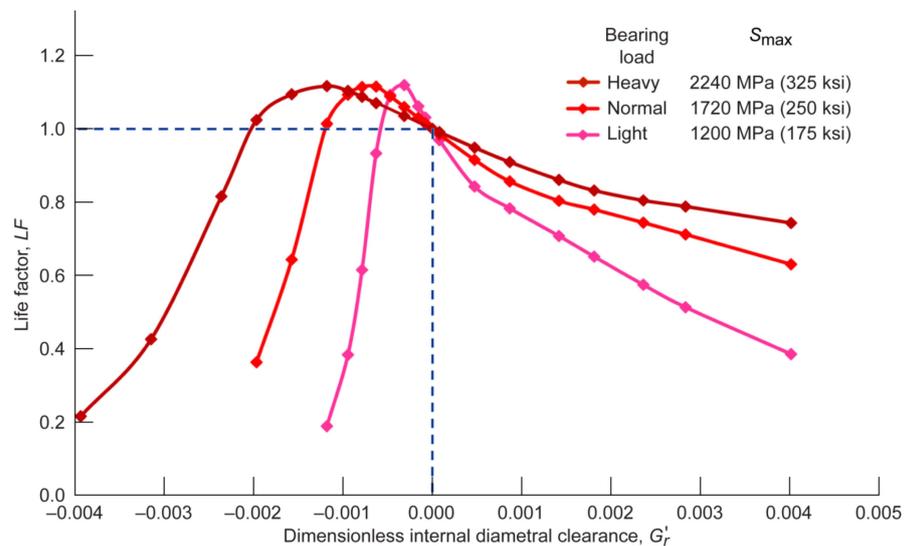


Abbildung 12: berechneter Lebensdauerfaktor über Variation des dimensionslosen Spiels verschiedener Kontaktpressungen, Rillenkugellager, 50 mm Bohrung [OZP12]

Mit Hilfe einer weiteren Normierung können die Graphen der berechneten Ermüdungslebensdauern ebenfalls in Richtung der äußeren Belastung skaliert werden, indem sie auf eine gemeinsame maximale Kontaktpressung  $S'_{max}$  bezogen werden. Das in Gleichung 23 definierte dimensionslose Spiel wird hierzu mit dem Quadrat des Verhältnisses aus  $S'_{max}$  und der maximalen Kontaktpressung des spielfreien Lagers unter der jeweiligen äußeren Belastung  $S_{max}$  multipliziert. Es ergibt sich die sogenannte Spielkennzahl  $\widehat{G}'_r$  gemäß

$$\widehat{G}'_r = \frac{G_r}{D_{WK}} \left( \frac{S'_{max}}{S_{max}} \right)^2. \quad (24)$$

Die Lebensdauerfaktoren verschiedener Zylinderrollenlager und Belastungen sind über der vorgestellten Spielkennzahl  $\widehat{G}'_r$  gemeinsam

in Abbildung 13 aufgetragen. Unabhängig von der verwendeten lagerspezifischen Belastung, der Lagergröße und dem Lagerquerschnitt liegen durch die Verwendung der genannten Normierungen und der pressungsabhängigen Definition der Lagerbelastung die Maxima der Lebensdauerfaktoren im gleichen Bereich der Spielkennzahl.

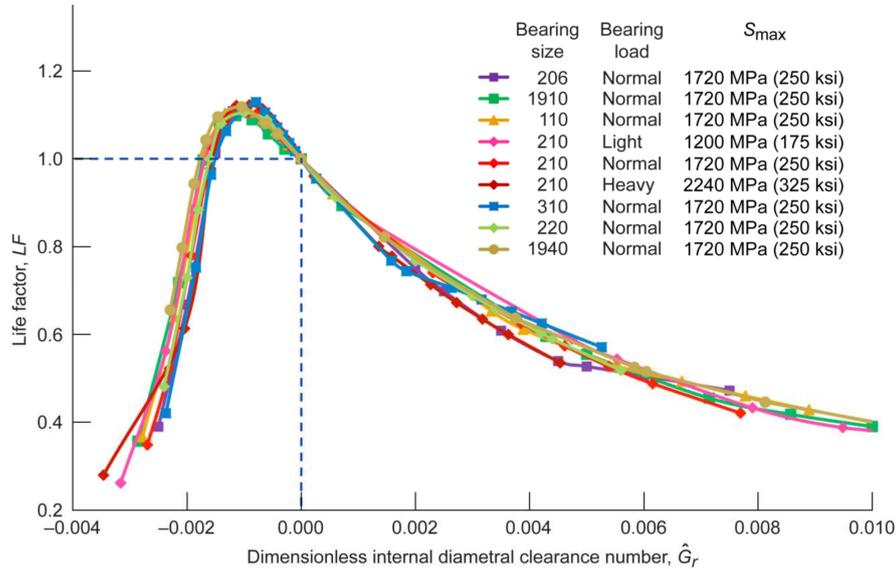


Abbildung 13: berechneter Lebensdauerfaktor über Variation der Spielkennzahl verschiedener initialer Kontaktpressungen und Zylinderrollenlagergrößen [OZP<sub>12</sub>]

In abschnittsweise definierten Ausgleichsfunktionen der Verläufe des Lebensdauerfaktors über der Spielkennzahl wurde durch OSWALD et al. eine gemeinsame Spielkennzahl des Ermüdungslebensdauermaximums bei  $\hat{G}_r' = -0,0013$  gefunden, siehe Abbildung 14. Eine Fehlerbetrachtung dieser Näherung erfolgte in [OZP<sub>12</sub>] nicht. Die ermittelte zugehörige maximale Lebensdauererhöhung der Berechnungen gegenüber spielfreien Lagern beträgt  $LF = 1,15$ .

Die Ermüdungslebensdauer eines Wälzlagers wird durch den Spannungszustand unterhalb der Kontaktfläche im beanspruchten Volumen bestimmt, [IH85]. Die Spannungen, die durch den Wälzkontakt eingebracht werden, können durch initiale Spannungen oder auch strukturmechanische Lastspannungen überlagert werden. Zu den initialen Spannungen zählen Eigenspannungen infolge von Vorbeanspruchung [Vos96], mechanischer Fertigung [Neu16] und Wärmebehandlung [OZP<sub>14</sub>] ebenso, wie Zugspannungen infolge der Ringaufweitung durch Montage auf Übermaßpassungen, [AK87]. Beim Aufbringen einer radialen Vorspannung auf Standardlager mit Hilfe von kegeligen Innenringbohrungen oder entsprechend festen Passungen treten unweigerlich Ringspannungen im Lagerinnenring auf.

In [OZP<sub>14</sub>] wurde sowohl der Einfluss von Eigenspannungen durch verschiedene Wärmebehandlungsverfahren, als auch von Ringspan-

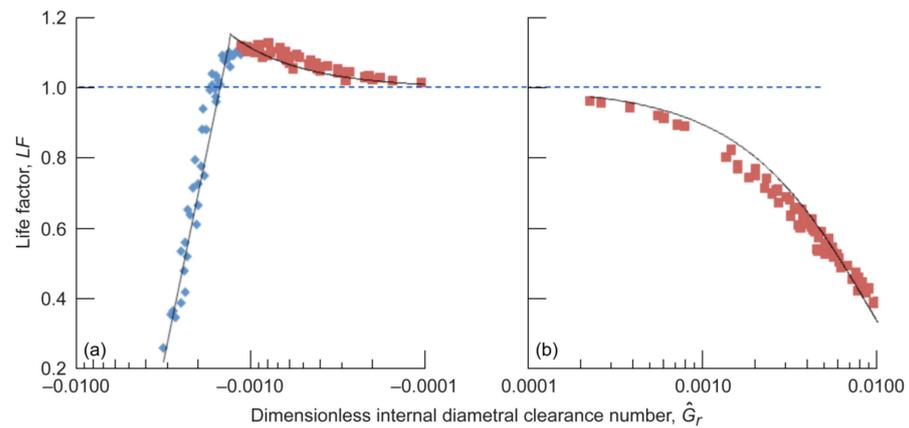


Abbildung 14: berechnete Datenpunkte von Lebensdauerfaktoren über Variation der Spielkennzahl (links negative  $\widehat{G}_r$ , rechts positive  $\widehat{G}_r$ ) mit Ausgleichsfunktion [OZP12]

nungen einer festen Passung am Innenring auf die Spannungen im beanspruchten Werkstoffbereich rechnerisch untersucht. Anhand eines initial spielfreien Zylinderrollenlagers mit 50 mm Bohrungsdurchmesser wurde die Lastverteilung für ausgewählte Belastungen bzw. resultierende maximale Kontaktpressungen ebenso wie die daraus folgenden Spannungen in der Tiefe berechnet und als Eingangsgröße zweier Berechnungsansätze der Ermüdungslebensdauer verwendet. Den Spannungen des Wälzkontakts wurden die resultierenden Zugspannungen unter Wirkung des Mittelwerts einer m6-Passung sowie verschiedene Eigenspannungen überlagert. Die verwendeten Eigenspannungen entsprechen den an Ringen gemessenen Werten verschiedener Werkstoffe und unterschiedlicher Wärmebehandlungsarten in der Tiefe der höchsten Beanspruchung. Untersucht wurde AISI-M-50-Stahl (durchgehärtet, keine Eigenspannungen), AISI 9310 (einsatzgehärtet, 200 MPa Druckeigenspannungen) und M50 NiL (einsatzgehärtet, 400 MPa Druckeigenspannungen). Die Ermüdungslebensdauer einer Laststufe (1710 MPa) ohne Ring- und Eigenspannungen, welche mit dem Ansatz nach LUNDBERG und PALMGREN berechnet wurde, siehe [LP47], wurde als Referenz definiert und alle anderen Parameterkombinationen dazu als relative Lebensdauer ins Verhältnis gesetzt. Als weiteres Verfahren zur Lebensdauerberechnung wurde der Ansatz nach ZARETSKY et al. verwendet, [ZPP96].

Abbildung 15 zeigt die verwendeten Kontaktpressungen über der berechneten relativen Lebensdauer beider Ansätze für zwei verschiedene Eigenspannungszustände (links: AISI-M-50 eigenspannungsfrei, rechts: M50 NiL einsatzgehärtet mit Druckeigenspannungen). In beiden Grafiken entsprechen die durchgezogenen Linien den relativen Ermüdungslebensdauern unter Wälzbeanspruchung (linke Linie) bzw. unter Wälzbeanspruchung und Druckeigenspannungen (rechte Linie). Die gestrichelt gezeichnete Linie kennzeichnet die zugehörige

berechnete Lebensdauer der Spannungszustände überlagerter Zugspannungen infolge der Ringaufweitung. In allen gezeigten Parameterkombinationen führen die Zugspannungen zu einer rechnerischen Verringerung der Ermüdungslebensdauer, wobei der Einfluss für geringere Lasten minimal größer ausgeprägt ist. Die Druckeigenspannungen des einsatzgehärteten Stahls M50 NiL führen zu einer Lebensdauererlängerung im Bereich niedriger bis normaler Lasten.

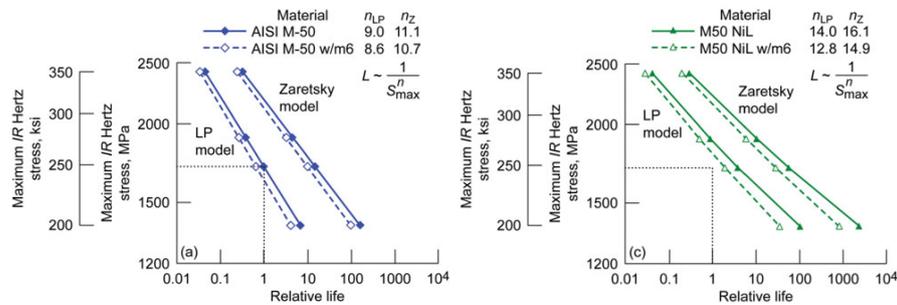


Abbildung 15: relative Lebensdauer bei Überlagerung von Eigen- und Ringspannungen verschiedener Werkstoffe/Wärmebehandlungen [OZP14]

Der Einfluss von Ringspannungen, die aus verschiedenen Passungen resultieren, auf die Ermüdungslebensdauer von Zylinderrollenlagern unterschiedlicher Bohrungsgrößen und Querschnittsflächen wurde ebenfalls in [OZP09] rechnerisch untersucht. Ziel der Arbeit war die Ableitung geeigneter Lebensdauerfaktoren. Diese beschreiben das Verhältnis aus Ermüdungslebensdauer unter Wirkung von Zugspannungen der Montagepassung und der unbeeinflussten Ermüdungslebensdauer. Die Berechnungen wurden an spielfreien Lagern unter verschiedenen Kontaktpressungen durchgeführt. Die zugehörigen Ergebnisse in Form von Lebensdauerfaktoren zweier Lagergrößen sind in Abbildung 16 für Mittelwerte üblicher Passungen am Lagerinnenring dargestellt.

Die Lagergeometrie wurde bei jeder Passungsvariation so angepasst, dass das Lager lastfrei weder Spiel noch Vorspannung aufweist. Tritt kein Passungsübermaß auf, existiert auch kein Einfluss der Ringspannungen, wodurch der Lebensdauerfaktor den Wert 1 annimmt. Mit zunehmender Passungsüberdeckung sinkt der Lebensdauerfaktor. Je höher die äußere Last bzw. die maximale Kontaktpressung ist, desto größer ist auch der Lebensdauerfaktor, der Einfluss der passungsbedingten Ringspannungen sinkt folglich. Mit wachsendem Bohrungsdurchmesser werden bei gleicher Passung höhere Lebensdauerfaktoren und folglich auch höhere verbleibende Ermüdungslebensdauern erreicht. Die Minderung der Lebensdauer unter Berücksichtigung von Ringspannungen gegenüber der Lebensdauer ohne Zugspannungen im Innenring betrug im Rahmen der Berechnungen aus [OZP09] bis zu 65% im Falle eines 220er Zylinderrollenlagers

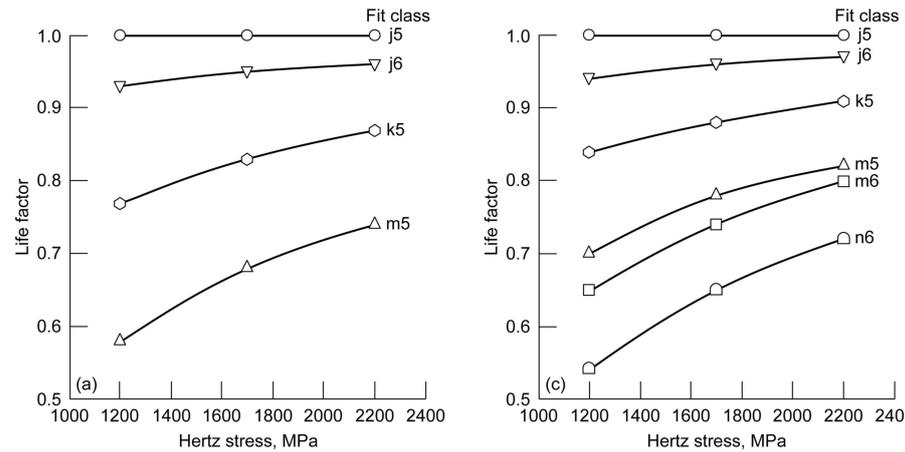


Abbildung 16: Lebensdauerfaktor über der Innenringkontaktpressung an Zylinderrollenlagern mit 30 mm-Bohrung (links) und 50 mm-Bohrung bei verschiedenen mittleren Passungen [OZP09]

unter leichter Belastung (1200 MPa Kontaktpressung) und maximaler Überdeckung einer p6-Passung.

NEUBAUER untersuchte das Ermüdungslebensdauerverhalten von Zylinderrollenlagern NU206, deren Innenringe definierte Eigenspannungstiefenverläufe durch den Fertigungsprozess aufgeprägt wurden, [Neu16]. Die Ermüdungslebensdauern wurden mit Hilfe des Ansatzes nach IOANNIDES und HARRIS berechnet. Es werden darin neben den Spannungen durch Wälzbeanspruchung auch Eigenspannungen in der lokalen Spannungsverteilung in kleinen Volumenbereichen berücksichtigt und einem Ermüdungskriterium zur Bestimmung von Überlebenswahrscheinlichkeiten gegenübergestellt, [IH85]. Als Ermüdungskriterium verwendete NEUBAUER das multiaxiale DANG-VAN-Kriterium, siehe z.B. [HC12]. Die Verwendung der Eigenspannung führte sowohl in der Berechnung als auch im Rahmen experimenteller Untersuchungen zu einer Verlängerung der Ermüdungslebensdauer gegenüber handelsüblichen Referenzlagern. In der Berechnung der Kontaktpressung und des daraus resultierenden Spannungszustandes des Wälzvorgangs wurden etwaige Unterschiede im Lagerpiel und der Profilierung berücksichtigt.

Der theoretischen Erhöhung der Ermüdungslebensdauer infolge einer geänderten Lastverteilung bei Optimierung des Betriebsspiels steht neben dem negativen Einfluss von Zugspannungen im Innenring ein weiterer lebensdauerermindernder Effekt gegenüber: Durch Verteilung der äußeren Belastung auf eine größere Anzahl von Wälzkörpern, wodurch mehr Wälzkörper signifikant belastet sind, steigt in radial belasteten Lagern die Lastwechselzahl an einem Volumenelement des drehenden Innenrings an. Gleichzeitig vergrößert sich das beanspruchte Volumen des stillstehenden Außenrings, [Kam57].

### 2.3.3 Reibmoment

Das Reibmoment eines Wälzlagers wird von mehreren Faktoren wie mechanische Belastung, Betriebs- und Schmierungsbedingungen bzw. Schmierstoffeigenschaften beeinflusst. Eine genaue Vorhersage des Wälzlagerreibmoments setzt voraus, diese Einflussfaktoren mit Berücksichtigung ihrer gegenseitigen Wechselwirkungen richtig zu ermitteln und die physikalischen Zusammenhänge korrekt abzubilden.

Die am besten bekannten Berechnungsgleichungen für das Wälzlagerreibmoment gehen auf den Ansatz von PALMGREN zurück, [Pal57]. Dieser veröffentlichte eine empirische Gleichung zur Berechnung des Wälzlagerreibmoments, die heute als klassischer Berechnungsansatz für die grundsätzliche Betrachtung des Reibmoments Anwendung findet. Nach PALMGREN wird das Gesamtreibmoment  $M$  in lastabhängige und lastunabhängige Anteile unterteilt:

$$M = M_1 + M_0, \quad (25)$$

wobei der lastunabhängige Anteil  $M_0$  zu ermitteln ist nach

$$M_0 = f_0 \cdot 10^{-7} \cdot d_m^3 (\nu \cdot n)^{2/3}, \text{ wenn } \nu \cdot n \geq 2000 \quad (26)$$

$$M_0 = f_0 \cdot 10^{-7} \cdot d_m^3 \cdot 160, \text{ wenn } \nu \cdot n < 2000 \quad (27)$$

mit  $f_0$  – Beiwert für den drehzahlabhängigen Reibmomentanteil

$d_m$  – mittlerer Lagerdurchmesser

$\nu$  – kinematische Viskosität

$n$  – Drehzahl des Lagers

Der benötigte Beiwert  $f_0$  ist empirisch ermittelt und in Abhängigkeit von Lager- und Schmierungsarten auszuwählen. Die lastunabhängigen Reibmomentanteile untersuchten u. a. ARMSTRONG, LINDEMANN und WAYNE [ALW70], LINDEKAMP [Lin81], PLANK und LECHNER [PL90] sowie KARBACHER [Kar97]. HILLMANN [Hil84] und KLÜHSPIES [Klü97] befassten sich mit der Entwicklung eines Verfahrens zur Ermittlung von Bezugsdrehzahlen für Wälzlager, die auf einer zulässigen Erwärmung beruhen. Bei ihren Untersuchungen zeigte sich generell eine zu große Ungenauigkeit der in der gängigen Literatur existierenden  $f_0$ -Koeffizienten. Dies trifft insbesondere bei Fettschmierung zu, wo sich die Koeffizienten über der Laufzeit ändern.

Der lastabhängige Reibungsanteil  $M_1$  nach PALMGREN berechnet sich zu

$$M_1 = f_1 \cdot P_1 \cdot d_m. \quad (28)$$

mit  $f_1$  – Beiwert des lastabhängigen Reibmomentanteils

$P_1$  – für das Reibmoment maßgebliche äquivalente Belastung

Die aufgeführte Gleichung des lastabhängigen Reibungsanteils  $M_1$  bezieht sich ursprünglich auf Lasten, die von außen auf das Lager

wirken. Für Radiallager entspricht  $P_1$  der Radialkraft  $F_r$ . PORTYKUS ersetzte die enthaltenen Belastung durch eine Kraft  $F_e$ , die auch die inneren Lagerkräfte durch Vorspannungen berücksichtigt, [Pot75]. Sie ist ebenfalls zur Bestimmung des Beiwerts  $f_1$  zu verwenden.

$$M_1 = f_1 \cdot F_e \cdot d_m \quad (29)$$

Die äquivalente Kraft  $F_e$  ist für Lager mit negativem Betriebsspiel zu verwenden, wenn deren Wert unter alleiniger Wirkung der Vorspannung die äußere Belastung  $F_r$  übersteigt. Dieser Belastungsfall eines vorgespannten, äußerlich unbelasteten Lagers ( $F_r = 0$ ) entspricht der Einfederung der Wälzkörper mit  $\delta = c/2$ , wenn  $c < 0$ , siehe Gleichung 6 und 11. Als Vereinfachung ist in [Pot75] zur Berechnung von  $F_e$  unter alleiniger Wirkung der Vorspannung der Ausdruck

$$F_e = C_v \cdot \left| \frac{c}{2} \right|^{1/4} \text{ für } c < 0 \quad (30)$$

aufgeführt, wobei der Koeffizient  $C_v$  aus Schautafeln entnommen oder berechnet werden kann.

Sofern die Wirkung der Vorspannung auf die inneren Kräfte diejenige einer äußeren Last  $F_r$  übersteigt, wird das Reibmoment nach Gleichung 29 ausschließlich von der Größe der Vorspannung beeinflusst. Das Reibmoment ist im Bereich kleiner äußerer Lasten bei Lastvariation somit konstant. Über diese Grenze hinaus ist nach [Pot75] zur Berechnung von  $M_1$  die äußere Last  $F_r$  und damit der Zusammenhang nach PALMGREN, siehe Gleichung 28, zu verwenden. Das Reibmoment wurde im Bereich kleiner äußerer Lasten ebenfalls experimentell an radial vorgespannten Lagern untersucht und mit der berechneten Grenze verglichen, siehe Abbildung 17. Der jeweilige berechnete Grenzwert  $F_e$  ist an den Kurven vermerkt.

Mit weiterer Entwicklung in der Wälzlagerkonstruktion, Wälzlagerschmierstechnik bzw. Schmierstofftechnologie und den wachsenden Anforderungen an das Lager ist die Berechnungsgenauigkeit der Wälzlagerreibmomentberechnung nach PALMGREN heutzutage oft nicht mehr ausreichend. Als neuere Berechnungsmethode sind u.a. die Ansätze nach ZHOU/ HOEPRICH [ZH91] und STEINERT [Ste95] zu nennen. Das gesamte Wälzlagerreibmoment wird darin in mehrere Reibanteile aufgeteilt, die physikalisch unabhängige Ursachen haben und getrennt berechnet werden können. Die Ansätze beziehen sich auf Minimalmengenschmierung, so dass der lastunabhängige Reibanteil aufgrund von Planschverlusten unberücksichtigt bleibt.

KORYCIAK schlug einen empirischen Ansatz zur Berechnung der Planschverluste bei Ölbad Schmierung vor, [Kor07]. In seiner Arbeit ermittelte er experimentell das Reibmoment für unterschiedliche Bauarten von Wälzlagern mit Linienberührung. Die untersuchten Wälzlager wurden mindestens radial belastet und es lag eine Ölbad Schmierung unterschiedlicher Ölstandshöhe vor. Die gemessenen Reibmomente wurden in einer Regressionsgleichung mit Parametersätzen

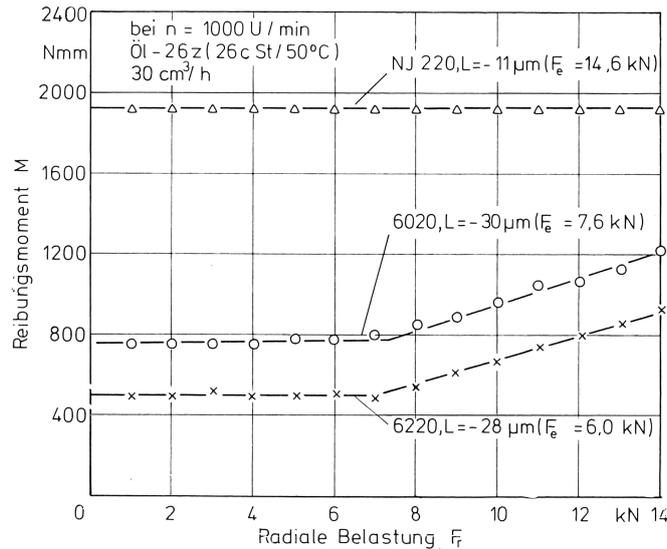


Abbildung 17: Abhängigkeit des gemessenen Reibmoments verschiedener vorgespannter Lager von der äußeren Belastung [Pot75]

für unterschiedliche Lagerbauarten zusammengefasst. Durch diese Ansätze besteht die Möglichkeit die untersuchten Planschverluste mit Hilfe einer analytische Formel zu beschreiben.

Von der Wälzlagerindustrie wurden ebenfalls weiterentwickelte Methoden zur Berechnung der Wälzlagerreibung vorgestellt, z.B. [Sch99, Esp06, SKF08]. Sie beruhen auf Simulationsrechnungen der einzelnen Reibmomentanteile bzw. deren physikalischer Wirkmechanismen, aus denen Näherungsgleichungen für den Anwender abgeleitet wurden. Nach dem Ansatz von SKF teilt sich das Reibmoment in der Berechnung gemäß Gleichung 31 auf, [SKF08]. Das Lager wird dabei als frei von Fluchtungsfehlern und im Betrieb mit normalen Betriebsspielen angenommen.

$$M = M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag} \quad (31)$$

mit  $M_{rr}$  – Rollreibungsmoment

$M_{sl}$  – Gleitreibungsmoment

$M_{seal}$  – Reibmoment berührender Dichtungen

$M_{drag}$  – Strömungs-, Plansch- oder Spritzverluste

Basierend auf [Ste95] hat BALY für axial belastete Rillen-/Schräggewälzlager den Einfluss der Mangelschmierung (engl. „Starvation“) auf das Reibmoment bei Fettschmierung berücksichtigt, [Bal05a, Bal05b]. In Anlehnung an [SKF08] schlug er einen empirischen Starvation-Faktor  $\Phi_{FS}$  zur Korrektur des berechneten hydrodynamischen Rollreibungsmoments, welches für Vollschmierung gilt, vor. Mit Hilfe des u.a. drehzahlabhängigen Faktors  $\Phi_{FS}$  wird berücksichtigt, dass in Lagern mit geringer Schmierstoffmenge sowie in fettgeschmierten, schnelllaufenden Wälzlagern die tatsächliche Schmierfilmdicke von den Wer-

ten der Schmierfilmdicke in Lagern mit ausreichender Schmierstoffmenge abweicht. MEYER bezieht aufbauend auf BALYS Arbeiten für axial belastete Rillen-/Schrägkugellager bei Fettschmierung das Kraftschlussverhalten des Schmierstoffs in die Berechnung des Bohrreibungsmoments ein [Mey10, Mey09]. Eine bessere Berechnungsgenauigkeit wird dadurch gewonnen, dass die nichtnewtonsche Eigenschaft des Schmierstoffs im gescherten EHD-Schmierfilm berücksichtigt wird.

WANG fasste die verschiedenen Berechnungsansätze zu einem Berechnungsmodell zusammen, welches die Reibmomentanteile unterschiedlicher physikalischer Wirkprinzipien lokal an den einzelnen Kontaktstellen eines Wälzlagers berechnet und dabei das rheologische Verhalten des Schmierstoffs berücksichtigt, [Wan15, Wan13]. Abbildung 18 zeigt den Programmablaufplan des Berechnungsmodells.

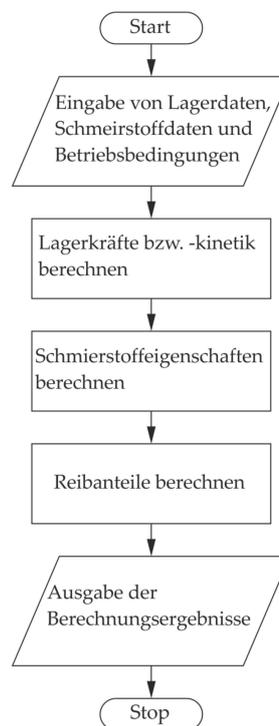


Abbildung 18: Programmablauf des Reibungsberechnungsmodells nach WANG [Wan15]

Ausgehend von den detaillierten Geometriedaten des Lagers sowie Angaben der benötigten Schmierstoffeigenschaften und Betriebsbedingungen, werden die lokalen Geschwindigkeiten und die Kontaktkräfte berechnet. Bei der Berechnung der Lastverteilung im Lager wird das Lagerspiel berücksichtigt. Aus den lokalen Größen der Beanspruchung werden die Schmierstoffeigenschaften und anschließend die Reibmomentanteile ebenfalls orts aufgelöst berechnet. So wird z. B. das Gesamtreibmoment von Zylinder- und Kegelrollenlagern aufge-

löst über die Anzahl an Kontaktstellen aus den in Gleichung 32 aufgeführten Einzelreibanteilen zusammengesetzt.

$$M = M_{\text{verf}} + M_{\text{roll}} + M_{\text{bord}} + M_{\text{plansch}} \quad (32)$$

mit  $M_{\text{verf}}$  – Reibungsanteil der irreversiblen Verformungsarbeit

$M_{\text{roll}}$  – hydrodynamische Rollreibung

$M_{\text{bord}}$  – Bordreibung

$M_{\text{plansch}}$  – Planschverluste des Schmierstoffs

LIANG entwickelte aufbauend auf den Arbeiten von SIEPMANN und POTTHOFF Berechnungsgleichungen zur Bestimmung der Reibmomente von Planetenlagern, [Lia92, Sie86, Pot86]. Durch den exzentrischen Umlauf des Planetensatzes wirken Belastungen auf die Lagerkomponenten und insbesondere den Käfig, die in den klassischen Reibmomentansätzen ortsfester Lager z. B. nach PALMGREN, nicht berücksichtigt werden. Anhand von Parametervariationsrechnungen eines Dynamikmodells wurden Näherungsgleichungen des Lagerreibmoments aufgestellt, die verschiedene Einflüsse auf das Reibmoment enthalten, darunter auch das Betriebsspiel. Abbildung 19 zeigt den Spielkoeffizienten  $f_S$  aufgetragen über dem Verhältnis aus Betriebsspiel  $S_L$  und normalem Betriebsspiel  $S_0$  für zwei verschiedene Lager.

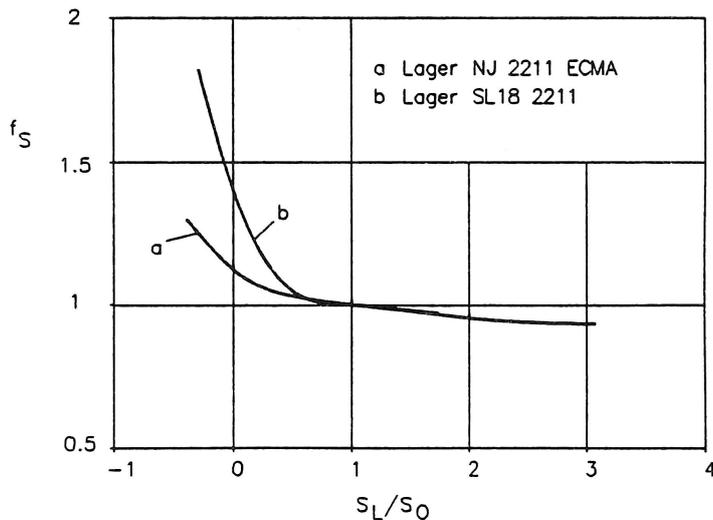


Abbildung 19: Einfluss des Lagerspiels auf das Lagerreibmoment [Lia92]

Der Spielkoeffizient  $f_S$  wird direkt mit dem Lagerreibmoment multipliziert. Welche Größe  $S_0$  annimmt, ist nicht dokumentiert. Das untersuchte vollrollige Lager SL182211 zeigt für Betriebsspielbereiche unterhalb normaler Spiele einen deutlich ausgeprägteren Anstieg des Reibmomentes, als das einreihige Lager mit Käfig NJ2211.

## 2.4 BETRIEBSVERHALTEN VORGESPANNTER WÄLZLAGER

Neben den einleitend genannten Gründen zur Anwendung von Vorspannungen in Wälzlagern - der Ausnutzung der Tragfähigkeit und der Vermeidung von Abrollstörungen - werden Wälzlager im praktischen Einsatz insbesondere zur Realisierung spielfreier Lagerungen bzw. zur Erhöhung der Steifigkeiten vorgespannt. Beispiele für axial vorgespannte Lager finden sich z.B. in Elektromotoren zur Sicherstellung einer Mindestbelastung, in Radlagern von Fahrzeugen zur besseren Verteilung der äußeren Last auf die Wälzkörper, in Achsantrieben zur Realisierung starrer Ritzellagerungen und mit axialer oder auch radialer Vorspannung in Werkzeugmaschinen spindeln zur Erhöhung der Steifigkeit und damit der Fertigungsgenauigkeit, [FAG, FS89, Osa77, Sch63]. Demgegenüber ist in manchen Anwendungen ein positives Lagerspiel erwünscht, da sich so die gelagerten Elemente frei zentrieren können, Fertigungsungenauigkeiten etc. ausgeglichen werden und Resonanzfrequenzen beeinflusst werden, [GP12].

BUTZ untersuchte theoretisch und experimentell die Auswirkung konstruktiver Anpassungen auf den Einsatz vorgespannter Zylinderrollenlager als Loslager in Werkzeugmaschinen spindeln, [Buto7]. Dabei wurde z.B. der Einfluss von hohlgebohrten Rollen und die Änderung der Pressungsverteilung über die Rollenlängsachse betrachtet und experimentell verifiziert.

Allgemein ist zwischen der in der Praxis am häufigsten eingesetzten axialen Vorspannung und einer Vorspannung in radialer Richtung zu unterscheiden. Die Vorspannungsart richtet sich nach der Lagerbauform. Zylinderrollenlager können lediglich radial, Axialrillenkugellager und Axialzylinderrollenlager nur axial vorgespannt werden. Wälzlager für kombinierte Belastungen werden in paarweiser Anordnung axial vorgespannt. Bei axial vorgespannten Lagern ist zu unterscheiden, ob die Lager elastisch, d.h. durch Federn axial belastet, oder starr, d.h. durch Vorgabe eines Verschiebeweges, im Rahmen der elastischen Verformung der Lagerbauteile angestellt werden, [SKFo8].

Der Wert der Vorspannung axial starr angestellter Lageranordnungen kann entweder durch Kenntnis der relevanten Abmaße unter Berücksichtigung der Toleranzen in axialer und radialer Richtung berechnet, [Sch15], oder im eingebauten Zustand mit unterschiedlicher Präzision anhand von messbaren, lagerspielabhängigen Größen, wie z.B. Losbrechmoment, axiale Steifigkeit oder Eigenfrequenzen bestimmt werden, siehe z.B. [HL10]. Zylinderrollenlager werden vorgespannt bislang insbesondere in Werkzeugmaschinen spindeln eingesetzt. Neben der Möglichkeit der Montage auf Übermaßpassungen, existieren hierfür spezielle Lagerausführungen mit kegeliger Bohrung des Innenrings in den Lieferprogrammen der Lagerhersteller, siehe z.B. [Wei62, SKF87, Sch15]. Über die axiale Verschiebung auf dem Kegel des Innenrings erfolgt dessen Aufweitung kontrollierbar. Der

benötigte Aufschiebeweg kann durch Vergleich des Hüllkreises des montierten Wälzkörpersatzes mit dem Laufflächendurchmesser des bordlosen Rings bestimmt werden. Dabei kommen sogenannte Hüllkreismeßgeräte zum Einsatz, [SKF87, Sch15]. Ein weiteres Verfahren beruht auf der Ermittlung des Übergangs vom positiven zum negativen Montagespiel des montierten Lagers bei schrittweiser Variation der Ringaufweitung durch radiale Verschiebung der Ringe gegeneinander, siehe Kapitel 1. Vom Zustand des Nullspiels aus wird der Innenring dann axial um einen zuvor berechneten Betrag zur Einstellung der Vorspannung auf dem kegeligen Sitz weitergeschoben.

#### 2.4.1 Temperaturverhalten

Allen Arten der Vorspannung ist gemein, dass Temperaturgradienten im Lager oder im umgebenden System aufgrund der resultierenden unterschiedlichen Wärmedehnungen zu einer Änderung der Vorspannung führen können. Bei Wellenlagerungen entsteht i. A. eine Übertemperatur an den Lagerinnenringen, hervorgerufen sowohl durch Reibungsverluste im Lager selbst oder durch Reibungsverluste der gelagerten Bauteile (z. B. Zahnräder), als auch infolge der stärkeren Wärmeabfuhr am Außenring, [Ste99, Alb87]. Besitzen das Lager und die Umgebungsstruktur identische Wärmeausdehnungskoeffizienten folgt aus dem Temperaturgradienten eine radiale Spielverringering des Wälzlagers. Besteht das außenringtragende Gehäuse, wie bei Fahrzeuggetrieben und Motoren üblich, aus Aluminium, erfolgt bei der beschriebenen Übertemperatur durch die größere Wärmedehnung des Gehäuses nicht zwingend eine Einengung des Lagers. Es kann jedoch zu einer Abnahme des Passungsübermaßes bis hin zum Lockern des Außenringes kommen, [AK87].

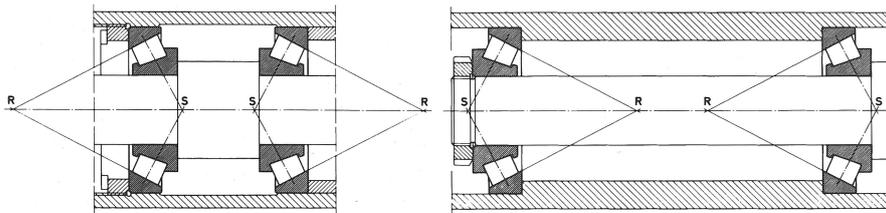


Abbildung 20: axial angestellte Kegelrollenlager: links X-, rechts O-Anordnung [Brä95]

Bei axial angestellten Lagerpaaren mit entsprechender Stützweite ist zusätzlich die Wärmedehnung in axialer Richtung zu berücksichtigen. Im Falle gleicher Wärmeausdehnungskoeffizienten der Umbauteile verringert sich bei axial angestellten bzw. vorgespannten Lagern in X-Anordnung, siehe Abbildung 20 links, für die zuvor beschriebene Übertemperatur das Betriebsspiel zusätzlich in axialer Richtung. In angestellten Schräglagern in O-Anordnung mit großen Lagerabstand bei denen sich die Rollkegelspitzen R nicht überschneiden oder

berühren, siehe Abbildung 20 rechts, wirkt sich die axiale Wärmedehnung stärker aus, als die radiale Dehnungskomponente, so dass sich bei einer Übertemperatur der Lagerinnenringe bzw. der Welle das Betriebsspiel vergrößert. Überschneiden sich hingegen die Rollkegel bei geringen Lagerabständen, so dominiert die radiale Dehnung und es erfolgt eine Spielverringering, [Brä95]. Darüber hinaus existieren Anwendungsfälle, bei denen sich durch äußere Einflüsse der Temperaturgradient zwischen den Lagerringen und damit die Betriebsspieländerung im Betrieb entgegengesetzt ausbildet. So wird z.B. infolge des Zahneingriffs ein Wärmestrom zu den Außenringen von Planetenlagern geleitet.

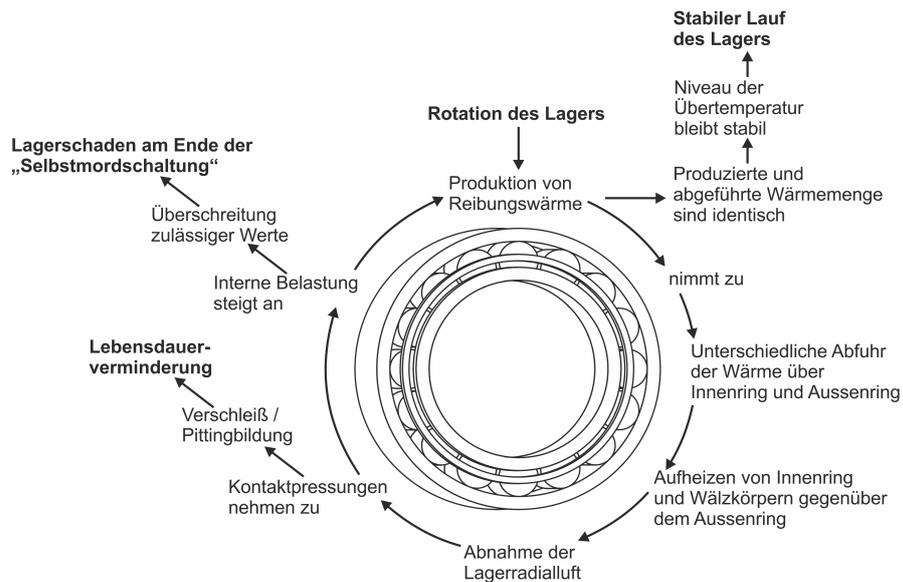


Abbildung 21: Mechanismus der thermischen Lagervorspannung [Buto7]

Somit bestehen Gemeinsamkeiten in der Auswirkung von Temperaturunterschieden im Lager zwischen radial und axial vorgespannten Wälzlagern. Aufgrund der Notwendigkeit der Anwendung von negativen Betriebsspielen in Werkzeugmaschinen spindeln zur Erhöhung ihrer Steifigkeit existieren insbesondere für diese Systeme Untersuchungen zum Temperaturverhalten vorgespannter Lager. Besteht kein Gleichgewicht zwischen den Reibleistungen oder zugeführten Wärmemengen und der an die Umgebung abgegebene Wärme, ändert sich die Systemtemperatur. Aufgrund unterschiedlicher Wärmedehnungen oder dem Vorhandensein von Temperaturgradienten bedingt durch die örtliche Verteilung von Wärmequellen, ändert sich die Vorspannung des Lagersystems, wodurch wiederum die Reibleistung beeinflusst wird und immer weitere Vorspannungsänderungen resultieren können. Der resultierende Mechanismus des selbstverstärkenden Verhaltens ist anschaulich in Abbildung 21 dargestellt. In Zylinderrollenlagern wirken sich durch den Temperatureinfluss der Ringe hervorgerufene radiale Dehnungen ebenso wie in starr angestellten

Schräglagern bedingt durch den Druckwinkel von  $0^\circ$  bzw. der steifen Anstellung stärker auf die Vorspannung des Lagers aus, als in elastisch angestellten Lagern, [Buto7].

Abbildung 22 zeigt beispielhaft das Verhalten zweier Lagersysteme bei Erwärmung infolge von Lagerreibung. Beispiel 1 besitzt eine konstante Reibleistung  $\psi(t)$ . Die Übertemperatur  $\vartheta(t)$ , also die Differenz der Systemtemperatur zur Umgebungstemperatur, steigt zu Beginn an und strebt der Beharrungstemperatur  $\vartheta_B$  entgegen. Beispiel 2 besitzt hingegen eine exponentiell anwachsende Reibleistung, z. B. resultierend aus einer anwachsenden Lagervorspannung. Im Verlauf der Temperaturentwicklung übersteigt die Übertemperatur die Beharrungstemperatur aus Beispiel 1, fällt im Verlauf aber wieder ab und erreicht ebenfalls die Beharrungstemperatur.

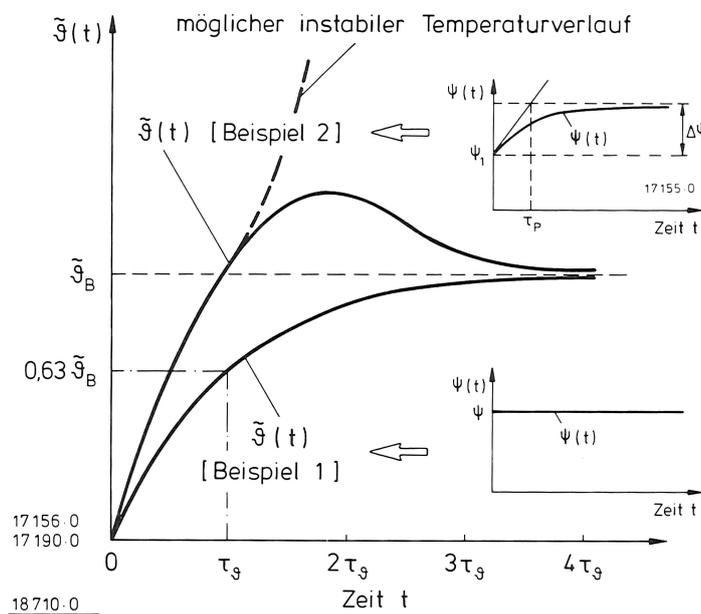


Abbildung 22: Vergleich der Übertemperaturen bei unterschiedlichen Reibleistungen [Gar85]

Fällt die Temperatur hingegen nicht wieder ab, liegt ein instationäres Temperaturverhalten vor. Ein möglicher Verlauf dieses Verhaltens ist in Abbildung 22 als gestrichelte Linie eingezeichnet. Die Temperatur steigt z. B. infolge einer selbstverstärkenden Betriebspieländerung kontinuierlich an. Entscheidend ist, wie schnell die Temperaturänderung über die Vorspannungsänderung auf den Anstieg der Reibleistung wirkt. Je größer der Reibleistungsanstieg ist, desto größer ist die Neigung des Systems zur Ausbildung eines instabilen Temperaturverhaltens, [Gar85].

Abbildung 23 stellt gemessene Temperaturunterschiede zwischen Innen- und Außenring verschiedener Lagerarten dar. Auf der linken Seite sind Temperaturunterschiede eines Rillenkugellagers gezeigt, die im Rahmen von Untersuchungen zur Bestimmung von Bezugs-

drehzahlen aufgenommen wurden, [Alb87]. Das eingesetzte Lager 6220 wurde über ein Ölbad geschmiert, das bis zur Mitte des untersten Wälzkörpers reichte. Die Lageraußenringtemperaturen erreichten Werte von 50 bis 100°C. Auf der rechten Seite der Abbildung sind außerdem die Temperaturunterschiede eines vollrolligen Zylinderrollenlagers unter radialer Belastung dargestellt. Die Höhe der Radiallast entspricht  $C_0/F_r = 10$ .

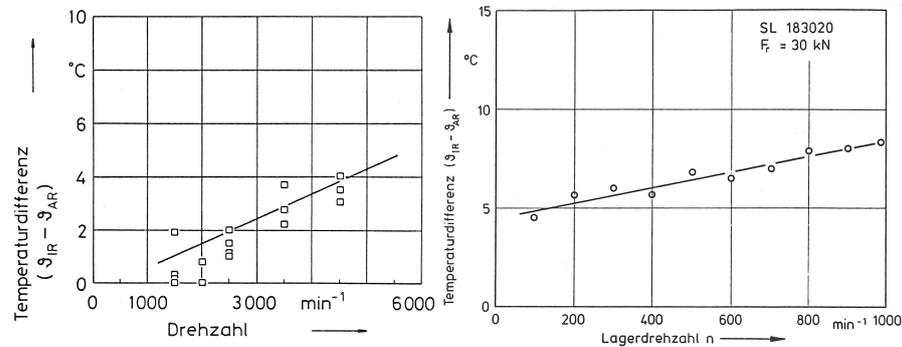


Abbildung 23: Mittlere stationäre Temperaturdifferenz in Abhängigkeit der Drehzahl, links 6220 [Alb87], rechts SL183020 [Wiego]

Abbildung 24 links zeigt die aus der Temperaturdifferenz resultierende Betriebsspieländerung nach dem Hochlauf eines initial spielfreien Zylinderrollenlagers für Werkzeugmaschinen-spindeln über der Laufzeit. Die Temperaturdifferenz zwischen den Ringen ist zu Beginn des Betriebs größer, als im stationären Zustand, woraus eine größere Vorspannung im Hochlauf des Lagers resultiert. In der rechten Seite der Abbildung sind für andere Versuche am gleichen Lager ebenfalls resultierende Betriebsspieländerungen aufgetragen. Diese wurden für unterschiedliche Montagespiele und Drehzahlen bestimmt. Das Betriebsspiel verringert sich gegenüber dem Montagespiel umso stärker, je höher die Drehzahl ist. Mit abnehmenden, eingestellten Montagespielen verringert sich hingegen der Temperaturunterschied zwischen den Lagerringen bzw. die Verringerung des Betriebsspiels durch den Temperaturgradienten.

Die Verläufe der gemessenen Änderung der Lagervorspannung von vorgespannten Axiallagern sind für verschiedene Drehzahlen über der Zeit in Abbildung 25 aufgetragen. Mit Erhöhung der Drehzahl steigt die Vorspannkraftzunahme infolge der durch die Reibleistung in die Lagerumgebung eingebrachten Wärme an. Für Drehzahlen von  $850 \text{ min}^{-1}$  und höher treten instationäre Betriebszustände auf. STEIN und TU berechneten darüber hinaus für axial vorgespannte Schrägkugellager, dass sich die durch den Temperaturunterschied eingebrachte Erhöhung der Vorspannung mit zunehmender Drehzahl und initialer Vorspannung erhöht. Ab einer kritischen Grenze können instationäre Zustände eintreten, [ST94].

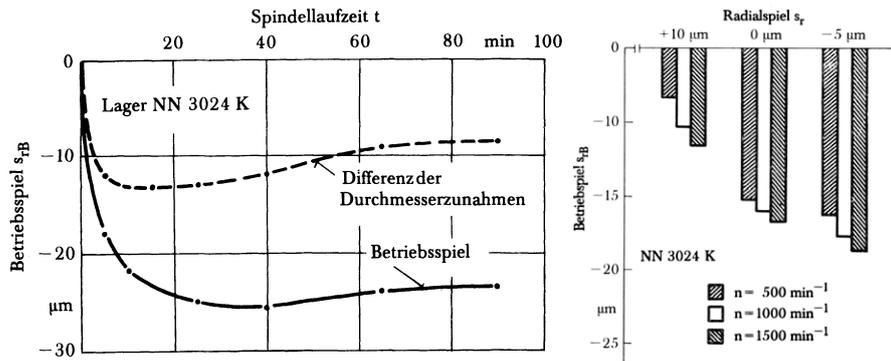


Abbildung 24: Änderung Betriebsspiel über Laufzeit, links bei  $1500 \text{ min}^{-1}$ , rechts abhängig von Montagespiel und Drehzahl, jeweils NN3024K [O<sup>+</sup>67]

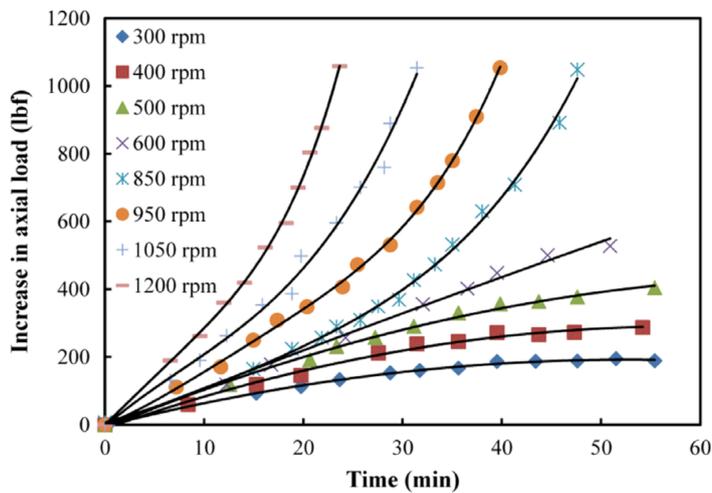


Abbildung 25: Erhöhung der axialen Lagervorspannung von Axiallagern bei unterschiedlichen Drehzahlen, aus [TK15] nach [SDH74]

Neben der übermäßigen Erhöhung der Lagervorspannung bis zum Erreichen der mechanischen Beanspruchbarkeit, welche zudem durch hohe Lagertemperaturen herabgesetzt wird, [MASM15], bewirkt der Temperaturanstieg eine Verkleinerung der Schmierfilmdicken im Kontakt. Bei entsprechend geringen Schmierfilmdicken steigt der Festkörpertraganteil mit einhergehender Beanspruchung der Kontaktoberfläche bis hin zum Fressen der Kontaktpartner, [TK15].

Mit Verkleinerung des Betriebs- bzw. Montagespiels nehmen die Reibungsverluste im Lager zu, siehe Abschnitt 2.3.3, wodurch bei unveränderten Umgebungsbedingungen die Lagertemperatur ansteigt. Abbildung 26 zeigt hierzu von HAMPP gemessene Lagertemperaturen von Zylinderrollenlagern bei unterschiedlichen Lagerspielen und Versuchsbedingungen, [Ham41]. Insbesondere im Bereich negativer Spiele steigt die Lagertemperatur bei Verringerung des Betriebsspiels an, wobei für vollrollige Lager gleichen Wälzkörperdurchmessers deutli-

che Änderungen der Temperatur bereits mit größeren Spielen auftreten und die erreichten Lagertemperaturen höher ausfallen.

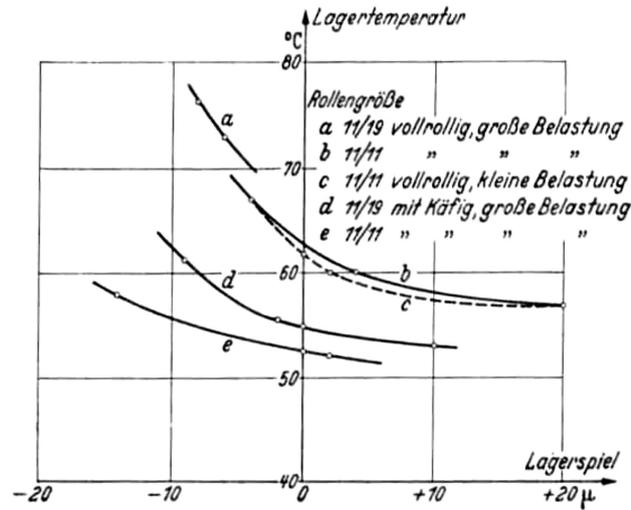


Abbildung 26: Temperatur verschiedener Zylinderrollenlager unterschiedlicher Lagerspiele, Rollenmaße und -führungen [Ham41]

#### 2.4.2 thermische Modellierung

Die Modellierung des thermischen Verhaltens eines wälzgelagerten Systems ist für viele Anwendungsfälle von Interesse. Zur Bestimmung der Bezugsdrehzahlen sowie der stationären Betriebstemperatur von Wälzlagern bilanzierten HILMANN, ALBERS und BAALMANN die generierte Reibleistung und deren Abfuhr durch Wärmeleitung, Konvektion und Wärmestrahlung und verglichen sie mit den Ergebnissen experimenteller Untersuchungen, [Hil84, Alb87, Baa94]. Der an die Umgebung abgegebene Wärmestrom  $\dot{Q}$  ist abhängig von der Temperaturdifferenz  $\Delta\vartheta$  und dem Wärmewiderstand  $R$ .

$$\dot{Q} = \frac{\Delta\vartheta}{R} \quad (33)$$

Für die einzelnen Wärmeübergangsarten existieren Ansätze zur Berechnung, die jedoch nur für kleine Volumenbereiche mit konstanten Eigenschaften gelten, [HK07]. Zur Modellierung von realen Systemen werden deshalb in Analogie zu elektrischen Systemen thermische Netzwerke finiter Wärmewiderstände aufgestellt und gelöst, siehe z.B. [Baa94] und Abbildung 27.

ZENKER untersuchte anhand von experimentell verifizierten Berechnungsmodellen die Temperatur- und Spannungsverteilung in einzelnen, schnelllaufenden Lagern. Anhand von Parameterstudien entwickelte er Näherungsgleichungen zur einfachen und schnellen Anwendung ohne numerische Simulationen, [Zen98, Zen89]. STAHL entwickelte hingegen ein Modell zur Bestimmung der Temperatur- und

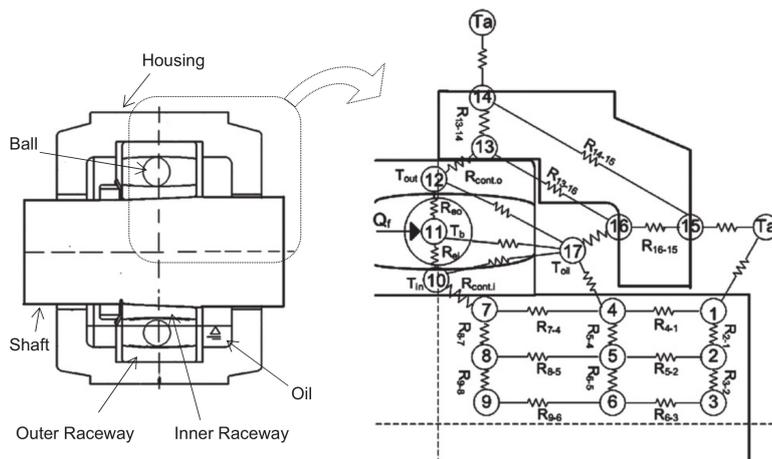


Abbildung 27: Thermisches Netzwerk einer Lageranordnung [TK13]

Reibmomententwicklung bei Vorliegen von Drehzahl- und Lastkollektiven unter Einbeziehung der Lagerumgebung, [Sta11]. Das Modell greift auf bestehende Näherungsgleichungen zurück und ist für den Einsatz im Produktentwicklungsprozess vorgesehen.

Für vorgespannte Wälzlager, insbesondere in Hinblick auf den Einsatz in Schnellarbeitsspindeln, wurde die Simulation der Lager- und Systemtemperaturen mit Fokus auf die Steigerung der Zuverlässigkeit und Gewährleistung des sicheren Betriebs verfolgt. Die verwendete thermisch-mechanische Modellierung bilanziert ebenfalls die Reibungsverluste gegenüber extern eingebrachten Wärmemengen mit den verschiedenen Formen der Wärmeabfuhr im System und berechnet aus den resultierenden Übertemperaturen und Temperaturunterschieden die Wärmedehnungen und schließlich die Änderung der Lagervorspannung, [ST94, TK16, ZM12]. Aufgrund der endlichen Genauigkeit und der getroffenen Annahmen der Eingangsgrößen der Wärmebilanz besteht insbesondere für komplexe Systeme eine Unsicherheit in den gewonnenen Ergebnissen, [KS16].

Die genannten thermischen Modelle enthalten als Ansatz zur Berechnung der Reibungsverluste im Lager vornehmlich die Ansätze nach PALMGREN bzw. deren Modifikationen. Während bei axial vorgespannten Lageranordnungen die Größe der Vorspannung als äußere Kraft in der Reibungsberechnung Anwendung finden kann, ist eine Berücksichtigung von verschiedenen Betriebsspielen/Vorspannungen bei Radiallagern damit nicht möglich, siehe Abschnitt 2.3.3.

## 2.5 KINEMATIK VON ZYLINDERROLLENLAGERN

## 2.5.1 Schlupf

In den einzelnen Kontakten von Wälzlagern wirken infolge der Übertragung äußerer Kräfte, siehe Abschnitt 2.3, Kontaktnormalkräfte. Aus diesen resultieren durch Wirkung der Reibung Tangentialkräfte. Sofern die wirkende Kontakttangentialkraft auf einen Wälzkörper größer oder gleich der Gesamtheit der bremsenden Reibkräfte ist, wälzt der Wälzkörper auf den Laufbahnen gemäß der Lagergeometrie ab. Bremsende Kraftkomponenten entstehen z.B. infolge der Verdrängung von Schmierstoff, durch die Reibung der Wälzkörper am Käfig bzw. im Falle vollrolliger Lager zwischen den Wälzkörpern, durch Reibung der Rollenstirnflächen an den Borden, durch Reibung des Käfigs am jeweils radial führenden Element und infolge der Trägheit gegenüber Beschleunigungen, [Lia92, Ham41]. Die Größe der genannten Kräfte, die der Abwälzbewegung entgegenwirken ist abhängig von den Betriebsbedingungen sowie den Lager- und Schmierstoffeigenschaften, siehe z. B. [Wik96].

Übersteigen die bremsenden Kräfte die Tangentialkraft im Kontakt, tritt teilweises oder vollständiges Gleiten zwischen den Wälzkörpern und Lauffläche auf, [Tas75]. Die Abweichungen zwischen der theoretischen und der tatsächlich vorkommenden Bewegungsgeschwindigkeit bzw. Drehfrequenz ( $f$  und  $f'$ ) wird als Schlupf  $S$  bezeichnet und ist wie folgt definiert.

$$S = \frac{f - f'}{f} \cdot 100\% \quad (34)$$

Ein Schlupfwert von „0“ entspricht der kinematisch korrekten Bewegung der Lagerbauteile, während aus einem Stillstand der Drehbewegung des betrachteten Bauteils ein Schlupfwert von „1“ resultiert. Neben dem Schlupf wird zur Beschreibung der Abweichung der Wälzkörperdrehzahl auch die relative Drehzahl als das Verhältnis aus tatsächlicher und kinematisch korrekter Drehzahl verwendet. Eine relative Drehzahl von „100%“ entspricht dem reinen Abrollen. Im Zylinderrollenlager sind verschiedene Schlupfzustände zu unterscheiden, siehe Abbildung 28.

In Umfangsrichtung werden Drehfrequenzabweichungen der Wälzkörper als Wälzkörperschlupf sowie die Abweichung der Drehzahl des Wälzkörpersatzumlaufs im Lager als Käfig- bzw. Wälzkörpersatzschlupf bezeichnet. Beide Schlupfarten resultieren aus den zuvor genannten Kräften auf den Wälzkörper in Umfangsrichtung. Querschlupf tritt hingegen in axialer Richtung auf und wird entweder von außen durch Verschiebung der Lagerringe gegeneinander aufgeprägt oder infolge der Schiefstellung des Lagers und der daraus resultierenden Wälzkörperbewegung hervorgerufen.

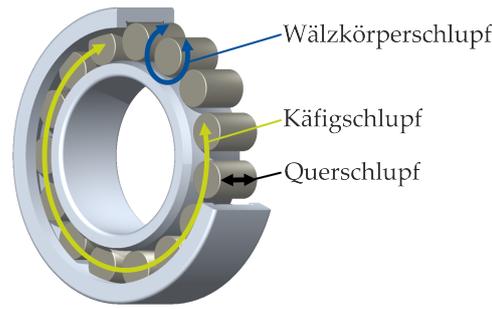


Abbildung 28: Schlupfarten im Zylinderrollenlager

Die den Wälzkörper antreibenden Kontakttangentialkräfte wirken nur dort, wo auch die Wälzkörper normal zur Lauffläche belastet sind. Bei Vorhandensein positiver Betriebsspiele und äußerer Belastungen bildet sich, wie in Abschnitt 2.3 beschrieben, eine Zone aus, in der die Wälzkörper nicht oder nur gering belastet sind und in der somit Wälzkörperschlupf auftreten kann. In der Lastzone, in der die von außen angreifende Kraft auf die Wälzkörper verteilt wird, rollen sie hingegen korrekt ab. Nach Auslaufen eines Wälzkörpers aus der Lastzone verringert sich dessen Drehzahl. Beim Wiedereintritt in den belasteten Bereich wird der Wälzkörper in kurzer Zeit erneut auf die kinematisch korrekte Drehzahl beschleunigt. Abbildung 29 zeigt hierzu experimentell ermittelte Werte des Wälzkörperschlupfes eines einreihigen Zylinderrollenlagers NU216 aufgetragen über dem Umfangswinkel des Lagers. Die Einleitung der Radiallast erfolgte bei  $180^\circ$ .

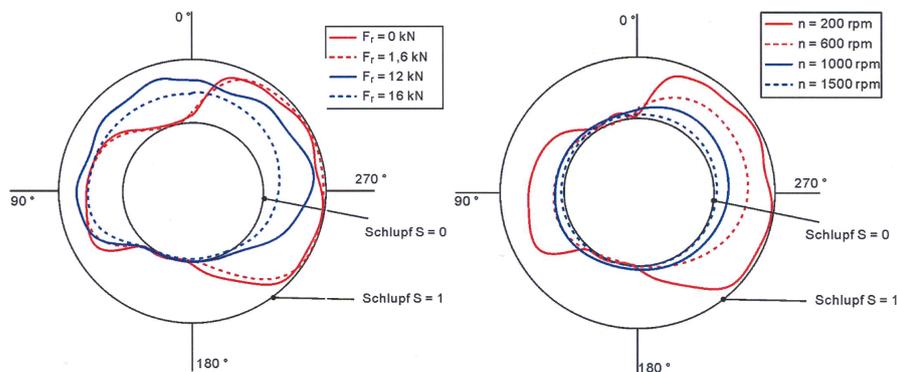


Abbildung 29: gemessener Wälzkörperschlupf verschiedener Radiallasten (links, mit  $n = 200 \text{ min}^{-1}$ ) und Drehzahlen (rechts, mit  $F_r = 0 \text{ kN}$ ) NU216ECP [Mir11]

Der linke Teil der Abbildung 29 zeigt den gemessenen Wälzkörperschlupf für verschiedene radiale Belastungen. Mit zunehmender Last verkleinert sich im spielbehafteten Lager die Zone, in der eine Absenkung der Wälzkörperdrehzahl auftritt, infolge der Vergrößerung der belasteten Zone bei Einfederung des Lagers. Gleichzeitig verrin-

gert sich ebenfalls der maximale Schlupf sowie dessen Schwankung. Die maximal verwendete Radiallast entspricht einem Belastungsverhältnis  $C_0/F_r$  von etwa 10. Der rechte Teil der Abbildung zeigt den Wälzkörperschlupf für verschiedene Drehzahlen. Mit zunehmender Drehzahl sinken die Werte des Wälzkörperschlupfs ebenso wie dessen Streubreiten. Dieses Verhalten kann zum einen auf die Wirkung von Fliehkräften zurückgeführt werden, welche Kontaktkräfte zwischen Wälzkörper und Außenring in der durch die äußere Last unbelasteten Zone hervorrufen und so eine Eigenrotation der Wälzkörper treiben, solange der Wälzkörpersatz durch den Käfig angetrieben wird. Zum anderen sinkt mit steigender Innenringdrehzahl die Verweilzeit der Wälzkörper in der unbelasteten Zone, wodurch weniger Zeit zur Drehzahlverringern zur Verfügung steht. Der letztgenannte Erklärungsansatz wird allerdings in [Lie15] in Frage gestellt.

Der Einfluss verschiedener positiver Betriebsspiele auf die relative Wälzkörperdrehzahl im Umlauf des Lagers ist in Abbildung 30 gezeigt. Die Daten stammen aus Mehrkörper-Simulationsrechnungen mit einem einreihigen Zylinderrollenlager NU2330 unter der Wirkung einer statischen Radiallast. Die Höhe der radialen Belastung entspricht dabei etwa dem Verhältnis  $C_0/F_r$  von 20. Für größere Betriebsspiele werden für den betrachteten Betriebspunkt größere Werte des Wälzkörperschlupfes erreicht.

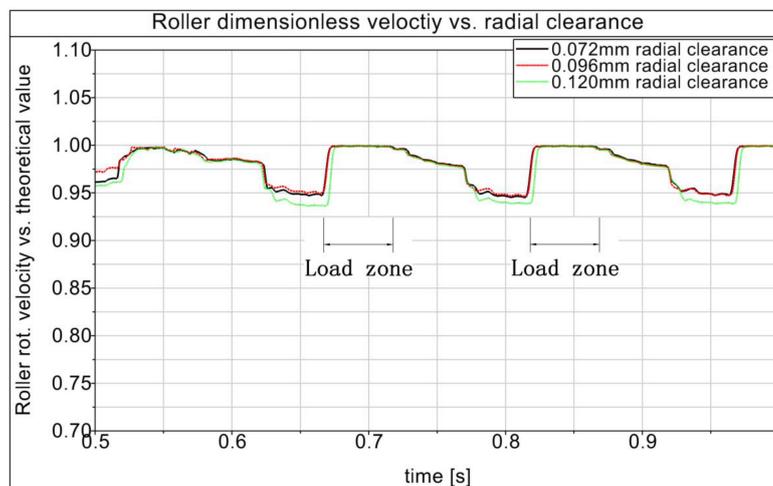


Abbildung 30: berechnete relative Wälzkörpergeschwindigkeit eines Lagers NU2330,  $F_r = 80 \text{ kN}$ ,  $n = 1000 \text{ min}^{-1}$  [Qia13]

Abbildung 31 zeigt auf der linken Seite für das gleiche Lager der Bauform NU2330 den gemessenen, maximalen Wälzkörperschlupf für verschiedene geringe radiale Belastungen. Mit steigender Belastung (maximal  $C_0/F_r = 32,6$ ) sinkt, wie bereits in Abbildung 29 gezeigt, der Schlupf des Wälzkörpers außerhalb der Lastzone. Durch Einsatz von Lagern verschiedener Lagerluftklassen wurden Versuche

mit unterschiedlichen positiven Betriebsspielen durchgeführt. Abbildung 31 rechts zeigt die zugehörigen Messwerte des Schlupfs unterschiedlicher Lagerspiele. Mit sinkendem Betriebsspiel nimmt darin auch der Wälzkörperschlupf ab. Die Belastung des Lagers durch die Radialkraft wurde bei den dargestellten Versuchen zum Lagerspiel durch ein Kippmoment überlagert.

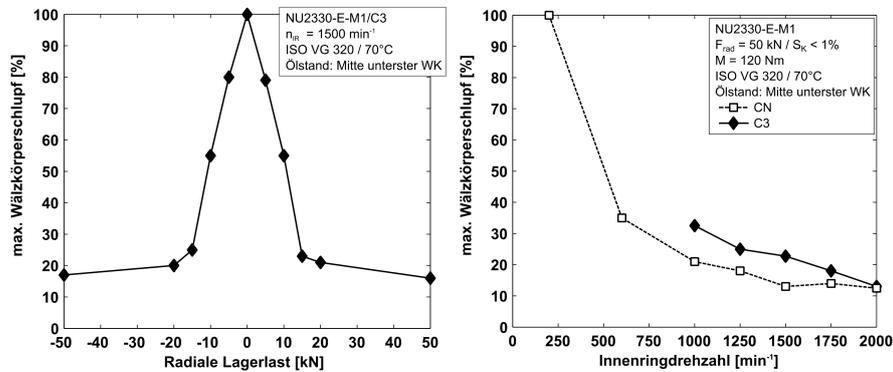


Abbildung 31: gemessener Wälzkörperschlupf NU2330 unterschiedlicher Lasten (links) und initialer Lagerluftwerte (rechts) [Lie15]

Zusätzlich zu geringen Kontaktkräften in der unbelasteten Zone von Zylinderrollenlagern, die unter statischen Betriebsbedingungen zu Schlupf führen, begünstigen Drehbeschleunigungen Abrollstörungen der Wälzkörper. Drehbeschleunigungen treten stochastisch in Anwendungen mit wechselnden Lagerdrehzahlen, z.B. in Windenergieanlagen, [H<sup>+</sup>15], oder auch periodisch in den Lagerungen von Pleueln, z.B. in Verbrennungsmotoren auf, [Hol13]. Abbildung 32 zeigt hierzu gemessene, relative Wälzkörperdrehzahlen aufgetragen über der Drehzahl eines Pleuellagers für verschiedene positive und negative Lagerspiele.

Infolge der wechselnden Auslenkung des Pleuels senkrecht zur Bewegungsrichtung des Kolbens, erfährt das Pleuellager zusätzlich zur dynamischen Belastung durch Massen- und Gaskräfte eine sich periodisch ändernde Drehzahl. Der Kurbeltrieb der in Abbildung 32 dargestellten Untersuchungen wurde geschleppt betrieben, auf das Lager wirkten folglich die Massenkräfte des oszillierenden Pleuels und der exzentrisch umlaufenden Teile. Die verwendeten Pleuellager besaßen Innenringauflächendurchmesser von 74.5 und 79.6 mm und im Falle der in Abbildung 32 gezeigten Versuchsergebnisse Wälzkörper mit einem Durchmesser sowie einer Länge von 11 mm, [Ham41].

Mit sinkendem Lagerspiel steigt die relative Wälzkörperdrehzahl an. Für geringe negative Betriebsspiele werden für die dargestellten Betriebspunkte nahezu vollständig die kinematisch korrekten Wälzkörperdrehzahlen erreicht, während hingegen bei positiven Lagerspielen der Wälzkörperschlupf sogar auf über 50% steigt. Bei einer Drehzahlerhöhung der Kurbelwelle steigen für positive Spiele die Werte der relativen Wälzkörperdrehzahl an. Dies wird einerseits den

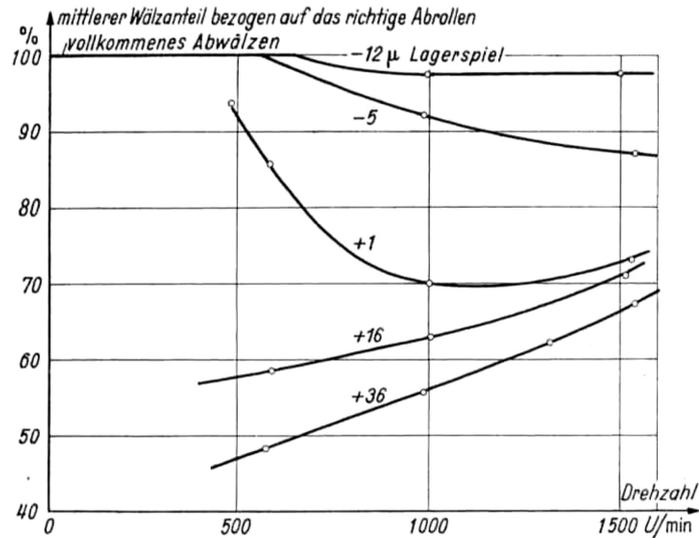


Abbildung 32: relative Wälzkörperdrehzahl in Abhängigkeit des Lager- spiels eines umlaufenden Pleuellagers [Ham41]

zuvor beschriebenen Fliehkräften, welche den Antrieb der Wälzkörper begünstigen, zugeschrieben. Außerdem wird angeführt, dass bedingt durch höhere Lagertemperaturen die Strömungsverluste des Schmierstoffs, siehe Abbildung 26, sinken und damit geringere bremsende Kräfte auftreten. Im Falle der drei kleinsten dargestellten Lagerespaldimensionen steigt hingegen der Schlupf mit zunehmender Drehzahl. Infolge der hohen Fliehkräfte aus dem exzentrischen Umlauf des Lagers im Kurbeltrieb und der dünnwandigen Umgebungsstruktur im großen Pleuelauge verändert sich mit zunehmender Kurbelwellendrehzahl die Lastverteilung im Pleuellager dergestalt, dass die antreibenden Kräfte der wenig belasteten Wälzkörper wieder sinken.

LUBENOW erfasste im Rahmen von Arbeiten zur Bestimmung der Axialtragfähigkeit und Bordreibung von Zylinderrollenlagern einen Einfluss der Axialbelastungen auf den Wälzkörperschlupf [Lub02]. Mit zunehmender Axialbelastung sank der maximale Schlupfwert, die Größe des schlupffreien Bereichs des Lagerumfangs stieg an.

Signifikante Abrollstörungen der Wälzkörper können, wie zuvor gezeigt, selbst bei Vorliegen einer deutlich ausgeprägten Radiallast für positive Betriebsspiele auftreten. Sofern dabei die äußere Belastung groß genug ist, wälzen die Rollen in der belasteten Zone dennoch schlupffrei ab und treiben damit den Lagerkäfig bzw. den Wälzkörpersatz im Umlauf um die Lagerachse an. Ist hingegen selbst die Kontaktkraft am höchstbelasteten Wälzkörper zu gering, erreicht auch der Käfig/Wälzkörpersatz nicht die kinematisch korrekte Drehzahl, es liegt Käfig-/Wälzkörpersatzschlupf vor, [Scho1]. Zur Vermeidung dieses Käfigschlupfes, vgl. Abbildung 28, werden von den Wälzlagerherstellern Empfehlungen zu Mindestbelastungen herausgege-

ben, siehe z.B. [Scho6, SKFo8]. Im praktischen Einsatz kann diese Mindestlast aber nicht immer in allen Betriebspunkten erreicht werden. Die Ausprägung des Käfigschlupfes in Abhängigkeit verschiedener Betriebsparameter wurde z. B. in [MNG11, Lie15] für einreihige Zylinderrollenlager mit Käfig experimentell untersucht und teilweise in [WNP12] mit Berechnungen verglichen. Abbildung 33 zeigt in Abhängigkeit der Belastung und Drehzahl gemessene und berechnete Käfigschlupfwerte für zwei verschiedene Betriebsspiele, die durch Einsatz von Lagern unterschiedlicher Lagerluftklassen in den gleichen Umgebungsbedingungen erzielt wurden.

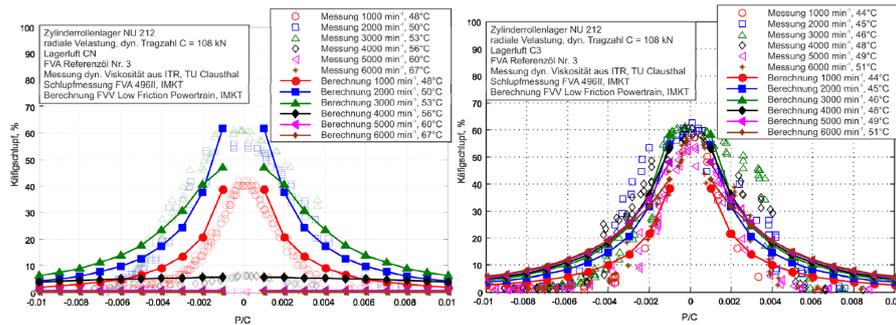


Abbildung 33: gemessener und berechneter Käfigschlupf eines Lagers NU<sub>212</sub>, Lagerluft CN (links) und C<sub>3</sub> (rechts) [WNP12]

Mit Zunahme der in den Untersuchungen verwendeten Drehzahlstufen steigen für beide Lagerluftausführungen zunächst die Abweichungen der Käfigdrehzahl an. Je geringer die radiale Belastung in diesem Drehzahlbereich ist, desto größer sind die auftretenden Käfigschlupfwerte. Im Falle des Lagers mit der geringeren initialen Lagerluft fallen die Käfigschlupfwerte für weiter zunehmende Drehzahlen wieder stark ab, der Einfluss äußerer Lasten ist dabei weniger ausgeprägt bzw. nicht vorhanden. Das Lager mit erhöhter Lagerluft (Abbildung 33 rechts) zeigt hingegen auch für höhere Drehzahlen große Drehzahlabweichungen des Käfigs.

Die in Abbildung 33 ebenfalls aufgetragenen Berechnungsergebnisse zeigen eine gute Übereinstimmung mit den gemessenen Schlupfwerten. Die bremsend auf die Bewegung der Lagerbauteile wirkenden Kräfte sind diejenigen, die den Bewegungswiderstand des Lagers, also das Reibmoment, hervorrufen. Ausgehend von den Berechnungsansätzen der unterschiedlichen Anteile der Lagerreibkräfte, siehe Abschnitt 2.3.3, Gleichung (2.21) und Abbildung 31, und u. a. des darin enthaltenen Einflusses der Relativgeschwindigkeiten im Kontakt, wurden die Abweichungen der Lagerbauteildrehzahlen anhand der Bewegungsgleichungen iterativ berechnet, siehe [WNP12].

WIEMER untersuchte das Betriebsverhalten vollrolliger Zylinderrollenlager für verschiedene positive und geringe negative Betriebsspiele theoretisch und experimentell, [Wie90]. Durch das Fehlen des trennenden Käfigs treten in vollrolligen Lagern je nach Betriebsbedin-

gung die Wälzkörper in direkten Kontakt miteinander. Die wirkenden Wälzkörper-Wälzkörperkräfte führen zu einem zusätzlichen Reibanteil im Lager, wodurch ein weiterer Wärmeeintrag und ein zusätzlicher Einfluss auf den Schlupf existiert. Zur Bestimmung der Wälzkörper-Wälzkörperkräfte wurden in [Wie90] spannungsoptische Untersuchungen durchgeführt. Mit Hilfe der einzelnen Reibanteile wurden Gleichungssysteme der Bauteilbewegungen aufgestellt, die auf Näherungsgleichungen von POTTHOFF beruhen, [Pot86]. Durch numerische Lösung des Gleichungssystems konnten von WIEMER auf diese Weise z. B. Schlupfgrenzen in Abhängigkeit von Belastung und Lagerdrehzahl bestimmt, siehe Abbildung 34, und mit experimentellen Ergebnissen abgeglichen werden.

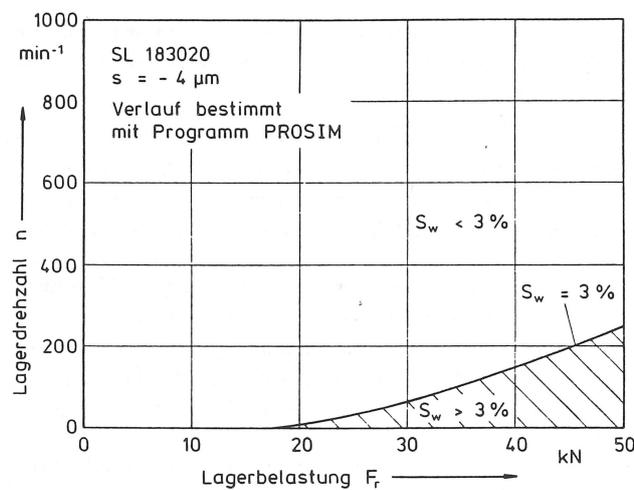


Abbildung 34: berechnete Grenzen des Wälzkörperschlupfs eines vorgespannten, vollrolligen Zylinderrollenlagers SL183020 [Wie90]

Mit zunehmender Belastung federt das Lager stärker ein, wodurch sich die unbelastete Zone vergrößert und Schlupf begünstigt wird. Unbelastete Wälzkörper werden in einem vollrolligen Lager nicht durch einen Käfig separiert. Die Wälzkörper können somit aneinanderreiben, aber auch aufeinanderstoßen, was z. B. durch Wirkung der Schwerkraft in der unbelasteten Zone beim Überschreiten des Scheitelpunkts (Zustand „Lastzone unten“) oder Auslaufen aus der Lastzone (Zustand „Lastzone oben“) im oberen Teil des Lagers auftritt. Aus dem stoßartigen Aufeinandertreffen der Wälzkörper resultieren Winkelbeschleunigungen und somit Abweichungen zur theoretischen Wälzkörperdrehzahl. WIEMER stellte fest, dass mit wachsender Drehzahl bzw. Umlaufgeschwindigkeit des Wälzkörpersatzes das Aufeinandertreffen später im Umlauf eines Wälzkörpers auftritt, zudem verteilt sich im Belastungszustand „Lastzone unten“ das Teilkreisenspiel des vollrolligen Lagers auf mehrere Orte im Lager.

Zur detaillierteren Nachbildung der Einflussgrößen auf das dynamische Verhalten von Wälzlagern können Mehrkörpersimulations-Modelle angewandt werden, welche die einzelnen Bauteile des Lagers mit ihren jeweiligen Eigenschaften enthalten und anhand der Kontaktnormalkräfte sowie der zugehörigen Tangentialkomponenten aller Kontakte (Wälzkörper-Laufbahn, Wälzkörper-Käfig, Käfig-Lagering etc.) das Bewegungsverhalten simulieren. Je nach Detaillierungsgrad des Modells können darin z.B. Formabweichungen der Lagerbauteile [DA16], Steifigkeit und Ausrichtung der Umbauteile [KFS15] sowie detaillierte Bauteilgeometrien [Aul11] berücksichtigt und die Berechnungen für dynamische Vorgabegrößen durchgeführt werden. In den Geometriedefinitionen der nachgebildeten Bestandteile des Wälzlagers kann dabei das Betriebsspiel berücksichtigt werden.

Von entscheidender Bedeutung für die Stabilität und die Ergebnisqualität der MKS-Modelle ist die Implementierung geeigneter Ansatzfunktionen. Die betrifft insbesondere die Kontaktfindung und Reibungsmodellierung. AUL entwickelte weiterführend zu den Arbeiten von TEUTSCH und SCHEUERMANN, [Teu05, Sch10], zur dynamischen Simulation vollrolliger Zylinderrollenlager Reibungsmodelle, die im Gegensatz zu den bis dahin implementierten Algorithmen schlupfabhängig arbeiten, [Aul14]. Außerdem wurde die Querdeformation der Wälzkörper berücksichtigt, welche bei höheren Belastungen für den Wälzkörper-Wälzkörperkraftaufbau Einfluss besitzt.

Der Schlupf einzelner Wälzkörper bzw. des kompletten Wälzkörpersatzes führt zu Gleitbewegungen im Kontakt, die den Schmierfilmaufbau stören und tangential Zusatzbeanspruchungen in den überrollten Werkstoffbereich einbringen. Bei Laständerung oder beim Wiedereintritt schlupfender Rollen in den belasteten Bereich werden die Wälzkörper innerhalb kurzer Zeit auf die kinematische Solldrehzahl beschleunigt. Bildet sich kein ausreichender Schmierfilm aus, führen die auftretenden hohen Reibkräfte zu erhöhtem Verschleiß an den Kontaktoberflächen [Ham99, Hil89].

Eine schlupfinduzierte Schadensform bilden die sogenannten Anschmierungen. Nach HILTSCHER sind Anschmierungen Oberflächenveränderungen relativbewegter metallischer Wälzlagerbauteile mit beginnendem adhäsivem Verschleiß, sie sind mit dem Fressen verwandt, [Hil89]. Eine hohe örtlich umgesetzte Reibarbeit und die dadurch freigesetzte thermische Energie führen dabei nicht nur zu lokalem adhäsivem Verschleiß, sondern auch zu Gefügeumwandlungen. Für sehr gering belastete Lager treten Anschmiererscheinungen häufig über den gesamten Laufbahnumfang auf [FAGo4]. Der Wälzkörperschlupf hat einen wesentlichen Einfluss auf das Auftreten von Anschmierungen, [Scho1]. Im Zusammenhang mit Anschmierungen durch Wälzkörperschlupf wurden deren Ursachen und Auswirkungen auf den Verschleiß untersucht. Die Relativgeschwindigkeit im Kontakt zeigte sich als bedeutender für das Auftreten von Anschmierungen, als die

Höhe der Belastung, [Wad93]. Insbesondere Betriebszustände, in denen Wälzkörper ohne Eigenrotation (Schlupf = 1) in die Last- und damit Beschleunigungszone einlaufen, sind kritisch. Wälzlager mit kleineren Rollen besitzen aufgrund der geringeren Massenträgheit eine geringere Anschmierneigung. Durch den Einsatz unterschiedlicher Schmierstoffe wurde die Anschmiergrenze deutlich verschoben und durch geeignete Additive der Adhäsivverschleiß in den Untersuchungen sogar gänzlich vermieden. Ebenso können Beschichtungen (z.B. Brünieren, wolframcarbidverstärkte DLC-Schichten) die Drehzahlgrenzen, bei denen Anschmierungen auftreten, effektiv erhöhen, [Scho1, Egl95, HM98, EBHB13]. Durch Einlaufvorgänge, die zwar keine geometrischen Änderungen der Kontaktflächen hervorrufen, aber die adhäsiven Bindungskräfte zwischen den Kontaktpartnern herabsetzen, konnte ebenfalls das Auftreten von Anschmierungen verringert werden.

Kriterien für das Fressen bei Maschinenelementen (z. B. Zahnräder oder Gleitlager) wurden u. a. in [Voß93] und [M97] untersucht. Als Einflussparameter auf den Schadensmechanismus sind Temperatur, Gleitgeschwindigkeit, Belastung, Oberflächentopographie der Kontaktpartner und der verwendete Schmierstoff zu nennen.

### 2.5.2 Schiefstellung

Aufgrund von elastischen Verformungen und Fertigungsabweichungen sind in antriebstechnischen Anwendungen Fluchtungsfehler und damit Schiefstellungen von Wälzlagern oft unvermeidlich. Es werden i. A. zwei verschiedene Arten der Schiefstellung unterschieden, siehe Abbildung 35. Eine Verdrehung der Lagerringe um die Richtung der äußeren Last wird als Schränken definiert, liegt die Achse der Schiefstellung senkrecht zur Richtung der Lasteinleitung besteht der Zustand Kippen.

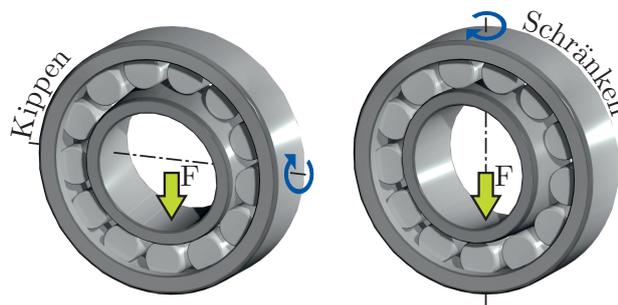


Abbildung 35: Arten der Lagerschiefstellung

Schiefstellungen führen dazu, dass in Rollenlagern die Wälzkörper gegenüber der Lauffläche ebenfalls schiefgestellt umlaufen. Dadurch ändert sich die Pressungsverteilung im Kontakt insbesondere in verkippten Lagern und somit auch die Ermüdungslebensdauer,

[Har69]. Zur Vermeidung von unzulässig hohen Kantenspannungen und Lebensdauererminderungen sind die Laufflächen mit Profilierungen ausgestattet, die eine geringe Schiefstellung der Lager ermöglichen, [K<sup>+</sup>98, Reu87]. Experimentelle Untersuchungen mit Zylinderrollenlagern verschiedener Qualitätsspektren haben gezeigt, dass die Ausführungsgüte der Lagergeometrie entscheidend für die Lagerlebensdauer ist, [Keß07]. Bei qualitativ minderwertigen Lagern traten vermehrt vorzeitige Lagerausfälle auf. Eine geringe Profilierung der Laufflächen ist auch im ausgerichtet Zylinderrollenlager notwendig, da andernfalls Spannungsüberhöhungen an den Kontaktenden auftreten würden, [Brä95, JVP01].

Innerhalb der zulässigen Schiefstellung trägt der höchstbelastete Wälzkörper weiterhin nahezu über der gesamten Wälzkörperlänge. Bei entsprechend großer Verkippung hebt ein Ende des Wälzkörpers ab, so dass sich die Pressungsverteilung zu einer Seite des Kontakts verschiebt. Für noch größere Kippwinkel des Lagers wird sogar der Wälzkörper gegenüber der Lasteinleitung verspannt, [Bau87].

Abbildung 36 zeigt anhand von Berechnungen von BAUER die Kippsteifigkeit eines Zylinderrollenlagers NU2220, [Bau87]. BAUER ermittelte mit Hilfe von iterativen Last- und Pressungsberechnungen bei Vorgabe von Kippmomenten und unter Berücksichtigung verschiedener positiver Lagerspiele die resultierende Schiefstellung des Lagers. Die verwendete Radiallast entspricht einem Belastungsverhältnis  $C_0/F_r = 7,5$ . In den Verläufen des Kippwinkels der größeren Betriebsspiele sind die drei zuvor beschriebenen Zustände des Wälzkörperkippens erkennbar. Im unteren Bereich der Kurven steigt der Kippwinkel bei Erhöhung des Kippmoments nur gering und für alle Lagerspiele nahezu gleich an. Sobald eine Seite des Wälzkörpers abhebt, die Rollen der unbelasteten Seite aber noch nicht anliegen, führt bei deutlich positiven Betriebsspielen eine kleine Zunahme des Kippmoments zu einer großen Zunahme des Kippwinkels. Im dritten Bereich flachen die Kurven wieder ab und nähern sich der Steigung der Gerade zu Beginn der Kippmomentvariation an. Mit Abnahme des Lagerspiels verkleinert sich der Bereich hoher Kippwinkelsteigung. Je höher die auf das Lager wirkende Radiallast ist, desto ausgeprägter ist bei konstantem Lagerspiel der erste Bereich der Kurven, bevor der betrachtete Wälzkörper an einem Ende abhebt [Bau87]. Neben der Darstellung der Kippsteifigkeit kann laut BAUER Abbildung 36 auch zur Bestimmung des notwendigen Betriebsspiels verwendet werden, bei dem sich unter bekannter Verkippung des Lagers noch kein kritisches Belastungsmoment einstellt.

Infolge der Schiefstellung des Lagers steigt ebenfalls dessen Reibmoment an, [Bau87]. In NU-Lagern wurde im Gegensatz zu N-Lagern eine geringe Erhöhung der Lagertemperatur unter Schiefstellung beobachtet, [Keß10]. Zusätzlich tritt bedingt durch die Schiefstellung ein innerer Axial Schub der Wälzkörper auf. Dieser führt zu einer

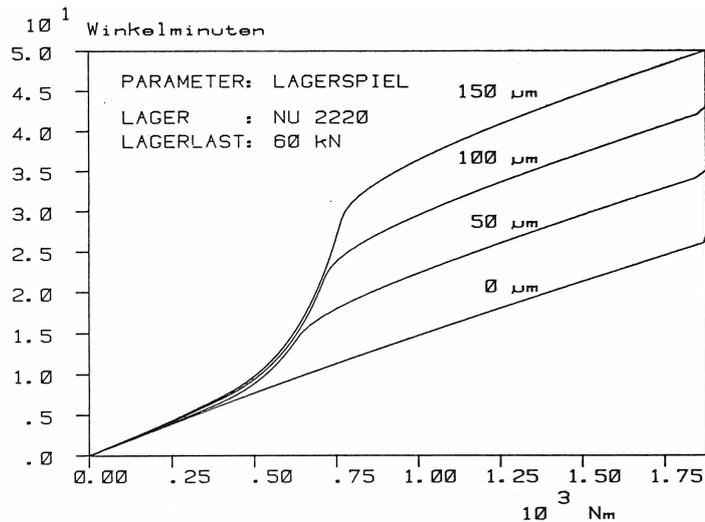


Abbildung 36: berechnete Kippwinkel abhängig vom Kippmoment für verschiedene Lagerspiele, [Bau87]

Axialbelastung der Führungsborde bzw. des Festlagers des Lagersystems sowie zu einem Querschleif, siehe Abbildung 28. Durch das Quergleiten sowie die resultierenden tangentialen Kontaktspannungen kann Verschleiß hervorgerufen werden, der wiederum die Laufflächenprofilierung und somit die Pressungsverteilung verändert.

Das Axialschubverhalten schiefgestellter Zylinderrollenlager wurde experimentell und mit Hilfe von Mehrkörpersimulationen von KESSLER untersucht, [Keß10]. Die experimentellen Arbeiten ergaben, dass der innere Axialschub erst bei höheren Belastungen eine relevante Ausprägung annimmt. Geschränkte Lager erzeugen deutlich höhere Axialkräfte, als mit gleichem Winkel gekippte Lager. Im Falle der untersuchten Umlaufverhältnisse mit drehendem Innen- und stehendem Außenring lieferten N-Lager in etwa ein Axialschubverhalten, welches dem eines ausgerichteten NU-Lagers vergleichbar ist. Schiefgestellte NU-Lager zeigten hingegen ein ausgeprägtes Axialschubverhalten. Mehrkörpersimulationen stellten das axiale Bewegungsverhalten der Wälzkörper beim Umlauf im Lager heraus und zeigten charakteristische Muster beim Durchlaufen der Lastzone in Abhängigkeit der Schiefstellungsart. Dieses Verhalten ist exemplarisch in Abbildung 37 anhand des qualitativen Verlaufs der Axialbewegung der Wälzkörper eines NU-Lagers für den abgerollten Innenring- und Außenringkontakt im Bereich der Lastzone dargestellt.

Für ein verkipptes Lager (oberer Teil Abbildung 37) ist anhand der Simulationsergebnisse erkennbar, dass der Wälzkörper beim Durchlauf der Lastzone die Seite der Bordanlage wechselt. Im Bereich des Lagerumfangs senkrecht zur Lastrichtung wird dem Wälzkörper ein Schränkwinkel aufgeprägt. Im Verlauf der Bewegung zum Scheitelpunkt der Lastzone nimmt das Schränken des Wälzkörpers ab und das Kippen zu. Mit weiterer Drehung des Wälzkörpersatzes steigt

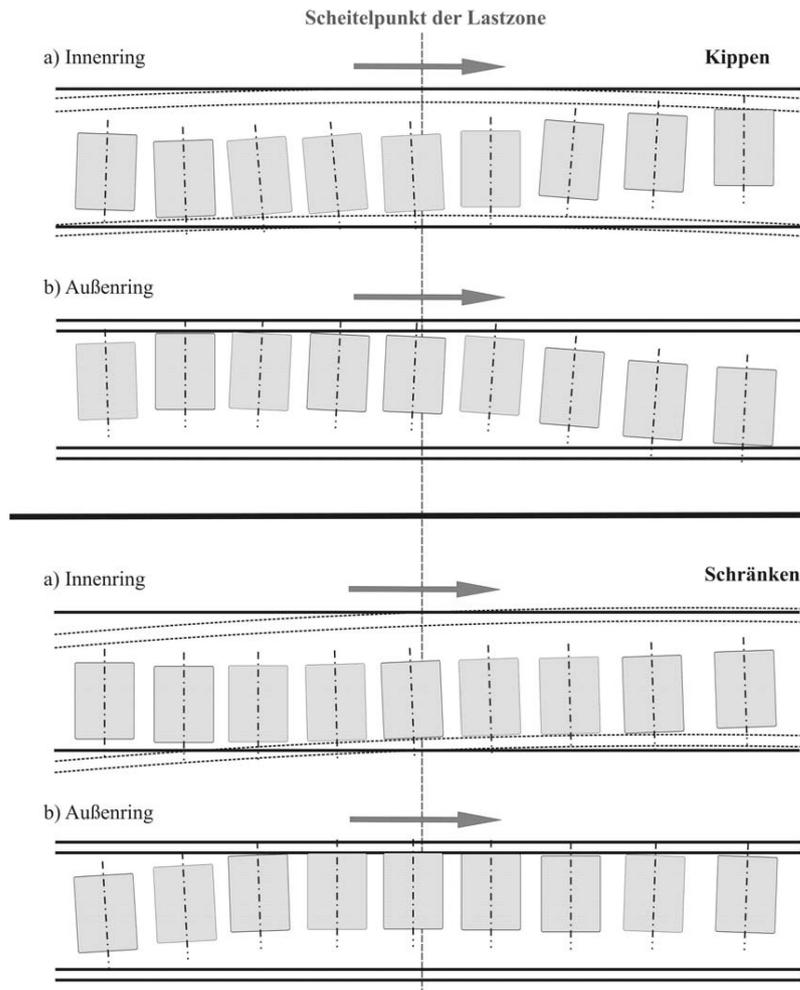


Abbildung 37: Wälzkörperbewegung NU-Lager beim Durchlaufen der Lastzone (qualitativ) [Keß10]

der Schränkwinkel wieder, allerdings mit gedrehtem Vorzeichen gegenüber dem Einlaufen in die Lastzone. Da die Axialbewegung des Wälzkörpers nicht symmetrisch zur Mitte der Lastzone ihre Richtung ändert, resultiert trotz beidseitiger Bordanlage eine äußere Axialkraft. Im geschränkten Lager ändert sich die Anlageseite der Wälzkörper am Bord hingegen nicht, weshalb größerer Axialschubwerte am Lager gemessen werden können.

Mit Änderung der Drehrichtung des Lagers, kehrte sich für ein geschränktes NU-Lager in Prüfstandsversuchen die Richtung des Axialschubs um, während am verkippten Lager drehrichtungsunabhängig lediglich in einer Richtung Axialkräfte auftraten. Die Versuchslager wurden in [Keß10] mit positivem Spiel eingesetzt und besaßen unterschiedliche Lagerluftklassen (CN und C<sub>3</sub>). Das C<sub>3</sub>-Lager erzielte im Versuch leicht geringere Axialschubwerte. NYPAN ermittelte für zwei Zylinderrollenlager unterschiedlicher Spiele experimentell, dass das

Lager mit größerem positivem Spiel minimal geringere Wälzkörperschränkwinkel aufwies, [Nyp82].

KESSLER untersuchte außerdem Lager unterschiedlicher Fertigungsqualitäten u.a. hinsichtlich des Axialschubverhaltens, [Keß07]. Dabei zeigten die qualitativ weniger guten Lager mit großen Rauheitskennwerten und sehr gering ausgeprägter Laufflächenprofilierung im Betrieb unter Mischreibung höhere Axialschubwerte.

Wie zuvor in Kapitel 2 anhand bestehender Arbeiten dargelegt, existieren Potentiale zur Steigerung der Zuverlässigkeit von Zylinderrollenlagern, wenn diese radial vorgespannt betrieben werden. Rechnerisch erhöht sich die Ermüdungslebensdauer bei Anwendung geeigneter Vorspannungswerte. Das Auftreten von Schlupf und damit das Auftreten schlupfinduzierter Schädigungen des Lagers kann durch Verringerung des Betriebsspiels gemindert oder gänzlich unterbunden werden.

Den positiven Aspekten des Einsatzes radial vorgespannter Zylinderrollenlager stehen mögliche Einflüsse auf das Betriebsverhalten gegenüber, die eine Anwendbarkeit im industriellen Umfeld einschränken können. Die Vorspannung des Lagers kann sich im Betrieb selbstständig und selbstverstärkend erhöhen, wodurch die innere Belastung des Lagers und die Lagertemperatur steigt. Infolge der resultierenden erhöhten Kontaktpressungen und geringer Schmierfilmdicken kann die Lebensdauer des vorgespannten Lagers reduziert werden oder das Lager sogar innerhalb kurzer Zeit ausfallen. Auch wird die Ermüdungslebensdauer des Lagers drastisch verringert, wenn die Vorspannung zu hoch gewählt wird.

Die in Kapitel 2 gezeigten Untersuchungen an vorgespannten Wälzlagern bzw. Lagern unterschiedlicher Betriebsspiele beleuchten einzelne Aspekte des Betriebsverhaltens. Die zugehörigen Arbeiten wurden allerdings zumeist mit Betriebsbedingungen, Lagerarten oder Vorspannungsarten bzw. -werten durchgeführt, die nicht denen eines angestrebten industriellen Einsatzes in antriebstechnischen Komponenten entsprechen. Diese Arbeit soll sich deshalb in theoretischen und experimentellen Untersuchungen mit den nachstehend aufgelisteten Aspekten des Einsatzes radial vorgespannter Zylinderrollenlager verschiedener Größen und Bauformen beschäftigen.

- optimierte Betriebsspiele
- Temperaturverhalten
- Reibmoment
- Schlupf
- Wälzkörperschränken
- Ermüdungslebensdauer bei optimierter Vorspannung

Es sind Lagerbauformen zu betrachten, die in Katalogausführungen in antriebstechnischen Anwendungen eingesetzt werden. Dabei

sollen ebenfalls vollrollige Lager berücksichtigt werden. Das Betriebspiel ist im Bereich positiver und negativer Werte systematisch zu variieren. Die Lagerumgebungen sowie die Betriebsbedingungen entsprechen denen von Wellenlagerungen. Es wird folglich ein Lager mit drehendem Innenring und stehendem Außenring in steifer Lagerumgebung betrachtet. Im Gegensatz dazu unterscheidet sich bei Planetenlagerungen die Lastverteilung im Lager aufgrund der dünnwandigen Lagerumgebung und deren Verformung durch den Zahn-eingriff stark von derjenigen einer steifen Lagerumgebung, siehe z. B. Abbildung 38.

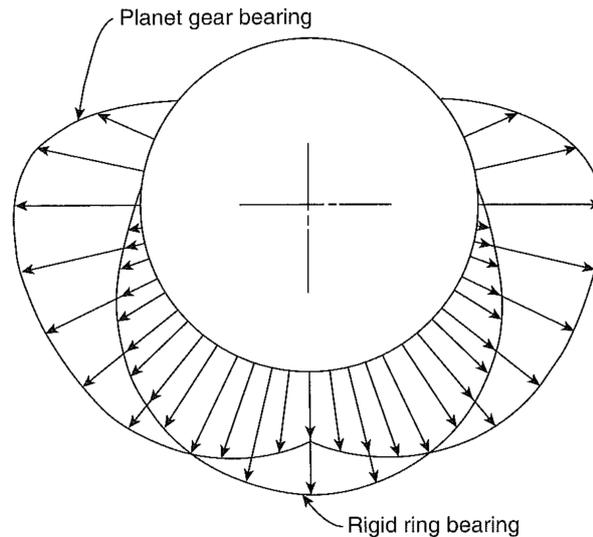


Abbildung 38: Lastverteilung im Lager bei verschiedenen Umgebungsstrukturen [HK07]

Es existieren, wie in Abschnitt 2.3 erläutert, keine analytischen Methoden zur Berechnung der Aufteilung äußerer Kräfte auf die einzelnen Wälzkörper im Lager. Die Berechnung der Wälzkörperkräfte zur Ableitung weiterer Größen, wie z. B. der Kontaktpressung, muss numerisch erfolgen. Zur theoretischen Untersuchung des Einflusses unterschiedlicher Betriebsspiele auf die Lastverteilung, Kontaktpressung und Lebensdauer wurde deshalb in dieser Arbeit auf das Berechnungsprogramm LAGER2 zurückgegriffen.

#### 4.1 GRUNDLAGEN LAGER2

Das Programm LAGER2 wurde aufbauend auf dem Berechnungsprogramm der Wälzlagerfederung LAGER, siehe [Bre93], in mehreren Schritten im Funktionsumfang erweitert, siehe [Her02, Wei08, Sch11, Jur15, Leo16, Wan14]. Im Programmteil der Wälzlagerfederung wird das Kräfte- und Momentengleichgewicht der Lastverteilung (siehe Gleichung 10) im Lager ausgehend von der Federungsgleichung (siehe z. B. Gleichung 6) iterativ mit Hilfe des gedämpften NEWTON-Verfahrens gelöst. LAGER2 ist anwendbar entweder als eigenständiges Programm (LAGER2HP) oder als Bestandteil der FVA WORKBENCH.

Generell erfolgt die Berechnung der Lastverteilung bzw. der daraus resultierenden Größen mit Hilfe von LAGER2 unter der Annahme steifer, rotationssymmetrischer Umgebungsstrukturen. Formabweichungen der Lagerbauteile und der umgebenden Komponenten bleiben unberücksichtigt. Die Nachgiebigkeit der Umgebung des Außenrings sowie eine Steifigkeitsänderung über dem Umfang kann insbesondere für große Lager (z. B. WEA-Hauptlager) und dünne Strukturen einen großen Einfluss auf die Lastverteilung im Lager und die daraus resultierenden Größen haben, [Ham38, YCH12, KFS15]. Durch den gezielten Einsatz nachgiebiger Strukturen kann die Lastverteilung dabei auch positiv beeinflusst werden, [CNB10, MWZ16]

In Abbildung 39 ist exemplarisch die relative Lebensdauer über der Variation des Betriebsspiels für zwei verschiedene Gehäusesteifigkeiten dargestellt. Mit Abnahme der Steifigkeit der Umbauteile verlagert sich im dargestellten Beispiel das Betriebsspiel des Lebensdauermaximums weiter in negative Richtung. Darüber hinaus existieren ebenfalls Systeme, die u. a. infolge von Kraftangriffen auf die umgebenden Strukturen (z. B. Zahneingriffe an Planetenrädern, siehe auch [MBA10]) und geringe Wandstärken eine Abnahme der Lagerlebensdauer mit Verringerung des Lagerspiels zeigen, [JH63].

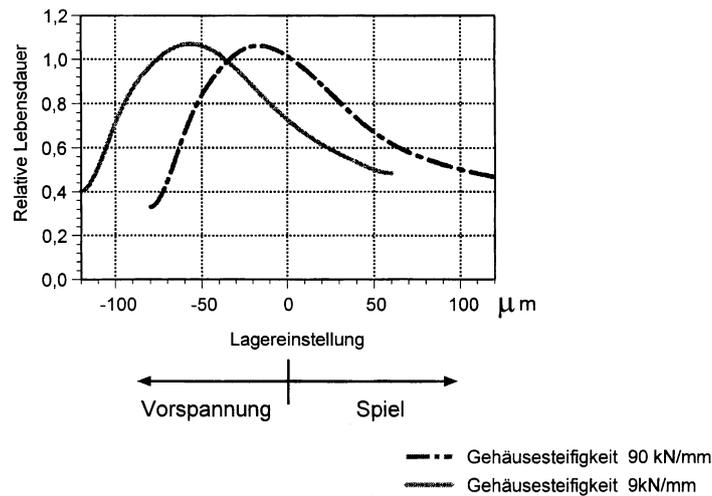


Abbildung 39: Einfluss der Gehäusesteifigkeit auf die Lebensdauer bei Lagerspielvariation [K<sup>+</sup>98]

Die eigenständige Programmversion LAGER2HP wurde in dieser Arbeit mit Hilfe verschiedener Skripte adaptiv angesteuert und automatisiert eingesetzt. So konnten Berechnungsergebnisse über eine fein aufgelöste Betriebsspielvariation und die Änderung von Betriebsparametern ermittelt werden. Im jeweiligen Code zur LAGER2-Automatisierung wird innerhalb einer for-Schleife eine Eingabedatei um den aktuellen Parameterwert modifiziert, LAGER2HP ausgeführt und anschließend der relevante Datensatz aus der generierten Ausgabedatei ausgelesen und in einer Variable oder Datei gespeichert. Das Vorgehen wurde mit weiteren automatisierten Parameteränderungen durch Schachtelung zusätzlicher for-Schleifen und einer Datenweiterverarbeitung und Visualisierung ergänzt.

Zylinderrollenlager, welche zum Einsatz in experimentellen Untersuchungen vorlagen, wurden hinsichtlich Innengeometrie und Laufflächenprofilierung vermessen. Zur Berechnung des Betriebsspieleinflusses bei veränderlicher Belastung und Schiefstellung wurden vornehmlich diese Lagergeometrien verwendet. Bei der Untersuchung des Größen-/ Baureiheneinflusses wurde die Innengeometrie von Lagern, die nicht physisch vorlagen, mit Hilfe von LAGER2 anhand der hinterlegten Katalogangaben bzw. der statischen Tragzahl  $C_0$  berechnet, siehe [Bre93]. Alle Berechnungen zur Lastverteilung und der daraus resultierenden Größen wurden in Symmetriestellung der Rollen, vgl. [Wie90], durchgeführt. Die einzelnen Laststufen wurde anhand des Belastungsverhältnisses der statischen Tragzahl  $C_0$  zur Radialkraft  $C_0/F_r$  definiert. Die statische Tragzahl ist für ein spielfreies Lager definiert und somit lagerspielunabhängig, [ISO06].

## 4.2 LASTVERTEILUNG, KONTAKTPRESSUNG UND LEBENSDAUER

4.2.1 *ausgerichtete Lager*

Die berechnete Verteilung der Wälzkörperkräfte  $Q = f(\psi)$  ist beispielhaft für ein einreihiges Zylinderrollenlager mit Käfig Typ NU2212 in Abbildung 40 dargestellt. Die verwendete, auf die statische Tragzahl bezogene Radiallast von  $C_0/F_r = 36$  entspricht einer Laststufe der Funktionsuntersuchungen, siehe Tabelle 2 in Abschnitt 5.3.1.

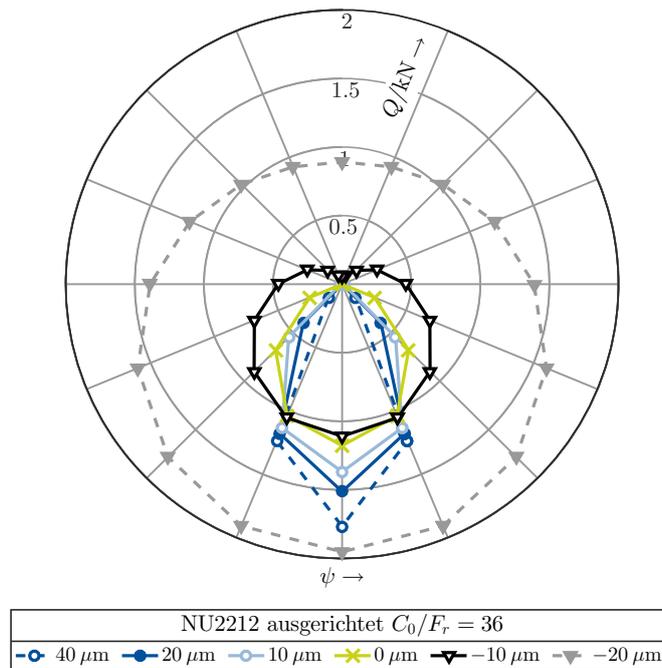


Abbildung 40: berechnete Wälzkörperkräfte über dem Lagerumfang für verschiedene Betriebsspiele

Die Lagerringe wurden zur Berechnung achsparallel ausgerichtet. Mit sinkendem Betriebsspiel verringert sich ausgehend von positiven Spielen bis in Bereiche der Lagervorspannung die Kraft am höchstbelasteten (zentralen) Wälzkörper infolge einer Umverteilung der äußeren Belastung innerhalb des Lagers. Die Wälzkörper am Rand der Lastzone werden stärker oder in größerer Anzahl belastet. Nach Erreichen der Vorspannung, bei dem die Kräfte am zentralen Wälzkörper für diese Laststufe minimal ausfallen ( $-7\ \mu\text{m}$ , vergl. Abbildung 41), steigen mit Absenkung des Betriebsspiels die maximalen Wälzkörperkräfte wieder an, da Rollen, die der Lastzone gegenüberliegen, in Kontakt gelangen. Deren Reaktionskräfte addieren sich zu den Betriebslasten der Wälzkörper in der Lastzone.

Aus den Wälzkörperkräften wurde mit LAGER2 die Pressungsverteilung über den Rollenlängsachsen berechnet. Die darin enthaltene maximale Kontaktpressung  $p_{\text{max}}$  des Lagers ist über eine Variation des Betriebsspiels  $c$  für verschiedene Belastungen in Abbildung 41

dargestellt. Der spielfreie Zustand ist darin durch eine gestrichelte Linie gekennzeichnet. Für drei Radiallasten, die in den Funktionsuntersuchungen, siehe Kapitel 5, verwendet wurden, sind die Verläufe der Kontaktpressung über dem Betriebsspiel hervorgehoben.

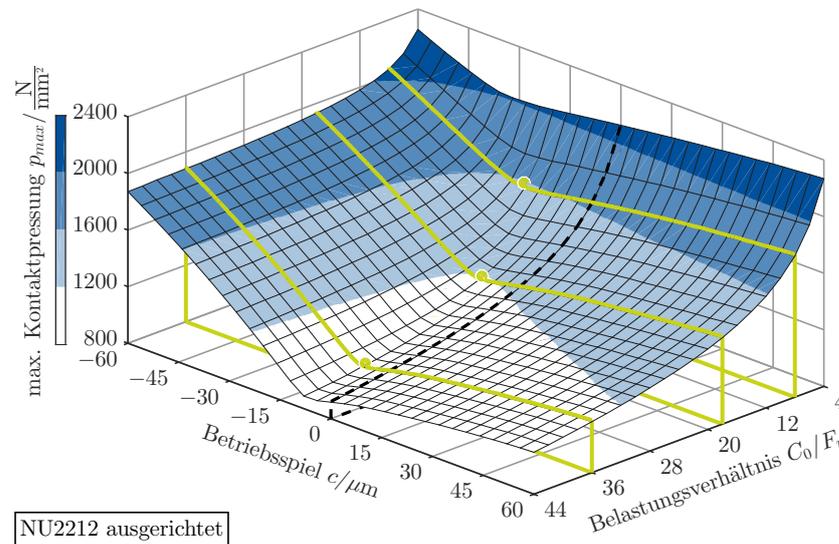


Abbildung 41: maximale Kontaktpressung bei Betriebsspielvariation

Die Änderung der Wälzkörperkraftverteilung im Lagerinneren bei Variation des Betriebsspiels führt im ausgerichteten Lager direkt zur Änderung der maximalen Kontaktpressungen. Der Verlauf der Kontaktpressung über dem Betriebsspiel besitzt somit ebenfalls ein Minimum, welches bei negativen Betriebsspielen auftritt. Dieses pressungsoptimierte Betriebsspiel ist in Abbildung 41 in den Verläufen der drei hervorgehobenen Radiallasten gesondert markiert. Mit zunehmender äußerer Belastung verschiebt sich der Ort des Minimums der Pressung zu stärker negativen Betriebsspielen aufgrund der größeren Einfederung des Lagers. Die Verläufe der berechneten Kontaktpressung variierenden Lagerspiels bilden sich mit ansteigender Last flacher aus. Bei einer weiteren Abnahme des Betriebsspiels über das Pressungsminimum hinaus, steigen die Funktionswerte zunächst geringfügig und anschließend mit größerer Steigung wieder an. Die Steigung des Kurvenverlaufs ist in diesem letzten Bereich deutlich größer als im Falle positiver und geringer negativer Betriebsspiele, vgl. auch [OZP12]. Eine Verkleinerung des Betriebsspiels, z.B. durch Wärmedehnungen, wirkt sich folglich im Bereich größerer negativer Betriebsspiele deutlich stärker auf die maximale Kontaktpressung  $p_{max}$  aus als im Bereich positiver und geringer negativer Lagerspiele.

Die Ermüdungslebensdauer eines Wälzlagers ist vom Spannungszustand unterhalb der Kontaktflächen abhängig, [LP47, IH85]. Im beanspruchten Werkstoffvolumen bestimmen neben hydrostatischen Spannungsanteilen, welche z. B. durch Wärmebehandlung und spannde Fertigung eingebracht werden können (siehe [Neu16]), die Aus-

wirkungen der Kontaktbelastungen die Bauteilbeanspruchung. Infolge der Änderung der Lastverteilung im Lager in Abhängigkeit des Betriebsspiels wird somit ebenfalls die Ermüdungslebensdauer beeinflusst. Abbildung 42 zeigt die mit Hilfe von LAGER2 berechnete nominelle Lebensdauer  $L_{10r}$  logarithmisch aufgetragen für verschiedene Belastungen über der Betriebsspielvariation. Darin sind erneut der spielfreie Zustand, sowie die Verläufe dreier Belastungen hervorgehoben. Die Verläufe der Lebensdauer verhalten sich entsprechend zu der zuvor gezeigten maximalen Kontaktpressung. Bei positiven Betriebsspielen beginnend, steigt mit abnehmendem Betriebsspiel für alle dargestellten Belastungen die Lebensdauer an, bis ein Maximum bei negativen Betriebsspielen erreicht wird. Mit weiterer Verringerung des Lagerspiels fällt die Lebensdauer drastisch ab. Mit zunehmender Belastung verschiebt sich der Ort des Lebensdauermaximums ebenfalls in negative Betriebsspielrichtung. Während für positive Betriebsspiele ein deutlicher Einfluss der Belastung auf die Lebensdauer in Tiefenrichtung des Diagramms zu erkennen ist, bleibt die Lebensdauer im Falle großer Vorspannungen im betrachteten Lastbereich nahezu unverändert. Die innere Belastung des Lagers wird in diesem Bereich von der Auswirkung der Vorspannung dominiert, siehe auch Abbildung 41.

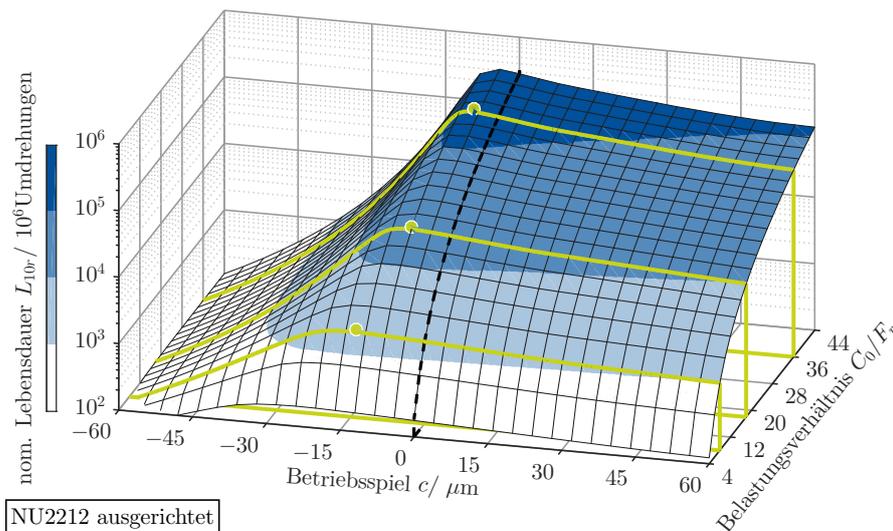


Abbildung 42: nominelle Lebensdauer bei Betriebsspielvariation

Die Betriebsspiele des zuvor beschriebenen Lebensdauermaximums bzw. Pressungsminimums ( $c_{\text{opt,L}}$  bzw.  $c_{\text{opt,p}}$ ) der vorherigen Berechnungen am ausgerichteten Lager NU2212 sind über der Belastung in Abbildung 43 aufgetragen. Es unterscheiden sich die Werte der beiden Größen: Das Pressungsminimum wird bei kleineren Betriebsspielen erreicht. Im Falle des optimierten Lagerspiels minimaler Kontaktpressung ist zwar die maximale Belastung im Lager am geringsten, die höhere Belastung der nicht zentral liegenden Wälzkörper führt

hingegen zu einem gegenläufigen Effekt auf die Ermüdungslebensdauer, siehe auch [OZP12]. Maximale Lebensdauern werden somit für Betriebsspiele erreicht, bei denen die Gesamtheit der relevanten Belastungen im beanspruchten Werkstoffvolumen des Lagerumfangs minimal ist. In beiden Verläufen des optimierten Spiels ist der bereits zuvor beschriebene Einfluss der Belastung zu erkennen. Mit Verringerung der Belastung nähert sich das optimierte Betriebsspiel einem Grenzwert im Bereich geringer radialer Vorspannungen an.

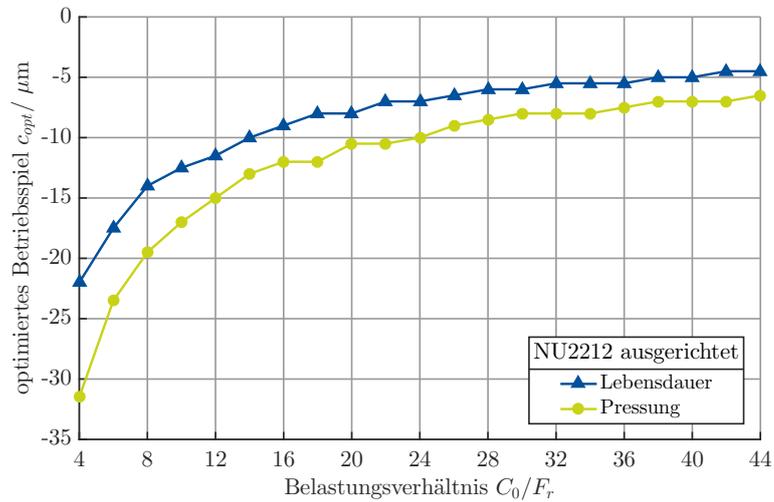


Abbildung 43: Betriebsspiele maximaler Lebensdauer und minimaler Kontaktpressung NU2212

Ein Vergleich der berechneten optimierten Betriebsspiele  $c_{opt}$  mit den zugehörigen Lastverteilungen zeigt, dass das Pressungsminimum bzw. Lebensdauermaximum nicht bei einer über den vollen Lagerumfang ausgebildeten Lastzone auftritt. Die Lastzonengröße beträgt hingegen etwa 70%, siehe auch Abbildung 10. Sobald im radial vorgespannten Zylinderrollenlager Wälzkörper gegenüber der Lasteinleitung in Anlage geraten, muss deren Kontaktkraft aufgrund von Gleichgewichtsbedingungen von den Wälzkörpern im Bereich der Lastzone ebenfalls getragen werden. Diese inneren Reaktionskräfte können den Einfluss der äußeren Belastung auf den höchstbelasteten Wälzkörper sogar überdecken, wenn die Vorspannung gegenüber der äußeren Belastung groß ist.

Zur Beurteilung der Lebensdauererhöhung bei Anwendung optimierter Betriebsspiele gegenüber den Lebensdauern positiver Betriebsspiele des praktischen Einsatzes wird ein Lebensdauerfaktor  $LF_{\text{prax}}$  definiert.

$$LF_{\text{prax}} = \frac{L_{10r}(c_{\text{opt,L}})}{L_{10r}(c_{\text{normal}})} \quad (35)$$

mit  $L_{10r}(c_{\text{opt,L}})$  – nominelle Lebensdauer bei opt. Betriebsspiel

$L_{10r}(c_{\text{normal}})$  – nominelle Lebensdauer bei positivem Spiel

Abbildung 44 zeigt den Lebensdauerfaktor des Lagers NU2212 für die zuvor verwendeten Belastungen. Die optimierten Lebensdauern wurden einem positiven Spiel in Höhe von  $23\ \mu\text{m}$  in Relation gesetzt. Dieser Wert ergibt sich für ein Lager dessen Lagerluft mittig im Toleranzfeld der Lagerluftklasse CN liegt ( $55\ \mu\text{m}$ ), [DIN04], und welches durch das wahrscheinliche Übermaß einer n6-Passung am Innenring, [Scho6], eingengt wird. Der Einfluss von lastabhängigen Temperaturunterschieden auf das Betriebsspiel soll an dieser Stelle vernachlässigt werden.

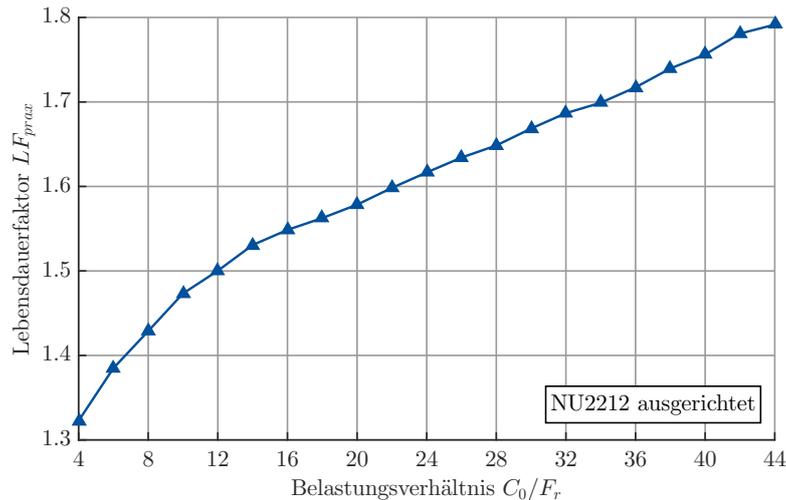


Abbildung 44: Lebensdauererhöhung optimiert vorgespannter Zylinderrollenlager gegenüber Normalspiellagern

Mit zunehmender Last wird der Lebensdauerfaktor, mit dem sich die Ermüdungslebensdauer bei Anwendung optimierter, negativer Betriebsspiele erhöht, kleiner. Unter den zur Berechnung getroffenen Annahmen ergibt sich für die höchste betrachtete Laststufe  $C_0/F_r = 4$  (maximale Kontaktpressung  $p_{max} = 2182\ \text{N}/\text{mm}^2$  bei  $c_{normal}$ ) eine Lebensdauersteigerung von 27%. Im Falle einer Belastung von  $C_0/F_r = 8$  mit für den praktischen Einsatz üblicheren Pressungen in Höhe von  $p_{max} = 1713\ \text{N}/\text{mm}^2$  bei  $c_{normal}$  kann laut Berechnung die Lebensdauer um 43% durch Einsatz eines optimierten radialen Betriebsspiels erhöht werden.

#### 4.2.2 schiefgestellte Lager

In Anlehnung an KESSLER, der systematisch den Einfluss der Schiefstellung auf das Axialschubverhalten und die Lebensdauer von Zylinderrollenlagern untersuchte, siehe [Keß07, Keß10], wurde im Rahmen der Berechnungen zum Einfluss des Betriebsspiels die Schiefstellung des Lagers ebenfalls betrachtet. Die Verdrehung der Lagerringe gegeneinander wurde in Form von Kippen mit Winkeln bis  $10'$  und

Schränken bis  $15'$  variiert, vgl. auch Abbildung 35. Die Schiefstellung wurde geometrisch starr aufgeprägt. Rückstellmomente des Lagers bzw. des umgebenden Systems wurden somit nicht berücksichtigt.

Die berechnete nominelle Lebensdauer des Lagers NU2212 unter Veränderung des Betriebsspiels und der Schiefstellung ist in Abbildung 45 für eine der zuvor hervorgehobenen Lasten dargestellt. Die Schiefstellung ist in Tiefenrichtung aufgetragen, wobei negative Werte ein Kippen und positive Werte ein Schränken symbolisieren. Die Ebene des Diagramms, in der die Lebensdauer ohne Schiefstellung verläuft, ist durch eine durchgezogene grüne Linie gekennzeichnet. Die dazu senkrechte Ebene, in der das Betriebsspiel  $0\ \mu\text{m}$  annimmt, ist als schwarze gestrichelte Linie gekennzeichnet. Die verwendeten Betriebsspiele resultieren aus der Innengeometrie und entsprechen denen des ausgerichteten Lagers. Annäherungen der Lagerbauteile durch die Schiefstellung werden somit nicht einbezogen.

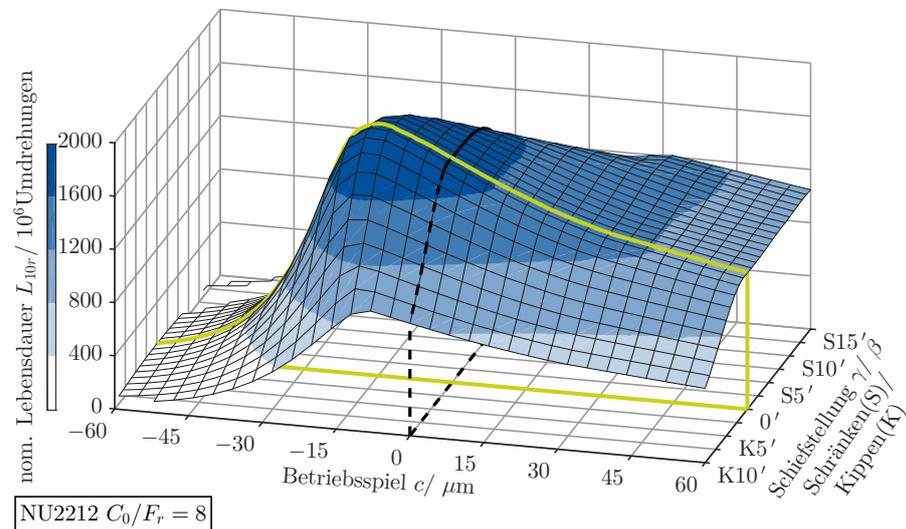


Abbildung 45: berechnete Lagerlebensdauer bei Betriebsspieländerung für verschiedene Schiefstellungen

Der Verlauf des Graphen der Lebensdauer in Richtung der Betriebsspieländerung ähnelt den Ergebnissen der vorangegangenen Berechnungen ohne Schiefstellung. Beginnend bei positiven Lagerspielen steigt die Lebensdauer mit Abnahme des Betriebsspiels an bis ein Maximum erreicht wird. Nach weiterer Verringerung des Betriebsspiels fällt die Lebensdauer mit größerer Steigung ab als im Falle der Annäherung an das Lebensdauermaximum aus Richtung positiver Betriebsspiele. Abbildung 46 zeigt die zugehörige Darstellung der berechneten maximalen Kontaktpressungen unter gleichen Betriebsbedingungen. In dieser Darstellung zeigt sich, wie zuvor für Verläufe ausgerichteter Lager, vgl. Abbildung 41, dass die Kontaktpressung für alle betrachteten Schiefstellungen mit abnehmendem Betriebsspiel ein Minimum erreicht. Mit weiterer Verringerung des

Betriebsspiels über diesen Punkt hinaus steigen die Kontaktpressungen mit vergrößerter Steigung wieder an.

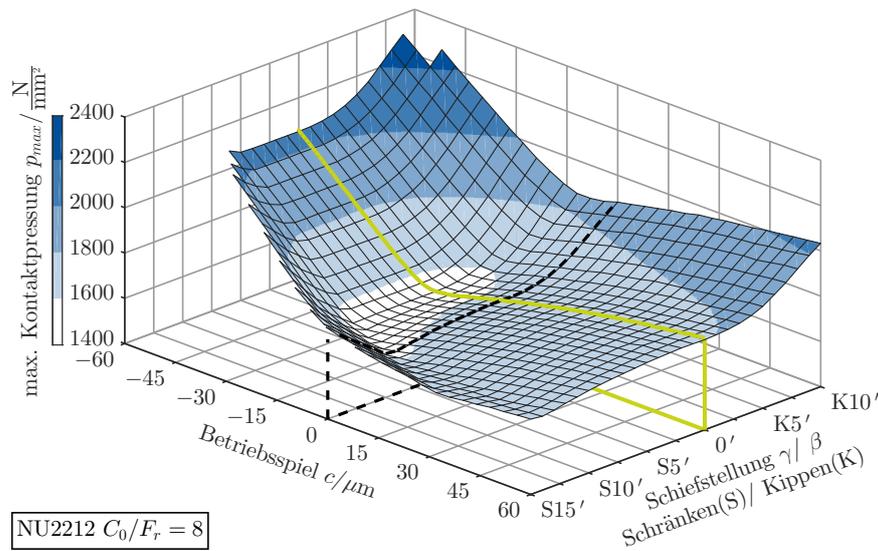


Abbildung 46: berechnete maximale Kontaktpressung bei Betriebsspieländerung für verschiedene Schiefstellungen

Im Folgenden werden zur Veranschaulichung der Zusammenhänge durch die Flächendiagramme aus Abbildung 45 und Abbildung 46 Schnitte gelegt und einzelne Parameterkombinationen bzw. die Abhängigkeit abgeleiteter Größen in zweidimensionaler Darstellung betrachtet. Verläufe der berechneten Lebensdauern gleicher Betriebsspiele und der zuvor verwendeten Laststufe  $C_0/F_r = 8$  sind in Abbildung 47 für einzelne Betriebsspielwerte in Abhängigkeit der Schiefstellung aufgetragen. Der ausgerichtete Zustand ist darin durch eine horizontale grüne Linie gekennzeichnet. Mittels grauer gestrichelter Linien ist die von einem Lagerhersteller für dieses Lager empfohlene Grenze der Schiefstellung ( $3'$ ) eingegrenzt. Bis zu dieser Schiefstellung soll unter normalen Einsatzbedingungen in spielbehafteten Lagern keine Minderung der Lebensdauer auftreten, [SKFo8].

Allen Verläufe ist ein Abfall der rechnerischen Ermüdungslebensdauer infolge der Schiefstellung gemein. Der Winkel, bei dem die Lebensdauer sinkt, unterscheidet sich zwischen den einzelnen Lagerspielen und Schiefstellungsarten. Im Falle eines Verkippens beginnt die berechnete Lebensdauer für alle dargestellten Betriebsspiele bereits im  $3'$ -Bereich zu sinken und verringert sich kontinuierlich weiter mit steigendem Kippwinkel. Der Abfall des Verlaufs der Lebensdauer im verkippeten Lager vergrößert sich mit abnehmendem Betriebsspiel. Für positive Betriebsspiele steigt mit zunehmendem Schräkwinkel die Ermüdungslebensdauer des Lagers hingegen zuerst sogar leicht an bevor sie absinkt. Dies ist auf eine Änderung der Lastverteilung durch die schränkbedingte Anlage der Wälzkörper am Rand der Lastzone zurückzuführen, wodurch, ähnlich zum Nutzen der Aufbrin-

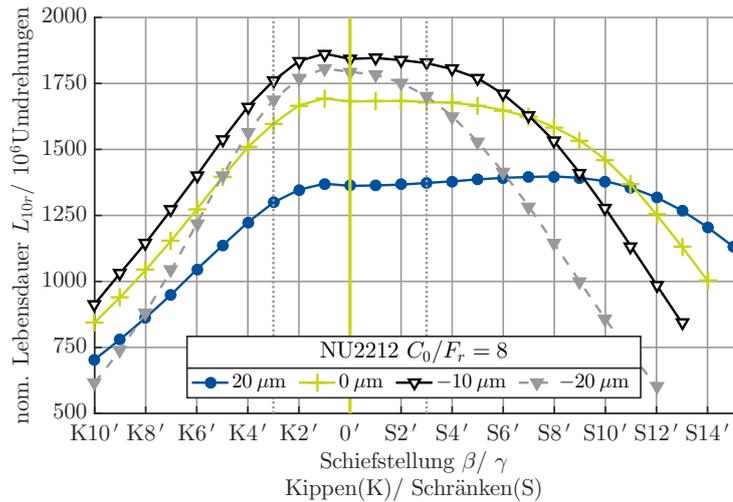


Abbildung 47: berechnete nominelle Lebensdauer ausgewählter Betriebs-  
spiele in Abhängigkeit der Schiefstellung

gung radialer Vorspannungen, der höchstbelastete Wälzkörper entlastet wird. Mit Ausnahme des kleinsten in Abbildung 47 dargestellten Betriebsspiels von  $-20 \mu\text{m}$  verändert sich die berechnete Ermüdungslebensdauer im 3'-Bereich im Falle des Schränkens nur wenig. Mit Abnahme des Betriebsspiels verschiebt sich der Schränkswinkel des Lebensdauerabfalls zu kleineren Werten und erreicht beim kleinsten in Abbildung 47 verwendeten Betriebsspiel von den 3'-Bereich.

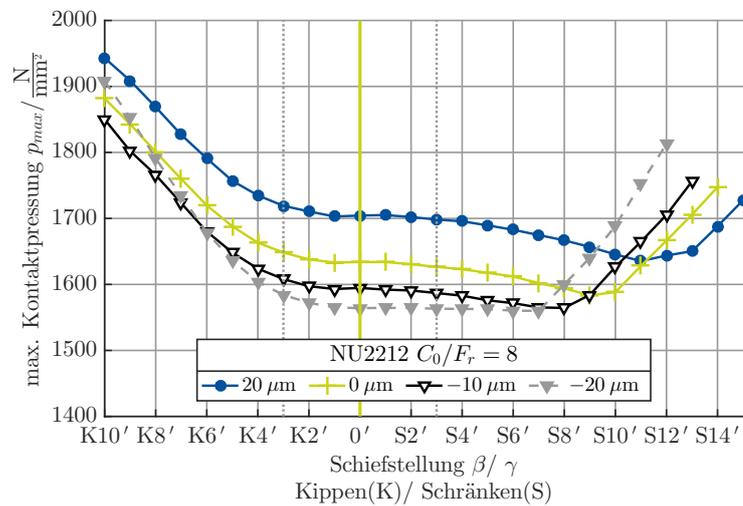


Abbildung 48: berechnete maximale Kontaktpressung ausgewählter Be-  
triebsspiele in Abhängigkeit der Schiefstellung

Die berechnete Kontaktpressung, siehe Abbildung 48, zeigt für die gleichen Betriebsspiele und Betriebsbedingungen wie zuvor verwendet eine Zunahme der Pressungswerte mit Zunahme der Schiefstellung. Die Grenze des Schränkswinkels, bei der die Kontaktpressung

mit Vergrößerung der Schiefstellung deutlich ansteigt, liegt im Unterschied zu den berechneten Lebensdauern weiterhin für alle betrachteten Betriebsspiele weit oberhalb des  $3'$ -Bereichs. Im Gegensatz dazu fällt die berechnete Lebensdauer, siehe Abbildung 47, für das kleinste eingezeichnete Betriebsspiel im Falle des Schränkens bereits im  $3'$ -Bereich ab.

Nachfolgende Abbildungen zeigen zur Verdeutlichung der Zusammenhänge die Lastverteilung im Lager anhand berechneter Wälzkörperkräfte für ausgewählte Werte der bisher betrachteten Schiefstellungszustände und Betriebsspiele. Die Wälzkörper mit der höchsten Kontaktpressung sind in den Verteilungen des geschränkten Zustandes mit einer vergrößerten Datenpunktmarkierung versehen. In Abbildung 49 sind die Wälzkörperkräfte für ein Kippen (K) und Schränken (S) bis  $3'$  unter Verwendung der Laststufe  $C_0/F_r = 8$  dargestellt.

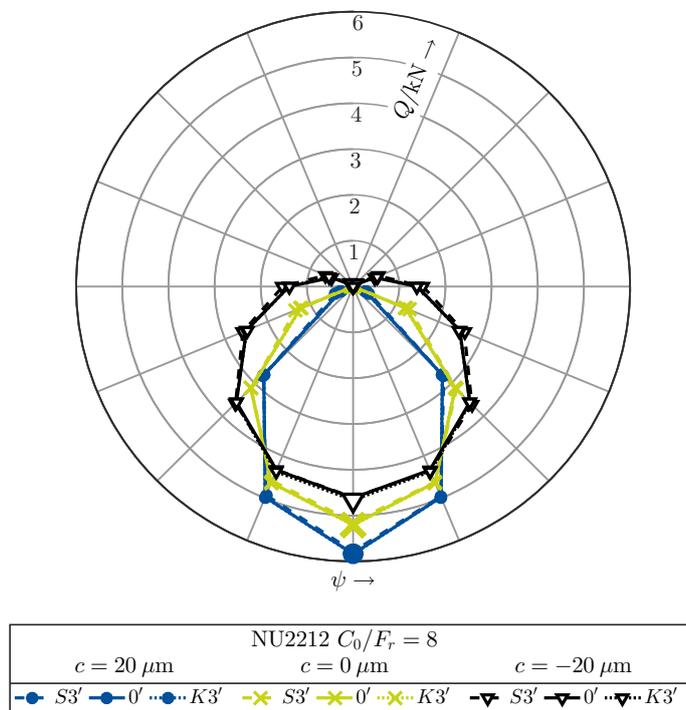


Abbildung 49: berechnete Wälzkörperkräfte ausgewählter Betriebsspiele bei zulässigen Schiefstellungsgrenzen nach Angabe der Lagerhersteller (K  $\hat{=}$  Kippen, S  $\hat{=}$  Schränken)

Der Einfluss des Betriebsspiels ist für alle Schiefstellungen in Form der bereits zuvor beschriebenen Umverteilung der äußeren Belastung in die Randbereiche der Lastzone bzw. auf eine größere Anzahl von Wälzkörpern sichtbar. In Folge sinkt die Kraft am höchstbelasteten Wälzkörper. Der Einfluss der Schiefstellung auf die Lastverteilung gleicher Betriebsspiele ist bei den betrachteten Parameterkombinationen nur gering ausgeprägt. Sichtbar ist die leichte Erhöhung der Belastung von Wälzkörpern am Lastzonenrand beim Schränken sowie eine leichte Erhöhung der zentralen Wälzkörperkraft des verkippten

Lagers mit negativem Betriebsspiel. Die maximale Kontaktpressung  $p_{\max}$  im Lager tritt am zentralen Wälzkörper auf.

Abbildung 50 stellt die Ergebnisse der Berechnung der Wälzkörperkräfte mit  $C_0/F_r = 8$  für Schiefstellungen bis  $10'$  dar. Der positive Effekt des Schränkens auf die zentrale Wälzkörperlast ist für den spielbehafteten und initial spielfreien Zustand stärker ausgeprägt als im Falle der geringeren Schiefstellungen. Die maximale Wälzkörperkraft wird durch das Schränken mit  $10'$  rechnerisch sogar auf Werte des ausgerichteten Lagers kleineren Betriebsspiels abgesenkt.

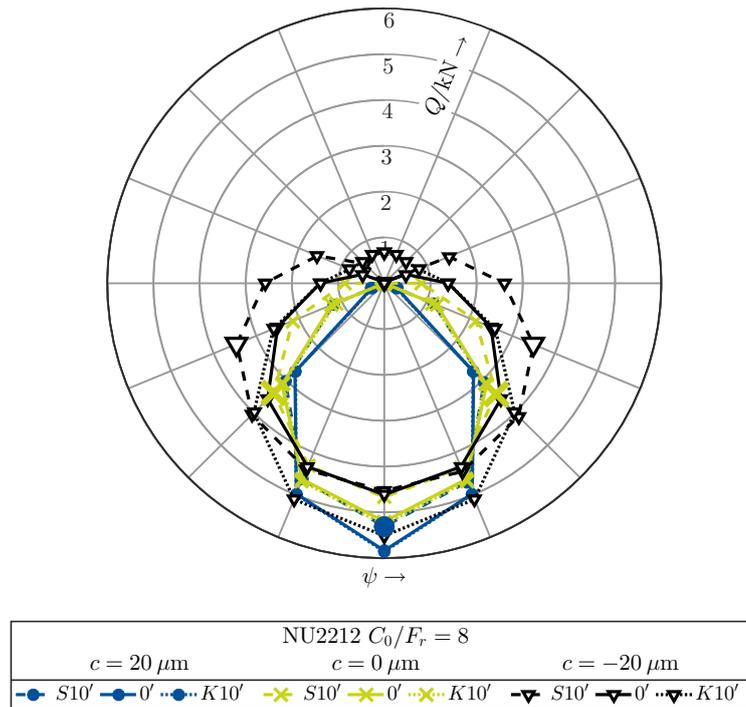


Abbildung 50: berechnete Wälzkörperkräfte ausgewählter Betriebsspielwerte und erweiterter Schiefstellungen ( $K \hat{=}$  Kippen,  $S \hat{=}$  Schränken)

Die Erhöhung der Belastung von Wälzkörpern am Lastzonenrand des mit  $10'$  geschränkten Lagers ist unter radialer Vorspannung ebenfalls stärker ausgeprägt als zuvor in Abbildung 49 gezeigt. Anzumerken ist dabei, dass zwar die Wälzkörper an den Seiten der Lastzone stärker belastet werden, der zentrale Wälzkörper aber nicht entlastet wird. Die Summe der inneren Belastungen auf das Lager steigt folglich durch das Schränken. Zusätzlich tritt die maximale Kontaktpressung  $p_{\max}$  des geschränkten und vorgespannten Lagers nicht mehr am zentralen Wälzkörper auf. Mit abnehmendem Betriebsspiel wandert der Ort der maximalen Kontaktpressung in Richtung der Wälzkörper, die  $90^\circ$  vom zentralen Wälzkörper entfernt liegen. Die maximale Kontaktpressung wirkt im Vergleich zum weniger schiefgestellten Lager infolge der symmetrischen Lastverteilung im Lager nun auf das doppelte beanspruchte Volumen. Dadurch verringert sich unter

Vorspannung die Lebensdauer des mit  $10'$  geschränkten Lagers deutlich gegenüber dem ausgerichteten und gering schiefgestellten Zustandes, obwohl die Kraft am zentralen Wälzkörper beim Schränken nicht ansteigt. Hierdurch verkleinern sich die plateauartigen Verläufe der Lebensdauer im Bereich des Schränkens, siehe Abbildung 45, im Gegensatz zu den Verläufen der Kontaktpressungen, vgl. Abbildung 46, rapide mit Abnahme des Betriebsspiels.

Im Falle des Kippens mit  $10'$  ist im vorgespannten Lager die Lastverteilungsänderung im Vergleich zu kleineren Schiefstellungen ebenfalls stärker ausgebildet. Die Wälzkörper gegenüber der Lasteinleitung sind unter Vorspannung und mit  $10'$  Verkipfung ebenfalls belastet, was eine Erhöhung der Kraft am zentralen Wälzkörper und in der übrigen ursprünglichen Lastzone zur Folge hat. Der Wert der maximalen Wälzkörperkraft des mit  $10'$  verkippten Lagers nimmt hingegen für das spielbehaftete und spielfreie Lager nahezu die gleichen Werte an, wie im Falle kleinerer Verkipfungen, vgl. Abbildung 49. Das Kippen hat folglich auch bei den größeren betrachteten Schiefstellungen für positive Betriebsspiele keinen Einfluss auf die Lastverteilung. Dennoch erhöht sich mit Vergrößerung des Kippwinkels die maximale Kontaktpressung deutlich, vgl. Abbildung 48, da durch die Verkipfung die Pressungsverteilung des zentralen Wälzkörpers entlang der Rollenachse trotz entsprechender Laufflächenprofilierung negativ beeinflusst wird. Die Verringerung der rechnerischen Lebensdauer  $L_{10r}$ , siehe Abbildung 45 resultiert für die betrachteten nicht-negativen Betriebsspiele somit maßgeblich nur aus der Änderung der Pressungsverteilung an den einzelnen, gekippten Wälzkörpern aber nicht aus einer Änderung der Lastaufteilung auf die Wälzkörper.

Abbildung 51 und Abbildung 52 zeigen die Verteilungen der Wälzkörperkräfte für die zuvor verwendeten Betriebsspiele und Schiefstellungen im Falle einer kleineren äußeren Radiallast ( $C_0/F_r = 18$ ). Durch die geringere Einfederung des Lagers befinden sich unter Vorspannung sowohl für alle verwendeten Schiefstellungen, als auch im ausgerichteten Zustand Wälzkörper über dem kompletten Lagerumfang in Anlage. Das Verkippen des Lagers mit  $3'$  hat dadurch einen stärkeren Einfluss auf die Lastverteilung. Die maximale Kontaktpressung  $p_{max}$  tritt im Falle des Schränkens mit  $3'$  weiterhin am zentralen Wälzkörper auf.

Beim Vorhandensein größerer Schiefstellungen ändert sich die Lastverteilung im Lager deutlich, siehe Abbildung 52. Selbst mit positivem Betriebsspiel befindet sich die maximale Kontaktpressung des geschränkten Zustands nicht mehr am zentralen Wälzkörper, obwohl dieser weiterhin am stärksten belastet ist. Im Falle des betrachteten negativen Betriebsspiels führt das Schränken sogar zu einer Ausbildung zweier Wälzkörperkraftmaxima. Die Belastung der Wälzkörper gegenüber der Lasteinleitung bei Verkipfung ist infolge der geringeren Einfederung der Radiallast  $C_0/F_r = 18$  ebenfalls stärker ausge-

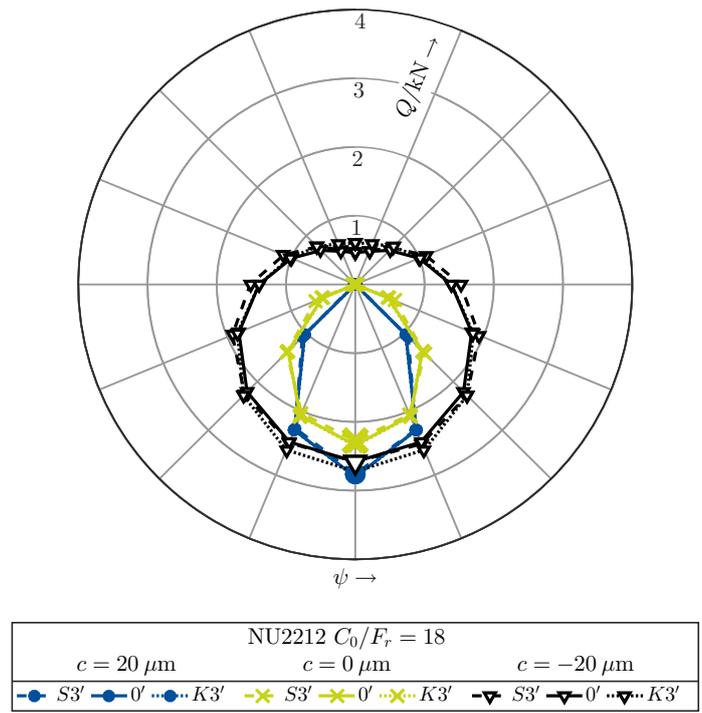


Abbildung 51: berechnete Wälzkörperkräfte ausgewählter Betriebs-  
spiele und Schiefstellungen (K≙Kippen, S≙Schränken)

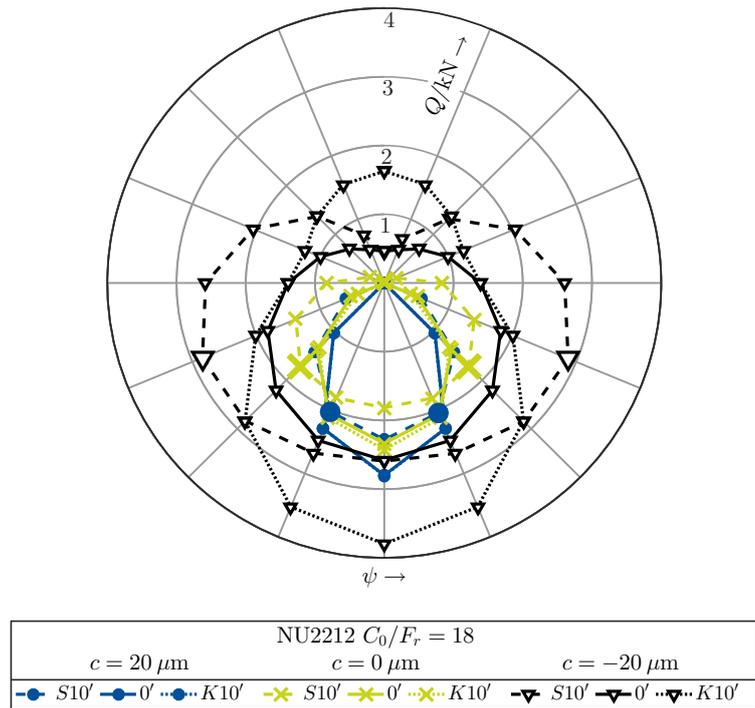


Abbildung 52: berechnete Wälzkörperkräfte ausgewählter Betriebs-  
spielwerte und erweiterter Schiefstellungen (K≙Kippen, S≙Schränken)

prägt. Die Wälzkörperkräfte in diesem Bereich übersteigen diejenigen der höheren Laststufe  $C_0/F_r = 8$  bei gleicher Verkippung und gleichem Betriebsspiel, vgl. Abbildung 50.

Die berechneten Lebensdauern  $L_{10r}$  bei  $C_0/F_r = 8$  sind in Abhängigkeit des Betriebsspiels für verschiedene Kipp- (K) und Schräkwinkel (S) in Abbildung 53 aufgetragen. In diesen Schnitten gleicher Schiefstellung des Flächendiagramms aus Abbildung 45 ist durch vertikale Linien sowohl der spielfreie Zustand, als auch das lebensdaueroptimierte Betriebsspiel des ausgerichteten Lagers markiert.

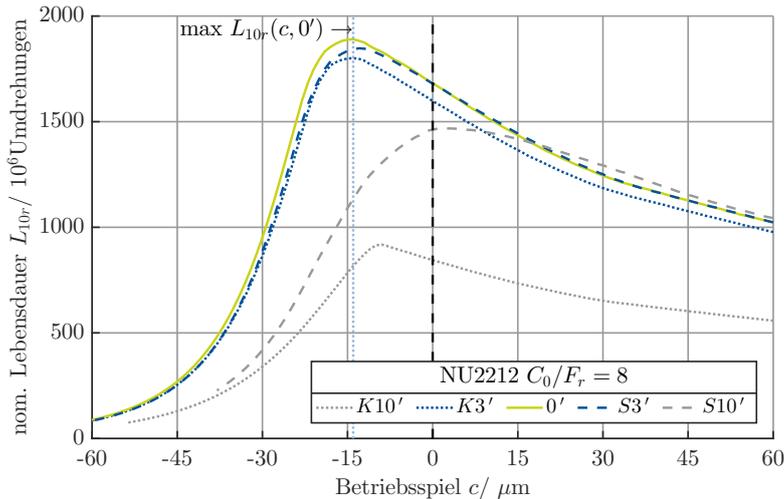


Abbildung 53: Lagerlebensdauer ausgewählter Schiefstellungen in Abhängigkeit des Betriebsspiels (K  $\hat{=}$  Kippen, S  $\hat{=}$  Schränken)

Das Betriebsspiel des lokalen Lebensdauermaximums verschiebt sich mit zunehmender Schiefstellung in Richtung positiver Lager Spiele. Im 3'-Bereich ist der Unterschied zwischen den Lebensdauern eines optimierten Betriebsspiels des ausgerichteten Lagers und des jeweiligen Betriebsspiels des Lebensdauermaximums eines schiefgestellten Lagers nur gering ausgeprägt. Eine lebensdaueroptimierte Auslegung des Lagerspiels ohne Berücksichtigung der Schiefstellung liefert folglich nur geringe Abweichungen in der Höhe der Lebensdauersteigerung durch Einsatz vorgespannter Zylinderrollenlager, wenn übliche Lagerschiefstellungen bis 3' vorliegen. Im Falle eines größeren Kippwinkels von 10' liegen die Lebensdauern im kompletten Betriebsspielbereich deutlich unterhalb derer des gering schiefgestellten Lagers, siehe Abbildung 53. Mit dem eingezeichneten optimierten Betriebsspiel des ausgerichteten Zustands werden für ein Kippen mit 10' weiterhin Lebensdauern erreicht, die günstiger sind als diejenigen positiver Montagespiele (z.B.  $-23 \mu\text{m}$  für ein montiertes CN-Lager, vgl. Ausführungen zu Abbildung 44). Ein Schränken von 10' liefert hingegen unter dem lebensdaueroptimierten Betriebsspiel eines ausgerichteten Lagers Lebensdauern, die sogar unterhalb derer positiver Montagespiele liegen.

Der Zusammenhang aus lebensdaueroptimiertem Lagerspiel und Schiefstellung ist in Abbildung 54 für verschiedene Belastungen aufgetragen. Bei Variation der Schiefstellung im  $3'$ -Bereich unterscheidet sich das Betriebsspiel des Lebensdauermaximums eines schiefgestellten Lagers kaum zum ausgerichteten Lager. KESSLER zeigte, dass je nach Lagerhersteller bzw. eingesetzter Laufflächenprofilierung für positive Betriebsspiele auch höhere Werte der Schiefstellung als  $3'$  ohne Lebensdauereinbußen toleriert werden können, [Kef07]. Im Bereich dieser erweiterten Schiefstellungen verschieben sich mit zunehmendem Winkel die Betriebsspiele maximaler Lebensdauer in Richtung positiver Lagerspielwerte. Für größere Schräkwinkel befindet sich das lebensdaueroptimierte Spiel sogar im Bereich großer positiver Betriebsspiele. Mit Ausnahme des Bereichs großer Schräkwinkel, in denen die berechneten Verläufe mit abnehmender Belastung eine unetige Charakteristik annehmen, gilt auch für schiefgestellte Lager, dass sich der Ort des Lebensdauermaximums mit abnehmender Belastung in Richtung positiver Werte verschiebt.

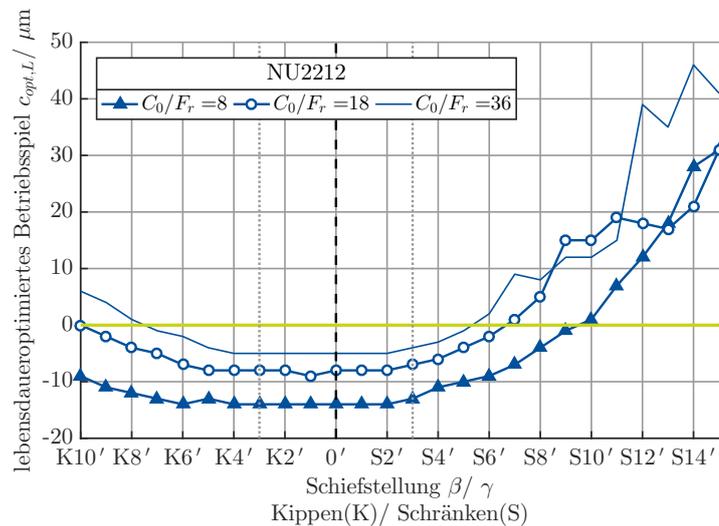


Abbildung 54: Betriebsspiele maximaler Lebensdauer in Abhängigkeit der Schiefstellung und der Belastung

#### 4.3 LEBENSDAUEROPTIMIERTES BETRIEBSSPIEL

Nach Untersuchung der rechnerischen Ermüdungslebensdauer  $L_{10r}$  und der maximalen Kontaktpressung  $p_{\max}$  bei Betriebsspielvariation und in Abhängigkeit von Belastung und Schiefstellung anhand eines einzelnen Lagers, wurde der Größeneinfluss vorgespannter Zylinderrollenlager auf die Lebensdauer  $L_{10r}$  und das lebensdaueroptimierte Betriebsspiel  $c_{opt,L}$  betrachtet. Da nur ein geringer Teil der relevanten Lager zur Bestimmung der Innengeometrie vorlagen, wurden Angaben aus den in LAGER2 enthaltenden Lagerkatalogen verwendet, bzw.

die Innengeometrie aus den Tragzahlen berechnet. Die Lager unterschiedlicher Größen wurden ausgerichtet betrachtet. Durch die Verwendung bezogener Eingangsgrößen und der Normierung von Ausgangsgrößen können die Berechnungsergebnisse unterschiedlicher Lager in gleicher Skalierung aufgetragen werden. Die radiale Belastung  $F_r$  wurde hierzu, wie bereits in Abschnitt 4.2 angewandt, auf die statische Tragzahl  $C_0$  bezogen. Die Änderung der berechneten Lagerlebensdauer bei Modifikation des Betriebsspiels  $c$  wurde in Form eines Lebensdauerfaktors  $LF$  ausgedrückt. Im Gegensatz zum Lebensdauerfaktor  $LF_{p_{rmax}}$  aus Gleichung 35, der die maximale Lebensdauer bei Betriebsspielvariation auf die Lebensdauer eines positiven Betriebsspiels bezieht, wird mit Hilfe von  $LF$  die Lebensdauer des aktuellen Betriebsspiels  $L_{10r}(c_i)$  auf die Lebensdauer des spiefreien Lagers normiert, vgl. [OZP12].

$$LF(c_i) = \frac{L_{10r}(c_i)}{L_{10r}(c = 0 \mu\text{m})} \quad (36)$$

Dieser berechnete Lebensdauerfaktor ist für drei verschiedene einreihige Zylinderrollenlager mit Käfig, sowie für ein zweireihiges, vollrolliges Lager gleichen Bohrungsdurchmessers in Abbildung 55 für eine Belastungsstufe über dem Betriebsspiel aufgetragen. Der Datenpunkt des jeweiligen Lebensdauermaximums ist hervorgehoben.

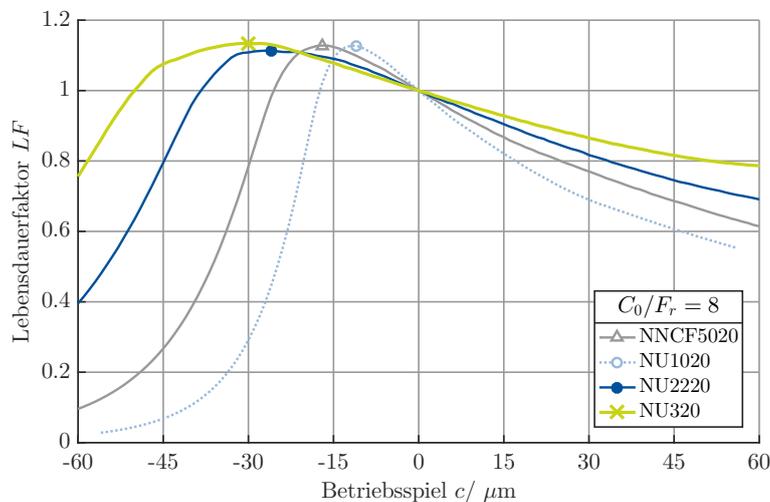


Abbildung 55: berechnete Lebensdauerfaktoren verschiedener Zylinderrollenlager mit Bohrungsdurchmesser 100 mm

Alle dargestellten Kurven zeigen die bereits am Lager NU2212 mit gemessener Innengeometrie ermittelten Verläufe der Lebensdauer mit einem deutlichen Maximum im Bereich negativer Betriebsspiele. Die Ausprägung der Verläufe von Pressung und Lebensdauer bei Änderung des Lagerspiels wird vom Wälzkörperdurchmesser  $D_{WK}$

beeinflusst, vgl. [OZP12]. Die einzelnen zur Berechnung der Lebensdauerfaktoren in Abbildung 55 verwendeten Lager besitzen die in Tabelle 1 angegebenen Wälzkörperdurchmesser.

Bezeichnung	NNCF5020	NU1020	NU2220	NU320
Durchmesser Wälzkörper $D_{WK}$	17.5 mm	12 mm	28 mm	40 mm

Tabelle 1: verwendete Wälzkörperdurchmesser der Zylinderrollenlager mit 100 mm Bohrungsdurchmesser

Mit zunehmendem Lagerquerschnitt der einreihigen Zylinderrollenlager verschiebt sich das Spiel der maximalen Lebensdauer weiter in negative Betriebsspielrichtung, vgl. Abbildung 11. Gleichzeitig wächst die Breite des Bereichs um das jeweilige Maximum an, in dem sich die berechnete Lebensdauer bei Veränderung des Lagerspiels nur geringfügig ändert. Der Verlauf des vollrolligen Lagers NNCF5020 gliedert sich entsprechend des Wälzkörperdurchmessers zwischen den Lagern NU1020 und NU2220 ein. Die Höhe der Lebensdauerergrößerung eines Lagers mit optimiertem Betriebsspiel gegenüber derjenigen eines initial spielfreien Lagers unterscheidet sich nur geringfügig zwischen den dargestellten Lagern unterschiedlicher Querschnitte. Die Differenz in den Lebensdauern bei konstantem positivem Betriebsspiel ist hingegen stärker ausgeprägt.

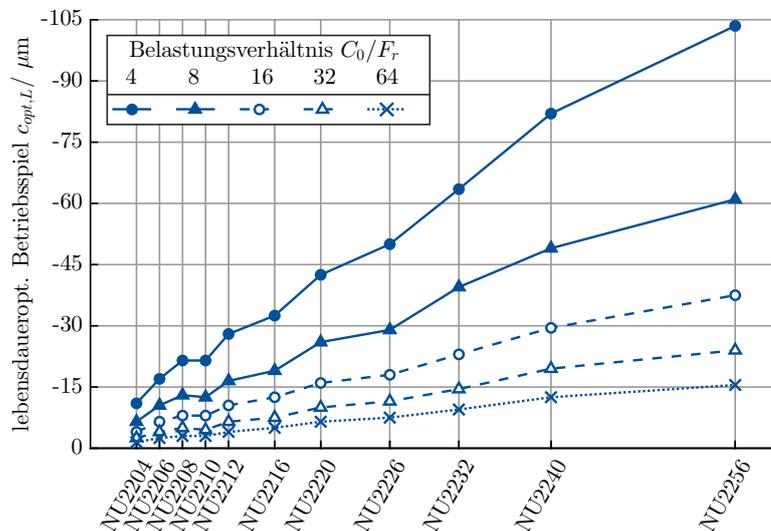


Abbildung 56: berechnete Betriebsspiele maximaler Ermüdungslebensdauer verschiedener Belastungen für Lager NU22

Der Einfluss der Lagergröße wurde ebenfalls mit Hilfe von Berechnungen an Zylinderrollenlagern gleichen Querschnitts, aber unterschiedlichen Bohrungsdurchmessers untersucht. Abbildung 56 stellt hierzu die berechneten Lagerspiele des Lebensdauermaximums ver-

schiedener Zylinderrollenlager der Bauform NU22 für unterschiedliche Belastungen über dem Bohrungsdurchmesser bzw. der Lagerbezeichnung dar. Die Werte sind für die einzelnen radiale Belastungen durch Verbindungslinien gruppiert.

Wie bereits in den Untersuchungen mit Lagern realer Innengeometrie gezeigt, verschiebt sich das Betriebsspiel maximaler Lebensdauer mit steigender äußerer Last in negative Richtung. Mit ansteigendem Bohrungsdurchmesser werden bedingt durch die wachsenden Wälzkörperdurchmesser ebenfalls größere Vorspannungen zum Erreichen der optimierten Lebensdauer benötigt. Die Abhängigkeit des Betriebsspiels maximaler Lebensdauer vom Wälzkörperdurchmesser ist in Abbildung 57 berücksichtigt. Statt des optimierten Spiels ist darin das dimensionslose Betriebsspiel  $c'_{opt,L}$  des Lebensdauermaximums aufgetragen, welches gemäß Gleichung 23 durch Division von Betriebsspiel  $c$  und Wälzkörperdurchmesser  $d_{WK}$  gebildet wird.

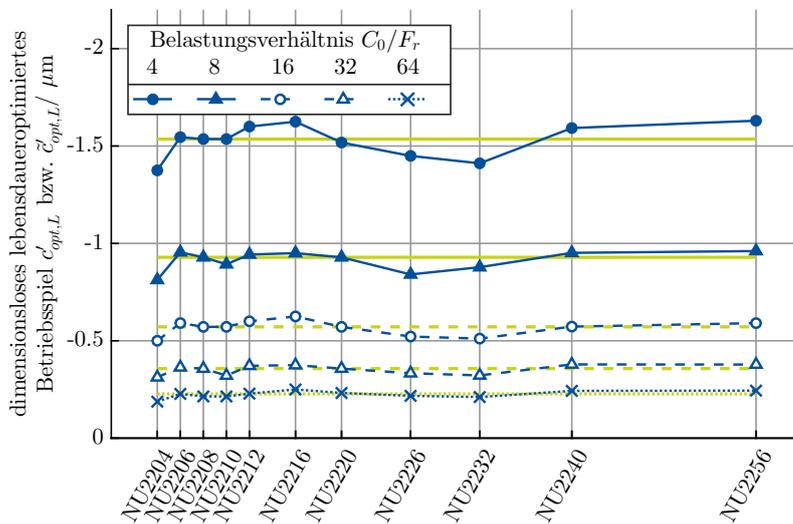


Abbildung 57: berechnetes dimensionsloses Betriebsspiel maximaler Lebensdauer verschiedener Lager NU22 und Belastungen

Das dimensionslose, hinsichtlich der Ermüdungslebensdauer optimierte Betriebsspiel  $c'_{opt,L}$  kann gemäß Abbildung 57 für gleiche Belastungen über dem Bohrungsdurchmesser bzw. Wälzkörperdurchmesser als konstant angesehen werden. Für die resultierenden Verläufe einer jeden Belastungsstufe wurde der Median gebildet und ebenfalls in Abbildung 57 aufgetragen. Der Zusammenhang zwischen den gemittelten dimensionslosen lebensdaueroptimierten Betriebsspielen  $\bar{c}'_{opt,L}$  und dem Belastungsverhältnis  $C_0/F_r$  wurde anhand Abbildung 57 durch eine Potenzfunktion  $y = ax^b$  angenähert. Nach Rücksubstitution des dimensionslosen Spiels  $c'_{opt,L}$  durch das absolute Spiel  $c_{opt,L}$  er-

gibt sich gemäß Gleichung 37 das genährte lebensdaueroptimierte Betriebsspiel  $c_{opt,L}^*$  für steife Lagerumgebungen.

$$c_{opt,L}^* = -4,08 \cdot d_{WK} \cdot \left( \frac{F_r}{C_0} \right)^{\sqrt{2}/2} \quad (37)$$

Die Ergebnisse der Näherung sind in Abbildung 58 den mit Hilfe von LAGER2 ermittelten Betriebsspielen maximaler Lebensdauer (vgl. Abbildung 56) gegenübergestellt. Die Näherung bildet die Verläufe des optimierten Betriebsspiels dicht ab.

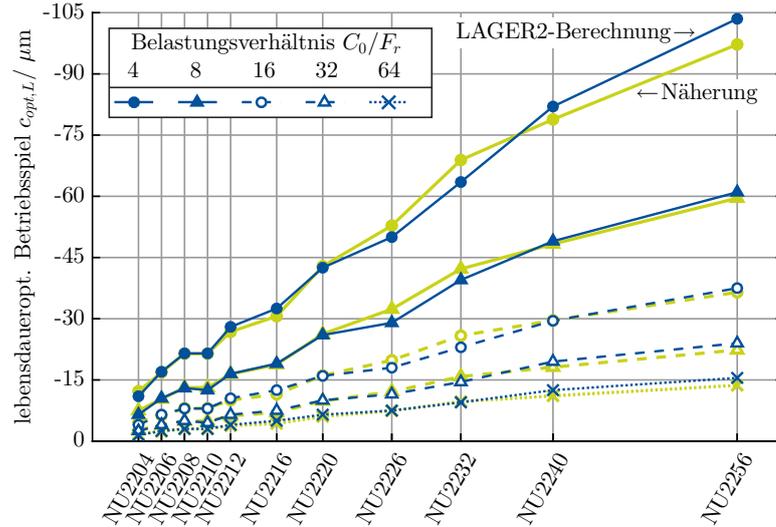


Abbildung 58: Gegenüberstellung berechneter und genährter Betriebsspiele maximaler Lebensdauer verschiedener Lager NU22 bei unterschiedlichen Belastungen

Zur Beurteilung der Ergebnisgüte der Näherungsfunktion ist in Abbildung 59 die prozentuale Abweichung  $f_{L_{10r}}$  der Lebensdauer bei näherungsweise berechneten, optimierten Betriebsspielen  $c_{opt,L}^*$  bezogen auf die mit LAGER2 berechneten maximalen Lebensdauern bei  $c_{opt,L}$  dargestellt. Die Abweichung berechnet sich zu:

$$f_{L_{10r}} = \frac{L_{10r}(c_{opt,L}^*) - L_{10r}(c_{opt,L})}{L_{10r}(c_{opt,L})} \cdot 100\% \quad (38)$$

Der Fehler der nach Gleichung 37 näherungsweise berechneten optimierten Betriebsspiele  $f_{L_{10r}}$  der Lager NU22 liegt bezogen auf die Ermüdungslebensdauer bei unter 0,5%. Abbildung 59 zeigt mit Hilfe der sekundären y-Achse außerdem den maximalen Lebensdauerfaktor  $LF_{max}$  bei optimierter Vorspannung gegenüber spielfreien Lagern, vgl. Abbildung 55 und Gleichung 36, der einzelnen Lagergrößen und Belastungen. Bei Verwendung geeigneter radialer Vorspannungen wird die Lebensdauer gegenüber spielfreien Lagern folglich um über 10% erhöht. Im Gegensatz zu Abbildung 44 ist der maximale

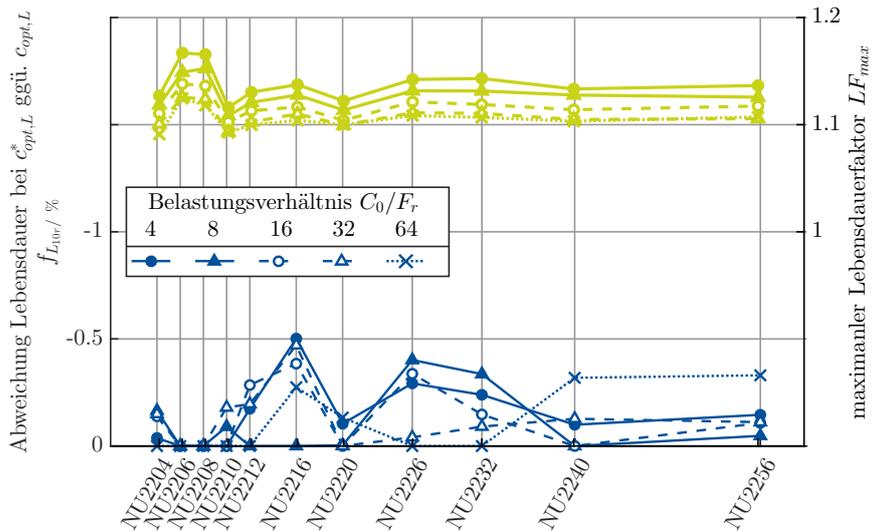


Abbildung 59: Lebensdauerfaktor und Abweichung der Lebensdauer NU22 bei genähertem, optimierten Betriebsspiel

Lebensdauerfaktor  $LF_{max}$  auf die Lebensdauer des initial spielfreien Lagers bezogen. Die Abhängigkeit des Lebensdauerfaktors von der Belastung ist in Abbildung 59 dadurch weniger stark ausgeprägt. Außerdem ergeben sich für höhere Lasten größere Lebensdauerfaktoren als für geringere äußere Kräfte.

Die Lebensdauerfaktoren und Fehler der Näherung wurden ebenfalls für die Lagerquerschnitte bzw. Lagerbauarten NU<sub>10</sub>, NU<sub>23</sub>, NU<sub>30</sub> und NNCF<sub>50</sub> berechnet. Die prozentuale Abweichung  $f_{L_{10r}}$  der Lebensdauer bei näherungsweise berechneten optimierten Betriebsspielen  $c_{opt,L}^*$  bezogen auf die mit LAGER2 berechneten maximalen Lebensdauern bei  $c_{opt,L}$  liegt dabei unter 1,8%. Die zugehörigen Auswertungen sind in Abbildung 117 bis 120 des Anhangs gezeigt.

Den mit Hilfe von LAGER2 berechneten Betriebsspielen maximaler Lebensdauer wurden zusätzlich die Werte des Ansatzes von OSWALD et. al., siehe Kapitel 2 und [OZP12], gegenübergestellt. Abbildung 60 zeigt für die bereits in Abbildung 59 verwendeten Belastungen und Lager die prozentuale Abweichung der Lebensdauern, die sich für die optimierten Betriebsspiele aus [OZP12] ergeben. Die zugehörigen Betriebsspielwerte sind in Abbildung 135 des Anhangs dargestellt. Mit Ausnahme der Laststufe  $C_0/F_r = 8$  ergeben sich deutlich höhere Fehler im Vergleich zum Ansatz nach Gleichung 37. Die Kontaktpressung  $p_{max}$ , die sich im initial spielfreien Lager bei  $C_0/F_r = 8$  am höchstbelasteten Kontakt ausbildet, liegt von allen in Abbildung 60 untersuchten Lasten am nächsten an der Pressung, auf welche die Datensätze in [OZP12] referenziert wurden.

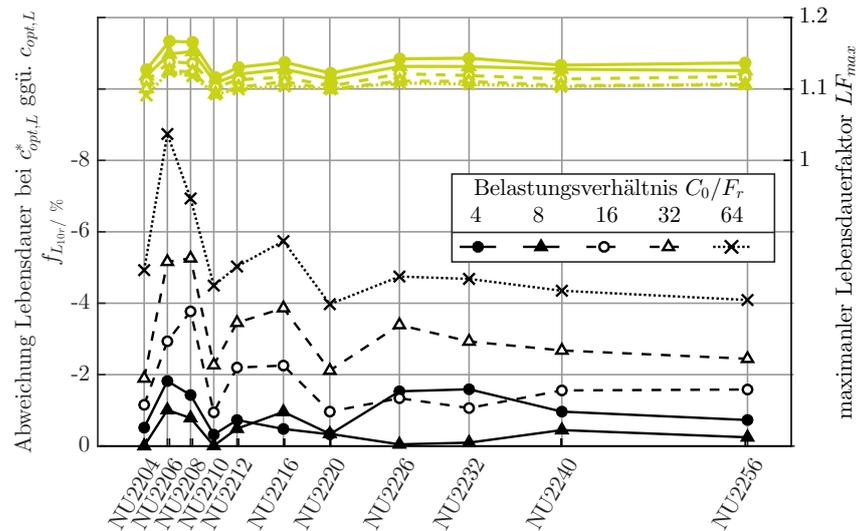


Abbildung 60: Lebenddauerfaktor und Fehler auf Lebensdauer NU22 durch genähertes optimiertes Betriebssystem nach [OZP12]

#### 4.4 REIBMOMENT

##### 4.4.1 Grundlagen der Reibmomentberechnung

Wie bereits in Abschnitt 2.3.3 ausgeführt, setzt sich das Reibmoment eines Wälzlagers aus verschiedenen Reibmomentanteilen unterschiedlicher physikalischer Wirkmechanismen zusammen, siehe auch Gleichung 32. Die enthaltenen Anteile aus irreversibler Verformungsarbeit  $M_{\text{verf}}$  und hydrodynamischer Rollreibung  $M_{\text{roll}}$  der einzelnen Wälzkontakte sind lastabhängig. Sie werden sowohl von äußeren Kräften auf das Lager, als auch von der inneren Lastverteilung und damit der Wirkung radialer Vorspannungen beeinflusst. Die Auswirkung einer Betriebssystemvariation auf die beiden genannten Reibmomentanteile von Zylinderrollenlagern soll deshalb untersucht werden. Der axiallastabhängige Reibmomentanteil der Bordreibung  $M_{\text{bord}}$  bleibt dabei ebenso unberücksichtigt, wie der Einfluss von Schiefstellungen.

Die Lagerreibung aus irreversibler Verformungsarbeit  $M_{\text{verf}}$  tritt infolge der inneren Dämpfung des Werkstoffs beim Überrollvorgang der Wälzkörper auf. Die Arbeit, die zur elastischen Verformung der Kontaktpartner aufgebracht werden muss, wird infolge der Werkstoffdämpfung bei Entlastung des beanspruchten Volumens nicht vollständig wieder in kinetische Energie umgesetzt. Nach JOHNSON be-

rechnet sich das Reibmoment aus irreversibler Verformungsarbeit eines einzelnen Linienkontaktes  $M_{\text{verf},i}$  zu:

$$M_{\text{verf},i} = \frac{2}{3\pi} \cdot \alpha \cdot b_i \cdot Q_i, \quad [\text{GMT61}, \text{Joh03}]. \quad (39)$$

mit  $\alpha$  – Dämpfungskonstante

$b_i$  – Kontaktbreite

$Q_i$  – Kontaktkraft

Der Dämpfungsfaktor  $\alpha$  nimmt für Kontaktpartner aus gehärtetem Stahl, die elastisch verformt werden, Werte kleiner 1% an, [Tab55, Wan15]. Der Reibmomentanteil aus irreversibler Verformungsarbeit  $M_{\text{verf},i}$  eines Kontaktes kann analog zu den Verfahren zur Berechnung der Pressungsverteilung, siehe Abschnitt 2.3 und Abschnitt 4.2, als Summe von  $N$  orts aufgelösten Werten der  $N$  Abschnitte entlang des unterteilten Linienkontakts berechnet werden.

Die Werte des Reibmoments aus irreversibler Verformungsarbeit  $M_{\text{verf},i}$  der einzelnen Kontakte zwischen Wälzkörpern und Laufflächen können zum entsprechenden Reibmoment des gesamten Lagers  $M_{\text{verf,ges}}$  aufsummiert werden. Mit Hilfe des Verhältnisses der Winkelgeschwindigkeiten von Wälzkörper und Innenring  $|\omega_{\text{WK}}/\omega_{\text{IR}}|$  werden die an den Wälzkörpern berechneten Reibmomente dabei auf das gesamte Lager bezogen, [Ste95].

$$M_{\text{verf,ges}} = \sum_{i=1}^Z \left| \frac{\omega_{\text{WK}}}{\omega_{\text{IR}}} \right| \cdot (M_{\text{verf,IR}} + M_{\text{verf,AR}})_i \quad (40)$$

mit  $\omega_{\text{IR}}$  – Winkelgeschwindigkeit Innenring

$\omega_{\text{WK}}$  – Winkelgeschwindigkeit Wälzkörper

Im Gegensatz zur Verteilung der statisch bestimmbar Kontakt-  
 pression ist die Druckverteilung des EHD-Kontakts entlang der Kontakt-  
 breite asymmetrisch. Dadurch verschiebt sich der resultierende  
 Kraftangriff auf den Wälzkörper aus dessen Mitte um den Weg  $\iota$ , sie-  
 he Abbildung 61. Aus dieser Verschiebung der resultierenden Trag-  
 kraft gegenüber der Rotationsachse des Wälzkörpers resultiert das  
 hydrodynamische Rollreibungsmoment  $M_{\text{roll},i}$ , welches der Wälzkörper-  
 rotation entgegenwirkt.

$$M_{\text{roll},i} = Q_i \cdot \iota \quad (41)$$

Alternativ zur rechenzeitaufwändigen Lösung der REYNOLDSchen  
 Differentialgleichungen nebst Berechnung der benötigten Größen Ver-  
 formung und Schmierfilmdicke zur Bestimmung der EHD-Druckver-  
 teilung und damit der Verschiebung des Kraftangriffs  $\iota$  wurde von  
 ZHOU und HOEPPRICH aufbauend auf dem Ansatz nach [GH78] eine  
 Näherungsgleichung der hydrodynamischen Rollreibungskraft des

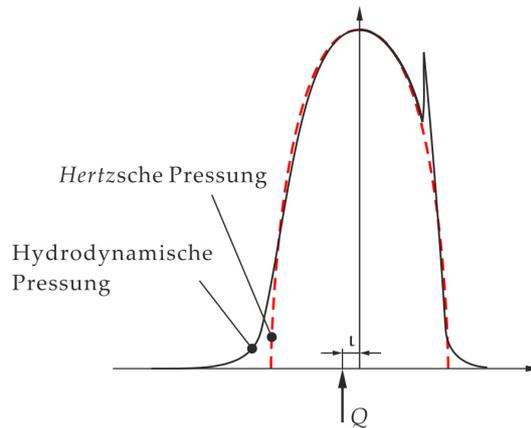


Abbildung 61: schematische Darstellung der Verteilung des hydrodynamischen Drucks in einem EHD-Kontakt [Wan15]

isothermen EHD-Linienkontakts  $F_{\text{roll,iso},i}$  vorgeschlagen, [ZH91]. Abgeleitet für ein Zylinderrollenlager lautet die Gleichung:

$$F_{\text{roll,iso},i} = 29,2 \cdot \frac{D_{\text{WK}}}{2\alpha_p} \cdot (G \cdot U)^{0,648} \cdot W^{0,246} \quad (42)$$

mit  $\alpha_p$  – Druck-Viskositäts-Koeffizient des Schmierstoffs

$G$  – dimensionsloser Werkstoffparameter

$U$  – dimensionsloser Geschwindigkeitsparameter

$W$  – dimensionsloser Lastparameter

Der enthaltene dimensionslose Lastparameter  $W$  enthält die Kontaktkraft  $Q$  in der Form

$$W = \frac{2Q}{L \cdot E' \cdot D_{\text{WK}}} \quad (43)$$

mit  $L$  – Kontaktlänge

$E'$  – äquivalenter E-Modul

Zur Berechnung der Parameter  $G$  und  $W$  aus Gleichung 43 sei auf [ZH91] bzw. [HK07] verwiesen.

Die hydrodynamische Rollreibungskraft des isothermen EHD-Linienkontakts  $F_{\text{roll,iso},i}$  kann ebenfalls orts aufgelöst entlang der in  $N$  Abschnitte unterteilten Kontaktlänge berechnet werden und zur gesamten Reibungskraft eines Kontaktes von Wälzkörper und Laufbahn über alle  $N$  Bereiche aufsummiert werden.

Entlang der Kontaktbreite ist die Schmierstofftemperatur nicht konstant. Infolge der Aufwärmung durch Scherung und Kompression des Schmierstoffs im Einlaufbereich sind die realen Schmierfilmdicken dort geringer als nach isothermer Annahme. Dieser Umstand kann durch einen thermischen Korrekturfaktor  $C_{\text{th}}$  sowohl in Bezug auf die Schmierfilmhöhe, als auch auf die hydrodynamische Rollrei-

bungskraft berücksichtigt werden, [ZH91]. Es ergibt sich  $F_{\text{roll,th},i}$  als thermisch korrigierte hydrodynamische Rollreibungskraft zu

$$F_{\text{roll,th},i} = C_{\text{th}} \cdot F_{\text{roll,iso},i} \quad (44)$$

Aus den Rollreibungskräften  $F_{\text{roll,th},i}$  der einzelnen Kontakte können durch Multiplikation mit dem zugehörigen Laufflächenradius die hydrodynamischen Rollreibungsmomente der verschiedenen Kontaktstellen berechnet werden. Diese können wiederum zum Rollreibungsmoment des gesamten Lagers  $M_{\text{roll,th,ges}}$  aufsummiert werden. Der Zusammenhang nach [ZH91] ergibt somit für Zylinderrollenlager

$$M_{\text{roll,th,ges}} = \sum_{i=1}^Z \left( F_{\text{roll,th,AR},i} \cdot \frac{d_{\text{AR}}}{2} + F_{\text{roll,th,IR},i} \cdot \frac{D_{\text{IR}}}{2} \right) \quad (45)$$

#### 4.4.2 Betriebsspieleinfluss

Die Berechnung der genannten radiallylastabhängigen Reibmomentanteile von Zylinderrollenlagern ist mit den vorgestellten lokalen Methoden in LAGER2 implementiert, [Wan14]. Mit Hilfe der zuvor beschriebenen Programmautomatisierung konnte somit ebenfalls der Einfluss einer fein aufgelösten Betriebsspielvariation auf das Lagerreibmoment untersucht werden.

Abbildung 62 zeigt die berechneten Reibmomentanteile  $M_{\text{verf}}$  und  $M_{\text{roll}}$  sowie deren Summe eines ölgeschmierten Lagers NU206 unter Vollschmierungsbedingungen für eine einzelne Radiallast- und Drehzahlstufe bei Variation des Lagerspiels  $c$ . Der spielfreie Zustand sowie das Betriebsspiel maximaler Lebensdauer sind durch vertikale Linien hervorgehoben. Für alle Datenpunkte wurde eine konstante Schmierstofftemperatur angenommen.

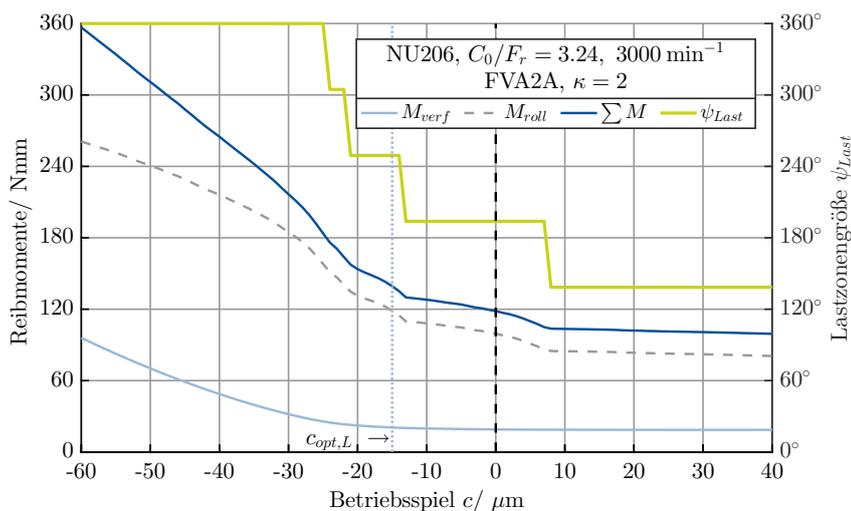


Abbildung 62: berechnetes Reibmoment und ermittelte Lastzonengröße in Abhängigkeit des Betriebsspiels

Der Reibmomentanteil aus irreversibler Verformungsarbeit  $M_{\text{verf}}$  der Wälzlagerbauteile bleibt im Bereich der Betriebsspiele, die für diese Laststufe zur Erhöhung der Ermüdungslebensdauer sinnvoll sind, nahezu konstant. Erst im Bereich größerer radialer Vorspannungen steigt dieser Reibmomentanteil an, wenn die einzelnen Wälzkörper in hohem Maße zusätzlich zur äußeren Last durch die Vorspannung des Lagers belastet werden.

Das Reibmoment aus hydrodynamischer Rollreibung  $M_{\text{roll}}$  steigt ebenfalls mit abnehmendem Betriebsspiel an, wobei der Kurvenverlauf unstetig ist. Mit Hilfe der sekundären  $y$ -Achse ist in Abbildung 62 zusätzlich die statische Lastzonengröße  $\psi_{\text{Last}}$  über dem Betriebsspiel aufgetragen. Es ist ersichtlich, dass der Anstieg des hydrodynamischen Rollreibungsmoments größer wird, wenn neue Wälzkörper infolge der geänderten Lastverteilung in Anlage geraten. Im Bereich großer radialer Vorspannungen flacht der Verlauf des hydrodynamischen Reibmomentanteils ab.

Die Summe der beiden betrachteten radiallastabhängigen Reibmomentanteile nimmt für jede der berechneten Drehzahlen deutlich zu, sobald die Vorspannung über den lebensdaueroptimierten Wert erhöht wird. Für die betrachteten Betriebsbedingungen besitzt das optimiert vorgespannte Zylinderrollenlager ein ca. 25% höheres Reibmoment als ein Lager mit positivem Betriebsspiel. Im realen Einsatz erhöht sich infolge der größeren Reibleistung ebenfalls die Lager- bzw. Schmierstofftemperatur, so dass durch die resultierende abgesenkte Schmierstoffviskosität die Reibmomentzunahme unter optimiertem Betriebsspiel weniger stark ausgeprägt ist.

Abbildung 63 zeigt für das ebenfalls in Abschnitt 4.2 verwendete einreihige Lager NU2212 die Summe der berechneten Lagerreibungsmomente der irreversiblen Verformungsarbeit und der hydrodynamischen Rollreibung über einer Betriebsspielvariation für verschiedene radiale Belastungen. Die Ebene des initial spielfreien Lagers ist durch eine gestrichelte Linie gekennzeichnet. Die zuvor z.B. in Abbildung 42 näher betrachteten Belastungen  $C_0/F_r = 8, 18$  und  $36$  sind ebenfalls hervorgehoben, wobei das jeweilige Betriebsspiel maximaler Lebensdauer  $c_{\text{opt,L}}$  durch einen Datenpunkt markiert ist.

Während im Bereich positiver Betriebsspiele ein deutlicher Einfluss der äußeren Belastung auf das Reibmoment bei gleichem Betriebsspiel erkennbar ist, wird für große Vorspannungen das Lagerreibungsmoment nahezu ausschließlich von der Höhe des Betriebsspiels bestimmt. Eine Ausnahme bilden die Datenpunkte hoher Belastungen, deren Reibmomentwerte für große Vorspannungen sogar etwas kleiner sind als diejenigen der geringeren Lasten gleichen Spiels. Ursächlich ist die kleinere Lastzonengröße infolge der größeren Lagerfederung bei hohen Lasten und Vorspannungen. Insbesondere für geringe Belastungen ist ein deutlicher Anstieg des Reibmoments bei Verringerung des Betriebsspiels erkennbar. Das Betriebsspiel, bei dem dieser

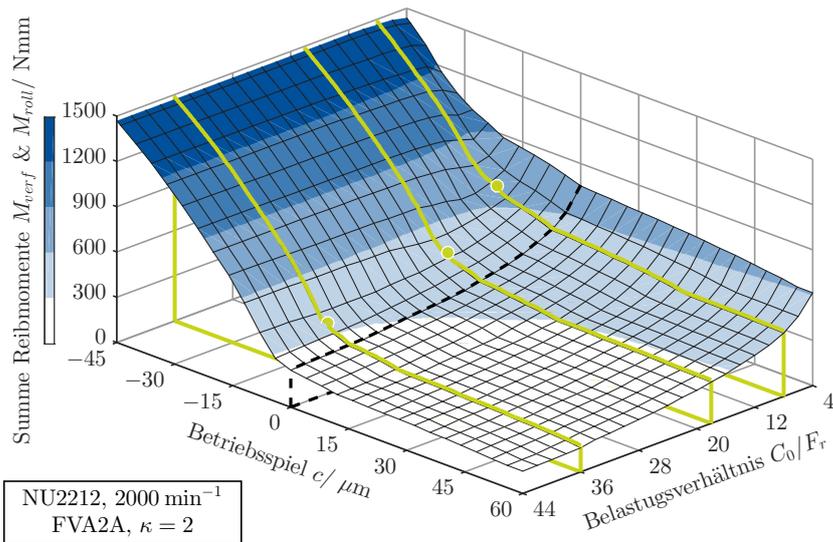


Abbildung 63: berechnetes Lagerreibmoment verschiedener Belastungen in Abhängigkeit des Betriebsspiels

Anstieg signifikant wird, verschiebt sich resultierend aus der Lastverteilungsänderung analog zum pressungs- und lebensdaueroptimierten Betriebsspiel, vgl. Abschnitt 4.2, mit steigender Belastung in Richtung negativer Betriebsspielwerte.



### 5.1 VERSUCHSEINRICHTUNGEN

Radial vorgespannte Zylinderrollenlager wurden in mehreren Versuchsaufbauten zur Untersuchung verschiedener Fragestellungen betrieben. Die verwendeten Prüfstände unterscheiden sich in ihrem mechanischen Aufbau, der eingesetzten Messtechnik und hinsichtlich der verwendbaren Lagergröße. Bedingt durch die verschiedenartigen Ausführungen der Aufbauten sind die thermischen Wechselwirkungen des jeweiligen Lagers mit der Umgebung ebenfalls verschieden ausgebildet. Aus diesem Umstand können abweichende Betriebsverhalten der einzelnen radial vorgespannt eingesetzten Versuchslager resultieren, was in Hinblick auf den praktischen Einsatz radial vorgespannter Zylinderrollenlager von Interesse sein kann.

Die Strukturen der Prüfstände, welche die Versuchslager aufnehmen, beeinflussen das Montagespiel durch die Einengung bzw. Aufweitung der Lagerringe, siehe Abschnitt 2.2. Die Außenringaufnahmen wurden unter Berücksichtigung von FEM-Simulationen der Verformung der montierten Lagerteile deshalb so gestaltet, dass das jeweilige Versuchslager durch die Passungen gleichmäßig über den Lagerumfang sowie in axialer Richtung eingeengt wird.

Im Folgenden werde die eingesetzten Versuchseinrichtungen erläutert, bevor die durchgeführten experimentellen Untersuchungen ausgewertet und deren Ergebnisse diskutiert werden.

#### 5.1.1 Einzellagerprüfstand (ELP)

Der Einzellagerprüfstand erlaubt die Durchführung von Funktionsuntersuchungen an einem einzelnen radial belasteten Versuchslager. Der Grundaufbau wurde von KESSLER zur Untersuchung des Axialschubverhaltens definiert schiefgestellter Zylinderrollenlager entworfen und erfolgreich eingesetzt, [Keß10, Keß07]. Der Prüfstand wurde für die Arbeiten von VON HOLLEN dergestalt modifiziert, dass zusätzlich zu einer statischen Belastung auch dynamische Lastverläufe auf das Versuchslager mit Hilfe eines Piezoaktors aufgeben werden können, siehe z. B. [Bö10a, Bö10b]. Dieser Aufbau fand Anwendung zur Untersuchung des Schlupfverhaltens von Zylinderrollenlagern unter dynamischer Belastung mit wechselnder Lastrichtung, [Hol13]. Eine Stirnseite des Versuchslagers ist am Einzellagerprüfstand optisch frei zugänglich und ermöglicht z.B. die Aufnahme der Kinematik

der Wälzlagerbauteile oder der Schmierstoffverteilung mit Hilfe einer Hochgeschwindigkeitskamera, siehe auch [Mir11, MNG11].

Eine Schnittansicht des modifizierten Versuchsaufbaus, welcher zur Untersuchung des Betriebsverhaltens radial vorgespannter Zylinderrollenlager entworfen und gefertigt wurde, ist beispielhaft in Abbildung 64 anhand der Versuchsanordnung des Lagers NU2212 dargestellt. Im Vergleich zu früheren Aufbauten wurden zur Untersuchung radial vorgespannter Zylinderrollenlager neu gestaltete Versuchslageraufnahmen entworfen und Änderungen an der Beölung und Messtechnik, siehe u. a. [Bri15], vorgenommen.

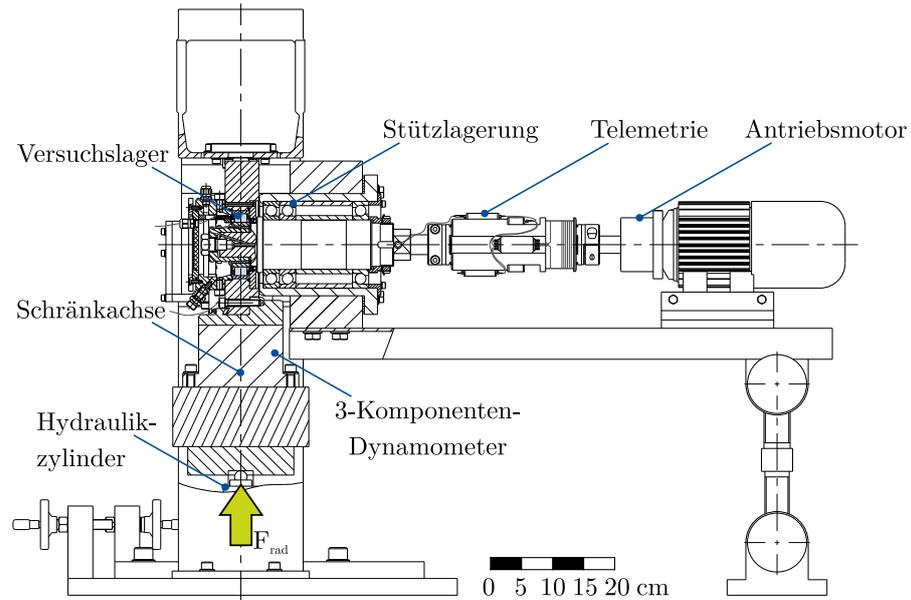


Abbildung 64: Schnittansicht Einzellagerprüfstand

Der Innenring des Prüflagers ist auf einer Welle befestigt, die in Tandem-O-Anordnung gelagert ist und durch einen Gleichstrommotor angetrieben wird. Diese Antriebsanordnung samt Innenring kann mit Hilfe eines Differenzgewindes um eine Kippachse, welche durch den Lagermittelpunkt verläuft, siehe Abbildung 65, gegenüber dem Lageraußenring verkippt werden. Der Lageraußenring ist mittels einer austauschbaren Lageraufnahme an ein 3-Komponenten-Dynamometer angebunden, mit dessen Hilfe die Lagerreaktionskräfte in den drei Raumrichtungen sowie die zugehörigen Momente erfasst werden können. Das 3-Komponenten-Dynamometer wird wiederum von einem linear gelagerten Joch getragen und befindet sich im Kraftfluss der statischen Lasteinleitung durch einen Hydraulikzylinder. Die Anordnung zur Lasteinleitung, Kraftmessung und Aufnahme des Prüflageraußenrings kann um eine Schräkchse, die ebenfalls durch die Prüflagermitte verläuft, verdreht werden, sodass Lagerinnenring und Außenring gegeneinander verschränkt werden.

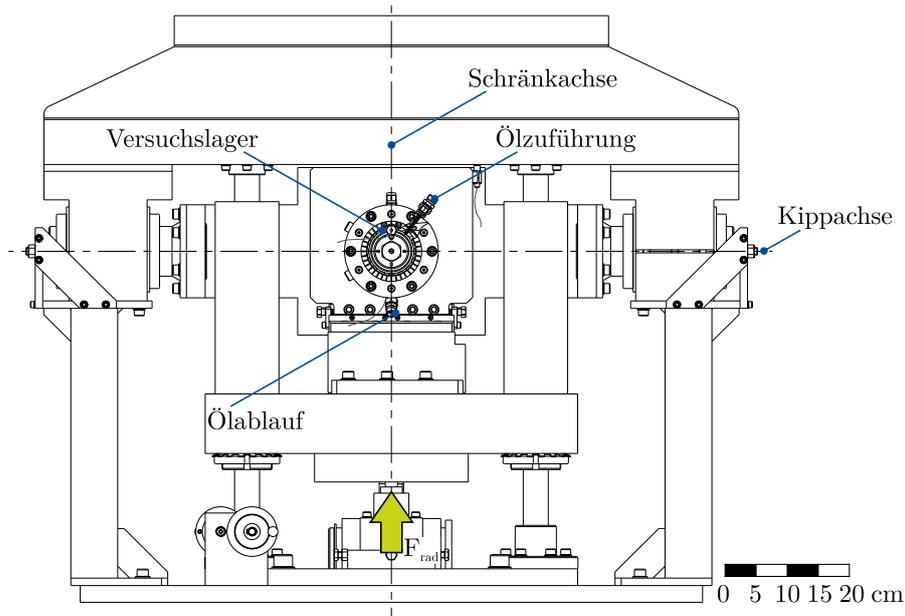


Abbildung 65: Frontansicht Einzellagerprüfstand

Die jeweilige Außenringaufnahme engt den Lageraußenring zur Verkleinerung des Montagespiels ein. Der Innenring des Versuchslagers ist über konische Hülsen mit der Welle verbunden, siehe Abbildung 66. Durch deren axiale Verschiebung gegeneinander kann der Innenring aufgespannt werden, wodurch eine gezielte Einstellung des Montagespiels ermöglicht ist.

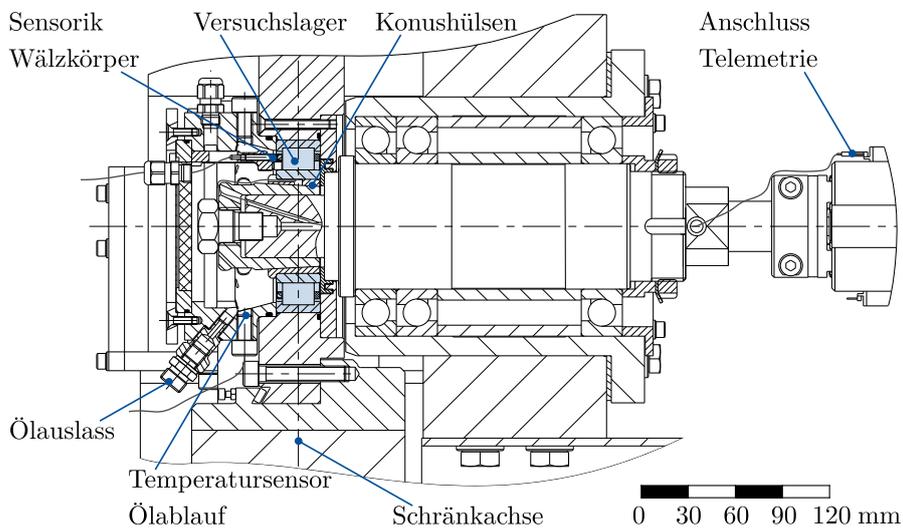


Abbildung 66: Detailansicht Lageraufnahme

Die Außenringaufnahmen wurden an der Lagerpassfläche mit mehreren Pt100-Temperatursensoren ausgerüstet, so dass die Ringtemperatur an jeder Lagerreihe in der Lastzone sowie gegenüberliegend gemessen werden kann. Die Ermittlung der Innenringtemperatur wur-

de ebenfalls für jede Lagerreihe vorgesehen. Zur Übertragung der Signale der an der Innenringpassfläche kontaktierenden Ni-Cr-Ni-Thermoelemente wurde eine Telemetrie aufgebaut und in den Antriebsstrang und die Datenerfassung des Prüfstands integriert.

Im Gegensatz zu früheren Einsätzen des Prüfstandes, siehe z. B. [Kef<sub>07</sub>, MNG<sub>11</sub>, HFW<sub>13</sub>], wurde eine Ölumlaufschmierung ergänzt, um eine Versorgung des Lagers mit geringen Schmierstoffmengen zu ermöglichen. Der Schmierstoff (FVA2A) wird mit Hilfe eines Beölungsröhrchens stirnseitig eingespritzt (einreihige Lager) bzw. über Zuführbohrungen in die Außenringlauffläche eingebracht (zweireihige Lager). Der Ölrücklauf erfolgt drucklos, wobei kein Ölstand vor dem Lager verbleibt. Die Prüfwelle ist dynamisch durch Labyrinthdichtungen gedichtet. Im Bereich zwischen Versuchslager und Ölaufgang wurde ein weiterer Pt100-Sensor integriert, der vom Öl Ablauf überströmt wird und vom Prüfkopf thermisch entkoppelt ist. Die Temperatur des zugeführten Schmierstoffs kann im Ölkreislauf direkt vor der Einschraubverschraubung der Ölzuführung bzw. Prüflageraufnahme gemessen werden. Die Temperaturänderung beim Durchströmen des Beölungsröhrchens bzw. Prüfkopfs bis zum Auftreffen auf die Lagerbauteile kann nicht quantifiziert werden. Abbildung 67 zeigt eine Gesamtansicht des Prüfstandes mit Ölversorgung.

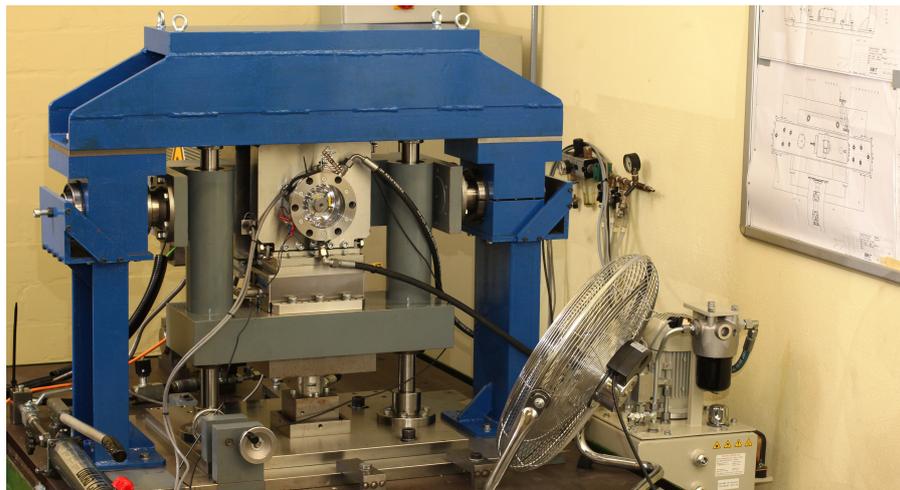


Abbildung 67: Foto Gesamtansicht Prüfstand

### 5.1.2 Großwälzlagerverprüfstand (GWLP)

Zur Untersuchung des Funktionsverhaltens radial vorgespannter Zylinderrollenlager größerer Dimensionen wurde der in Abbildung 68 dargestellte Großwälzlagerverprüfstand eingesetzt. Der Aufbau ist in der Grafik aus Gründen der Übersichtlichkeit auf der rechten Seite nicht vollständig dargestellt. Der Prüfstand besteht aus einer Antriebseinheit und einer Belastungseinheit, welche auf einer gemeinsa-

men Grundplatte befestigt sind. Zwischen der Antriebs- und Belastungseinheit wird der Prüfkopf verschraubt, der in getrennten Aufnahmen den Innen- und Außenring des jeweiligen Lagers trägt.

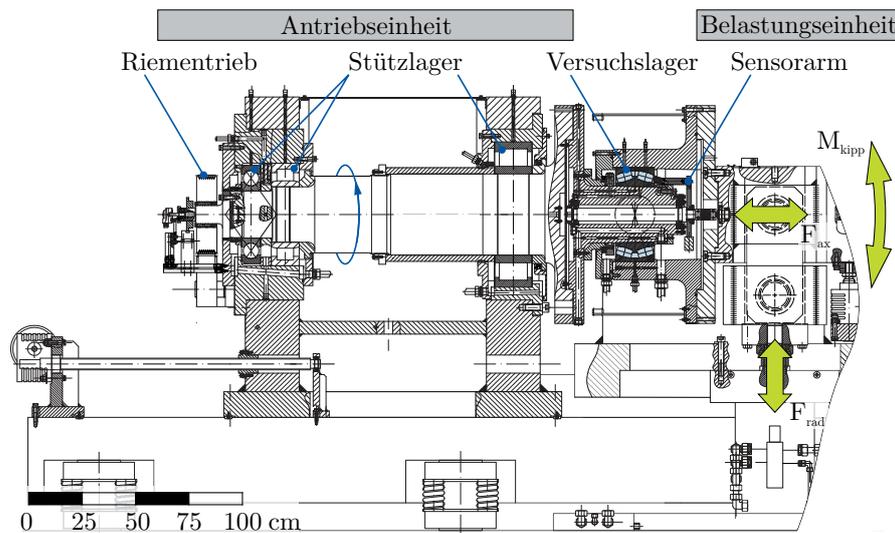


Abbildung 68: Schnittansicht Großwälzlagerprüfstand IMKT beispielhaft mit Versuchslager 24152 CCK30

Die Antriebseinheit enthält eine gelagerte Prüfwellen, die über einen Riementrieb von einem Elektromotor angetrieben wird. Die komplette Anordnung kann zur Montage oder zur Anpassung an unterschiedliche Versuchslagerbreiten axial auf der Grundplatte des Prüfstands verfahren werden. Die Belastungseinheit ermöglicht mit Hilfe von Hydraulikzylindern die Aufbringung von Radialkräften, Axialkräften und Kippmomenten bzw. der zugehörigen Verschiebungen auf das Prüflager sowohl in positiver, als auch in negativer Richtung. In den Kraftfluss des jeweiligen Hydraulikzylinders sind Kraftmessdosen integriert. Der Verfahrensweg wird mit Wegsensoren an den Zylindern aufgenommen.

Die Anschlussgeometrien der Antriebs- und Belastungseinheit zum Prüfkopf sind identisch. Je nachdem, ob die Innenring- oder die Außenringaufnahme des Prüfkopfes mit der Antriebseinheit verbunden ist, kann der Großwälzlagerprüfstand folglich mit drehendem Innen- oder Außenring des Prüflagers betrieben werden. Im Inneren des in Abbildung 68 enthaltenen Prüfkopfes kann Sensorik auf einem Sensorarm montiert und gemeinsam mit diesem um die Drehachse des Lagers geschwenkt werden. Die verbauten Sensoren (z. B. Wirbelstromsensoren zur Abstandsmessung) können somit an verschiedenen Positionen des Lagerumfangs vor den Wälzkörpern positioniert werden. Der Bauraum des Prüfstands ermöglicht die Montage von Prüflagern bzw. kompakten Anordnungen von Lagerpaaren mit einem Außendurchmesser von ca. 800 mm bei zylindrischen Passflächen bzw. 1000 mm bei angeflanschten Lagerringen.

Die Stützlager des Prüfstands besitzen einen separaten Ölversorgungskreislauf. Das Prüflager kann somit wahlweise öl- oder fetteschmiert bzw. mit einem von der Stützlagerversorgung abweichenden Öl eingesetzt werden. Das Schmieröl des Prüflagers kann erwärmt oder mit Hilfe eines Wärmetauschers, der gegenüber der Umgebungsluft arbeitet, gekühlt werden.

Zur Untersuchung radial vorgespannter Großwälzlager wurde ein neuer Prüfkopf konstruiert und gefertigt. Abbildung 69 stellt diesen mit dem enthaltenen Versuchslager NU2256 dar.

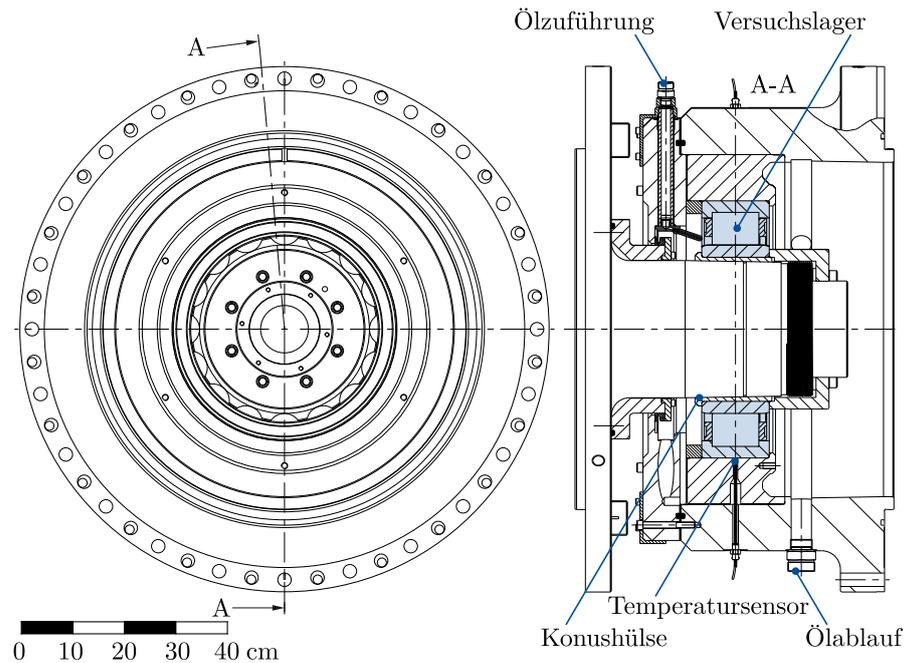


Abbildung 69: Schnittansicht Prüfkopf für ein radial vorgespanntes Versuchslager NU2256

Der Außenring wird über eine Reduzierhülse in der Außenringaufnahme montiert und dabei durch entsprechend ausgelegte Übermaßpassungen eingezogen. An der Lageraufnahme bzw. der jeweiligen Reduzierhülse sind vier Thermolemente über den Lagerumfang verteilt angebracht, welche die Mantelfläche des Außenrings kontaktieren. Somit kann die Temperaturverteilung am Außenring ermittelt werden. Die im Versuchsaufbau axial an die Belastungseinheit angeflanschte Aufnahme des Außenrings ist im Gegensatz zum zuvor vorgestellten Einzellagerprüfstand, siehe Abschnitt 5.1.1, hinsichtlich der Leitung des durch die Lagerreibung erzeugten Wärmestroms rotationssymmetrisch. Der Innenring kann mit Hilfe einer kegeligen Hülse und eines kegeligen Absatzes auf der Innenringaufnahme aufgeweitet werden. Der Innenring wird während der Montage mit Hilfe einer Hydraulikmutter auf die Kegelverbindung geschoben. Dabei wird kontinuierlich der Aufschiebeweg gemessen. In der Innenringaufnahme

me ist ein Thermoelement integriert, dessen Signal berührungslos mit Hilfe eines Funkübertragers zur Datenerfassung übermittelt wird.

Analog zur Ölversorgung am Einzellagerprüfstand wird auch das Versuchslager NU2256 mit Hilfe eines Beölungsröhrchens stirnseitig zwischen Käfig und Innenring mit eingespritztem Schmierstoff versorgt. Die Einspritzstelle befindet sich entgegen der in Abbildung 69 gezeigten Anordnung in Drehrichtung  $60^\circ$  nach dem Scheitelpunkt der Lageroberseite. Auf der Stirnseite des Lageraußenrings ist ein Pt100-Temperatursensor zur Bestimmung der Öl Ablauftemperatur direkt nach Austritt aus dem Lager angebracht. Der Sensor besitzt keinen metallischen Kontakt zum Lager. Die Temperatur des zugeführten Schmierstoffs wird mit Hilfe eines Thermoelements erfasst.

### 5.1.3 Vierlager-Radiallebensdauerprüfstand

Der Vierlager-Radiallebensdauerprüfstand wurde in [HRH11] als Lebensdauerprüfstand konzipiert und von WANG ebenfalls zur Bestimmung des Lagerreibmoments eingesetzt, [Wan15]. Im Prüfstand können bis zu sechs Prüfköpfe mit jeweils vier radial belasteten Zylinderrollenlagern NU206 montiert und ölgeschmiert betrieben werden.

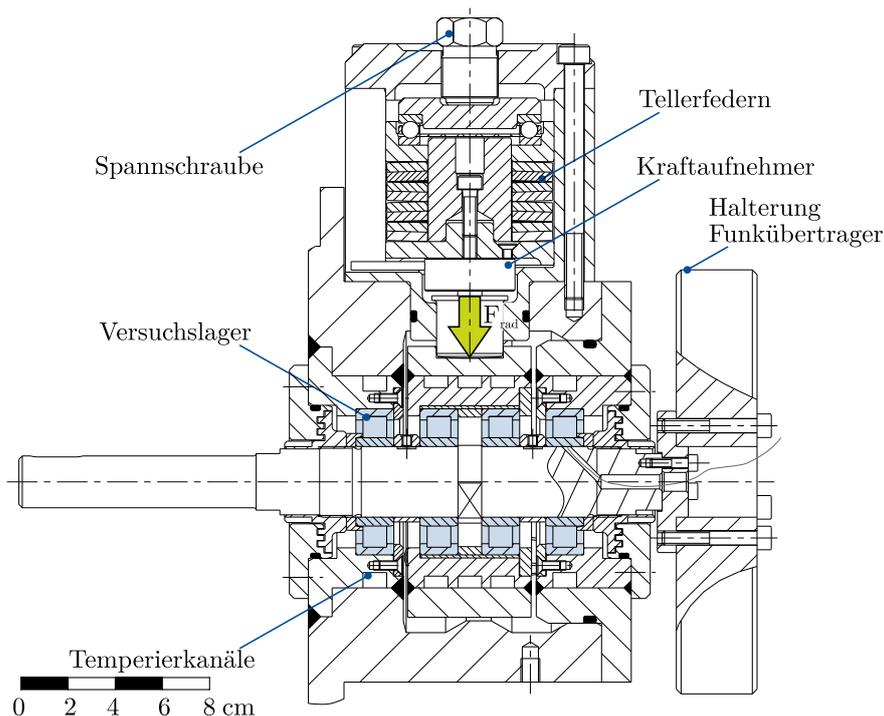


Abbildung 70: Schnittansicht eines Prüfkopfs des Vierlager-Radiallebensdauerprüfstands

Eine der sechs Montagepositionen kann mit erweiterter Messtechnik, z. B. in Form zusätzlicher Temperaturmessstellen oder einer Drehmomentmesswelle, ausgerüstet werden. Auf dieser Position wurde

ein gegenüber den Lebensdauerversuchen modifizierter Prüfkopf eingesetzt. Abbildung 70 zeigt die Schnittansicht dieses Prüfkopfs.

Die radiale Versuchslast wird über ein variabel vorspannbares Tellerfederpaket auf die Außenringe der inneren Lager der Anordnung aufgebracht. Die inneren Lager sind in einem Zwischentopf montiert. Über die äußeren Lager wird der Kraftfluss über das Gehäuse geschlossen. Die Höhe der Radiallast kann über einen Kraftaufnehmer im Lastfluss kontrolliert werden. Die Innenringe der Versuchslager sind auf einer gemeinsamen Prüfwellen montiert, die durch einen Servomotor direkt angetrieben wird. Zwischen Prüfwellen und Antriebsmotor wurde im Rahmen der Untersuchungen zum Reibmoment radial vorgespannter Zylinderrollenlager, siehe Abschnitt 5.4, eine Drehmomentmesswellen montiert. Dabei wurde der Prüfkopf im Gegensatz zu den Aufbauten der Lebensdauerversuche mittels reibungsfreier Labyrinthdichtungen gedichtet. Winkelringe übernehmen die axiale Festlegung der Lageranordnung im Prüfkopf.

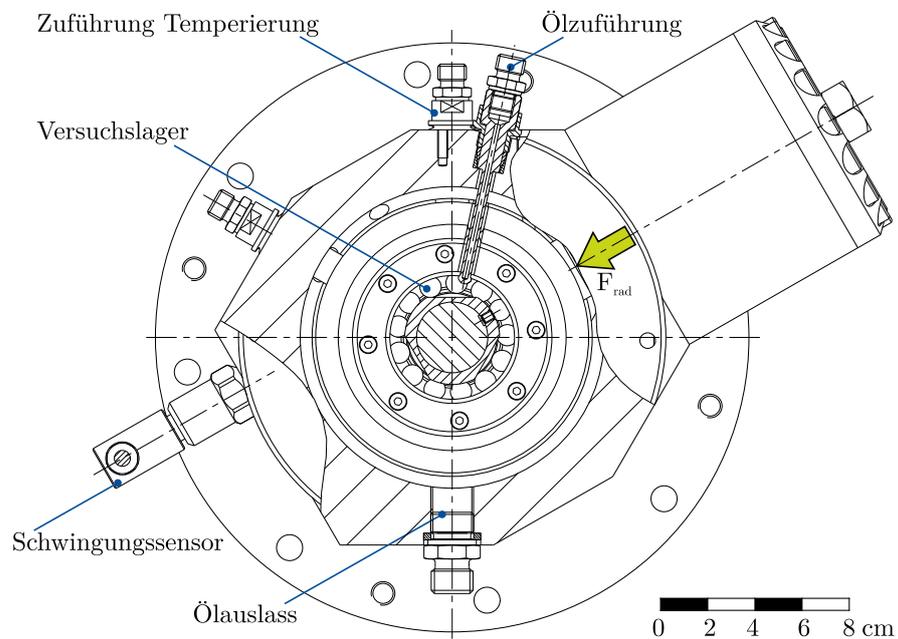


Abbildung 71: Vorderansicht Prüfkopf Vierlager-Radiallebensdauerprüfstand in Einbaulage

Der Prüfkopf besitzt im Bereich der Außenringaufnahmen Temperierkanäle, durch die ein Teil des Schmieröls fließt. Dieses kann mit Hilfe eines mittels Wärmetauscher angeschlossenen Prozessthermostats temperiert und damit der gewünschte Schmierzustand für verschiedene Betriebsbedingungen eingestellt werden. Analog zu den zuvor in Abschnitt 5.1.1 und 5.1.2 vorgestellten Aufbauten, wird das Schmieröl stirnseitig zwischen Käfig und Innenring in die Lager eingespritzt. Das Öl wird mit Hilfe zweier Öllanzen mit je zwei Austrittsbohrungen zum Lager geführt, siehe Abbildung 71.

Die Temperaturen aller Außenringe werden mit Hilfe von Pt100-Temperatursensoren an deren Mantelflächen gemessen. In die Prüfwelle wurde zusätzlich ein Ni-Cr-Ni-Thermoelement eingeklebt, mit dem die Temperatur eines Innenrings gemessen werden kann. Die Thermospannung des Sensors wird durch einen mitrotierenden Funkübertrager in ein entsprechendes Ausgangssignal umgewandelt und an die Datenerfassung des Prüfstandes übertragen.

#### 5.1.4 Zweilager-Radiallebensdauerprüfstand

Experimentelle Untersuchungen zur Ermüdungslebensdauer radial vorgespannter Zylinderrollenlager mit 60 mm Bohrungsdurchmesser wurden mit Hilfe von Zweilager-Radiallebensdauerprüfständen (R2) durchgeführt. Der ursprüngliche Aufbau der R2-Prüfstände, siehe z. B. Abbildung 72, besitzt eine gelagerte und angetriebene Prüfwelle an deren freien Enden Prüfköpfe mit den jeweiligen Prüflagern montiert und mit separaten Belastungseinrichtungen radial belastet werden. Pro Prüfstand können folglich zwei Versuchslager betrieben werden. Die Stützlager sind so dimensioniert, dass sie im Prüfbetrieb i. A. nicht zum Ausfall gebracht werden.

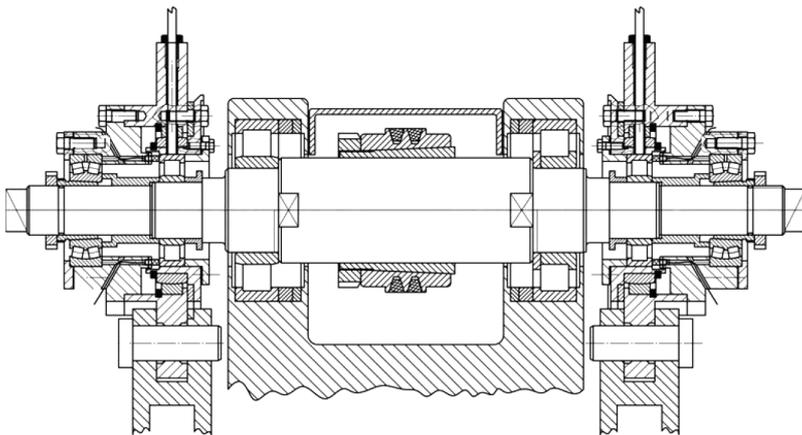


Abbildung 72: Versuchsaufbau R2-Lebensdauerversuchsstand nach [Keß10]

Zur Untersuchung radial vorgespannter Zylinderrollenlager wurde der Aufbau der R2-Prüfstände dahingehend geändert, dass die Lagerung der Prüfwelle ebenfalls durch Lager erfolgt, welche zum Ausfall gebracht werden sollen. Diese inneren Lager des Aufbaus, welche vormals alleinig als Stützlager eingesetzt wurden, werden mit positivem Betriebsspiel eingesetzt, während die äußeren Lager unter radialer Vorspannung geprüft werden. Somit können gleichzeitig Ermüdungslebensdauerversuche mit radial vorgespannten Zylinderrollenlagern und -zu deren Referenzierung- mit Lagern positiven Betriebsspiels durchgeführt werden. Der verwendete Aufbau ist in Teilansicht in Abbildung 73 dargestellt.

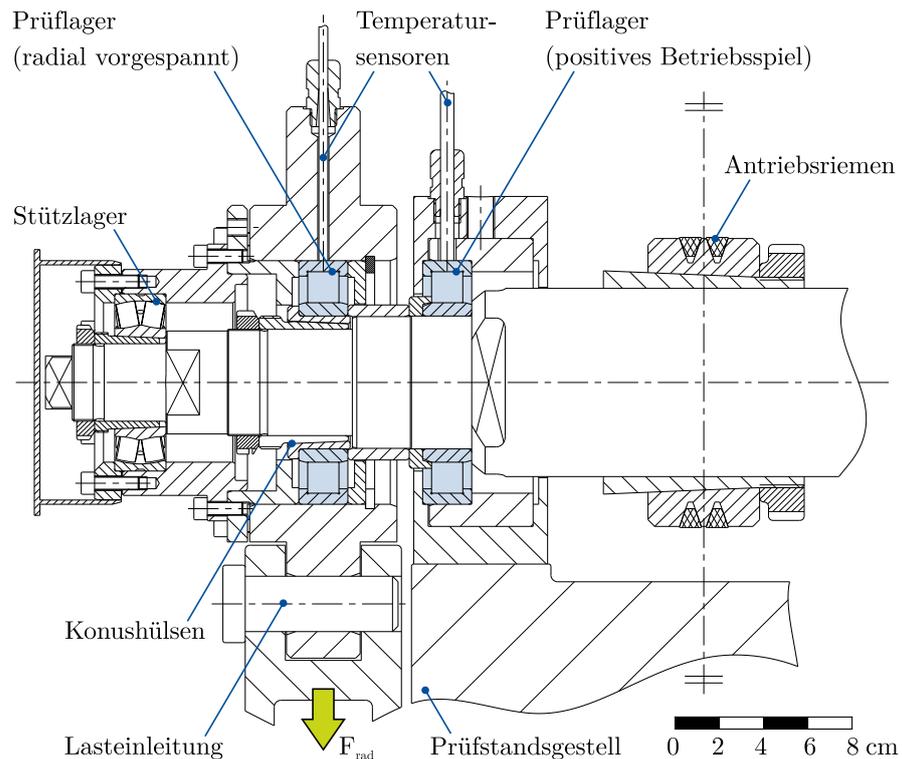


Abbildung 73: Versuchsaufbau Lebensdaueruntersuchungen mit radial vorgespannten Zylinderrollenlagern

Die Außenringe der radial vorgespannten Prüflager werden durch einen Prüfkopf mit fester Passung aufgenommen und so eingengt. Die zugehörigen Innenringe der äußeren Prüflager können mit Hilfe konischer Hülsen aufgespannt und so das gewünschte Montagespiel eingestellt werden. An den inneren Positionen werden Lager mit Lagerluft C<sub>3</sub>, an den äußeren Prüfpositionen Zylinderrollenlager mit initialer Lagerluft C<sub>2</sub> verwendet. Alle Lager des Versuchsaufbaus werden fettgeschmiert betrieben. An den Prüfköpfen greift die Radialkraft an, welche über eine Hebelübersetzung durch definierte Gewichte aufgebracht wird. Um Fehlbelastungen des Prüflagers durch eine nichtzentrische Lasteinleitung zu vermeiden, ist im Prüfkopf ein Stützlager untergebracht. Zur Gewährleistung einer Mindestbelastung auf dieses, wird es ebenfalls radial vorgespannt. Die Prüfwellen sind so ausgelegt, dass aus deren Durchbiegung unter Betriebslast eine identische Schiefstellung aller eingesetzten Zylinderrollenlager von unterhalb 3' resultiert.

## 5.2 MONTAGESPIELBESTIMMUNG

Alle eingesetzten Zylinderrollenlager mit einem Bohrungsdurchmesser bis einschließlich 60 mm wurden versuchsvorbereitend zur Aufnahme ihrer Oberflächenkennwerte des Neuzustandes und der Wälz-

körperdurchmesser vollständig zerlegt und gereinigt. Die Lagerringe wurden danach ohne Wälzkörpersatz montiert und die Durchmesser der Laufflächen von Innenring und Außenring bestimmt. Die jeweiligen Maße wurden durch Übermaßpassungen insbesondere am Außenring und im Falle der Prüfstände für Lager mit 60 und 280 mm Bohrungsdurchmesser durch definierte axiale Verschiebung auf konischen Sitzen am Innenring bei der Montage beeinflusst.

Die Bestimmung der relevanten toleranzbehafteten Abmaße der Lagerbauteile erfolgte mit Hilfe von Feinzeigerrachenlehren bzw. Messastern, die mit Feinzeigermessuhren ausgerüstet wurden. Das jeweilige Messmittel wurde mit einem Keramikendmaßsatz der Klasse 1 eingestellt und in einem klimatisierten Raum eingesetzt. Vor den Messungen wurden die Bauteile zum Temperaturangleich am Messort gelagert. Die Laufflächendurchmesser von Innenring, Außenring und drei Wälzkörpern je Lager wurden durch Mittelung der Werte von jeweils drei Messstellen pro Bauteil bestimmt.

Die Innenringe der Lager NU206 des Vierlager-Radiallebensdauerprüfstands, siehe Abschnitt 5.1.3, wurden im Gegensatz zu den übrigen eingesetzten Versuchsaufbauten durch zylindrische Übermaßpassungen aufgeweitet. Zusätzlich zu den Durchmessern aller Laufflächen wurden deshalb auch die Passflächen versuchsvorbereitend vermessen. Anhand der Auswertung der resultierenden Toleranzkombinationen wurden die Lagerbauteile zu den Umbauteilen gepaart, um die zur Durchführung der Versuche notwendigen Montagespiele  $c_M$  der Versuchslager NU206 zu erhalten.

Am Einzellagerversuchsstand sowie Zweilager-Radiallebensdauerprüfstand, siehe Abschnitt 5.1.1 und Abschnitt 5.1.4, wurde anhand der im Vorfeld vermessenen Lagerinnengeometrie der Innenring mit Hilfe von Konushülsen bis zum Erreichen des gewünschten Montagespiels bzw. der gewünschten Vorspannung des Versuchslagers aufgespannt. Am Großwälzlagerprüfstand, siehe Abschnitt 5.1.2, wurde der initial spielfreie Montagezustand eingestellt, indem die Innenringaufweitung schrittweise erhöht wurde, bis die einzelnen Wälzkörper des lastfreien, koaxial ausgerichteten und stillstehenden Lagers im Taschenspiel nicht mehr verschoben oder um ihre eigene Achse gedreht werden konnten. Die Annäherung an diesen Zustand wurde mittels Fühlerlehren kontrolliert. Die weiteren Montagespiele wurden durch eine definierte axiale Verschiebung des Innenrings auf der kegeligen Innenringaufnahme eingestellt.

### 5.3 TEMPERATURVERHALTEN

Im Rahmen der Funktionsuntersuchungen zum Temperaturverhalten wurde das Montagespiel  $c_M$  des jeweiligen Versuchslagers durch eine Aufweitung des Innenrings bis in negative Bereiche schrittweise verändert und beim Betrieb mit verschiedenen Betriebsbedingungen

anhand der Innenring- und der Außenringtemperatur ( $T_{IR}$  und  $T_{AR}$ ) sowie deren Differenz  $\Delta T$  beobachtet, ob sich stationäre Betriebszustände einstellen und wie sich die Lagertemperatur speziell unter Wirkung negativer Betriebsspiele verhält. Die Versuche wurden mit auf Umgebungstemperatur abgekühltem Lager gestartet und nach Erreichen stationärer Lagertemperaturen oder dem Eintreten einer Abbruchbedingung beendet. Als Abbruchbedingung gilt ein unzulässig hoher Motorstrom oder das Auftreten von Temperaturen für die  $\kappa(T_{IR}) < 1$  eintritt.

Ein charakteristischer Verlauf der Temperaturentwicklung ist in Abbildung 74 anhand der aufgezeichneten Daten eines Versuchs mit dem Lager NU2212 dargestellt. Aufgetragen sind darin die Temperatur des Innenrings  $T_{IR}$ , die Temperatur des Außenrings in und gegenüber der Lastzone ( $T_{AR,180^\circ}$  und  $T_{AR,0^\circ}$ ) sowie der Temperaturunterschied der Lagerringe  $\Delta T$  über einem Teil der Versuchszeit  $t$  des Temperaturversuchs. Der Unterschied in den Temperaturen wurde aus der Differenz von Innenringtemperatur und der über beide Messstellen gemittelten Außenringtemperatur gebildet. Die Messwertaufnahme wurde mit Erreichen der Solldrehzahl gestartet. Die Speicherrate aller Messungen der Temperaturversuche betrug 0.5 Hz.

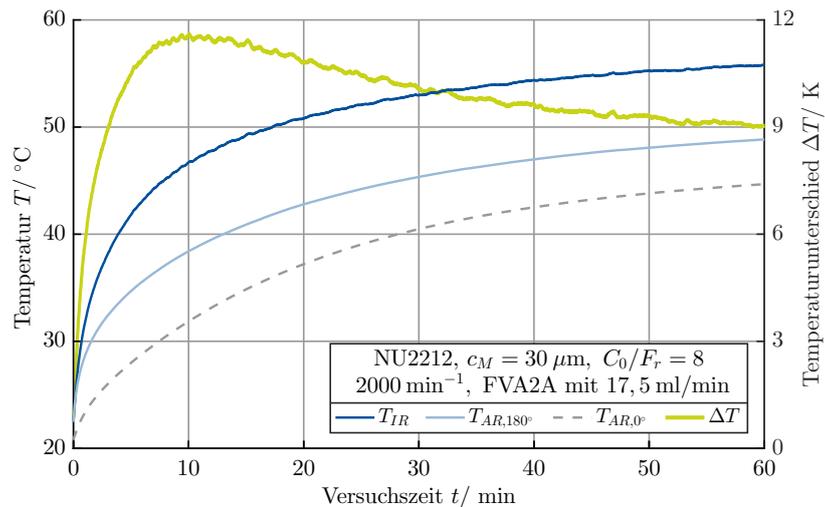


Abbildung 74: gemessene Lagertemperaturen zu Versuchsbeginn NU2212

Nach Beginn des Versuchs steigen die Lagertemperaturen rasch an. Die Steigung der Temperaturzunahme flacht mit zunehmender Versuchszeit ab. Im Falle des in Abbildung 74 betrachteten Versuchs nähern sich die Ringtemperaturen einer Beharrungstemperatur an, wobei der Beharrungszustand außerhalb des in Abbildung 74 dargestellten Zeitbereichs liegt. Der Temperaturunterschied  $\Delta T$  zwischen den Ringen steigt nach Versuchsstart ebenfalls stark an, da sich der Innenring stärker erwärmt als der Außenring und der Wärmestrom nicht schnell genug abgeführt werden kann. Es wird ein Maximum etwa in

dem Bereich, in dem der Anstieg der Ringtemperaturen deutlich abflacht, erreicht. Danach fällt der Temperaturunterschied infolge sich angleichender Innen- und Außenringtemperaturen wieder ab und nähert sich im Versuchsverlauf ebenfalls einem stationären Wert an. Das Betriebsspiel  $c$  des Versuchslagers ist in Folge des größeren Temperaturunterschiedes von Innen- und Außenring somit am Anfang des Versuchs kleiner als im stationären Betrieb, vgl. Abbildung 24. Im Falle des in Abbildung 74 gezeigten Versuchs führt die maximale Betriebsspielminderung aber nicht zum in Abschnitt 2.4 beschriebenen selbstverstärkenden kritischen Verhalten. Der Unterschied zwischen minimalem Betriebsspiel im Hochlauf des Lagers und Betriebsspiel im stationären Betrieb beträgt für den gezeigten Versuch  $3 \mu\text{m}$ . Der Unterschied der Lagertemperaturen zur Umgebungstemperatur von  $20^\circ\text{C}$  zum Zeitpunkt "0" resultiert bereits aus der Erwärmung des Lagers in der kurzen, nicht dargestellten Hochlaufphase.

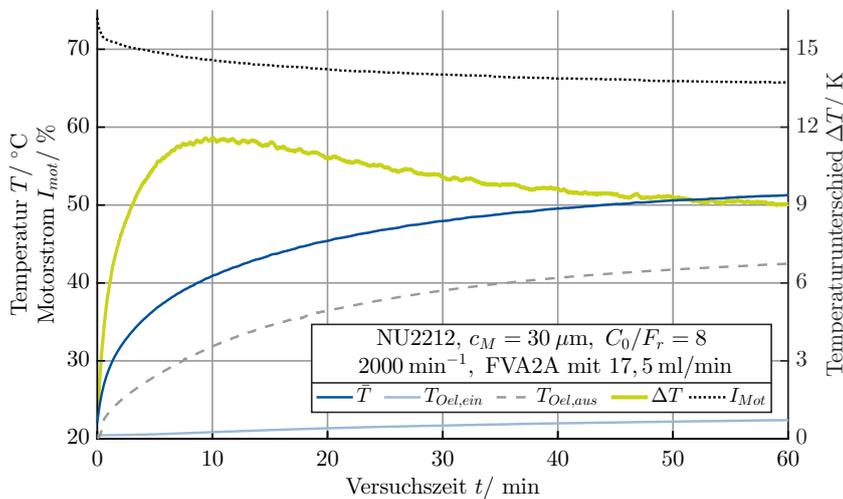


Abbildung 75: Lager- und Öltemperatur sowie gemessener Motorstrom zu Versuchsbeginn NU2212

Die ebenfalls aufgenommenen Öltemperaturen an der Zuführung und dem Ablauf ( $T_{\text{Oel,ein}}$  und  $T_{\text{Oel,aus}}$ ) sowie der prozentuale Motorstrom  $I_{\text{mot}}$ , als eine dem Drehmoment proportionale Größe, sind in Abbildung 75 dem Temperaturunterschied  $\Delta T$  sowie der mittleren Lagertemperatur  $\bar{T}$ , vgl. Abbildung 74, gegenübergestellt. Die Temperatur des zugeführten Öls  $T_{\text{Oel,ein}}$  änderte sich während des Versuchs kaum, da das Tankvolumen gegenüber dem geförderten Volumenstrom groß ist. Die Temperatur des abfließenden Schmierstoffs  $T_{\text{Oel,aus}}$  folgt der Erwärmung des Lagers. Die gemessene Temperatur des abfließenden Öls verhält sich aufgrund der Distanz zwischen Lager und Messstelle träger und ist infolge der Wärmeabgabe an die überströmte Prüfstandsstruktur unter Umständen verfälscht. Der gemessene Motorstrom  $I_{\text{mot}}$  fällt zu Beginn des Versuchs stark ab. Die Motorstromabnahme aufgrund der Verringerung des Reibmoments

durch steigende Öltemperaturen flacht im weiteren Verlauf ab, bis ebenfalls ein stationärer Wert erreicht wird. Selbstverstärkende Änderungen des Betriebsspiels mit einhergehendem Anstieg des Reibmoments würden sich im Verlauf des Motorstroms abbilden.

Die nachfolgenden Abschnitte erläutern getrennt für die einzelnen Versuchslager und Versuchsaufbauten, vgl. Abschnitt 5.1, die Auswirkungen einer Montagespielvariation auf das Temperaturverhalten bei Betrieb unter verschiedenen Versuchsbedingungen. Hierzu wurden den einzelnen Verläufen der Lagertemperaturen als Kenngrößen zur Auswertung die mittlere Lagertemperatur  $\bar{T}_{stat}$  und der Temperaturunterschied im stationären Betrieb  $\Delta T_{stat}$ , sowie der maximale Temperaturunterschied  $\Delta T_{max}$  zwischen den Lagerringen zu Beginn der Versuche entnommen. Die mittlere Lagertemperatur wird aus der Innenringtemperatur  $T_{IR}$  sowie dem Mittelwert der gemessenen Außenringtemperaturen  $\bar{T}_{AR}$  berechnet.

### 5.3.1 NU2212 ausgerichtet

Die Untersuchungen zum Temperaturverhalten radial vorgespannter Zylinderrollenlager wurden in einem ersten Schritt am einreihigen Zylinderrollenlager mit Kunststoffkäfig NU2212 ECP mit zueinander ausgerichtetem Lagerinnen- und Außenring durchgeführt. Die zugehörigen Versuchsbedingungen sind in Tabelle 2 zusammengefasst. Die einzelnen Versuche wurden auf dem Einzellagerprüfstand, siehe Abschnitt 5.1.1 unter voller Last und mit einer Drehbeschleunigungsvorgabe von  $283 \text{ min}^{-1}/\text{s}$  gestartet und betrieben. Der Versuchsaufbau konnte vor jedem Start auf Raumtemperatur abkühlen.

Radiale Belastung	$C_0/F_r$ ( $F_r / \text{kN}$ )	8, 18 und 36 19.125, 8.5 und 4.25)
Drehzahl	$n / \text{min}^{-1}$	1000, 2000 und 3000
Montagespiel	$c_M / \mu\text{m}$	20, 0, -10, -20, -30 und -40
Schmierung		FVA2A mit $17.5 \text{ ml}/\text{min}$ eingespritzt
Starttemperatur	$T_0 / ^\circ\text{C}$	20 (Umgebungstemperatur)

Tabelle 2: Versuchsbedingungen Temperaturversuche NU2212 ausgerichtet

Abbildung 76 zeigt die mittlere Temperatur des Versuchslagers im stationären Betrieb  $\bar{T}_{stat}$  aufgetragen über den verschiedenen vor Versuchsbeginn eingestellten Montagespielen  $c_M$ . Die einzelnen Drehzahlen  $n$  und Belastungsverhältnisse  $C_0/F_r$  sind gruppiert dargestellt. Verläufe gleicher Einfärbung bzw. Datenpunktmarkierung beruhen auf Versuchen mit gleichen Drehzahlen. Die Linienstärke symbolisiert mit steigendem Wert eine Erhöhung der Radiallast. Die Versu-

che der Parameterkombination  $3000 \text{ min}^{-1}$  &  $C_0/F_r = 8$  mit negativen Montagespielen mussten vor Erreichen eines stationären Betriebs abgeschaltet werden, da die Lagertemperatur die Abbruchbedingung, siehe Abschnitt 5.3, erreichte.

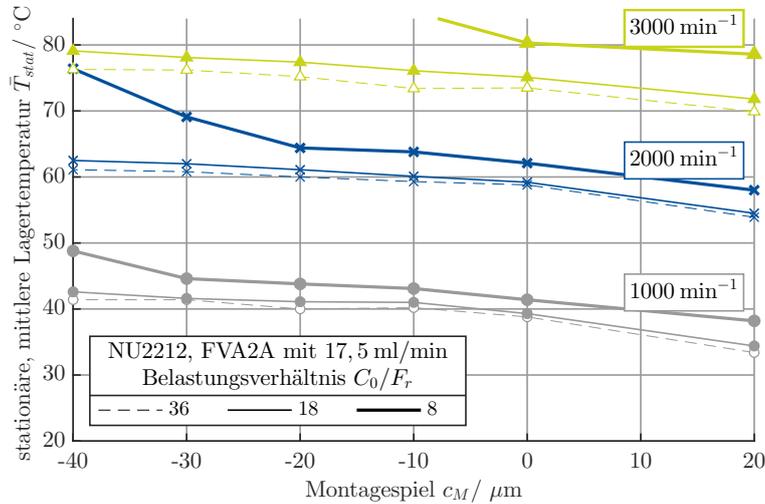


Abbildung 76: stationäre, mittlere Lagertemperaturen NU2212 ausgerichtet

Die Beharrungstemperaturen grenzen sich für die Versuche unterschiedlicher Drehzahlen deutlich voneinander ab. Ein Einfluss der Radiallast ist ebenfalls zu erkennen, auch wenn dieser im Vergleich zum Drehzahleinfluss geringer ausfällt. Mit Erhöhung der Drehzahl und mit wachsender Belastung steigen die stationären Lagertemperaturen aufgrund höherer Reibleistungen an. Mit abnehmendem Montagespiel steigen die Beharrungstemperaturen ebenfalls an. Der Anstieg dieser in Abbildung 76 dargestellten Temperaturen flacht im Verlauf der Spielverringerung ab, nimmt je nach Belastung mit abnehmendem Montagespiel aber wieder deutlich zu, wobei der Ort des Ausklinkpunktes drehzahlabhängig ist.

Das Betriebsspiel  $c$  unterscheidet sich vom Spiel des montierten Lagers  $c_M$ , wie in Abschnitt 2.2 erläutert, durch den Einfluss des Temperaturunterschiedes  $\Delta T$  zwischen den Lagerringen. Dieser ist im verwendeten Aufbau so ausgeprägt, dass sich der Lagerinnenring stärker erwärmt als der Außenring. Die Temperaturunterschiede zwischen Innen- und Außenring, die sich im Rahmen der Versuchsreihen des Lagers NU2212 im stationären Betrieb einstellten ( $\Delta T_{stat}$ ), sind in Abbildung 77 dargestellt.

Eine Erhöhung der Last führt im Bereich positiver Lagerspiele ebenso zu einer Erhöhung des stationären Temperaturunterschieds  $\Delta T_{stat}$ , wie eine Erhöhung der Drehzahl. Für geringe Drehzahlen bleibt bei Veränderung des Montagespiels  $c_M$  dieser Temperaturunterschied nahezu gleich. Für höhere Drehzahlen nimmt der gemessene Temperaturunterschied insbesondere im Bereich negativer Montagespiele

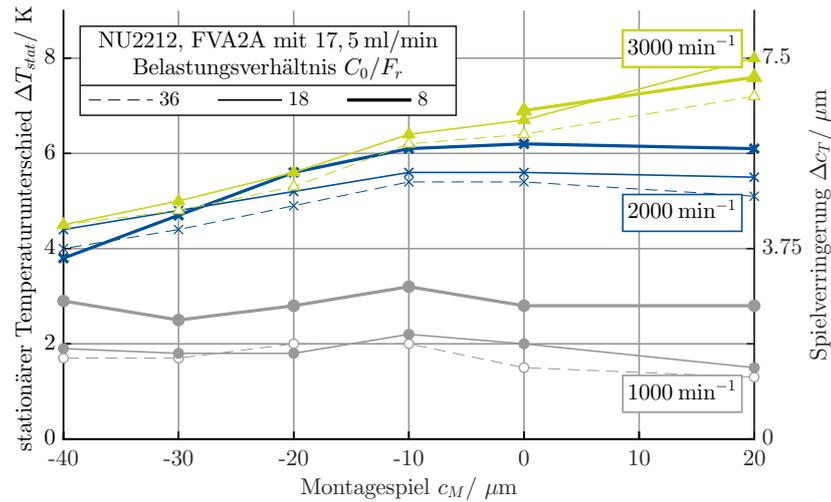


Abbildung 77: stationäre Temperaturunterschiede NU2212 ausgerichtet

mit Abnahme des Montage- bzw. Betriebsspiels ab. Bei Verringerung des Lagerspiels und Erhöhung der Drehzahl erfolgt eine Änderung der Lastverteilung im Lager sowie eine Vergrößerung der Kontaktkräfte am Außenring infolge von Fliehkräften. Dadurch ändert sich die Anzahl kontaktierender Wälzkörper und durch eine Erhöhung der Pressung am Außenring auch deren Kontaktfläche. Während für positive Montagespiele eine deutliche Abhängigkeit der stationären Temperaturunterschiede von der Belastung und Drehzahl ersichtlich ist, gleichen sich mit Abnahme des Montagespiels die stationären Temperaturunterschiede der Drehzahlen 2000 und 3000 min<sup>-1</sup> hingegen an. Die gezeigte Abhängigkeit des Temperaturunterschieds sowohl in Richtung der Drehzahländerung, als auch bezüglich des Montagespiels entspricht dem in Abbildung 24 für die Lager von Werkzeugmaschinen spindeln gezeigten Verhalten, siehe auch [O<sup>+</sup>67].

Abbildung 77 ordnet mit Hilfe der sekundären y-Achse den Datenpunkten des stationären Temperaturunterschiedes zusätzlich die resultierende Verringerung des Betriebsspiels  $\Delta c_T$  zu. Versuchs begleitend wurde die Lastverteilung im Lager unter Wirkung der einzelnen Laststufen für den verwendeten Montagespielbereich berechnet, vgl. Abschnitt 4.2. Abbildung 78 stellt für das Lager NU2212 die Kontaktkräfte der einzelnen Wälzkörper, die sich unter Wirkung der höchsten Laststufe der Temperaturversuche ( $C_0/F_r = 8$ ) ergeben, über dem Lagerspiel dar. Die Berechnung erfolgte statisch, der Einfluss von Fliehkräften auf die Lastverteilung ist folglich nicht berücksichtigt.

Eine Variation des Betriebsspiels liefert die bereits in Abschnitt 4.2 erläuterte Kraftänderung am höchstbelasteten Kontakt mit einem ausgeprägten Minimum im Bereich negativer Betriebsspiele. Unter Berücksichtigung der in Abbildung 77 gezeigte Betriebsspielverringering infolge des Temperaturunterschieds werden beim Betrieb mit

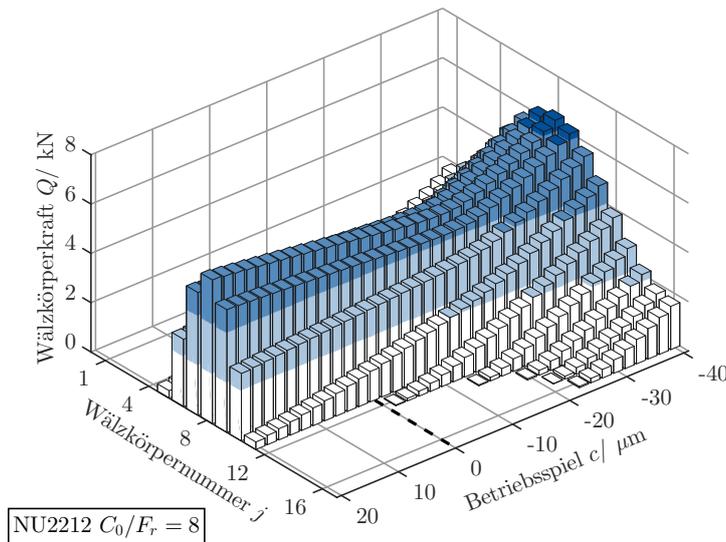


Abbildung 78: berechnete Wälzkörperkräfte NU2212 ausgerichtet

der höchsten Laststufe ( $C_0/F_r = 8$ ) sowie Montagespielen von  $-20 \mu\text{m}$  und kleiner bereits alle Wälzkörper belastet. Infolge der geringeren Einfederung des Lagers bei Beanspruchung mit kleineren Lasten wird das Lager bereits bei geringeren Vorspannungen über den gesamten Umfang belastet, siehe Abbildung 122 und 123 des Anhangs.

Während der vorgestellten Temperaturversuche des Zylinderrollenlagers NU2212 traten keine selbstverstärkenden Effekte bezüglich des Temperaturunterschieds zwischen den Lagerringen auf. Bis auf die Datenpunkte der Parameterkombination  $3000 \text{ min}^{-1}$  &  $C_0/F_r = 8$  mit negativen Montagespielen konnten in den Diagrammen aus Abbildung 76 und 77 alle Versuchsparemeterkombinationen mit Werten des stationären Betriebs versehen werden. Wie in Abbildung 74 gezeigt, kann der Temperaturunterschied  $\Delta T$  zwischen den Lagerringen zu Beginn des des Versuchs größere Werte annehmen als im bisher betrachteten stationären Betrieb. Selbstverstärkende Effekte sind folglich in diesem Bereich zu suchen.

Die Unterschiede der Innen- und Außenringtemperatur, die sich während der Temperaturversuche mit den genannten Parameterkombinationen maximal ergaben ( $\Delta T_{\text{max}}$ ) sind in Abbildung 79 über dem Montagespiel  $c_M$  aufgetragen. Eine Erhöhung der Last oder Drehzahl führt analog zu den beiden zuvor erläuterten stationären Kennwerten zu einer Vergrößerung des maximalen Temperaturunterschiedes. Mit steigender Drehzahl wächst ebenfalls die Erhöhung des maximalen Temperaturunterschieds gegenüber dem stationären Wert, vgl. Abbildung 77. Im Gegensatz zu den stationären Größen ändern sich die maximalen Temperaturunterschiede bei Variation des Montagespiels nur geringfügig. Lediglich die Werte der höchsten verwendeten Drehzahl sinken in Analogie zu den stationären Temperaturunterschieden mit Abnahme des Montagespiels. Zur Veranschaulichung ist in Abbil-

dung 79 ebenfalls die aus dem Temperaturunterschied resultierende Betriebsspieländerung mit Hilfe der sekundären Achse aufgetragen.

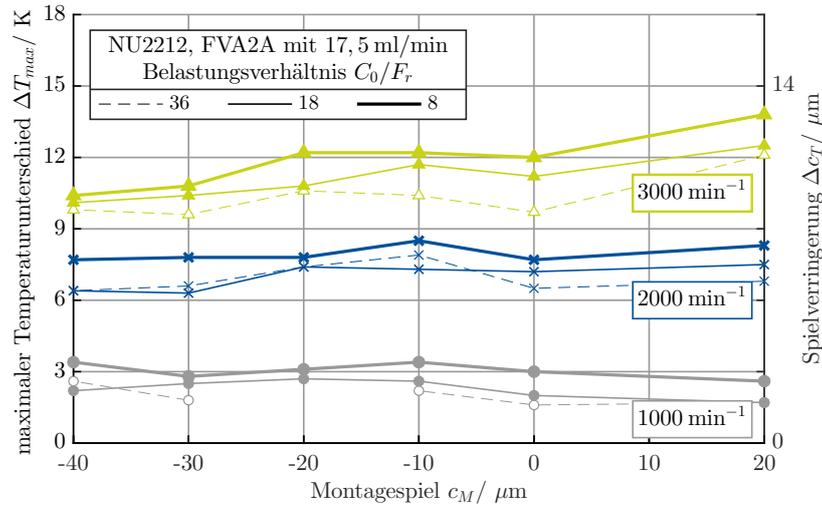


Abbildung 79: maximale Temperaturunterschiede NU2212 ausgerichtet

In den Auswertungen der Temperaturunterschiede ist ersichtlich, dass sich weder die Werte zu Beginn der Versuche  $\Delta T_{\text{max}}$ , noch die Temperaturunterschiede des stationären Betriebs  $\Delta T_{\text{stat}}$  mit Verringerung des Lagerspiels erhöhen. Die betrachteten Temperaturunterschiede der durchgeführten Versuche geben demnach keinen Hinweis auf thermisch bedingte selbstverstärkende Änderungen des Lagerspiels. Die maximalen Temperaturunterschiede nehmen teilweise deutlich größere Werte an als diejenigen des stationären Zustandes.

Die Temperaturversuche wurden für ausgewählte Versuchsparameter mit weiteren Lagern gleicher Bauform wiederholt. Es zeigte sich das gleiche Verhalten der vorgestellten Kennwerte  $\bar{T}_{\text{stat}}$ ,  $\Delta T_{\text{stat}}$  und  $\Delta T_{\text{max}}$  mit lediglich geringen Abweichungen der Absolutwerte. Anhand dieser Wiederholversuche wurde die vergrößerte Zunahme der stationären Lagertemperatur bei Abnahme des Montagespiels und Betrieb mit der höchsten verwendeten Laststufe ( $C_0/F_r = 8$ ), siehe Abbildung 77, untersucht. In den Verläufen der Temperatur der betreffenden Parameterkombinationen zeigten sich Unstetigkeiten in den gemessenen Werten ursächlich für die Temperaturzunahme. Abbildung 80 zeigt beispielhaft Temperaturverläufe, die im Rahmen der ersten Versuchsreihe an einem mit dem größten verwendeten Vorspannungswert radial vorgespannten Lager aufgenommen wurden.

Nach Beginn des Versuchs steigen die Temperaturen des Innenrings ( $T_{\text{IR}}$ ) und des Außenrings der höchstbelasteten Zone ( $T_{\text{AR},180^\circ}$ ), wie bereits im Zusammenhang mit Abbildung 74 gezeigt, rasch an, flachen aber anschließend degressiv ab. Im Gegensatz zu den Temperaturverläufen eines geringer belasteten oder weniger stark radial vorgespannten Lagers, vgl. Abbildung 74, kehrt sich die Wachstums-

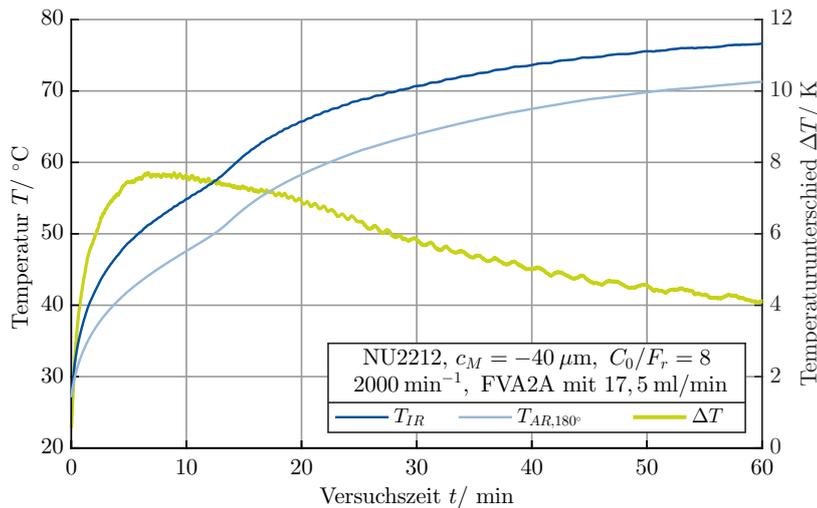


Abbildung 80: gemessene Lagertemperaturen unter radialer Vorspannung zu Versuchsbeginn NU2212

richtung der Temperaturen in Abbildung 80 aber um, so dass die Lagertemperaturen erneut stärker ansteigen. Da im weiteren Verlauf ein weiterer Wendepunkt auftritt und die Steigung der Temperaturen wieder abflacht, erreicht das Versuchslager bei dieser Kombination der Versuchsparameter dennoch einen stationären Zustand. Die Temperaturerhöhung infolge der beschriebenen Änderung des Temperaturverlaufs verbleibt bis zum Ende des Versuchslaufs und spiegelt sich ebenfalls in der ausgewerteten stationären mittleren Lagertemperatur wieder, siehe Abbildung 76.

In den Versuchen mit weiteren Exemplaren des Lagers NU2212 konnte zusätzlich der prozentuale Motorstrom  $I_{\text{mot}}$  als drehmomentproportionale Größe aufgezeichnet werden. Dieser ist zusammen mit der Innenringtemperatur  $T_{\text{IR}}$  und dem Temperaturunterschied  $\Delta T$  in Abbildung 81 über einem Teil der Versuchszeit aufgetragen. Die Grafik enthält die Verläufe dreier vorgespannter Versuchsläufe der höchsten Last- und Drehzahlstufe, vgl. Tabelle 2.

Die Temperatur des initial spielfrei montierten Lagers ( $c_M = 0 \mu\text{m}$ ) besitzt einen stetigen Verlauf. Der Motorstrom sinkt im Versuchsverlauf kontinuierlich infolge einer temperaturbedingten Reibmomentminderung und erreicht ebenso, wie die gemessenen Lagertemperaturen und der resultierende Temperaturunterschied einen stationären Wert (nicht in Abbildung 81 dargestellt), siehe auch Abbildung 75.

Mit verringertem Montagespiel treten unter den verwendeten Betriebsbedingungen der Versuche Wendepunkte in den Temperaturverläufen auf, weswegen die Versuche infolge ansteigender Temperaturen vor dem Erreichen eines möglichen stationären Betriebs abgebrochen werden musste. Die Änderung der Steigungsrichtung ist ebenfalls in den aufgezeichneten Verläufen der Außenringtemperaturen und der Temperatur des ablaufenden Öls erkennbar. Die Tempe-

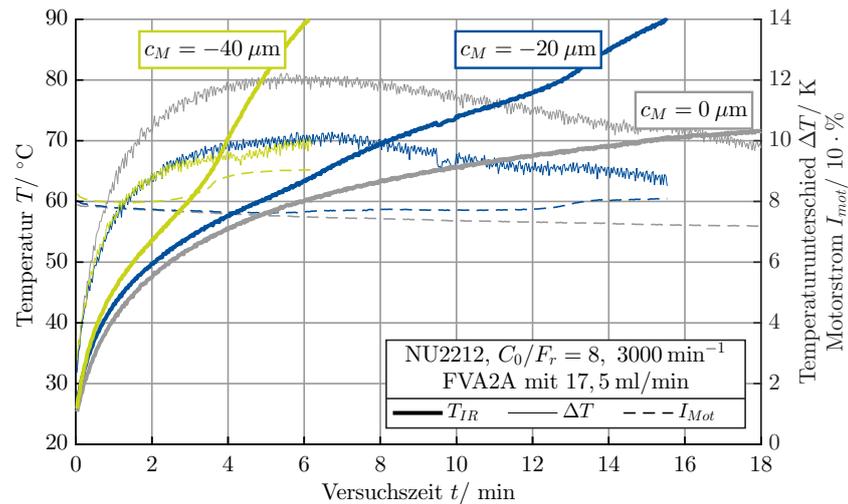


Abbildung 81: Verläufe Lagertemperatur, Temperaturunterschied und Motorstrom verschiedener radialer Vorspannungen NU2212

ratur des zugeführten Schmierstoffs bleibt, wie zu Beginn von Abschnitt 5.3 erläutert, hingegen von der Temperaturentwicklung des Lager nahezu unbeeinflusst.

Bei Auftreten eines Wendepunktes in den Temperaturverläufen zu Beginn des Versuchs steigt der gemessene Motorstrom deutlich an, so dass im Falle der in Abbildung 81 gezeigten Verläufe sogar Werte erreicht werden, die über denen des Versuchsbeginns mit kaltem Lager liegen. In den Verläufen des Betriebsspiels von  $c_M = -20 \mu\text{m}$  sind sowohl in der Lagertemperatur, als auch im Motorstrom sogar zwei Wendepunkte des Wiederanstiegs zu erkennen.

In allen durchgeführten Untersuchungen am ausgerichteten Versuchslager NU2212 flacht der Temperaturanstieg nach Auftreten eines Wendepunktes wieder ab, ebenso tritt keine kontinuierliche Vergrößerung des Temperaturunterschiedes auf. Ein erneutes Absinken des prozentualen Motorstroms  $I_{\text{mot}}$  ist dennoch nicht zu beobachten, der Verlauf flacht aber ab und nähert sich einem konstanten Wert an. Eine kontinuierliche, selbstverstärkende Vergrößerung der Vorspannung, wie in Abbildung 21 skizziert, trat während der Versuche folglich nicht auf. Die Änderung des Reibmoments bzw. des Motorstroms und der Anstieg der Lagertemperaturen können aber durchaus als Anzeichen bzw. Anfänge eines instationären Verhaltens angesehen werden.

### 5.3.2 NU2212 schiefgestellt

In einer zweiten Serie von Versuchen wurde das einreihige Zylinderrollenlager NU2212 schiefgestellt betrieben. Dabei wurde im Versuchsaufbau der Außenring gegenüber dem Innenring entweder um

10' geschränkt oder der Innenring gegenüber dem Außenring um ebenfalls 10' verkippt, vgl. Abbildung 35. Tabelle 3 listet die gegenüber den Versuchen mit ausgerichtetem Versuchslager im Umfang reduzierten Betriebsparameter auf. Die einzelnen Versuche wurden erneut unter voller Last und mit einer Drehbeschleunigungsvorgabe von  $283 \text{ min}^{-1}/\text{s}$  gestartet, wobei der Prüfstand vor jedem Start auf Raumtemperatur abkühlen konnte.

Radiale Belastung	$C_0/F_r$ ( $F_r$ / kN)	8 19.125)
Drehzahl	$n/ \text{min}^{-1}$	1000
Montagespiel	$c_M/ \mu\text{m}$	20, 0, -20 und -40
Schiefstellung		Kippen (K) oder Schränken (S) mit 10'
Schmierung		FVA2A mit $17.5 \text{ ml}/\text{min}$ eingespritzt
Starttemperatur	$T_0/ ^\circ\text{C}$	20 (Umgebungstemperatur)

Tabelle 3: Versuchsbedingungen Temperaturversuche NU2212 schiefgestellt

Abbildung 82 und 83 zeigen die berechneten Wälzkörperkräfte der untersuchten Laststufe  $C_0/F_r = 8$  für die beiden gewählten Schiefstellungen. In den Diagrammen ist die Grenze zwischen positivem Betriebsspiel und Vorspannung hervorgehoben. Im verkippten Lager erfolgt bereits bei einem Betriebsspiel von  $-10 \mu\text{m}$  ein Anliegen des Wälzkörpers gegenüber der Lasteinleitung infolge der aufgeprägten Lage der Ringe bzw. Wälzkörper zueinander (Abbildung 35 rechts). Im geschränkten Lager ist hingegen bei positiven Betriebsspielen die Lastzone gegenüber dem ausgerichteten Zustand, siehe Abbildung 84, bereits vergrößert.

Im Bereich kleiner negativer Betriebsspiele übersteigen sowohl die maximalen Wälzkörperkräfte, als auch diejenigen gegenüber der Lasteinleitung des gekippten Lagers die Werte des ausgerichteten Zustands. Während beim betrachteten positiven Betriebsspiel die jeweilige Schiefstellung lediglich eine Veränderung der Belastung des höchstbeanspruchten Wälzkörpers hervorruft, vergrößert sich die Anzahl kontaktierender Wälzkörper, sobald das Lager spielfrei oder vorgespannt betrieben wird.

Die Auswertung der Temperaturversuche erfolgte ebenfalls anhand der stationären mittleren Lagertemperatur  $\bar{T}_{stat}$ , des stationären Temperaturunterschieds zwischen den Lagerringen  $\Delta T_{stat}$  sowie anhand des maximalen Temperaturunterschieds zu Versuchsbeginn  $\Delta T_{max}$ . In den nachfolgenden Diagrammen sind die jeweiligen Werte der unter Schiefstellung durchgeführten Versuche denen des ausgerichteten

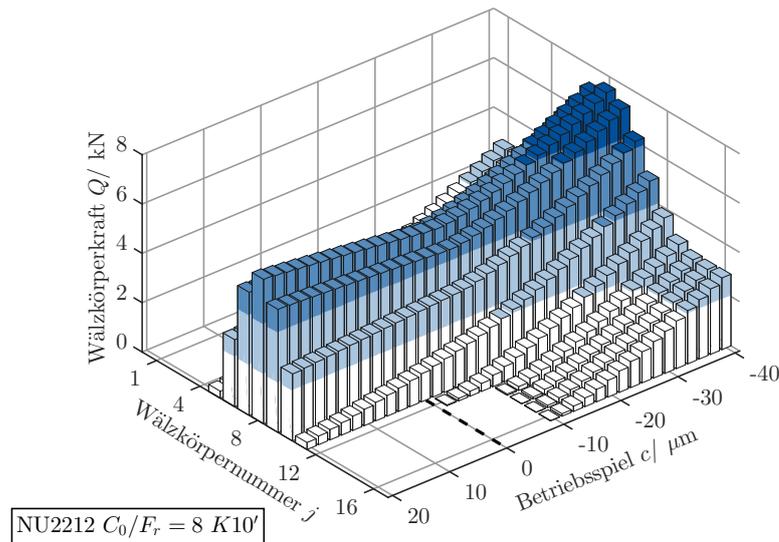


Abbildung 82: berechnete Verteilung der Wälzkörperkräfte NU2212 gekippt

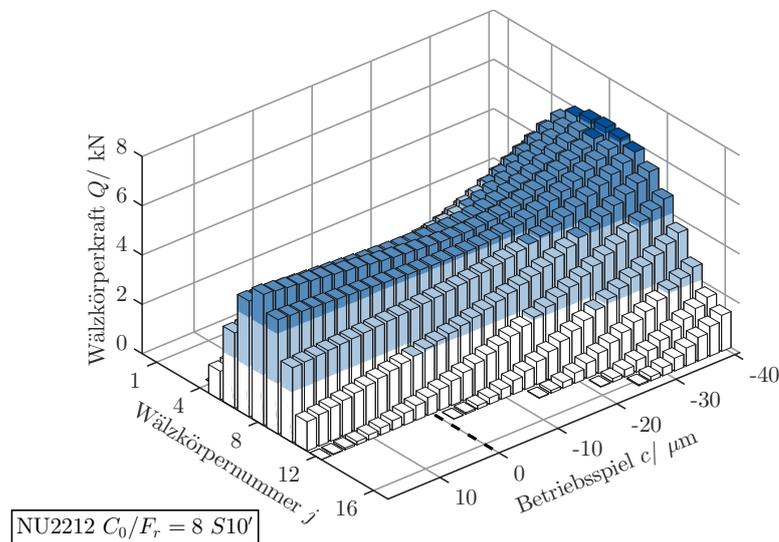


Abbildung 83: berechnete Wälzkörperkräfte NU2212 geschränkt

Zustands gegenübergestellt. Der Übersichtlichkeit halber sind dabei nur zwei Drehzahlstufen sowie die höchste Belastung ( $C_0/F_r = 8$ ) der Versuche mit ausgerichtetem Lager abgebildet.

Die mittlere Lagertemperatur im stationären Betrieb des Lagers  $\bar{T}_{\text{stat}}$  ist in Abbildung 84 über dem eingestellten Montagespiel  $c_M$  dargestellt. Die Temperaturen des schiefgestellt betriebenen Lagers unterscheiden sich im Falle positiver Betriebsspiele nur geringfügig von denen des ausgerichteten Lagers, übersteigen mit abnehmendem negativen Betriebsspiel diese aber deutlich. Für das gekippte Lager bei einem Montagespiel von  $-40 \mu\text{m}$  konnte kein stationärer Zustand erreicht werden, da der Versuch aufgrund der Überschreitung des festgelegten Temperaturgrenzwertes abgebrochen werden musste.

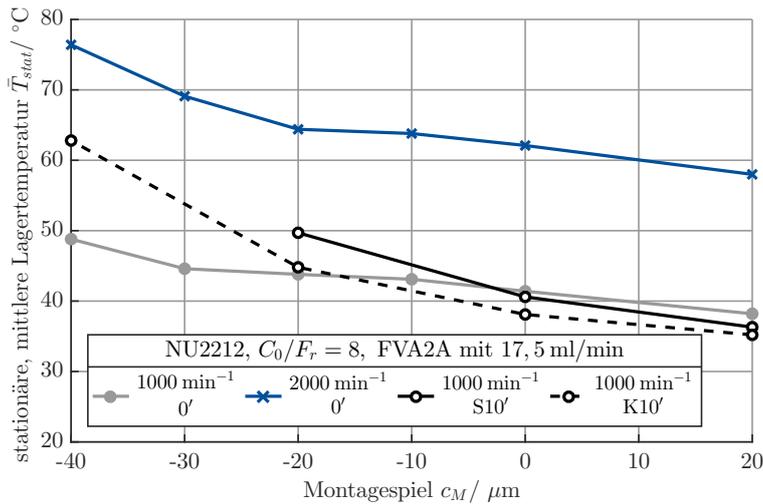


Abbildung 84: stationäre, mittlere Lagertemperaturen für Schränken (S) und Kippen (K) NU2212

Abbildung 85 enthält die Temperaturunterschiede zwischen den Lagerringen unter Schiefstellung im stationären Betrieb  $\Delta T_{stat}$ . Im Falle positiver Montagespiele liegen diese deutlich über denen des ausgerichteten Lagers. Mit Abnahme des Montagespiels nehmen die Temperaturunterschiede aber ab und sinken sogar unter die Werte des ausgerichteten Lagers. Eine Abnahme des Temperaturunterschiedes bei Verringerung des Betriebsspiels bzw. Vergrößerung der radialen Vorspannung konnte bereits in den Versuchen des ausgerichteten Lagers bei höheren Drehzahlen und höheren Vorspannungen beobachtet werden, siehe Abbildung 77.

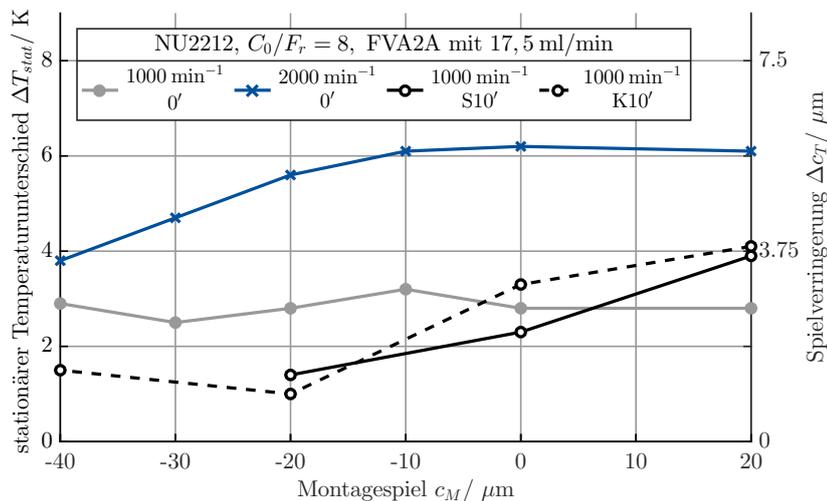


Abbildung 85: stationäre Temperaturunterschiede für Schränken (S) und Kippen (K) NU2212

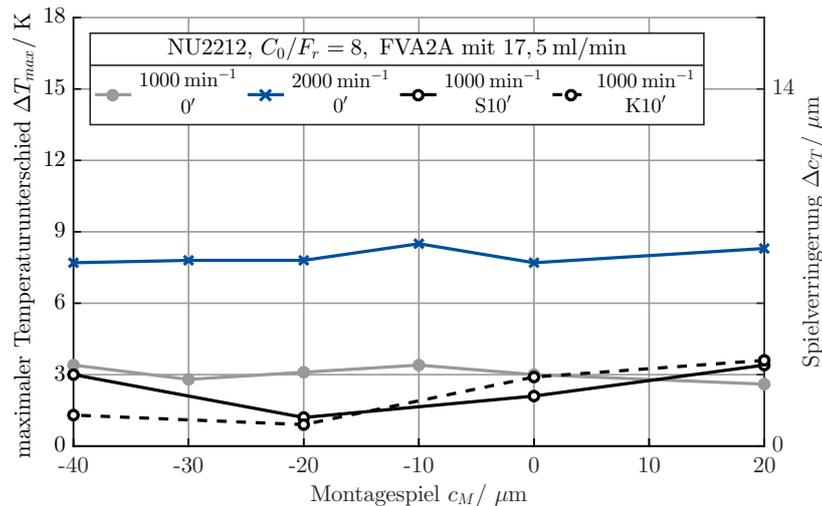


Abbildung 86: maximale Temperaturunterschiede für Schrägen (S) und Kippen (K) NU2212

Die maximal im Verlauf der jeweiligen Versuchsreihen mit Schiefstellung erreichten Temperaturunterschiede  $\Delta T_{\text{max}}$ , vgl. auch Abbildung 79, sind in Abbildung 86 aufgetragen. Diese sind für positive Montagespiele ebenfalls höher als diejenigen der ausgerichtet betriebenen Versuche. Mit abnehmendem Montagespiel nähern sich die Werte der maximalen Temperaturunterschiede denen des ausgerichteten Lagers an. Die maximal erreichten Temperaturunterschiede des schiefgestellten Lagers sind für alle Montagespiele größer, als die entsprechenden Temperaturunterschiede im stationären Betrieb. Für die Versuche ohne Schiefstellung waren die Überhöhungen des Temperaturunterschiedes zu Beginn der Versuche dieser Drehzahl weniger stark ausgeprägt.

Während der Temperaturversuche am schiefgestellt betriebenen Lager NU2212 traten somit für die berücksichtigten Parameterkombinationen und Umgebungsbedingungen selbst mit radialen Vorspannungen keine instationären Betriebszustände infolge einer selbstverstärkenden Änderung des Betriebsspiels auf. Mit Abnahme des Lager Spiels stiegen hingegen die stationären Lagertemperaturen der schiefgestellten Lager stärker an als im ausgerichteten Lager.

### 5.3.3 NNCF5012

Neben den einreihigen Lagern NU2212 mit Kunststoffkäfig der zuvor gezeigten Temperaturversuche wurde ebenfalls ein zweireihiges vollrolliges Lager (NNCF5012) zur Untersuchung der Lagertemperaturen eingesetzt. In diesem können sich benachbarte Wälzkörper berühren, woraus zusätzliche Reibanteile zwischen den Wälzkörpern entstehen. Dabei ist ein Aufbau von Zwangskräften möglich, wenn sich

die Wälzkörper-Wälzkörperkräfte im Lager nicht abbauen können. Die Versuche am ausgerichteten, vollrolligen Lager wurden ebenfalls anhand der Werte  $\bar{T}_{stat}$ ,  $\Delta T_{stat}$  und  $\Delta T_{max}$  ausgewertet. Zur Berechnung der Kennwerte wurden durchgängig die Temperaturwerte der Lagerreihe am freien Prüfwellenende berücksichtigt. Die verwendeten Versuchsbedingungen sind in Tabelle 4 zusammengefasst.

Radiale Belastung	$C_0/F_r$ ( $F_r$ / kN)	16, 32 und 64 18.75, 9.375 und 4.688)
Drehzahl	$n$ / $\text{min}^{-1}$	500, 1000 und 1500
Montagespiel	$c_M$ / $\mu\text{m}$	10, 0, -10, -20, -30 und -40
Schmierung		FVA2A mit 35 ml/min eingespritzt
Starttemperatur	$T_0$ / $^{\circ}\text{C}$	20 (Umgebungstemperatur)

Tabelle 4: Versuchsbedingungen Temperaturversuche NNCF5012 mit ausgerichteten Lagerringen

Der mechanische Versuchsaufbau unterscheidet sich von der Versuchsanordnung mit einreihigen Lagern lediglich durch lagergeometriebedingt geänderte Aufnahmen des Lagerinnen- und Außenrings. Der Schmierstoff wird über Bohrungen im Außenring zwischen den Lagerreihen zugeführt. Der Ölvolumenstrom wurde gegenüber den Versuchen am Lager NU2212 angepasst, die Temperatur des geförderten Schmierstoffs erhöhte sich während der Versuche dennoch kaum. Die Höhe der maximalen radialen Belastung ist durch die Maximalkraft der eingesetzten Kraftmessplattform des Einzellagerprüfstandes begrenzt, siehe Abschnitt 5.1.1. Höhere Drehzahlen erwiesen sich als ungeeignet zum Erreichen stationärer Betriebszustände, da bereits bei positiven Montagespielen die Lagertemperaturen im Verlauf der Versuche ein Viskositätsverhältnis  $\kappa < 1$  herbeigeführt hätten.

Das Versuchslager wurde bei jeder Einstellung des Montagespiels zerlegt. Zur Wiedermontage im Versuchsaufbau wurden die Wälzkörper durch eine Haltevorrichtung, die in den Freiraum zwischen diese greift, am Innenring gehalten. Am Außenring des Versuchslagers wurde der feste Bord vor dem Freistich zur Lauffläche bis über den Laufflächendurchmesser abgedreht. So konnte das Lager axial in Richtung der Stützlagerung zerlegt und die gegenüberliegende Stirnseite des Wälzkörpersatzes durch Entfernung des Sicherungsringes optisch frei zugänglich gehalten werden. Der bearbeitete Absatz diente außerdem als Einfädelhilfe des Wälzkörpersatzes.

Die stationäre, mittlere Temperatur  $\bar{T}_{stat}$  des Lagers NNCF5012 ist für verschiedene Drehzahlen  $n$  und Belastungsverhältnisse  $C_0/F_r$  über dem Montagespiel  $c_M$  in Abbildung 87 aufgetragen. Verläufe gleicher Farbe bzw. Datenpunktmarkierung beruhen erneut auf Ver-

suchen mit gleichen Drehzahlen. Die Liniendicke symbolisiert mit steigendem Wert eine Erhöhung der Radiallast.

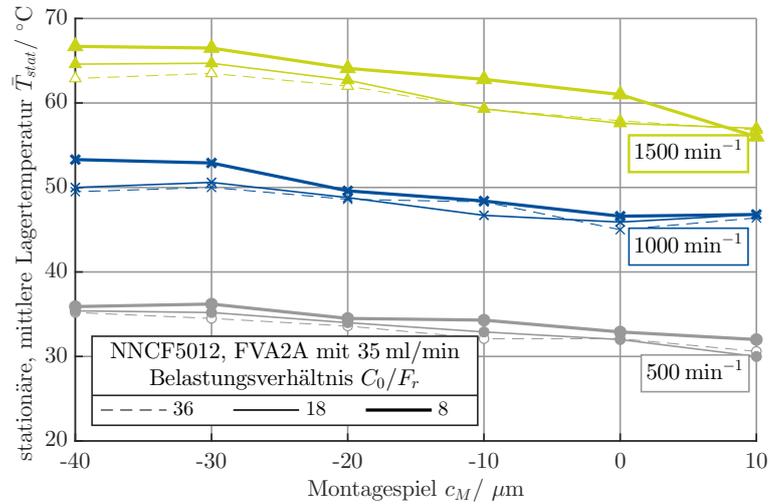


Abbildung 87: stationäre, mittlere Lagertemperaturen NNCF5012 mit ausgerichteten Lagerringen

Die Beharrungstemperaturen der Versuche unterschiedlicher Drehzahlen grenzen sich, wie bereits für das einreihige Lager mit Käfig NU2212 beschrieben, deutlich voneinander ab. Der Einfluss der Radiallast fällt hingegen für das zweireihige, vollrollige Lager sehr gering aus. Mit Erhöhung der Drehzahl und mit wachsender Belastung steigen die stationären Lagertemperaturen aufgrund höherer Reibleistungen an. Mit abnehmendem Montagespiel steigen die Temperaturen, die sich zum Ende der Versuche einstellen, ebenfalls an.

Die Temperaturunterschiede, die sich im Beharrungszustand am Versuchslager NNCF5012 einstellten ( $\Delta T_{\text{stat}}$ ), sind in Abbildung 88 dargestellt. Die resultierende Verringerung des Betriebsspiels  $\Delta c_T$  ist erneut den Verläufen des Temperaturunterschieds mit Hilfe der sekundäre y-Achse zugeordnet.

Die Temperaturdifferenz zwischen Innen- und Außenring im Beharrungszustand  $\Delta T_{\text{stat}}$  ist, wie bereits zuvor bei den Temperaturversuchen des Lagers NU2212 beobachtet, für vorgespannte Versuche kleiner als für Versuche mit positivem Montagespiel. Im Bereich negativer Montagespiele kleinen Betrages bildet sich mit Ausnahme der kleinsten Drehzahlstufe ein Minimum des Temperaturunterschiedes zwischen den Ringen aus. Für Bereiche mit positivem Montagespiel ist eine Abhängigkeit des stationären Temperaturunterschieds von der Belastung zu erkennen, wobei die Temperaturunterschiede der höchsten Laststufe unter denen der mittleren Lasten liegen. Analog zu den Versuchen des Lagers NU2212, vgl. Abbildung 77, nähern sich die Temperaturunterschiede der Versuche verschiedener Drehzahlen mit abnehmendem Montagespiel einander an.

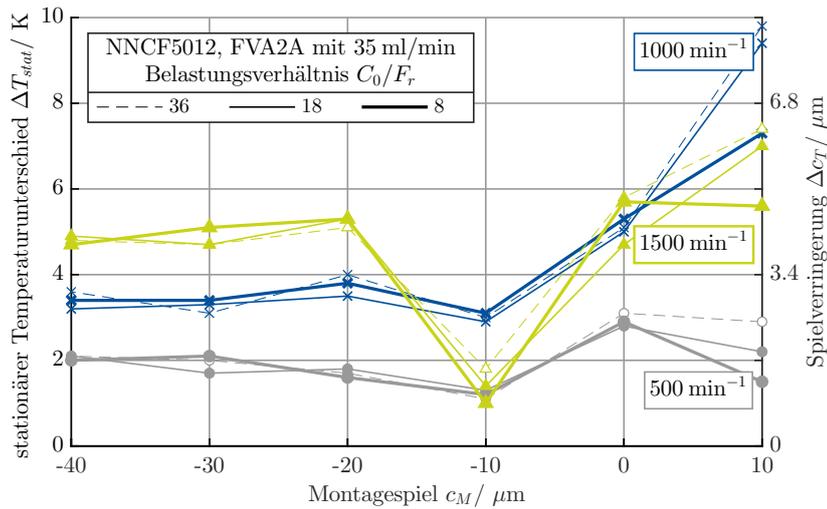


Abbildung 88: stationärer Temperaturunterschied NNCF5012 mit ausgerichteten Lagerringen

Abbildung 89 zeigt die maximal erreichten Temperaturunterschiede zwischen den Lagerringen  $\Delta T_{max}$ , die sich zu Beginn der Versuche mit dem zweireihigen vollrolligen Lager NNCF5012 ausbildeten, vgl. auch Abbildung 89 für das einreihige Lager mit Käfig. Im Gegensatz zu den Temperaturunterschieden im stationären Betrieb nimmt sowohl mit steigender Drehzahl als auch mit steigender Last der maximale Temperaturunterschied zu. Die Aufbringung negativer Montage- bzw. Betriebsspiele führt hingegen zu dessen Absenkung.

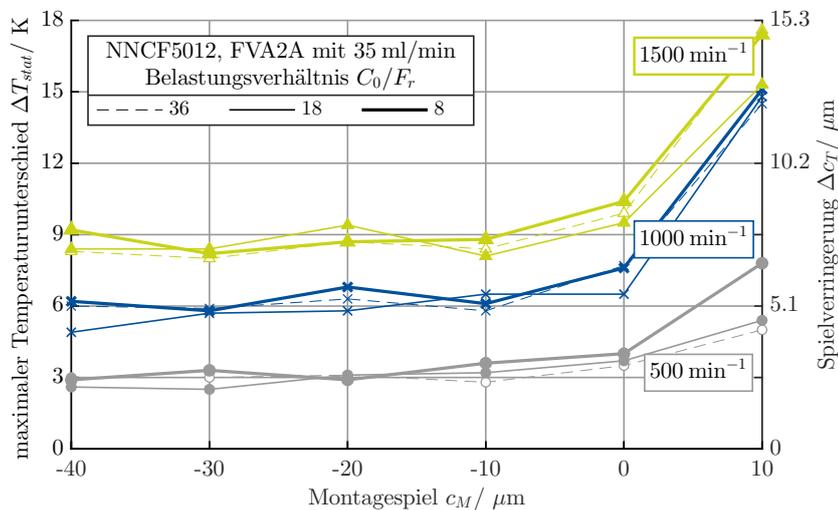


Abbildung 89: maximaler Temperaturunterschied NNCF5012 mit ausgerichteten Lagerringen

Alle durchgeführten Versuche des zweireihigen, vollrolligen Lagers NNCF5012 erreichten einen stationären Betrieb. Es konnte ebenfalls keine selbstverstärkende Vergrößerung des Temperaturunterschieds

zwischen den Lagerringen beobachtet werden. Abbildung 90 zeigt unter der Annahme steifer Lagerumgebungen berechnete Wälzkörperkräfte der höchsten verwendeten Laststufe  $C_0/F_r = 16$  für eine Variation des Betriebsspiels  $c$ . Die Verteilung der Wälzkörperbelastungen der übrigen Versuchslasten sind in Abbildung 124 und 125 des Anhangs zusammengestellt. Bereits bei einem Montagespiel von  $-10 \mu\text{m}$  wird demnach für alle verwendeten Radiallasten die komplette Anzahl an Wälzkörpern belastet.

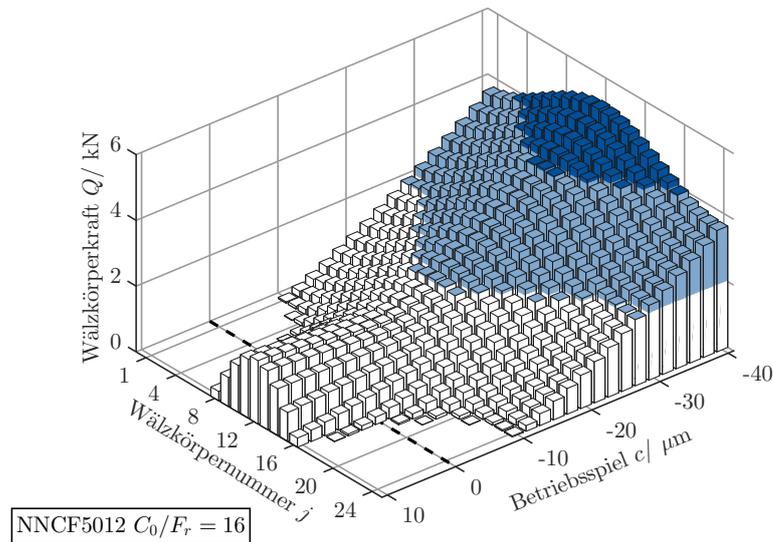


Abbildung 90: berechnete Wälzkörperkräfte NNCF5012 ausgerichtet

#### 5.3.4 NU2256

Analog zu den Versuchen zum Temperaturverhalten an Lagern mit 60 mm Bohrung wurden Stichprobenuntersuchungen mit radial vorgespannten Großwälzlagern (280 mm Bohrungsdurchmesser) durchgeführt. Der hierzu eingesetzte Großwälzlagerprüfstand ist in Abschnitt 5.1.2 beschrieben. Im Gegensatz zu den zuvor gezeigten Versuchsständen ist die direkte Lagerumgebung - abgesehen vom Öl- ablauf - hinsichtlich der thermischen Eigenschaften rotationssymmetrisch. Es wurden deshalb zur Beobachtung der Temperaturverteilung in Umfangsrichtung vier Temperatursensoren an der Mantelfläche des Außenrings über den Lagerumfang verteilt angebracht. Die Innenringtemperatur wurde mit Hilfe eines an einen Funkübertrager angeschlossenen Thermoelements aufgenommen. Das Thermoelement kontaktiert die prüfwellenseitige Passfläche der konischen Hülse des Lagerinnenrings. Durch den Abstand der Messstelle zur Innenringauflagefläche und der großen Wärmekapazität der massiven Innenringaufnahme und Stützwelle reagierte das Signal der Innenringtemperatur träge. Die Beurteilung der Innenringtemperatur und damit auch des Temperaturunterschiedes kann folglich nur im sta-

tionären Zustand erfolgen. Zur Detektierung instationärer Betriebszustände haben sich in früheren Untersuchungen am Großwälzlagerprüfstand aber ebenfalls der Motorstrom als reibmomentproportionale Größe sowie die Ölablauftemperatur direkt am Lager als geeignet erwiesen, siehe auch Abschnitt 5.3.

Die Versuche mit einer reduzierten Anzahl an Versuchsparametern am einreihigen Lager mit Käfig NU2256 dienten der Identifikation möglicher instationärer Betriebszustände an stärker vorgespannten Lagern größerer Dimensionen. Tabelle 5 fasst die Versuchsbedingungen der Großwälzlagerversuche zusammen. Eine höhere Versuchsdrehzahl konnte nicht verwendet werden, da selbst im spielfreien Zustand aufgrund hoher Lagertemperaturen keine stationären Betriebszustände erreicht werden konnten. Vor der Durchführung der Temperaturversuche wurde das spielfreie Lager unter Vollschrnierung und mittlerer Last bei  $300 \text{ min}^{-1}$  zum Einlauf der Laufflächen betrieben.

Radiale Belastung	$C_0/F_r$ ( $F_r$ / kN)	6, 12 und 18 542, 271 und 181)
Drehzahl	$n/ \text{min}^{-1}$	500
Montagespiel	$c_M/ \mu\text{m}$	0, -150 und -300
Schrnierung		Mobil Vacuoline 533 mit $3 \text{ l}/\text{min}$ eingespritzt
Starttemperatur	$T_0/ \text{°C}$	ca. 23-25 (Umgebungstemperatur)

Tabelle 5: Versuchsbedingungen Temperaturversuche NU2256 ausgerichtet

Abbildung 91 zeigt gemessene Lagertemperaturen eines Versuchs mit dem kleinsten der eingestellten Montagespiele und der mittleren Laststufe für einen Teil der Versuchslaufzeit. Mit Hilfe der sekundären y-Achse ist zusätzlich der prozentuale Motorstrom des Antriebsmotors als reibmomentproportionale Größe aufgetragen. Dieser sinkt im Gegensatz zu den Lagertemperaturen nach Abschluss der Beschleunigungsphase mit Verringerung der Ölviskosität infolge der Erwärmung des Lagers ab, bis im Beharrungszustand (nicht dargestellt) ein konstanter Wert erreicht wird. Eine selbstverstärkende Änderung des Betriebsspiels bzw. die Erhöhung der Vorspannung wäre hingegen durch einen erneuten Anstieg des Motorstroms gekennzeichnet.

Die Lagertemperaturen steigen mit Erreichen der Nenndrehzahl- und -belastung mit großer Steigung an. Die Steigung flacht im Verlauf des Versuchs ab, so dass ein stationärer Zustand erreicht wird. Im Gegensatz zu den Versuchen mit den Lagern kleineren Bohrungsdurchmessers, siehe z.B. Abschnitt 5.3.1 kann aufgrund der Sensoranordnung des Versuchsaufbaus zu Beginn der Versuche die Über-temperatur des Lagerinnenrings nicht beobachtet werden. Die Tem-

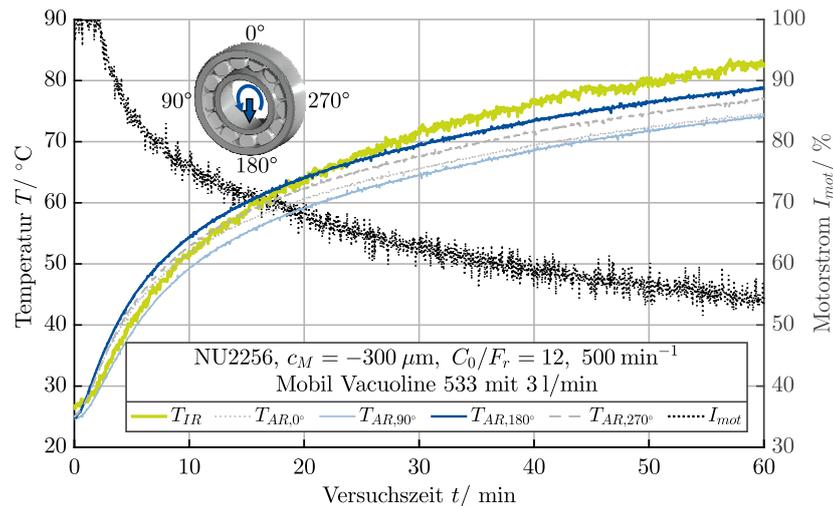


Abbildung 91: gemessene Lagertemperaturen zu Versuchsbeginn NU2256

peratur des Außenrings ist während des Versuchs im Bereich der Lasteinleitung ( $180^\circ$ , vgl. Abbildung 91) am größten. Mit Entfernung vom Scheitelpunkt der Lastzone in Drehrichtung (Drehrichtung  $\hat{=}$  Zählrichtung der Messstellenposition) sinkt die Temperatur am Außenring. Die Temperaturen des Außenrings gegenüber der Lastzone ( $0^\circ$ ) und vor Wiedereintritt der Wälzkörper in den Bereich der durch die äußere Belastung hervorgerufenen Lastzone ( $90^\circ$ ) unterscheiden sich nur geringfügig. An der Temperaturmessstelle bei  $90^\circ$  wurden zum Teil geringere Temperaturen als bei  $0^\circ$  gemessen. Dies ist auf eine Kühlung dieses Lagerbereichs durch Schmierstoff zurückzuführen. Die Zuführung des Schmieröls erfolgt bei  $60^\circ$  erst nachdem die Wälzkörper die Oberseite des Lagers passiert haben durch axiales Einspritzen in den Zwischenraum zwischen Innenring und Käfig.

Den einzelnen Datensätzen der Temperaturversuche wurden analog zum Vorgehen der Versuche mit kleineren Lagern die Werte der mittleren Lagertemperatur  $\bar{T}_{\text{stat}}$  und des Temperaturunterschieds im stationären Zustand  $\Delta T_{\text{stat}}$  entnommen. In Abbildung 92 ist die mittlere Lagertemperatur als Mittelwert aus Innenringtemperatur und der über alle vier Messstellen gemittelten Außenringtemperatur über dem eingestellten Montagespiel  $c_M$  aufgetragen.

Die stationären Temperaturen liegen beim Betrieb mit der höchsten Laststufe deutlich über denen der anderen Radiallasten. Mit Absenkung des Montagespiels zeigt sich keine stetige Erhöhung der Lagertemperatur. Der zugeführte Schmierstoff, der zu Beginn der Versuche Raumtemperatur besaß (ca.  $23\text{-}25^\circ\text{C}$ ) erwärmte sich während der Versuche durch den Einsatz eines Rückkühlers auf maximal  $35^\circ\text{C}$ .

Abbildung 93 stellt über dem Montagespiele  $c_M$  den aus dem Mittelwert der vier Außenringtemperaturen und der Innenringtemperatur berechneten Temperaturunterschied  $\Delta T_{\text{stat}}$  im stationären Betrieb für die einzelnen verwendeten Radiallasten dar. Mit Abnahme des

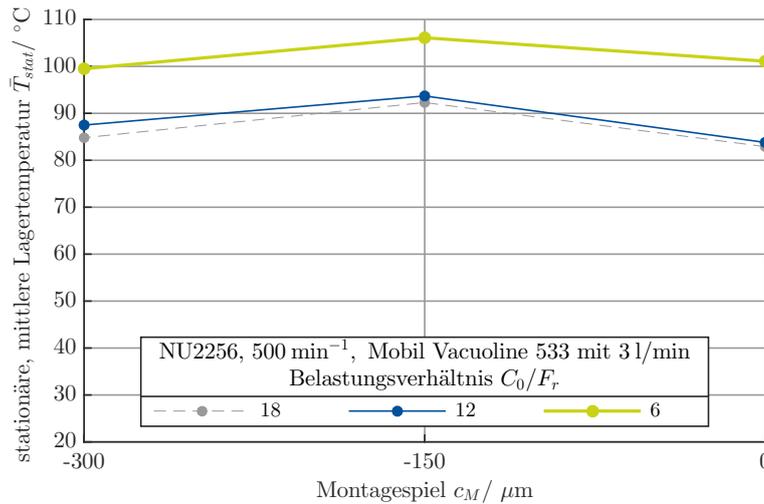


Abbildung 92: stationäre, mittlere Lagertemperaturen NU2256 mit ausgerichteten Lagerringen

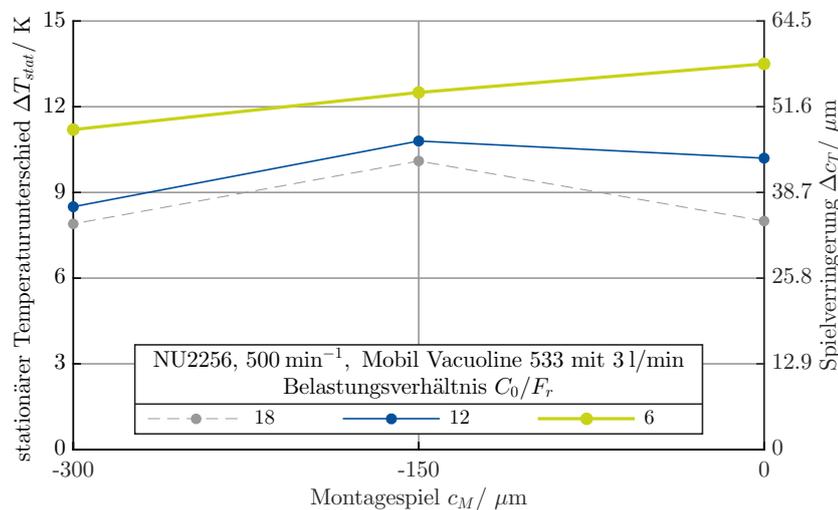


Abbildung 93: stationärer Temperaturunterschied NU2256 mit ausgerichteten Lagerringen

Montagespiels sinken, wie bereits an kleineren Lagern beobachtet, die Temperaturunterschiede zwischen den Lagerringen geringfügig. Die sekundäre y-Achse ordnet den aufgetragenen Verläufen des Temperaturunterschiedes die resultierenden thermische Spielminderung  $\Delta c_T$  im stationären Zustand zu.

Die Wälzkörperkräfte im Inneren des Lagers NU2256 wurden versuchsvorbereitend mit Hilfe von LAGER2 berechnet. Sie sind in Abbildung 94 für die höchste Belastung der Versuche ( $C_0/F_r = 6$ ) sowohl für positive Betriebsspiele, als auch für den Bereich der in den Versuchen verwendeten Vorspannungen dargestellt. Die berechneten Wälzkörperkraftverteilungen der anderen untersuchten Belastungen kön-

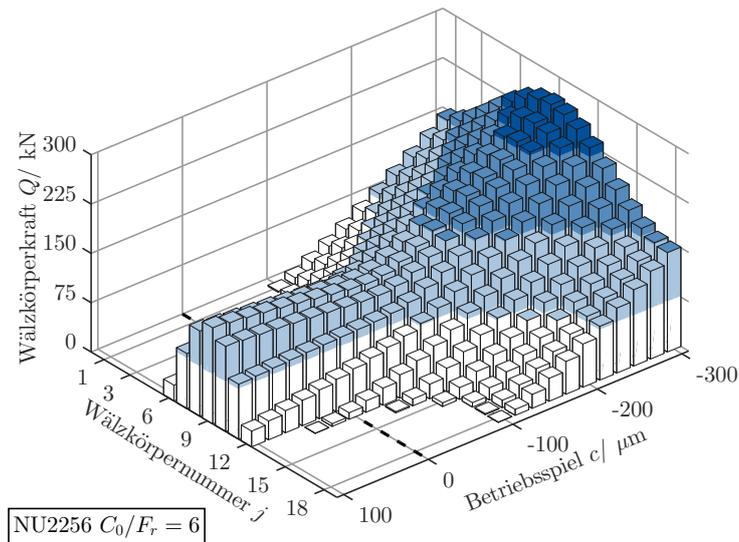


Abbildung 94: berechnete Wälzkörperkräfte NU2256 ausgerichtet

nen aus Abbildung 126 und 127 des Anhangs entnommen werden. Im Bereich der größten betrachteten Vorspannung wird insbesondere unter Wirkung der geringeren Lasten die Belastung der Wälzkörper von der Auswirkung der radialen Vorspannung dominiert. Abbildung 95 enthält zusätzlich die aus LAGER2-Berechnungen abgeleiteten hinsichtlich Pressung und Lebensdauer optimierten Betriebsspiele  $c_{\text{opt}}$  des Lagers NU2256, vgl. Kapitel 4.

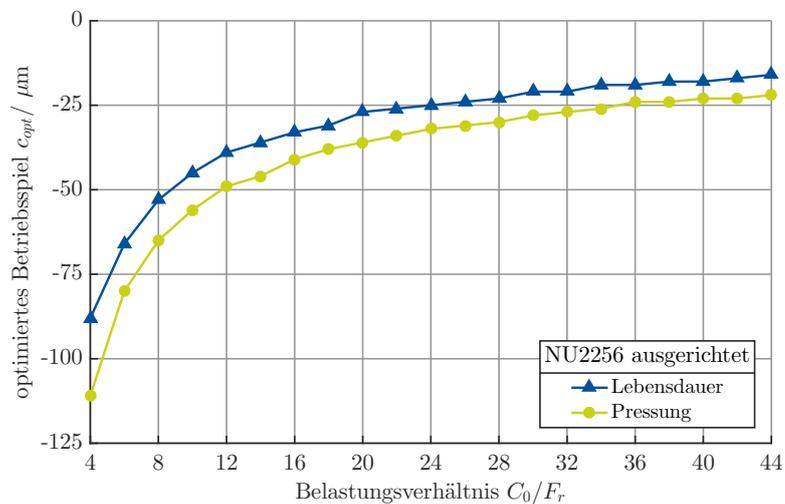


Abbildung 95: Betriebsspiele maximaler Lebensdauer und minimaler Kontaktpressung NU2256

Die in den Stichversuchen mit Großwälzlagern verwendeten Lager-spiele liegen folglich weit unterhalb der berechneten optimierten Betriebsspiele. Das Versuchslager zeigte dennoch keine Anzeichen für ein selbstverstärkendes Betriebsverhalten und konnte für alle gewähl-

ten Betriebsbedingungen bis zum Erreichen des stationären Zustandes betrieben werden.

#### 5.4 REIBMOMENTE

Zur Bestimmung des Reibmomentes von Zylinderrollenlagern unterschiedlicher Betriebsspiele wurden einreihige Zylinderrollenlager NU206 mit verschiedenen Belastungen und Drehzahlen im Vierlager-Radiallebensdauerprüfstand, siehe Abschnitt 5.1.3, betrieben. Die verwendeten Versuchsbedingungen sind in Tabelle 6 aufgeführt. Das Reibmoment der temperierten Lageranordnung wurde mit Hilfe einer Drehmomentmesswelle zwischen Antriebsmotor und Prüfwellen aufgenommen. Zusätzlich wurden die Temperaturen der Lageraußenringe sowie die Temperatur eines Innenrings im Betrieb gemessen.

Radiale Belastung	$C_0/F_r$ ( $F_r$ / kN)	3.24, 6.49 und 14.6 11.25, 5.625 und 2.5)
Drehzahl	$n$ / $\text{min}^{-1}$	1000 und 3000
Montagespiel	$c_M$ / $\mu\text{m}$	28, 0 und -13
Schmierung		FVA2A mit 50 ml/min je Lager eingespritzt

Tabelle 6: Versuchsbedingungen Reibungsuntersuchungen NU206

Die Temperierung des Systems wurde so eingestellt, dass sowohl für jede Betriebsdatenkombination, als auch im Hochlauf des jeweiligen Versuchs das Viskositätsverhältnis  $\kappa$  bezogen auf die mittlere Außenringtemperatur der vier Lager zwei betrug und das Fördervolumen des Schmierstoffs für jede Temperatur bzw. Viskosität gegeben war. Die Aufnahme der Reibmomente der jeweiligen Last-/ Drehzahlkombination erfolgte im Beharrungszustand. Vor Beginn der Reibungsuntersuchungen wurde jeder Ansatz einem Einlaufvorgang unter Vollschmierung und mittlerer Last unterzogen.

Im Gegensatz zu den Aufbauten und Versuchsbedingungen, die in Abschnitt 5.3 verwendet wurden, kann sich die Temperatur der Lageraußenringe im Vierlager-Radiallebensdauerprüfstand nicht selbständig einstellen, was zu einer Erhöhung des Temperaturunterschieds zwischen Innen- und Außenring führen kann. Während der Hochläufe konnten unter den in Tabelle 6 genannten Betriebsbedingungen dennoch keine selbstverstärkenden Änderungen des Betriebsspiels beobachtet werden, da die Hochlaufvorgänge unter allmählicher Anhebung von Last- und Drehzahl sowie Öltemperatur stattfanden. In Abbildung 96 sind die im stationären Zustand gemessenen Temperaturunterschiede in Abhängigkeit des Montagespiels aufgetragen.

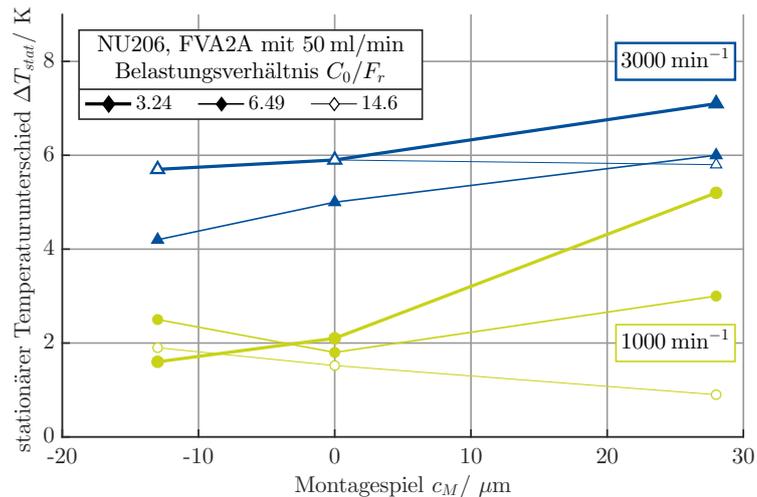


Abbildung 96: stationärer Temperaturunterschied NU206

Wie bereits in den Untersuchungen zum Temperaturverhalten an Lagern mit 60 mm Bohrungsdurchmesser beobachtet (siehe z. B. Abschnitt 5.3.1), verringert sich der Temperaturunterschied zwischen den Lagerringen mit abnehmendem Betriebsspiel. Der Einfluss der Belastung auf den Temperaturunterschied nimmt mit Verringerung des Spiels bei geringeren Drehzahlen ebenfalls ab. Die Temperaturunterschiede, die sich im Lager ausbildeten, führten zu rechnerischen Verkleinerungen des Montagespiels um bis zu 4  $\mu\text{m}$ , vgl. Gleichung 4.

In den folgenden Abbildungen werden gemessene und mit Hilfe von LAGER2 berechnete Reibmomente eines einzelnen Zylinderrollenlagers der untersuchten Vier-Lageranordnung gegenübergestellt. Die jeweiligen Werte sind über dem Betriebsspiel  $c$  aufgetragen, das sich aus dem mittleren Montagespiel der Lager  $c_M$  eines Ansatzes und der Spielverringern infolge des gemessenen Temperaturunterschieds  $\Delta c_T$  zwischen Lagerinnen- und Außenring ergibt.

Zur Berechnung des Reibmoments wurde die mittlere Lagertemperatur  $\bar{T}_{\text{stat}}$  des jeweiligen Betriebspunktes als maßgebliche Öltemperatur verwendet. Durch die Temperierung der Lageranordnung und des Schmierstoffs unterscheidet sich diese Temperatur nur geringfügig zwischen Versuchen gleicher Drehzahl. Eine deutliche Erwärmung des Systems bei Verringerung des Betriebsspiels, wie z. B. in Abschnitt 5.3 gezeigt, lag somit nicht vor. Die gemessenen und berechneten Reibmomente gleicher Drehzahl geben über der Variation des Betriebsspiels folglich direkt den Einfluss des Lagerspiels wieder. Der Reibmomentanteil der Planschverluste wurde Messungen am gleichen Aufbau entnommen, da die in LAGER2 enthaltenen Ansätze der Planschverlustberechnung nicht für die Beölungsart des Versuchsaufbaus gültig sind.

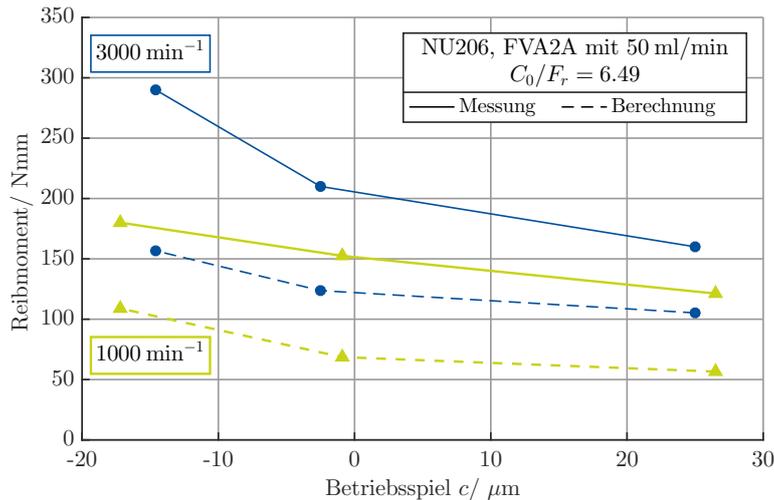


Abbildung 97: Vergleich gemessener und berechneter Reibmomente verschiedener Betriebsspiele und Drehzahlen

Abbildung 97 zeigt die gemessenen und berechneten Reibmomente einer Laststufe und verschiedener Lagerdrehzahlen aufgetragen über dem Betriebsspiel  $c$ . Mit sinkendem Lagerspiel steigt das Reibmoment an, wobei sich die Steigung des gemessenen Reibmoments mit abnehmendem Spiel vergrößert, wie bereits in den theoretischen Betrachtungen zum Reibmoment in Abschnitt 4.4 erläutert. Der Reibmomentunterschied zwischen den Versuchen der betrachteten Drehzahlen sowie die Steigungsänderung der gemessenen Werte werden durch die Berechnung wiedergegeben.

Die Absolutwerte der Berechnungsergebnisse liegen hingegen unter denen der Messungen gleicher Betriebsbedingungen. WANG, der sowohl die Implementierung der Reibungsberechnung in LAGER2, als auch Reibmomentuntersuchungen am gleichen Versuchsaufbau vornahm, führte die Bordreibung als möglichen zusätzlichen Einfluss auf, [Wan14, Wan15]. Diese ist in der Berechnung des Reibmomentes von Zylinderrollenlagern mit Hilfe von LAGER2 nicht berücksichtigt, tritt infolge des Axialschubes der Lager durch Schiefstellungen aber unweigerlich auf.

Abbildung 98 stellt ebenfalls gemessene und berechnete Reibmomente für verschiedene Betriebsspiele gegenüber. Aufgetragen sind darin die Werte für eine Drehzahl und verschiedene Belastungen. Zwischen den Messwerten und Berechnungsergebnissen besteht ebenfalls eine Abweichung in den Absolutwerten, welche auf die zuvor genannten Einflüsse der Berechnungsmethode zurückzuführen ist. Zusätzlich existiert ein Unterschied in der Auswirkung der Belastungsänderung auf das Reibmoment bei den geringsten der betrachteten Betriebsspiele. Während sich die Reibmomente der unterschiedlichen Belastungen in der Berechnung infolge des dominierenden Einflusses der radialen Vorspannung angleichen, vgl. Abbildung 41, bleibt

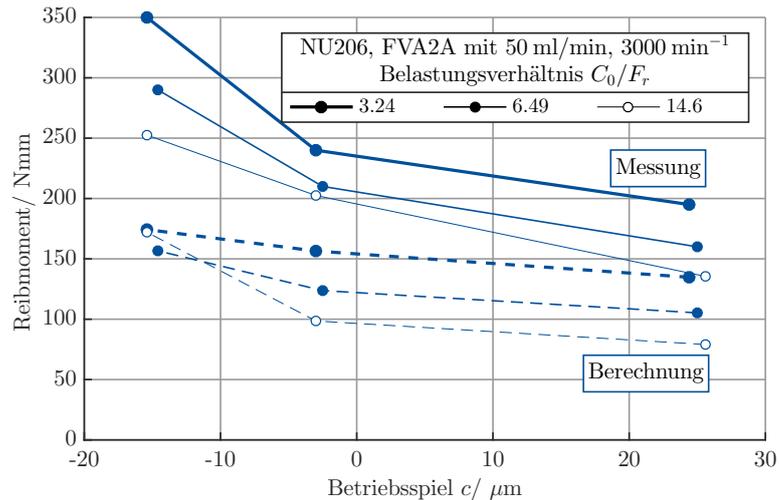


Abbildung 98: Vergleich gemessener und berechneter Reibmomente bei verschiedenen Betriebsspielen und Drehzahlen

in den gemessenen Werten über der Betriebsspielvariation der Belastungseinfluss erhalten. Für diesen Unterschied kann der Einfluss der Umgebungssteifigkeit auf die Lastverteilung im Lager verantwortlich sein. Mit abnehmender Steifigkeit verschiebt sich der Bereich, in dem die radiale Vorspannung die Wälzkörperkräfte dominiert, weiter in Richtung negative Betriebsspiele, vgl. Abbildung 39. Die der Reibmomentberechnung zugrundeliegende Kontaktkraftbestimmung basiert hingegen auf der Annahme steifer Umgebungsstrukturen.

## 5.5 WÄLZKÖRPERAUSRICHTUNG

Am ausgerichteten Lager NU2212 wurde das axiale Bewegungsverhalten und das Schränken der Wälzkörper beim Umlauf im Lager erfasst. Hierzu wurden zwei Wirbelstromsensoren HBM Tr4 mit geringem Abstand zueinander vor den Wälzkörperstirnflächen im Spalt zwischen Innenring und Käfig positioniert, siehe Abbildung 99.

Das Messprinzip eines Wirbelstromsensors beruht darauf, dass ein Erregerfeld, welches mit Hilfe einer wechselstromdurchflossenen Erregerspule des Sensors hervorgerufen wird, in metallischen Objekten Spannungen induziert, die wiederum magnetische Felder verursachen. Diese sind dem Erregerfeld entgegengerichtet und führen zu einer Feldschwächung, welche messtechnisch erfasst werden kann. Die Feldschwächung wird maßgeblich durch den Abstand zum metallischen Objekt beeinflusst. Das Material des Messobjektes bestimmt die Kennlinie des Messsystems.

Der Abstand der beiden Sensoren zueinander ist so gewählt, dass die Wälzkörperstirnfläche beide Sensoren überdeckt. Es kann somit zeitgleich das abstandsproportionale Spannungssignal an zwei Posi-

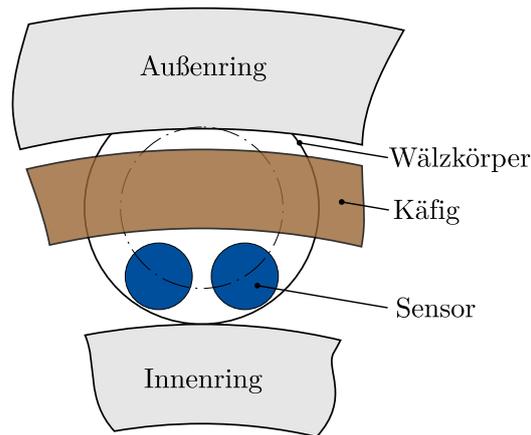


Abbildung 99: schematische Darstellung Anordnung Wirbelstromsensoren

tionen in Breitenrichtung der Wälzkörperstirnfläche an den jeweiligen Signalausgängen abgegriffen werden, wenn sich der Wälzkörper an den Sensoren vorbeibewegt. Aus der Signal- bzw. Abstandsdifferenz und dem Sensorabstand beider Sensoren kann wiederum der Schräkwinkel des Wälzkörpers ermittelt werden. Der Einsatz eines einzelnen Sensors wurde verworfen, obwohl durch zeitlich versetzte Aufnahme ebenfalls axiale Wälzkörperabstände an verschiedenen Positionen der Wälzkörperstirnfläche ermittelt werden können. Zwischen den Messzeitpunkten würde aber ebenfalls die Axialbewegung des Wälzkörpers innerhalb des Führungsspiels erfasst werden, so dass die ermittelbare Abstandsdifferenz der beiden Messpunkte nicht allein den Einfluss des Wälzkörperschränkens enthält.

Der Mess- bzw. Auswertzeitpunkt der Signale beider Wirbelstromsensoren wird mit Hilfe des ebenfalls zeitsynchron aufgenommenen Signals eines induktiver Näherungsschalters bestimmt. Dieser detektiert eine metallische Markierung, die stirnseitig in den Käfig mittig vor jeder Käfigtasche eingebracht wurde. Zudem wurde auf die Trägerstruktur der Sensoranordnung ein Pt100-Temperatursensor appliziert, mit dessen Hilfe die Temperatur der vom aufgeschleuderten Schmierstoff benetzten Sensoranordnung erfasst werden kann. Abbildung 100 zeigt die zuvor beschrieben und in der Trägerstruktur montierten Sensoren, wobei die dem Lager zugewandten Sensorstirnflächen erkennbar sind.

Die Sensoranordnung ist mit Hilfe eines Topfes, der u. a. auch die Ölversorgung enthält (siehe Abschnitt 5.1.1), vor dem Versuchslager montiert, wobei dieser direkt an der Stirnfläche des Außenrings anliegt. Die Sensoranordnung kann um die Drehachse des Lagers geschwenkt werden, so dass die Sensoren an verschiedenen Positionen des Lagerumfangs positioniert werden können.

Zur Bestimmung der Kennlinie von Ausgangsspannung und Objektabstand wurde ein Normal aus 100Cr6 gefertigt. Dieses nimmt die Sensoranordnung inkl. Anbindungsstruktur identisch zum Prüf-

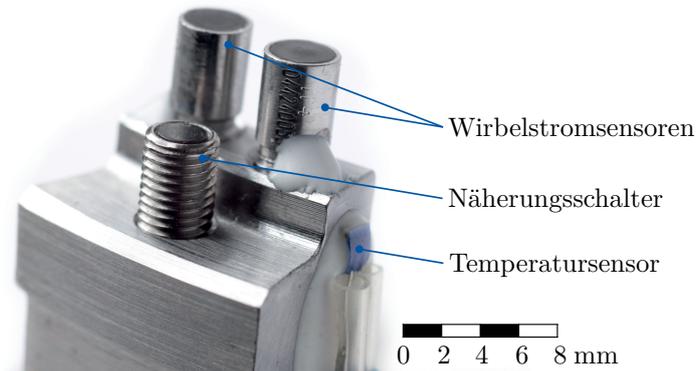


Abbildung 100: Foto Sensoranordnung zur Bestimmung des Wälzkörperschränkwinkels

stand auf und verkörpert die Geometrie eines ausgerichteten Lagers mit einem einzelnen starren, ebenfalls ausgerichteten Wälzkörper vor dem die Sensoren symmetrisch positioniert werden. Durch Verwendung des vollständigen mechanischen Sensoraufbaus zur Kalibrierung wird der Einfluss von Lageabweichungen (z.B. schiefgestellte Sensoren) und der Unterschied im Grundabstand der Sensoren eliminiert. Durch Nachbildung der Lagerumgebung und Lagergeometrie im Normal werden zudem Feldstörungen z.B. durch die radiale Annäherung von metallischen Objekten einbezogen. Der unberücksichtigte Einfluss der veränderlichen radialen Annäherungen des Innenrings an die Wirbelstromsensoren bei Einfederung des Lagers erwies sich in Vorversuchen als nicht relevant.

Die Kalibrierung wurde am vollständigen mechanischen Aufbau mit Hilfe der gesamten elektrischen Messkette durchgeführt. Zur Aufnahme der Kennlinie wurde der Abstand zwischen Topf und Normal und damit zwischen Target und Sensoren durch eingelegte Präzisionsbleche schrittweise verändert. Das Vorgehen wurde für verschiedene Umgebungstemperaturen in einem Temperierschrank wiederholt und so ein Kennfeld der Spannung über dem Sensorabstand und der Temperatur aufgenommen.

Mit Hilfe des ermittelten Kennfeldes werden die synchron aufgenommenen Signale der Wirbelstromsensoren an der Auswerteposition eines jeden Wälzkörpers temperaturabhängig in Abstandswerte umgewandelt und deren Differenz berechnet. Daraus wird wiederum unter Zuhilfenahme des Sensorabstands die Schiefstellung der Stirnfläche und damit der Wälzkörperschränkwinkel bestimmt.

Die Messungen wurden im Beharrungszustand des jeweiligen Betriebspunktes am ausgerichteten Lager vorgenommen, wobei dieses in beiden Drehrichtungen betrieben wurde. Die Sensoranordnung wurde für jede Versuchsparameterkombination und Drehrichtung an elf verschiedenen Positionen zur Messung vor dem Versuchslager befestigt. Die Zählrichtung der Messstellen über dem Umfang ist ent-

gegen des Uhrzeigersinns (NUZS) gewählt, wobei  $0^\circ$  der Mitte der im spielbehafteten Lager unbelasteten Zone an der oberen Seite des Lagers entspricht. Die Betriebsbedingungen der einzelnen Versuche sind in Tabelle 7 zusammengefasst.

Radiale Belastung	$C_0/F_r$ ( $F_r$ / kN)	8 19.125)
Drehzahl	$n$ / $\text{min}^{-1}$	1000 und 2000
Montagespiel	$c_M$ / $\mu\text{m}$	30, 10, 0, -10, -20 und -30
Schmierung	FVA2A mit 17.5 ml/ml eingespritzt	
Messpositionen	$0^\circ$ bis $300^\circ$ in $30^\circ$ Schritten	

Tabelle 7: Versuchsbedingungen der Untersuchungen zum Wälzkörperschränken NU2212

Die Signale der beschriebenen Sensoranordnung wurden im Betrieb des Lagers in jedem Messschritt für mehrere Durchläufe des Wälzkörpersatzes ( $>12$ ) an einer Position vor dem Lager aufgezeichnet und anschließend weiterverarbeitet. Abbildung 101 zeigt exemplarisch die wie beschrieben ermittelten Werte des Schränkswinkels einer Messposition und einer Drehzahl von  $1000 \text{ min}^{-1}$  aufgetragen über der fortlaufenden Anzahl an Messpunkten bzw. Umdrehungen des Wälzkörpersatzes.

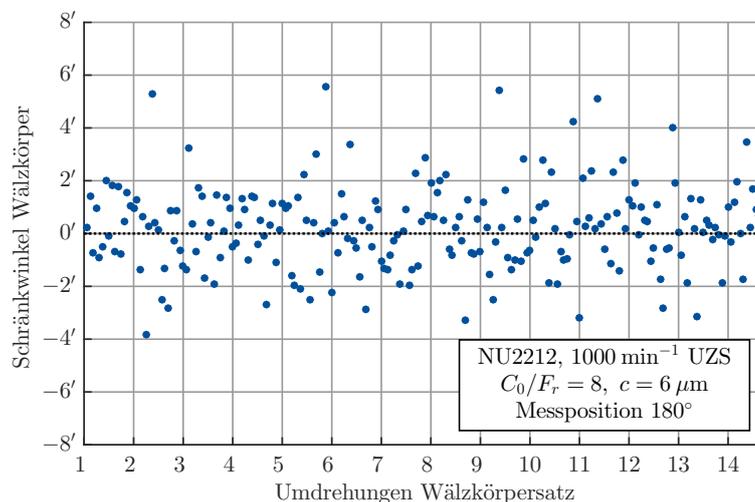


Abbildung 101: Beispiel für gemessenen Wälzkörperschränkswinkelverlauf über mehrere Wälzkörpersatzdurchläufe

Jeder Datenpunkt entspricht dem Wert eines einzelnen Wälzkörpers. Das vermerkte Betriebsspiel  $c$  wurde aus dem bei der Montage eingestellten Montagespiel und der aus der Temperaturdifferenz zwi-

schen den Lagerringen berechneten Spielminderung  $\Delta c_T$  berechnet. Die ermittelten Schränkwinkel streuen für die in Abbildung 101 betrachtete Messposition in der Mitte der Lastzone größtenteils eng um einen gemeinsamen Mittelwert. Ein einzelner, willkürlich ausgewählter Wälzkörper, der auf die Lauffläche des NU-Außenrings gesetzt und angedrückt wurde, konnte in einem Vorversuch um  $\pm 35'$  nahezu kraftfrei zwischen den Führungsborden, die den Wälzkörper auf einer Sekante stützen, verschränkt werden. Es ist davon auszugehen, dass sich der mögliche Schränkwinkel bei Entfernung des Wälzkörpers von der Lauffläche im lastfreien und spielbehafteten Bereich des Lagers infolge der kürzeren stützenden Sekantenlänge vergrößert. In den Datenpunkten sind bei genauerer Untersuchung wiederkehrende Muster im Abstand der Wälzkörperanzahl zu erkennen. Es werden deshalb im weiteren Verlauf die Messwerte gleicher Wälzkörper aus verschiedenen Durchläufen des Wälzkörpersatzes gemeinsam aufgetragen. Die Werte der Wälzkörper können dabei lediglich relativ zum Beginn der Messung angeordnet werden. Eine absolute Zuordnung zu einem Wälzkörper ist nicht möglich, weswegen nachfolgend auf eine Nummerierung der Wälzkörper verzichtet wird.

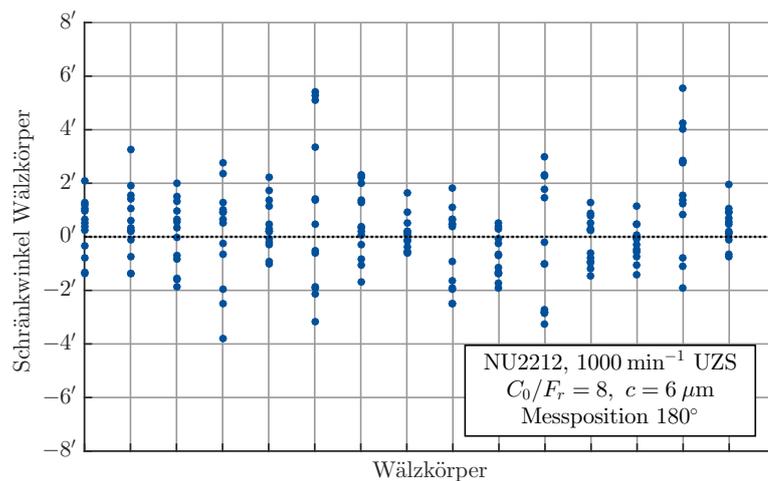


Abbildung 102: Beispiel für ermittelte Wälzkörperschränkinkel einzelner Wälzkörper mehrerer Wälzkörpersatzdurchläufe

Abbildung 102 zeigt die übereinandergelegten Datenpunkte des Wälzkörperschränkinkels. Zwischen den einzelnen Wälzkörpern ist ein Unterschied in den Streubreiten der aus den aufgenommenen Signalen berechneten Werte zu erkennen. Die Mittellagen je Wälzkörper variieren hingegen nur geringfügig für die betrachtete Drehzahl. Die Abweichungen zwischen den Wälzkörpern kann auf Durchmesserunterschiede innerhalb des Sortenintervalls oder anderweitige Fertigungsabweichungen zurückzuführen sein.

Den Werten der zuvor betrachteten Messposition sind die Schränkwinkel aller weiteren untersuchten Messpositionen in Abbildung 103

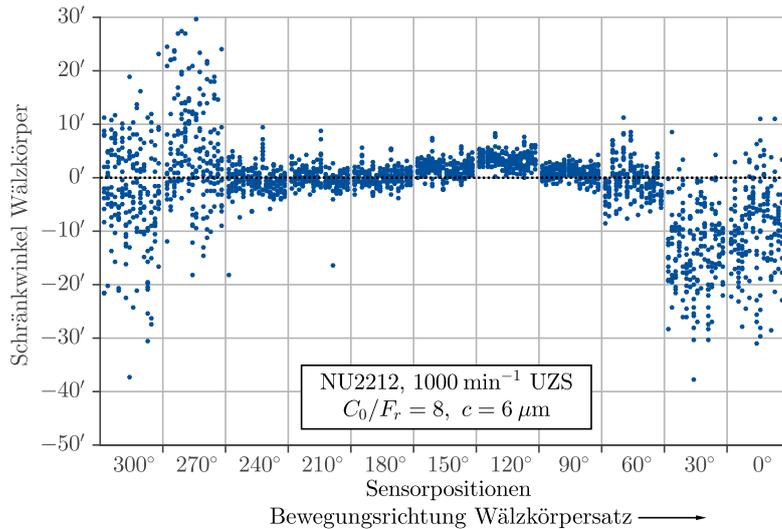


Abbildung 103: Wälzkörperschränkwinkel verschiedener Messpositionen

für die bereits zuvor verwendeten Versuchsparameter gegenübergestellt. Aufgrund von Bauraumbeschränkungen konnte bei allen Versuchen die Sensoranordnung nicht bei  $330^\circ$  positioniert werden.

Mit wachsender Entfernung der Messposition vom höchstbelasteten Kontakt im Lager (Messposition  $180^\circ$ ) bleiben die Streubreiten der ermittelten Wälzkörperschränkwinkel für den betrachteten Betriebspunkt zunächst weiterhin gering. Die Größe dieses Bereichs korrespondiert mit der Lastzonengröße, die sich aus Berechnungen der Lastverteilung, siehe Abbildung 104, für das betrachtete Betriebsspiel ergibt. Durch den konformen Kontakt von Außenring und Wälzkörper wirken bei Vorhandensein einer Kontaktnormalkraft Rückstellkräfte auf den geschränkten Wälzkörper, [Gup84]. Außerhalb des belasteten Bereichs streuen die Schränkwinkel stark, was auf eine freie und regellose Bewegung der Wälzkörper bedingt durch fehlende führende Kontaktkräfte schließen lässt.

Abbildung 105 stellt die Verteilung der Wälzkörperschränkwinkel aus Abbildung 103 zusammen mit den Werten weiterer Betriebsspiele über den einzelnen Messpositionen auf dem Umfang des Lagers dar. Dabei sind erneut für jede Messposition die übereinandergelegten Messwerte der einzelnen Wälzkörper aufgetragen.

Der Bereich des Lagerumfangs, in dem größere Schränkbewegungen der Wälzkörper auftreten, wächst mit zunehmendem Betriebsspiel und verkleinert sich deutlich, wenn das Lagerspiel bis hin zur radialen Vorspannung sinkt. Dies entspricht der Änderung der Lastverteilung bei Veränderung des Betriebsspiels, siehe Abbildung 104.

Abbildung 106 enthält die Verteilung der gemessenen Schränkwinkel über dem Lagerumfang für weitere untersuchte Lagerspiele. Neben dem bereits in Abbildung 105 gezeigten Zustand, der sich für das maximale, untersuchte Montagespiel  $c_M$  ( $\hat{=}$  einem Betriebsspiel von

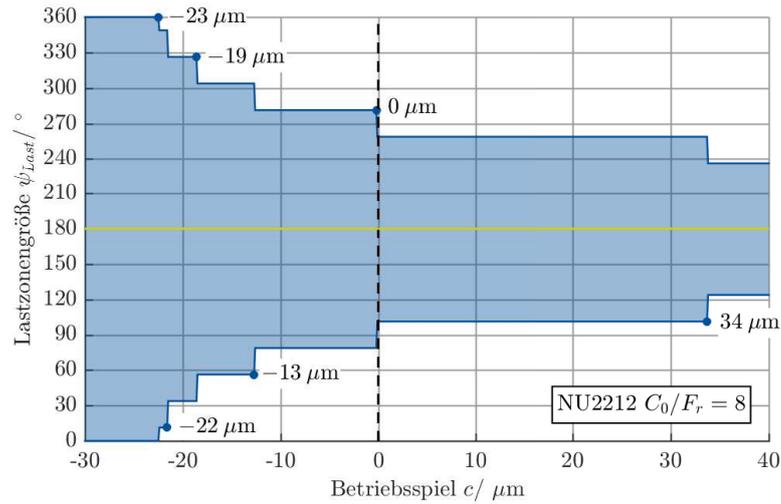


Abbildung 104: berechnete Lastzonengröße NU2212

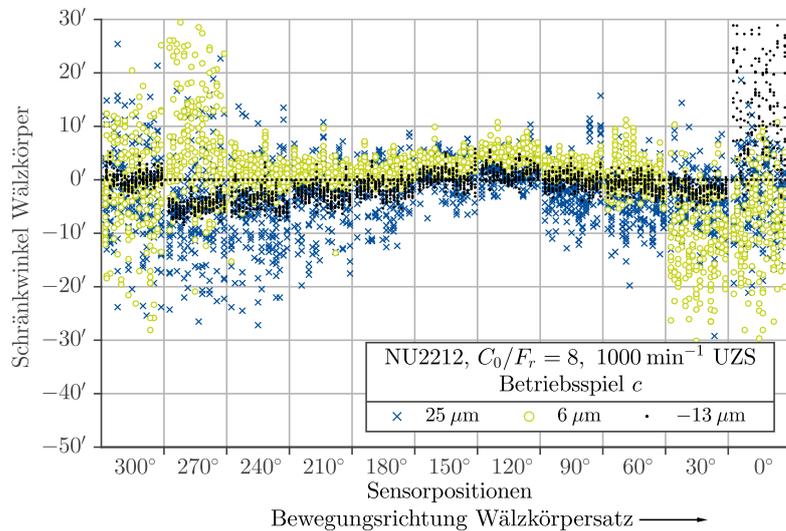


Abbildung 105: Wälzkörperschränkwinkel verschiedener Betriebsspiele

$c = 25 \mu\text{m}$ ) einstellte, ist in Abbildung 106 der Verlauf des spielfrei, aber nahezu nicht vorgespannt montierten Lagers ( $\hat{=} c = -3 \mu\text{m}$ ) enthalten. Dieser ordnet sich hinsichtlich der Größe des Bereichs freier Wälzkörperbewegung zwischen den in Abbildung 105 aufgetragenen Verläufen für  $c = 6 \mu\text{m}$  und  $c = -13 \mu\text{m}$  der betrachteten Drehzahlstufe ein. Im Falle des kleinsten untersuchten Montagespiels (entspricht  $c = -33 \mu\text{m}$  in Abbildung 106) werden die Wälzkörper hingegen über den gesamten Umfang des Lagers geführt und bewegen sich nicht mehr regellos im der Lasteinleitung gegenüberliegenden Bereich.

Abbildung 107 zeigt die Werte der Wälzkörperschränkwinkel für die ebenfalls untersuchte Drehzahlstufe von  $2000 \text{ min}^{-1}$ . Das Lager wurde in den zugehörigen Versuchen mit den gleichen Montagespielen wie in Abbildung 105 zugrundeliegend betrieben. Durch die hö-

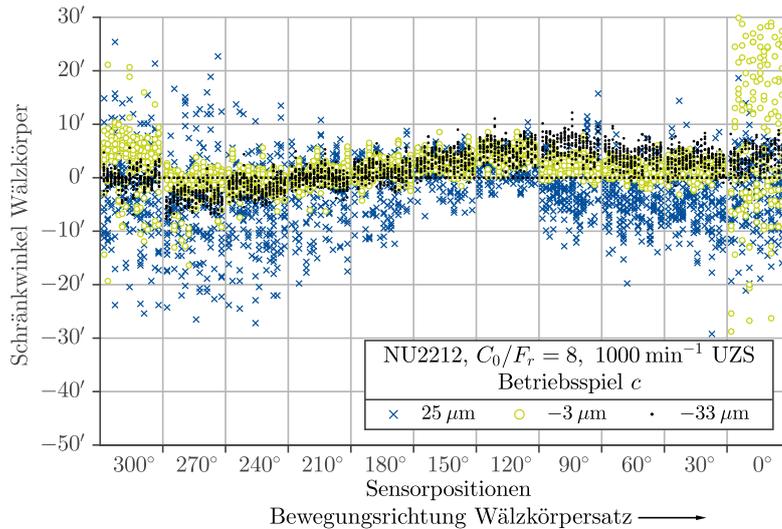


Abbildung 106: Wälzkörperschränkwinkel verschiedener Betriebsspiele

here Drehzahl bilden sich größere Temperaturunterschiede aus, wodurch sich die resultierenden Betriebsspiele gegenüber den Versuchen der Drehzahl  $1000 \text{ min}^{-1}$  unterscheiden.

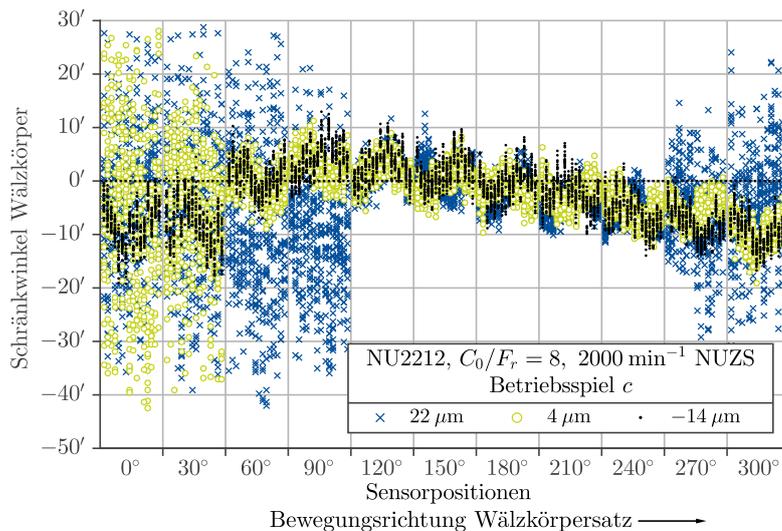


Abbildung 107: Wälzkörperschränkwinkel verschiedener Betriebsspiele

Die Bereiche großer Schränkswinkelstreuung im Lager sind im Vergleich zur zuvor betrachteten Drehzahl stärker abgegrenzt und enthalten größere Schiefstellungswerte. In der belasteten Zone unterscheiden sich die Schränkswinkel verschiedener Wälzkörper an einer Messposition stärker voneinander als zuvor beobachtet. Ebenso ist der Unterschied der Wertemittellagen zwischen der höchstbelasteten Zone und dem gegenüberliegenden Bereich größer als zuvor in Abbildung 105 für die geringere Drehzahl aufgetragen.

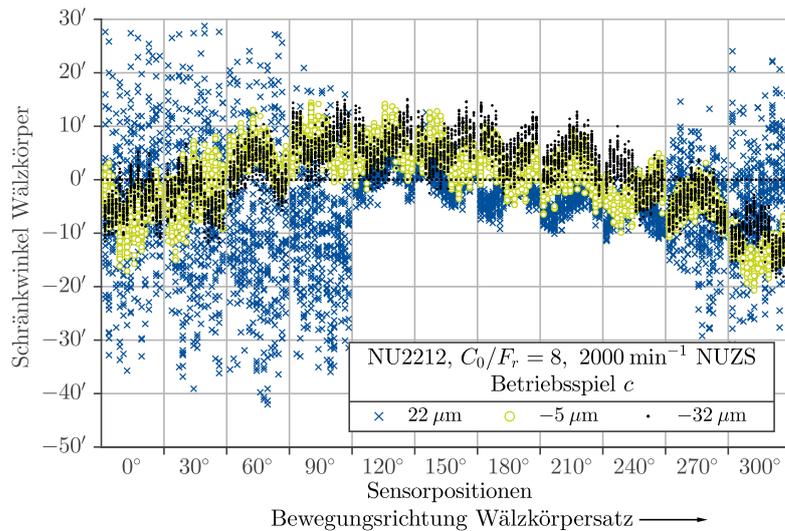


Abbildung 108: Wälzkörperschränkwinkel verschiedener Betriebsspiele

In Analogie zum vorherigen Vorgehen zur Darstellung der Ergebnisse der Drehzahlstufe  $1000 \text{ min}^{-1}$  sind in Abbildung 108 Schränkwinkelverläufe weiterer Betriebsspiele ebenfalls für  $2000 \text{ min}^{-1}$  zusammengestellt. Es ist zu erkennen, dass für die höhere Drehzahlstufe bereits im spielfrei montierten Lager keine regellosen Streuungen mehr auftreten. In der unbelasteten Zone wirken im Falle der höheren Drehzahl Zentrifugalkräfte, die zur Führung der Wälzkörper am Außenring beitragen. Die Schränkwinkel des geringsten betrachteten Betriebsspiels ( $-32 \mu\text{m}$ ) unterscheiden sich nur geringfügig von den vorher gezeigten Verläufen der gleichen Drehzahlstufe.

Das ausgerichtete Zylinderrollenlager zeigte für die verwendeten Betriebsparameter unter Vorspannung keine übermäßige Erhöhung der Wälzkörperschränkwinkel. Dies trifft ebenfalls für größere radiale Vorspannungen zu, bei denen keine lastfreie Zone unter Einfederung des Lagers existiert, in der sich die Wälzkörper selbstständig ohne Zwangskräfte ausrichten könnten. Bei Vorhandensein einer lastfreien Zone führen die Wälzkörper in dieser beim Umlauf im Lager eine scheinbar regellose Bewegung mit unterschiedlichen Schränkwinkeln aus. Die gemessenen Maximalwerte des Wälzkörperschränkwinkels liegen dabei deutlich über denen der höchstbelasteten Zone.

## 5.6 KÄFIGSCHLUPF

Das Signal des vor dem modifizierten Käfig montierten induktiven Näherungsschalters, siehe Abschnitt 5.5, wurde ebenfalls zur Bestimmung der Käfigdrehzahl  $n_{K, \text{real}}$  bzw. deren Abweichung vom kinematisch korrekten Wert der Drehzahl  $n_{K, \text{kin}}$  am Lager NU2212

verwendet. Zum Vergleich verschiedener Betriebsbedingungen wurde der prozentuale Käfigschlupf  $S_K$  berechnet, vgl. Gleichung 34.

$$S_K = \frac{n_{K,kin} - n_{K,real}}{n_{K,kin}} \cdot 100\% \quad (46)$$

Die Untersuchungen wurden mit den Montagespielen  $c_M$  der Versuche zur Bestimmung der Wälzkörperausrichtung für eine Variation von Last und Drehzahl unter statischen Betriebsbedingungen durchgeführt. Der Einfluss von Drehbeschleunigungen oder dynamischen Laständerungen stand nicht im Fokus. Abweichungen der Drehzahlen der Lagerbauteile treten auf, wenn die bremsenden Kräfte im Inneren des Lagers die jeweiligen antreibenden Kräfte übersteigen, siehe auch Abschnitt 2.5. Abweichungen der Käfigdrehzahl sind folglich im Bereich geringer äußerer Lasten zu suchen, bei denen selbst die Kontaktkraft des zentralen Wälzkörpers nicht mehr ausreicht den Käfig mit kinematisch korrekter Drehzahl anzutreiben.

Das Lager wurde vor den Versuchen einem Einlauf bei mittlerer Last unter Vollschmierung unterzogen und vor Durchführung der jeweiligen Messreihe zur Bestimmung der tatsächlichen Käfigdrehzahl bis zum Erreichen einer stationären Lagertemperatur betrieben. Während der Versuche wurde die radiale Belastung ausgehend von negativen Werten ( $\hat{=}$  "Lastzone oben") schrittweise bis zur gewählten positiven Maximalkraft und der Anlage der Wälzkörper im unteren Teil des Lagers erhöht. Die Aufzeichnung der jeweilige Schlupfwert erfolgte mit jedem Lastschritt. Dieser Vorgang wurde mehrfach wiederholt und vor jedem Durchgang die Kraftmessplattform zur Messung der Radialkraft zurückgesetzt. Die tatsächliche Käfigdrehzahl konnte durch Bestimmung der Signalfrequenz des induktiven Näherungsschalters ermittelt werden. Die kinematisch korrekte Käfigdrehzahl wurde aus der zeitgleich gemessenen Innenringdrehzahl und der Lagergeometrie berechnet.

Die verwendeten Versuchsbedingungen sind in Tabelle 8 zusammengefasst. Die Belastungen und Drehzahlen wurden in Anlehnung an [MNG11] und [WNP12] gewählt. In zusätzlichen Stichversuchen konnten mit höheren Drehzahlen keine höheren Schlupfwerte erreicht werden, vgl. [MNG11].

Radiale Belastung	$F_r/C_0$ ( $F_r/N$ )	-0,008 bis 0,008 -1224 bis 1224)
Drehzahl	$n/\text{min}^{-1}$	500, 1000 und 2000
Montagespiel	$c_M/\mu\text{m}$	30, 10, 0, -10, -20, -30 und -40
Schmierung	FVA2A mit 17,5 ml/ml eingespritzt	

Tabelle 8: Versuchsbedingungen Ermittlung Käfigschlupf NU2212

Der gemessene Käfigschlupf  $S_K$  ist für die Versuche des größten verwendeten Montagespiels  $c_M$  in Abbildung 109 über der Variation der Radiallast  $F_r/C_0$  für verschiedene Drehzahlen dargestellt. Den Messreihen ist in der Legende die Temperatur des Innenrings  $T_{IR}$  sowie das mit Hilfe des gemessenen Temperaturunterschieds bestimmte Betriebsspiel  $c$  zugeordnet. Die Drehzahl des Lagers beeinflusst die Höhe des maximal auftretenden Schlupfs sowie die Größe des Lastbereichs in dem die tatsächliche Käfigdrehzahl vom kinematisch korrekten Wert abweicht: Im Falle der betrachteten Betriebsbedingungen schlupft der komplette Wälzkörpersatz des Lagers mit wachsender Drehzahl stärker und über einen größeren Lastbereich.

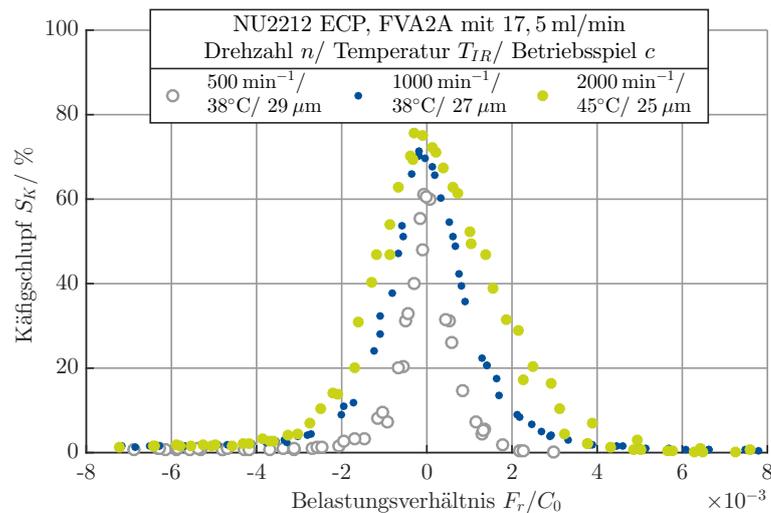


Abbildung 109: gemessener Käfigschlupf NU2212, Montagespiel 30 μm

Der Käfigschlupf  $S_K$ , der sich bei den in Abbildung 109 gezeigten sowie bei reduzierten initialen Montagespielen  $c_M$  einstellt, ist in Abbildung 110 über dem Belastungsverhältnis  $F_r/C_0$  für eine einzelne Versuchsdrehzahl aufgetragen. Mit Berücksichtigung des Temperaturunterschieds zwischen Innen- und Außenring bzw. der resultierenden Spielverringerng entsprechen die Betriebsspiele der Daten aus Abbildung 109 einem nahezu spielfreiem sowie einem leicht vorgespannten Zustand. Es tritt unter den gewählten Betriebsbedingungen kein messbarer Käfigschlupf mehr auf, wenn das Lager ohne Spiel bzw. vorgespannt betrieben wird. Das gleiche Verhalten kann bei den übrigen Drehzahlen, vgl. Tabelle 8, beobachtet werden, siehe Abbildung 128 und 129 des Anhangs. Aufgrund des deutlichen Verhaltens wurde auf eine weitere systematische Untersuchung des Käfigschlupfs mit noch kleineren Betriebsspielen verzichtet.

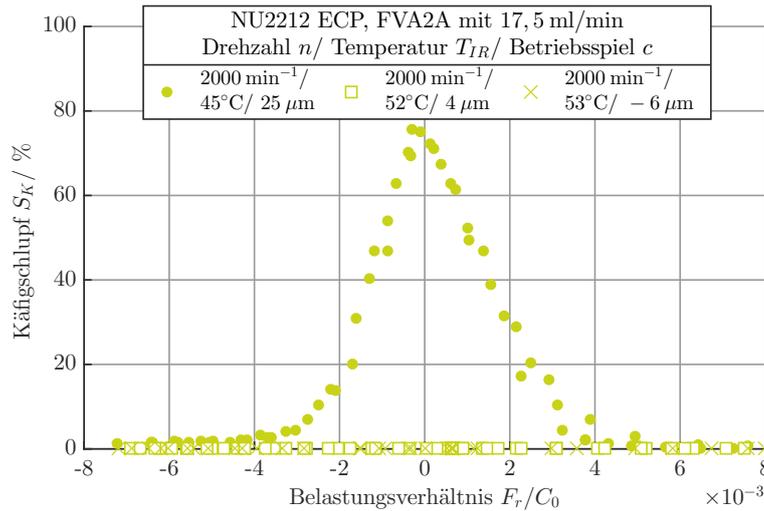


Abbildung 110: gemessener Käfigschlupf NU2212, Betriebsspielvariation

5.7 LEBENSDAUER

5.7.1 Prüfstrategie

Die gewählten Betriebsbedingungen der Lebensdauerversuche mit Zylinderrollenlagern positiver und negativer Betriebsspiele sind in Tabelle 9 zusammengestellt. Als Versuchslager wurden Lager NU212 ausgewählt, deren Innengeometrie mit Ausnahme der Rollenlänge der Geometrie der in Abschnitt 5.3 betrachteten Lager NU2212 gleicht. Die Lager NU212 konnten auf insgesamt vier R2-Lebensdauerprüfständen, vgl. Abschnitt 5.1.4, betrieben werden.

Radiale Belastung	$C_0/F_r$	2,5
	( $F_r$ / kN	40,8)
Drehzahl	$n$ / min <sup>-1</sup>	2000
Schmierung	Klüber Staburags NBU 8 EP 50 % Füllgrad	
Temperatur	$T$ / °C	Beharrung mit $\kappa \geq 2$

Tabelle 9: Betriebsbedingungen der Lebensdauerversuche an Lagern NU212

Die Laufflächendurchmesser der montierten Lagerringe sowie der Wälzkörper wurden vermessen, um im Vorfeld der Versuche das Montagespiel  $c_M$  berechnen bzw. einstellen zu können. Das eingestellte Montagespiel der vorgespannten Lager wurde stichprobenartig bei Demontage der Versuchsansätze überprüft. Hierzu wurde der Prüfkopf nebst Außenring und Wälzkörpersatz unter Drehung der Lagerbauteile zueinander axial vom montierten Innenring herunter-

gezogen, so dass keine Schürfmärken auf den Laufflächen entstehen. Bei allen anderen Demontagen der äußeren Versuchslager wurde die konische Verbindung des Innenrings und somit die Vorspannung des Lagers gelöst, bevor Innen- und Außenring getrennt wurden.

Die Prüfstrategie der Lebensdauerversuche sah vor vorgespannte und nicht-vorgespannte Zylinderrollenlagerpaare parallel zu betreiben. Bei Auftreten eines Ermüdungsschadens wurden beide Lager der geschädigten Montagespielart ausgetauscht und die übrigen Lager weiter betrieben. Die Abschaltung der Versuche erfolgte über ein schwingungsbasiertes Condition Monitoring System (CMS) sowie durch die Überwachung der Lageraußenringtemperaturen. Das ausgebaute ungeschädigte Lager steht der statistischen Auswertung als Entnahme zur Verfügung (sudden-death). Bei Schädigung der Prüfwelle eines Versuchsansatzes wurde auf eine erneute Montage der Lager mit positivem Betriebsspiel nach deren Demontage von den Übermaßpassungen verzichtet. Ebenfalls als Entnahme wurden diejenigen Lager gewertet, welche aus möglichen anderen Gründen (z. B. Defekt am Prüfaufbau, drehende Lagerringe, fehlerhafte Montage), ausgebaut werden mussten, aber keinen Ermüdungsschaden zeigten. Das hiervon nicht betroffene Lager der gleichen Montagespielgruppe wurde weiter betrieben, nachdem der Versuchsansatz mit nur einem neuen Lager komplettiert wurde. Bei jedem Wechsel von Lagern wurden die verbleibenden Versuchslager neu gefettet.

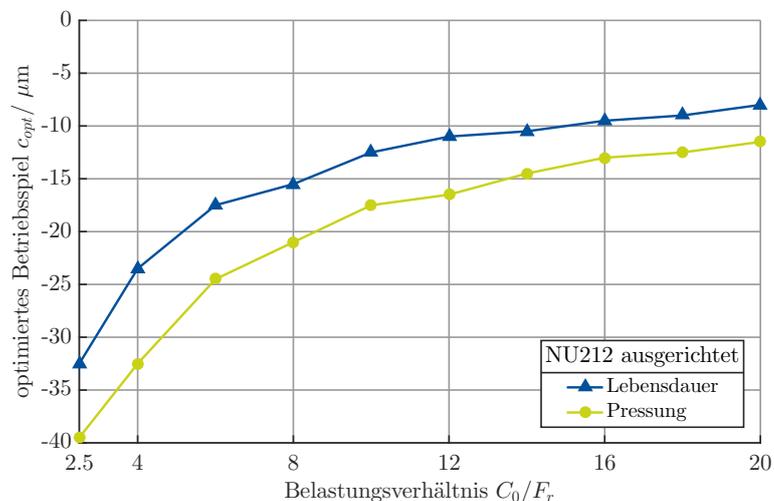


Abbildung 111: berechnete optimierte Betriebsspiele NU212

Das Montagespiel  $c_M$  der Versuchslager auf den äußeren Positionen wurde auf  $-30\ \mu\text{m}$  eingestellt. In Verbindung mit den in Vorversuchen ermittelten Temperaturunterschieden zwischen den Lagerringen, siehe Abbildung 113 in Abschnitt 5.7.2, ergibt sich folglich ein radiales Betriebsspiel der vorgespannten Prüflager von etwa  $-38\ \mu\text{m}$ . Dieser Wert liegt unterhalb des berechneten, hinsichtlich der Lebens-

dauer optimierten Betriebsspiels der Laststufe, siehe Abbildung 111, welches für steife Lagerumgebungen gültig ist. Der Mittelwert der an mehreren Versuchsansätzen ermittelten Montagespiele der inneren Lager betrug  $45\ \mu\text{m}$ . Nach Berücksichtigung der temperaturbedingten Spielverringerng folgt somit ein positives Betriebsspiel von etwa  $31\ \mu\text{m}$ . Das Betriebsspiel der inneren Lager unterliegt infolge des Zusammenwirkens der Toleranzen der Lager- und Umgebungsabmessungen Schwankungen zwischen den eingesetzten Versuchslagern. Diese wirken sich aber weniger stark auf die rechnerische Lebensdauer aus als im Bereich negativer Betriebsspiele, vgl. z. B. Abbildung 42. Auf eine selektive Montage der Lagerbauteile spielbehafteter Lager wurde deshalb verzichtet.

### 5.7.2 Vorversuche

Zur Bestimmung des Temperaturunterschieds zwischen Innen- und Außenring der verschiedenen Prüflagerausführungen wurden Vorversuche am Lebensdauerprüfstand durchgeführt. In die Passflächen der Lagersitze wurden Ni-Cr-Ni-Thermoelemente eingeklebt, deren Anschlusskabel durch eine spezielle, hohlgebohrte Prüfwellen geführt wurden. Das Ende der Welle trug in einer Trägerstruktur befestigte, mitrotierende, batteriebetriebene Funkübertrager, welche mit den Thermoleitungen verbunden wurden. Das Temperatursignal konnte so berührungslos an einen Empfänger gesendet werden, der in das Datenerfassungssystem des Prüfstands integriert wurde. Ein Foto der Anordnung zur Bestimmung der Innenringtemperaturen am Prüfstand zeigt Abbildung 112 (Schutzabdeckung demontiert).

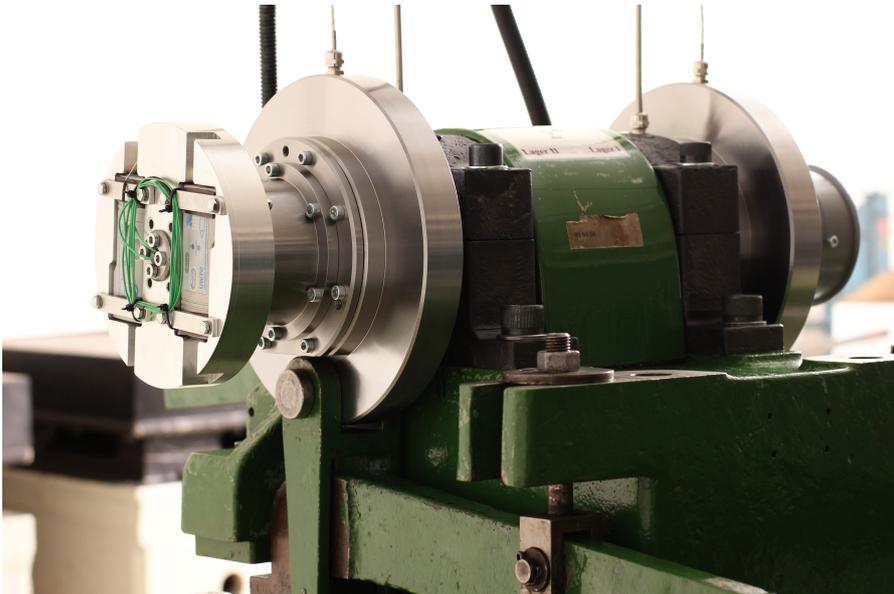


Abbildung 112: Aufbau zur Bestimmung der Innenringtemperaturen an R2-Lebensdauerprüfständen

Das Temperaturverhalten wurde für feste Montagespiele und unterschiedliche Drehzahlen sowie für die Prüflast der Lebensdaueruntersuche untersucht. Drehzahl und Belastung wurden schrittweise erhöht, weshalb eine Auswertung des Hochlaufverhaltens und des maximalen Temperaturunterschiedes  $\Delta T_{\max}$  zwischen den Lagerringen nicht möglich ist. Vor Durchführung der Temperaturuntersuche wurden die Lager einem Einlauf bei mittlerer Last zur Verteilung des Schmierfettes unterzogen.

Die Ergebnisse der Vorversuche erweitern zusätzlich die Datenbasis der Funktionsuntersuchungen zum Temperaturverhalten, siehe Abschnitt 5.3, da sich Schmiermedium und thermische Systemeigenschaften zu den Aufbauten der zuvor vorgestellten Versuche unterscheiden. Abbildung 113 zeigt die ermittelten Temperaturunterschiede zwischen den Lagerringen des stationären Betriebs sowie die Verringerung des Montagespiels zum Betriebsspiel auf der sekundären Achse. Die Versuchslager mit positivem Montagespiel auf den inneren Positionen bilden im Betrieb höhere Temperaturunterschiede aus als die vorgespannten Lager auf den äußeren Prüfpositionen.

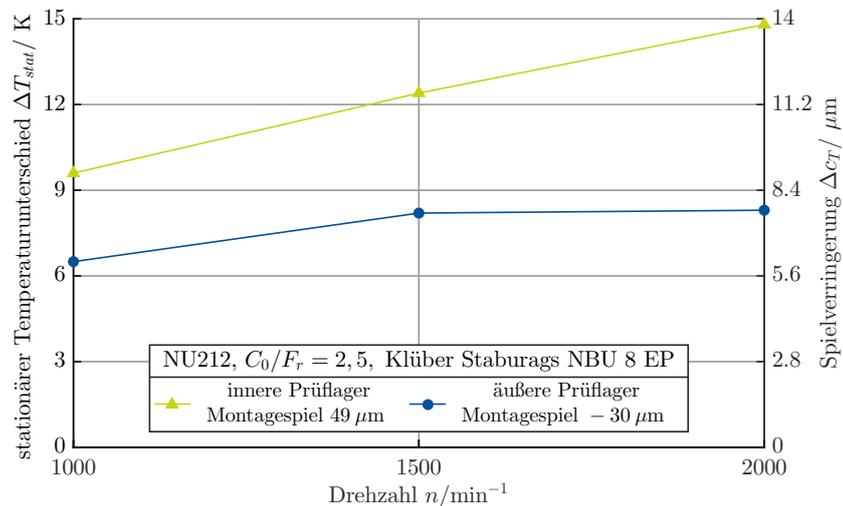


Abbildung 113: gemessene stationäre Temperaturunterschiede der Vorversuche zur Lebensdauer NU212

Die Montagespielabhängigkeit wurde bereits in den Temperaturuntersuchen mit anderen radial vorgespannten Zylinderrollenlagern beobachtet, siehe Abschnitt 5.3. Im Aufbau der Lebensdaueruntersuche unterliegen die inneren Lager, die mit positivem Betriebsspiel betrieben werden, zusätzlich einer erhöhten Wärmeabfuhr am Außenring durch die flächige Anbindung an das massive Prüfstandsgestell. Der Temperaturunterschied der Ringe wächst beim Lager mit positivem Montagespiel ausgeprägter mit steigender Drehzahl an. Die inneren Prüflager laufen aufgrund des Betriebsspieleinflusses und der thermischen Systemeigenschaften mit einer um bis zu 15 K geringeren Lagertemperatur als die vorgespannten Lager der äußeren Prüfposi-

tionen. An letztgenannten Lagern stellt sich dennoch eine Beharrungstemperatur ein, aus der ein Viskositätsverhältnis  $\kappa > 2$  resultiert.

### 5.7.3 Auswertung

Nur ein Teil der 30 mit positivem Betriebsspiel betriebenen Versuchslager und der 21 radial vorgespannten Zylinderrollenlager konnte zum Ermüdungsausfall gebracht werden. Einige der Versuchslager wurden gemäß der Prüfstrategie vor Auftreten eines Ermüdungsausbruches bei Ausfall des parallel eingesetzten Lagers gleichen Betriebsspiels entnommen, siehe Abschnitt 5.7.1. Weitere Lager konnten aufgrund von Einflüssen, die nicht in Zusammenhang mit der Ermüdung der wälzbeanspruchten Bereiche stehen, nicht weiter betrieben werden. Hierzu zählen z. B. Beschädigungen der Laufflächen bei der (De-)Montage sowie Schädigungen der Passflächen durch wandernde Lagerringe oder infolge struktureller Schäden des Versuchsaufbaus.

Von den zusätzlichen Einflüssen, die den weiteren Betrieb eines Lagers verhinderten, waren insbesondere die radial vorgespannten Lager betroffen. An diesen traten zusätzlich zu den zuvor genannten Schädigungen an einzelnen Innenringen Brüche in axialer Richtung durch den gesamten Ringquerschnitt auf, was ein Aufklaffen zur Folge hatte. Nach Auftreten der Risse wurde stichprobenartig an neu montierten Lagern auch der Laufflächendurchmesser der Innenringe vor der Montage gemessen. Aus diesem Maß und dem Einstellmaß nach dem Aufspannen wurde die Ringaufweitung und daraus die Ringspannung für die Lager dieser Stichprobe berechnet. Es ergab sich eine maximale Ringspannung in Höhe von  $170 \text{ N/mm}^2$  für den Lagerinnenring mit der größten untersuchten Aufweitung. Da der Wert des Ausgangsdurchmessers der unmontierten Innenringe für die axial gerissenen Lager nicht bekannt ist, kann die tatsächliche Ringspannung für diese Lager nicht nachträglich bestimmt werden. Das Maß, auf das die gerissenen Ringe zur Aufbringung der radialen Vorspannung aufgeweitet wurden (Einstellmaß), ist allerdings kleiner als das Einstellmaß des in der Stichprobe untersuchten Lagers mit der oben angegebenen, maximalen Ringspannung. In [Brä95] ist eine Ringspannung von  $250 \text{ N/mm}^2$  als kritische Grenze hinsichtlich des Ringbruchs angegeben, es ist jedoch davon auszugehen, dass dieser Wert lediglich für bainitisch gehärtete Lagerringe gültig ist.

Durch Formabweichungen der Passflächen können lokale Überhöhungen der Zugspannungen in mit Übermaß montierten Innenringen auftreten, [LS16]. Es sind Untersuchungen bekannt, in denen Lagerinnenringe bewusst mit Zugspannungen in Höhe von  $150 \text{ N/mm}^2$  eingesetzt, [RVK<sup>+</sup>14], und diese durch definiert gefertigte Formabweichungen der Passflächen sogar noch weiter erhöht wurden, [LS16]. Es traten dabei, wie es auch in verschiedenen Anwendungsfällen (z. B. den Lagern von WEA-Getrieben) beobachtet wird, Axialrisse in der

Lauffläche des Innenrings auf, welche zu Ausbrüchen und einem vorzeitigen Ausfall des Lagers führten. Die Risse breiteten sich aber im Bereich der wälzbeanspruchten Zone aus und schädigten den Lagering nicht vollständig strukturell.

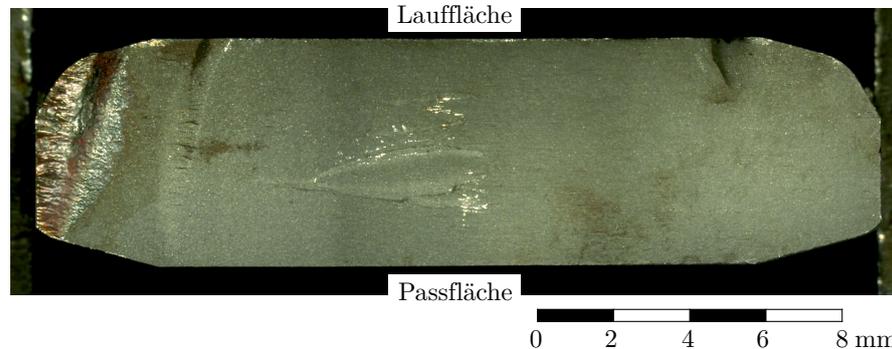


Abbildung 114: Mikroskopaufnahme Bruchfläche Innenring NU212, 30-fache Vergrößerung

Bei der Begutachtung der Bruchflächen konnte kein beginnender Ermüdungsschaden als Auslöser der Ringrisse gefunden werden. Abbildung 114 zeigt eine aus mehreren Einzelbildern zusammengesetzte lichtmikroskopische Aufnahme der Bruchfläche eines zur Untersuchung vollständig geteilten Innenrings. Angrenzend an eine der Stirnflächen des Rings ist ein Bereich fortschreitender Rissausbreitung im Betrieb zu erkennen, der eine geglättete Oberfläche sowie Oxidationsspuren bzw. Spuren der Wechselwirkung mit eingedrungenem Schmierstoff zeigt. Daran angrenzend besitzt die übrige Bruchfläche die matte Oberflächengestalt eines Gewaltbruchs. Vereinzelt auftretende glänzende Bereiche im Inneren der Gewaltbruchfläche und an den Bauteilrändern sind auf kurzzeitige Kontakte der Bruchflächen beim Weiterbetrieb des Lagers bis zum Stillstand und bei der Demontage zurückzuführen.

Auch an anderen gerissenen Innenringen radial vorgespannt betriebener Zylinderrollenlager ist eine Rissausbreitung ausgehen von einer Stirnfläche zu erkennen. Eine Korrelation mit der Einbaulage sowie mit den jeweiligen umgebenden Bauteile besteht jedoch nicht. Die Passflächen der betroffenen Innenringe zeigen ebenfalls keine Hinweise auf mögliche Rissursachen. In [LS16] konnte der Schadensort zugspannungsinduzierter Oberflächenrisse Mustern im Passungsrost und damit Formabweichungen des Innenringsitzes zugeordnet werden. Stichprobenartig durchgeführte metallographische Untersuchungen zeigten keine eindeutigen weiß anätzenden Gefügebereiche, wie sie bei den zuvor beschriebenen oberflächennahen Axialrissen durch den Schadensmechanismus WEC erkennbar sind, siehe [LS16].

Abbildung 115 zeigt eine grafische Übersicht aller erreichten Laufzeiten der untersuchten Lagerspielvarianten. Die tatsächlichen Ermüdungsausfälle sind darin hervorgehoben. Alle übrigen Versuchsläufe

wurden entweder infolge der beschriebenen zusätzlichen Einflüsse, durch das Ende der Arbeiten oder gemäß der Prüfstrategie, siehe Abschnitt 5.7.1, durch den Ausfall des zweiten Lagers gleichen Betriebsspiels zeitlich begrenzt. Es ist ersichtlich, dass radial vorgespannte Versuchslager deutlich größere maximale Laufzeiten erreichten.

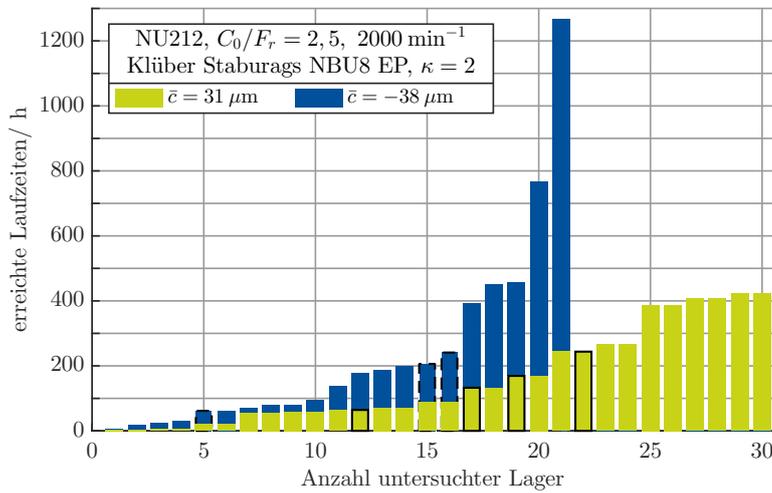


Abbildung 115: erreichte Laufzeiten der Versuchslager NU212

Wie in Abbildung 115 dargestellt, stehen von den Versuchslagern mit positivem Betriebsspiel ( $\bar{c} = 31 \mu\text{m}$ ) fünf Ausfallzeiten, sowie im Falle der radial vorgespannten Lager mit  $\bar{c} = -38 \mu\text{m}$  drei Ausfallzeiten zur Verfügung. Trotz der geringen Anzahl an Ermüdungsausfällen letztgenannter Lagerspielvariante wurden für beide Versuchsansätze mit Hilfe der Maximum-Likelihood-Methode zweiparametrische Weibullverteilungen berechnet. Dabei wurden die Laufzeiten der nicht aufgrund von Ermüdung beendeten Versuchsläufe als Entnahmen miteinbezogen. Die statistische Auswertung ist in Form der Weibullgeraden in Abbildung 116 zusammen mit den jeweiligen 90%-Konfidenzintervallen der Verteilungen aufgetragen.

Betriebsspiel $\bar{c}/\mu\text{m}$	31 $\mu\text{m}$	-38 $\mu\text{m}$
Lebensdauer $L_{10}/\text{h}$	153,1	188,8
Lebensdauer $L_{50}/\text{h}$	464,3	1126,8
Ausfallsteilheit $\beta$	1,7	1,1

Tabelle 10: Daten Verteilungen Ermüdungslebensdauer

Die aus den Versuchsdaten berechnete Ermüdungslebensdauer unter 10%iger und 50%iger Ausfallwahrscheinlichkeit sowie die Ausfallsteilheit  $\beta$  sind für beide Betriebsspielvarianten in Tabelle 10 aufgelistet. Aufgrund der breiten Fächerung der Laufzeiten der radial

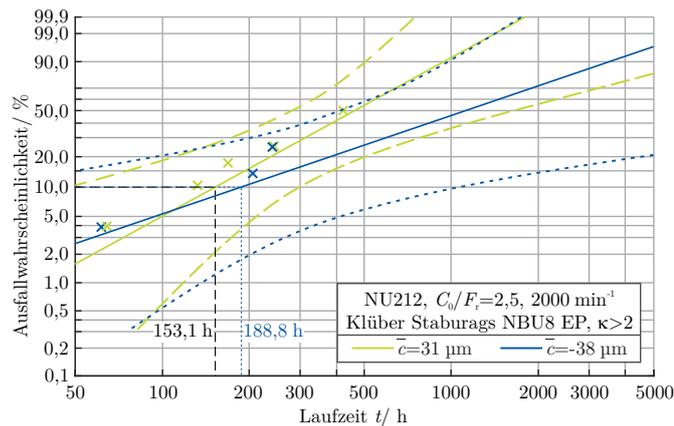


Abbildung 116: Auswertung Lebensdauerexperimente NU212

vorgespannten Versuchsansätze ergibt sich für diese eine geringere Ausfallsteilheit  $\beta$  im Vergleich zu den Versuchsansätzen mit positivem Betriebsspiel. Beide Werte der Ausfallsteilheit  $\beta$  liegen im üblichen Bereich für Ermüdungsausfälle, [Wil04].

Die mit Hilfe von LAGER2 auf Grundlage der inneren Lastverteilung und diskretisierten Pressungsverteilung berechnete modifizierte nominelle Lebensdauer 10%iger Ausfallwahrscheinlichkeit, siehe Abschnitt 4.1, ergibt sich zu  $L_{10mr} = 249$  h für spielbehaftete Lager, sowie zu  $L_{10mr} = 305$  h für die radial vorgespannten Versuchslager. Dies entspricht einer 20%igen Erhöhung der Ermüdungslebensdauer bei Anwendung radialer Vorspannungen. Neben den Betriebsspielwerten ist auch der Einfluss der abweichenden Lagertemperaturen bzw. der resultierenden Schmierstoffviskositäten, vgl. Abschnitt 5.7.2, auf die modifizierte Ermüdungslebensdauer berücksichtigt. Die Auswirkung von Ringspannungen wurde hingegen nicht betrachtet.

In den experimentell ermittelten Ermüdungslebensdauern 10%iger Ausfallwahrscheinlichkeit zeigt sich ebenfalls eine etwa 20%ige Erhöhung der Lebensdauer unter Vorspannung. Die beiden Verteilungen können allerdings nicht ausreichend anhand einzelner Lebensdauerwerte verglichen werden. Es wird deshalb die statistische Aussagewahrscheinlichkeit  $P_A$  bestimmt. Mit dieser kann beurteilt werden, mit welcher Wahrscheinlichkeit ein technisches System gegenüber einem anderen System eine höhere Zuverlässigkeit bei einer definierten Ausfallwahrscheinlichkeit besitzt, [Wil04]. Zur Berechnung der Aussagewahrscheinlichkeit  $P_A$  wird neben der Ausfallsteilheit  $\beta$  und den jeweiligen Lebensdauerwerten beider Verteilungen auch die Stichprobenanzahl und somit die Grundgesamtheit der Verteilungen betrachtet. Es ergibt sich, dass die radial vorgespannten Versuchslager gegenüber den spielbehafteten Lagern bei einer Ausfallhäufigkeit von 10% mit  $P_{A,10\%} = 55\%$  eine höhere Zuverlässigkeit besitzen. Bei Betrachtung der 50%igen Ausfallwahrscheinlichkeit ergibt sich eine Aussagewahrscheinlichkeit von  $P_{A,50\%} = 87\%$ .

---

---

Trotz rechnerischer Vorteile hinsichtlich der Ermüdungslebensdauer und einer verminderten Schlupfgefahr werden Zylinderrollenlager im Gegensatz zu kombiniert belastbaren Wälzlagern bislang nicht verbreitet in antriebstechnischen Anwendungen vorgespannt eingesetzt. Mit Ausnahme gering vorgespannter, spezieller Präzisionslager in Werkzeugmaschinenspindeln und langsam drehender Planetenlager wird die bewusste Aufbringung von Vorspannungen auf Zylinderrollenlager vermieden. Die hohe radiale Steifigkeit kann bei selbstständiger Erhöhung des Temperaturunterschieds im Lager zu einer selbstverstärkenden Änderung des Betriebsspiels bzw. der Vorspannung und so zu unerwünschten Temperaturerhöhungen und/oder Lagerschäden führen.

In der hier vorgestellten Arbeit wurden deshalb in experimentellen Untersuchungen verschiedene Lager (30, 60 und 280 mm Bohrung) mit unterschiedlichen positiven und negativen Betriebsspielen zur Suche nach Einsatzgrenzen radial vorgespannter Zylinderrollenlager betrieben. Dabei wurde das Temperatur- und Reibverhalten, die Lagerkinematik und die Ermüdungslebensdauer untersucht. Außerdem wurde die Auswirkung einer Betriebsspiel- bzw. Vorspannungsvariation auf die Lastverteilung im Lager und die resultierenden Größen Kontaktpressung, Ermüdungslebensdauer und Lagerreibmoment in theoretischen Untersuchungen nachvollzogen und eine Berechnungsformel des lebensdaueroptimierten Betriebsspiels abgeleitet.

Zwischen den Lagerringen stellt sich im Betrieb ein Temperaturunterschied ein, der das Montagespiel üblicherweise verringert. In den Versuchen konnte im Hochlauf mit steilen Drehzahlrampen ein Überschwingen des Temperaturunterschiedes und damit der Spielminderung beobachtet werden. Selbst unter hohen radialen Vorspannungen und Lasten trat dennoch keine selbstverstärkende und kontinuierliche Änderung des Lagerspiels auf. Es zeigten sich aber Anzeichen für eine kurzzeitige selbständige Erhöhung der inneren Lagerbelastung bei stärker vorgespannten Versuchslagern. Mit abnehmendem Betriebsspiel stiegen die stationären Lagertemperaturen, wodurch teilweise bei hohen Drehzahlen und Lasten die Einsatzgrenze der Lager aufgrund kritischer Schmierfilmdicken erreicht wurde. Der Temperaturunterschied zwischen den Lagerringen nahm hingegen mit sinkendem Montagespiel insbesondere für hohe Drehzahlen ab.

Eine Verringerung des Betriebsspiels führt im spielbehafteten Lager lediglich zu einer geringfügigen Erhöhung des Reibmoments. Mit weiterer Spielminderung bis zum lebensdaueroptimierten Spiel steigt das Reibmoment leicht und bei noch größeren Vorspannungen stark

an. Die Reibmomentzunahme erfolgt insbesondere dann, wenn zusätzliche Wälzkörper kontaktieren. Die Abhängigkeit des Lagerreibungsmoments vom Betriebsspiel konnte in experimentellen Untersuchungen nachvollzogen werden.

Mit Hilfe experimenteller Untersuchungen zur Bewegung der Lagerbauteile wurde gezeigt, dass im unbelasteten, nahezu spielfreien oder leicht vorgespannten Zylinderrollenlager kein Käfigschlupf auftritt. Das Wälzkörperschränken ist im spielbehafteten Lager in der lastfreien Zone stark und scheinbar regellos ausgeprägt, verringert sich aber unter Wirkung einer Vorspannung deutlich. Den Wälzkörpern wird dabei, obwohl die Möglichkeit der freien Ausrichtung im vormals lastfreien Bereich fehlt, dennoch kein Schränken aufgeprägt.

Für definierte Vorspannungen ergeben sich rechnerisch höhere Ermüdungslebensdauern als für Lager mit positivem Betriebsspiel, da sich die äußere Last auf eine größere Wälzkörperanzahl verteilt. Je höher die äußere Last ist, desto stärker muss das Lager für optimale Lebensdauern vorgespannt werden. Eine Schiefstellung in Form von fest vorgegebenen Kipp- bzw. Schräkwinkeln verschiebt das Betriebsspiel maximaler Lebensdauer in Richtung positiver Spiele. Bei zu großen Vorspannungen werden unter Schiefstellung gegenüber spielbehafteten Lagern deutlich geringere Lebensdauern erreicht.

Aus den systematischen Berechnungen zur Ermüdungslebensdauer unterschiedlicher Betriebsspiele, Lagergrößen und Lagerquerschnitte konnte als Auslegungswerkzeug für den praktischen Einsatz eine Näherungsformel des optimierten Betriebsspiels entwickelt werden. Diese liefert für steife Lagerumgebungen präzisere Werte als die bislang in der Literatur veröffentlichten Verfahren.

Die vorgestellten Arbeiten haben gezeigt, dass radial vorgespannte Zylinderrollenlager über einen weiten Drehzahl- und Lastbereich stationäre Betriebszustände erreichen und nicht aufgrund von selbstverstärkenden Änderungen des Betriebsspiels vorzeitig ausfallen. Das Temperaturverhalten des Lagers hängt jedoch neben den Betriebsbedingungen auch von den Eigenschaften der Lagerumgebung ab. Diese können bei realen antriebstechnischen Komponenten von denen der eingesetzten Versuchsstände abweichen. Eine weitergehende Untersuchung des thermischen Systemverhaltens ist deshalb mit Hinblick auf den praktischen Einsatz erforderlich. In den vorgestellten Berechnungen zur Lastverteilung und damit auch der Lagerlebensdauer wurden steife Lagerumgebungen vorausgesetzt. Mit abnehmender Umgebungssteifigkeit verschiebt sich das Betriebsspiel optimierter Ermüdungslebensdauer allerdings weiter in Richtung negativer Werte. Die in dieser Arbeit entwickelte Näherungsgleichung unterschätzt folglich unter Umständen das für reale Anwendungen notwendige optimale Betriebsspiel, wodurch aber eine höhere Sicherheit gegenüber zu hohen Vorspannungen gegeben ist.

## ANHANG

### A.1 ZUSÄTZLICHE AUSWERTUNGEN ABSCHNITT 4.3

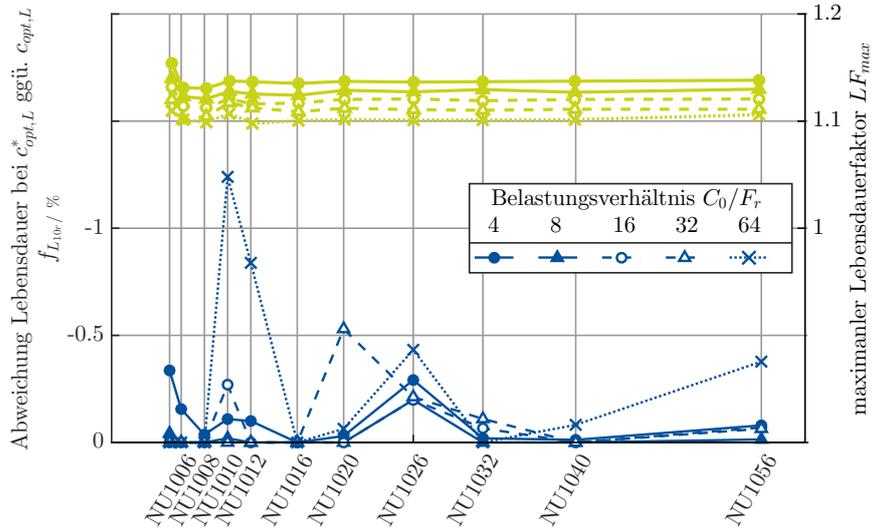


Abbildung 117: Lebensdauerfaktor und Abweichung der Lebensdauer NU10 durch genähertes, optimiertes Betriebssystem

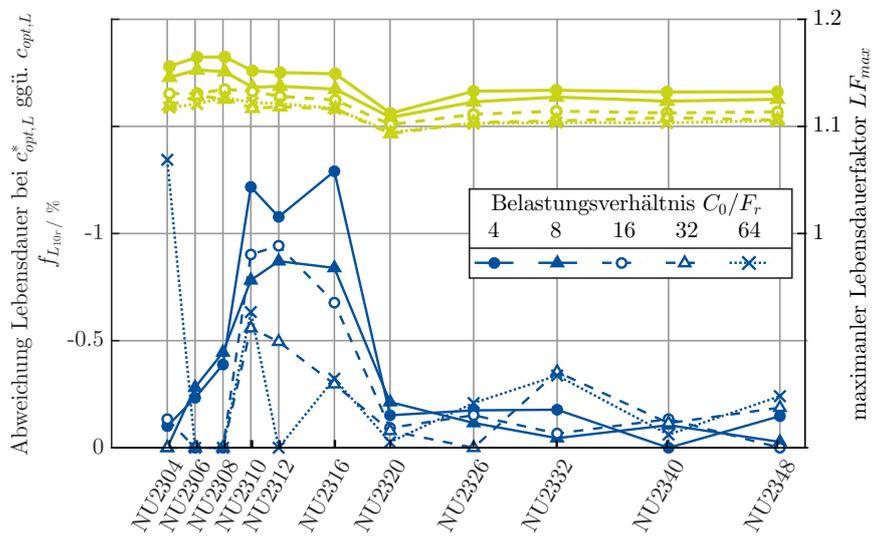


Abbildung 118: Lebensdauerfaktor und Abweichung der Lebensdauer NU23 durch genähertes, optimiertes Betriebssystem

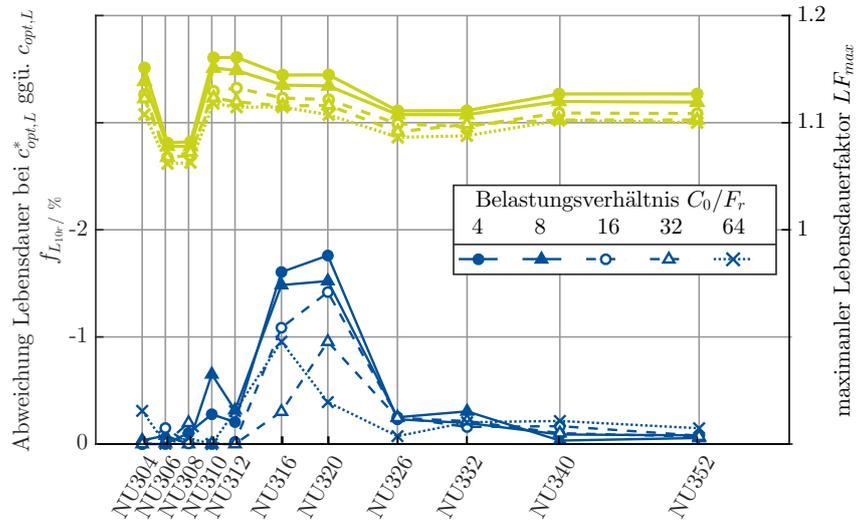


Abbildung 119: Lebensdauerfaktor und Abweichung der Lebensdauer NU<sub>3</sub> durch genähertes, optimiertes Betriebssystem

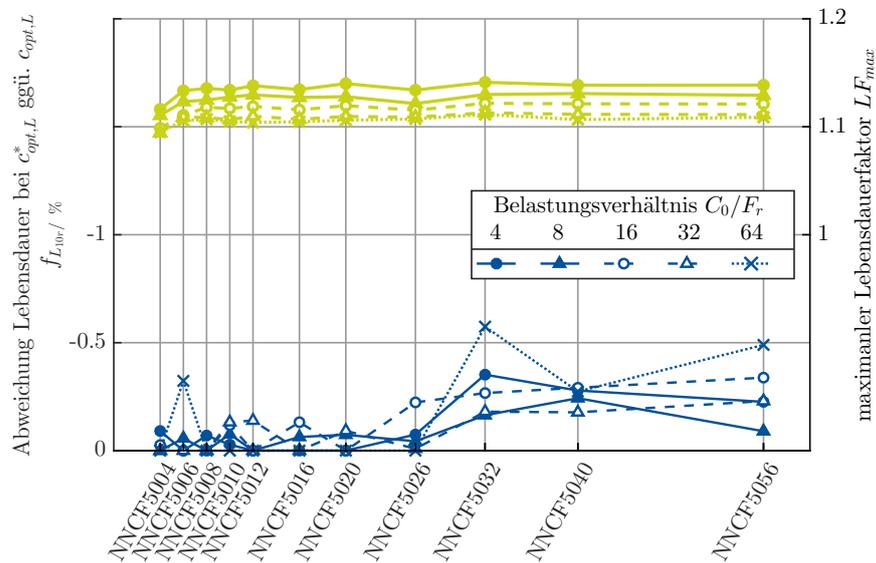


Abbildung 120: Lebensdauerfaktor und Abweichung der Lebensdauer NN-CF50 durch genähertes, optimiertes Betriebssystem

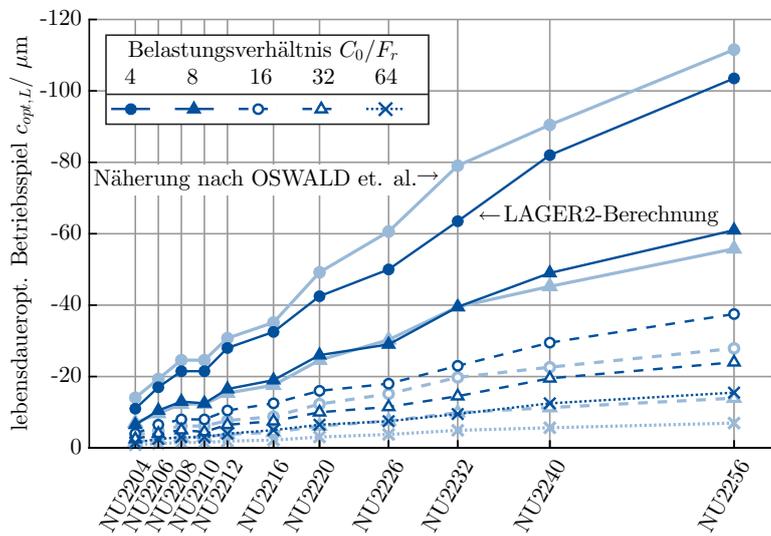


Abbildung 121: berechnete Betriebsspiele max. Lebensdauer verschiedener Lager NU22 und Belastungen gemäß LAGER2 und [OZP12]

A.2 WEITERE WÄLZKÖRPERKRAFTVERTEILUNGEN ABSCHNITT 5.2

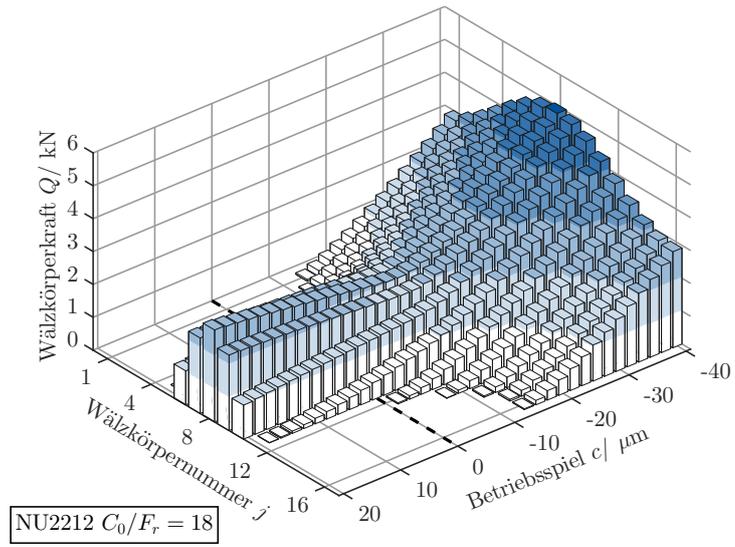


Abbildung 122: berechnete Wälzkörperkräfte NU2212 ausgerichtet

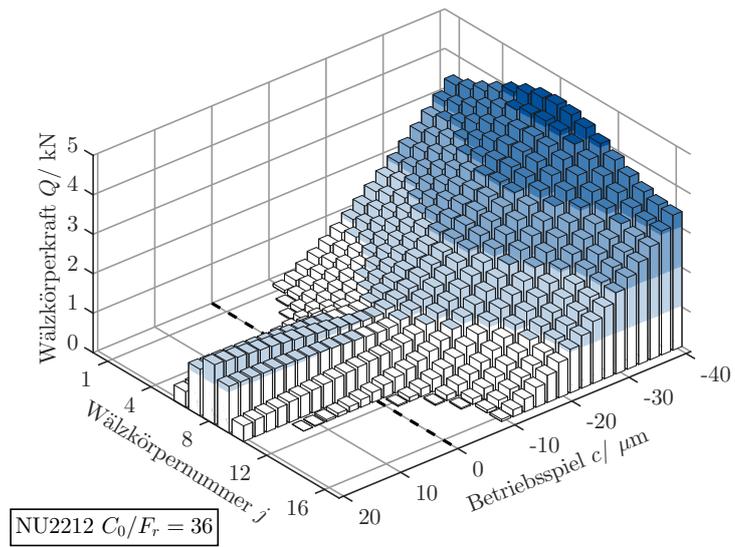


Abbildung 123: berechnete Wälzkörperkräfte NU2212 ausgerichtet

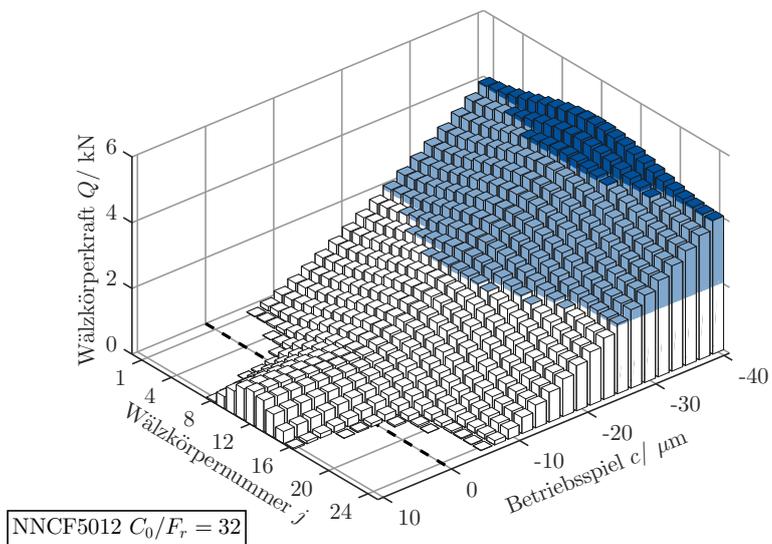


Abbildung 124: berechnete Wälzkörperkräfte NNCF5012 ausgerichtet

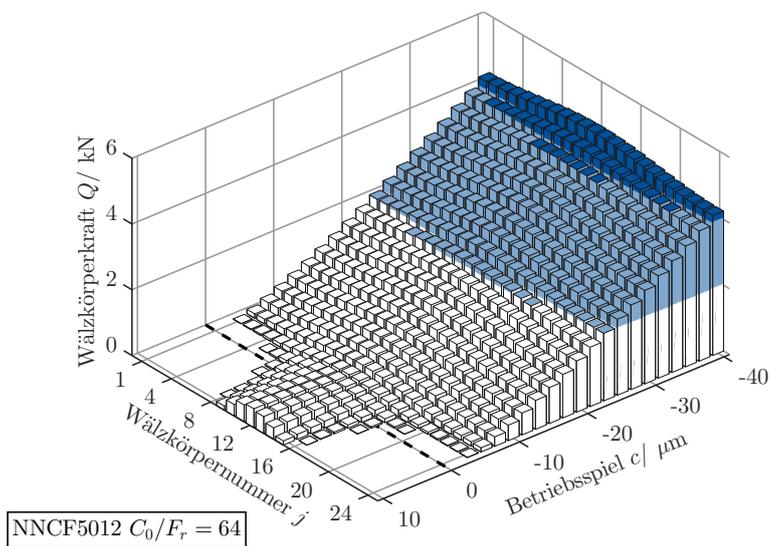


Abbildung 125: berechnete Wälzkörperkräfte NNCF5012 ausgerichtet

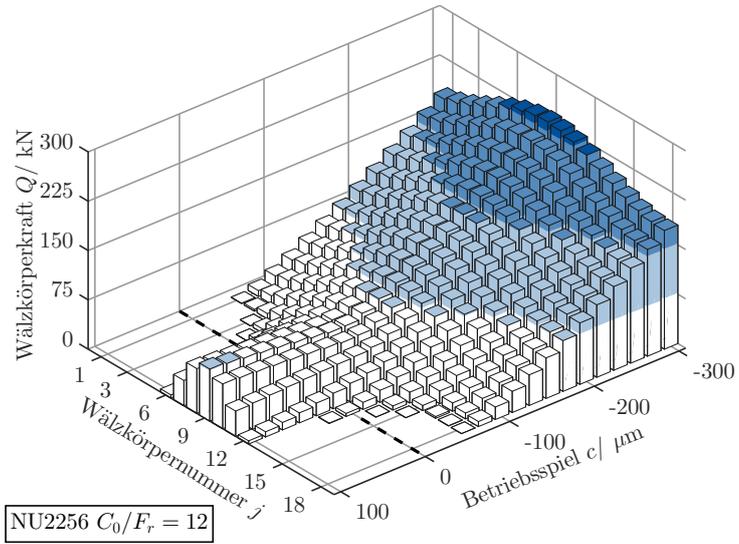


Abbildung 126: berechnete Wälzkörperkräfte NU2256 ausgerichtet

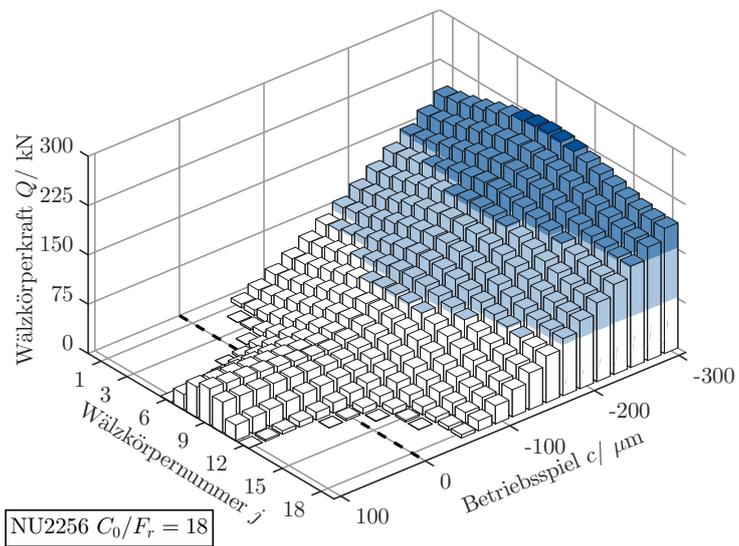


Abbildung 127: berechnete Wälzkörperkräfte NU2256 ausgerichtet

A.3 ZUSÄTZLICHE AUSWERTUNGEN ABSCHNITT 5.5

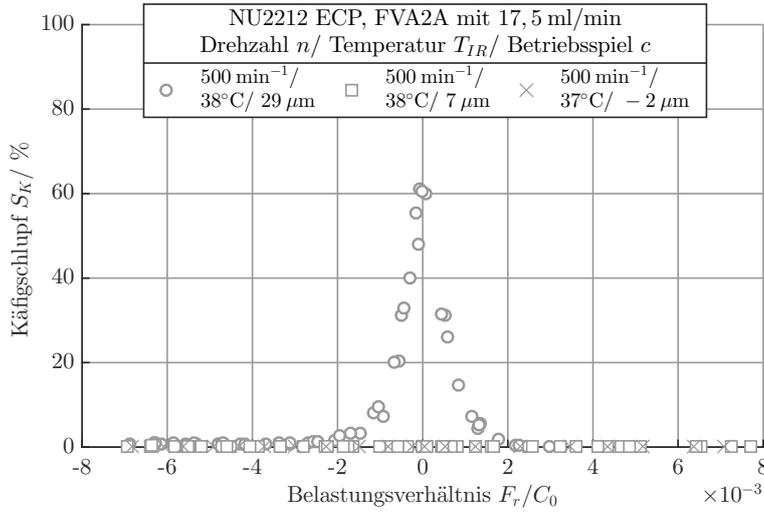


Abbildung 128: gemessener Käfigschlupf NU2212, Montagespielvariation

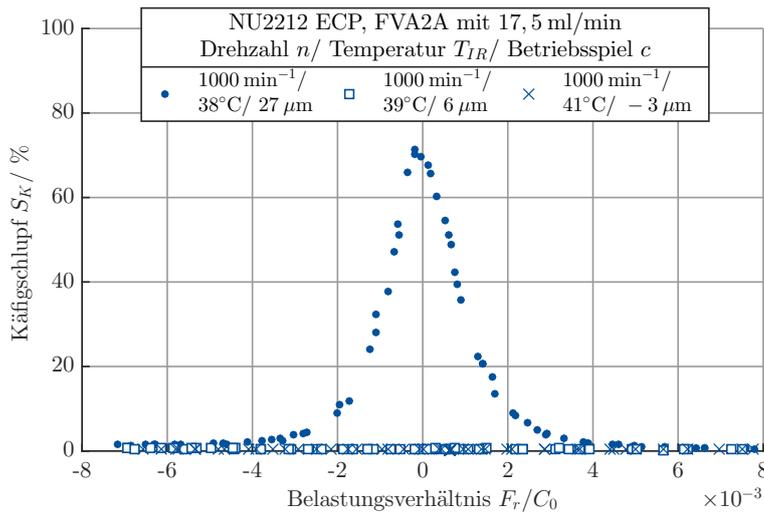


Abbildung 129: gemessener Käfigschlupf NU2212, Montagespielvariation



## LITERATURVERZEICHNIS

---

---

- [AK87] ALBERT, M. ; KÖTTRISCH, H.: *Wälzlager - Theorie und Praxis*. Erste Auflage. Springer-Verlag, 1987
- [Alb87] ALBERS, A.: *Ein Verfahren zur Bestimmung zulässiger Drehzahlen von Wälzlagerungen*, Universität Hannover, Diss., 1987
- [ALW70] ARMSTRONG, E. L. ; LINDEMAN, M. A. ; WAYNE, H. J.: Wheel-Bearing Apparatus for Automotive Greases. In: *NLGI Spokesman* (1970). – Januar 1970
- [Aul11] AUL, V.: Verschleißmechanismen in langsamlaufenden, vollrolligen Zylinderrollenlagern, Abschlussbericht, FVA-Forschungsvorhaben 597, IGF-Nr. 15969-AiF-N. In: *FVA-Heft Nr. 995* (2011)
- [Aul14] AUL, V.: *Kontaktmodelle zur dynamischen Simulation vollrolliger Zylinderrollenlager*, TU Kaiserslautern, Diss., 2014
- [AW16] ASCHENBRENNER, A. ; WARTZACK, S.: A concept for the consideration of dimensional and geometrical deviations in the evaluation of the internal clearance of roller bearings. In: *Procedia CIRP* 43 (2016), S. 256–261
- [Bö10a] BÖTTCHER, R.: *Konstruktion einer dynamischen Lastaufbringung für einen Wälzlagerprüfstand*, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, Projektarbeit, 2010
- [Bö10b] BÖTTCHER, R.: *Programmierung einer Prüfstandssteuerung für einen Wälzlagerprüfstand*, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, Projektarbeit, 2010
- [Baa94] BAALMANN, K.: *Ein Verfahren zur Bestimmung der stationären Betriebstemperatur von Wälzlagerungen*, Universität Hannover, Diss., 1994
- [Bal05a] BALY, H.: *Reibung fettgeschmierter Wälzlager*, Leibniz Universität Hannover, Diss., 2005
- [Bal05b] BALY, H.: Reibung fettgeschmierter Wälzlager, Abschlussbericht, FVA-Forschungsvorhaben 388, IGF-Nr. 12835-AiF-N. In: *FVA-Heft Nr. 775* (2005)
- [Bau87] BAUER, P.: *Theoretische und experimentelle Untersuchungen zu tribologisch relevanten Betriebsgrößen an verkanteten Zylinderrollenlagern*, RWTH Aachen, Diss., 1987

- [Brä95] BRÄNDLEIN, J.: *Die Wälzlagerpraxis*. Dritte Auflage. Vereinigte Fachverlage GmbH, 1995
- [Bre93] BREUER, M.: Programm LAGER – Programm zur Berechnung der (Wälz-) Lagersteifigkeit, Abschlussbericht, FVA-Forschungsvorhaben 184, IGF-Nr. 8093-AiF. In: *FVA-Heft Nr. 375* (1993)
- [Bre94] BREUER, M.: *Theoretische und experimentelle Bestimmung der Wälzlagersteifigkeit*, Universität Hannover, Diss., 1994
- [Bri15] BRIEKE, T.: *Erweiterung der Messtechnik und Datenerfassung eines Wälzlagerversuchsstandes*, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, Projektarbeit, 2015
- [Buo08] BU, C. G.: Radial Clearance is key factor Affecting Roller Bearing Life Prediction in Tri-cone Bit. In: *Advance Materials Research* 44-46 (2008), S. 233–238
- [But07] BUTZ, F.: *Gestaltung der Loslagerung von Werkzeugmaschinen-spindeln*, RWTH Aachen, Diss., 2007
- [CNB10] CAVALLARO, G. ; NELIAS, D. ; BON, F.: Analysis of High-Speed Intershaft Cylindrical Roller Bearing with Flexible Rings. In: *Tribology Transactions* 48 (2010), S. 154–164
- [DA16] DAHIWAL, R. ; ASCHENBRENNER, A.: Grundlagen zur Überarbeitung des Wälzlagertoleranzschemas, Sachstandsbericht, FVA-Forschungsvorhaben 736. (2016)
- [DIN00] Norm DIN 5412-4 April 2000. *Wälzlager - Zylinderrollenlager - Teil 4: Zweireihig, mit Käfig, erhöhte Genauigkeit*
- [DIN01] Norm DIN ISO 1132-1 September 2001. *Wälzlager - Toleranzen - Teil 1: Begriffe*
- [DIN04] Norm DIN 620-4 Juni 2004. *Wälzlager - Wälzlagertoleranzen - Teil 4: Radiale Lagerluft*
- [DIN05] Norm DIN 5412-1 August 2005. *Wälzlager - Zylinderrollenlager - Teil 1: Einreihig, mit Käfig, Winkelringe*
- [DIN10a] Norm DIN 26281 November 2010. *Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer – Verfahren zur Berechnung der modifizierten Referenzlebensdauer für allgemein belastete Wälzlager*
- [DIN10b] Norm DIN ISO 281:2007 Oktober 2010. *Wälzlager – Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer*

- [DIN10c] Norm DIN SPEC 1281-1 Mai 2010. *Wälzlager- Erläuternde Anmerkungen zur ISO 281- Teil 1: Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer (ISO/TR 1281-1:2008 + Cor. 1:2009)*
- [EBHB13] EVANS, R. D. ; BARR, T. A. ; HOUPERT, L. ; BOYD, S. V.: Prevention of Smearing Damage in Cylindrical Roller Bearings. In: *Tribology Transactions* 56 (2013), S. 703–716
- [Egl95] EGLINGER, M.: Einfluss des Schmierstoffs und der Rollenbeschaffenheit auf die Entstehung von Anschmierungen, FVA-Forschungsvorhaben 164II, IGF-Nr. 8998-AiF. In: *FVA-Heft Nr. 465* (1995)
- [Esp06] ESPEJEL, G. M.: Using a friction model as an engineering tool. In: *Evolution – Business and Technology Magazine from SKF* (2006), Nr. 2
- [FAG] *Die Gestaltung von Wälzlagerungen*. FAG Kugelfischer Georg Schäfer KGaA. – Druckschrift Publ.-Nr. WL 00 200/4 DA
- [FAG04] *Wälzlagerschäden*. FAG Kugelfischer Georg Schäfer KGaA, 2004. – Publ.-Nr. WL 82 102/2 DA
- [Fre94] FREUDENTHAL, P.: *Theoretische und experimentelle Bestimmung der Verlagerung von Losrädern in Kfz-Schaltgetrieben*, Universität Hannover, Diss., 1994
- [FS89] FEY, H. ; SCHREINER, H.: Vorspannung als mechanisches Doping. In: *Konstruktion, Elemente, Methoden* 26 (1989), Nr. 3, S. 49–50
- [Gar85] GARTUNG, H.: *Beitrag zum thermischen, statischen und dynamischen Verhalten wälzgelagerter Spindeln*, Braunschweig, Diss., 1985
- [GH78] GOKSEM, P. G. ; HARGREAVES, R. A.: The Effect of Viscous Shear Heating on Both Film Thickness and Rolling Traction in an EHL Line Contact. In: *ASME Journal of Lubrication Technology* 100 (1978), S. 346–358
- [GMT61] GREENWOOD, J. A. ; MINSHALL, H. ; TABOR, D.: Hysteresis Losses in Rolling and Sliding Friction. In: *Proceedings of the Royal Society of London, Series A, Mathematical and Physical Sciences* 259 (1961), Nr. 1299, S. 480–507
- [GP12] GUO, Yi ; PARKER, R. G.: Dynamic Analysis of Planetary Gears With Bearing Clearance. In: *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics* 7 (2012)

- [Gup84] GUPTA, P. K.: *Advanced Dynamics of Rolling Elements*. Springer, 1984
- [H<sup>+</sup>15] HANSEN, M. u. a.: Probabilistic Safety Assessment of Offshore Wind Turbines, Abschlussbericht Forwind Projekt PSB OWEA. (2015). – gefördert durch das Niedersächsische Ministerium für Wissenschaft und Kultur, Fördernummer GZZM2547
- [Ham38] HAMPP, W.: Die Belastungsverteilung in einem Pleuelrollenlager. In: *Jahrbuch 1938 der deutschen Luftfahrtforschung* (1938)
- [Ham41] HAMPP, W.: *Bewegungsverhältnisse in Rollenlagern*, Technische Hochschule Stuttgart, Diss., 1941
- [Ham99] HAMBRECHT, R.: *Anschmiererscheinungen in Wälzlagern bei Fettschmierung*, Universität Erlangen-Nürnberg, Diss., 1999
- [Har69] HARRIS, T. A.: The Effect of Misalignment on the Fatigue Life of Cylindrikal Roller Bearings Having Crowning Rolling Members. In: *ASME Journal of Tribology* 91 (1969), Nr. 2, S. 294–300
- [HC12] HOUPERT, L. ; CHEVALIER, F.: Rolling Bearing Stress Based Life—Part I: Calculation Model. In: *Journal of Tribology* 134 (2012)
- [Her02] HERTTER, T.: EDV-Unterprogramm der Steifigkeit und der Lebensdauer von Wälzlagern LAGER2, Version 1.0, Abschlussbericht, FVA-Forschungsvorhaben 364. In: *FVA-Heft Nr. 674* (2002)
- [HFW13] HOLLEN, J. v. ; FIEDLER, S. ; WOLF, C.: Grundlagen reibungsarmer Wälzlager, Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben Nr. 15798N der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. (2013)
- [Hil84] HILLMANN, R.: *Ein Verfahren zur Ermittlung von Bezugsdrehzahlen für Wälzlager*, Universität Hannover, Diss., 1984
- [Hil89] HILTSCHER, G.: *Anschmierung bei Wälzlagern – Ein Beitrag zur theoretischen und experimentellen Lösung des Problems*, Universität Erlangen-Nürnberg, Diss., 1989
- [HK07] HARRIS, T. A. ; KOTZALAS, M. N.: *Rolling Bearing Analysis - Essential Concepts of Bearing Technology*. Fünfte Auflage. Taylor & Francis, 2007

- [HL10] HWANG, Y.-K. ; LEE, C.M.: A review on the preload technology of the rolling bearing for the spindle of machine tools. In: *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing* 11 (2010), Nr. 3, S. 491–498
- [HM98] H. MEERKAMM, R. H.: Einfluss des Schmieröls und der Oberflächenbeschaffenheit auf die Entstehungen von An-schmierungen. In: *VDI-Berichte Gleit- und Wälzlagerungen - Gestaltung, Berechnung und Einsatz* 1380 (1998), S. 325–338
- [Hol13] HOLLEN, J. von: *Reibung von Kurbelwellen-Wälzlagern*, Leibniz Universität Hannover, Diss., 2013
- [Hou97] HOUPERT, L.: A Uniform Analytical Approach for Ball and Roller Bearings Calculations. In: *ASME Journal of Tribology* 119 (1997), S. 851–858
- [Hou01a] HOUPERT, L.: An Engineering Approach to Hertzian Contact Elasticity - Part 1. In: *ASME Journal of Tribology* 123 (2001), S. 582–588
- [Hou01b] HOUPERT, L.: An Engineering Approach to Hertzian Contact Elasticity - Part 2. In: *ASME Journal of Tribology* 123 (2001), S. 589–594
- [Hou14] HOUPERT, L.: An Enhanced Study of the Load-Displacement Relationships for Rolling Element Bearings. In: *ASME Journal of Tribology* 136 (2014)
- [HRH11] HACKE, B. ; RADNAL, B. ; HINKELMANN, K.: Wälzlagerlebensdauer-Windgetriebe. Abschlussbericht, FVA-Forschungsvorhaben Nr. 541 I, IGF-Nr. 15227-AiF-N 1-3. In: *FVA-Heft Nr. 967* (2011)
- [IH85] IOANNIDES, E. ; HARRIS, T. A.: A New Fatigue Life Model for Rolling Bearings. In: *Journal of Tribology* 107 (1985), S. 367–377
- [IO57] ILLMANN, A. ; OBST, H. K.: *Wälzlager in Eisenbahnwagen und Dampflokomotiven*. Erste Auflage. Berlin : Wilhelm Ernst und Sohn, 1957
- [ISO01] Norm ISO 1132-2 September 2001. *Rolling bearings - Tolerances - Part 2: Measuring and gauging principles and methods*
- [ISO06] Norm ISO 76 2006. *Rolling Bearings – Static load ratings*
- [Jü37] JÜRGENSMEYER, W.: *Die Wälzlager*. Springer Verlag, 1937

- [JH63] JONES, A. B. ; HARRIS, T. A.: Analysis of a Rolling-Element Idler Gear Bearing Having a Deformable Outer-Race Structure. In: *Journal of Basic Engineering* 85 (1963), Nr. 2, S. 273–278
- [Joh03] JOHNSON, K. L.: *Contact mechanics*. Neunte Auflage. Cambridge University Press, 2003
- [Jur15] JURKSCHAT, T.: Erweiterung von LAGER2 zur Dimensionierung von Wälzlagern in Industriegetriebenen: Verlustleistung und Betriebstemperatur, Abschlussbericht, FVA-Forschungsvorhaben 364IV. In: *FVA-Heft Nr. 1145* (2015)
- [JVP01] J. V. POPLAWSKI, E. V. Z. S. M. Peters P. S. M. Peters: Effect of Roller Profile On Cylindrical Roller Bearings Life Prediction – Part II Comparison of Roller Profiles. In: *Tribology Transactions* 44 (2001), Nr. 3, S. 417–427
- [K<sup>+</sup>98] KLEINLEIN, E. u. a.: *Einsatz von Wälzlagern bei extremen Betriebs- und Umgebungsbedingungen*. Expert Verlag, 1998. – Kontakt & Studium Band 574
- [Kam57] KAMPS, R.: *Lager- und Schmiertechnik*. Düsseldorf : VDI-Verlag GmbH, 1957
- [Kar97] KARBACHER, R.: Reibungsverhalten unterschiedlicher Fette. In: *Tribologie + Schmierungstechnik* 44 (1997), Nr. 1
- [Kel89] KELLSTRÖM, M.: *Radial Roller Bearing*. <http://www.google.com.ar/patents/EP0175858B1?cl=en>. Version: August 23 1989. – EP Patent 0175858 A1
- [Keß07] KESSLER, A.: Querschnittsuntersuchungen zum Betriebsverhalten von Zylinderrollenlagern unter Schiefstellung, Abschlussbericht, FVA-Forschungsvorhaben 412I+II, IGF-Nr. 13378N. In: *FVA-Heft Nr. 824* (2007)
- [Keß10] KESSLER, A.: *Schiefstellung und Axialschubverhalten von Zylinderrollenlagern*, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, Diss., 2010
- [KFS15] KIEKBUSCH, T. ; FRUTH, T. ; SAUER, B.: Analyse des dynamischen Verhaltens von Wälzlagern in WEA unter Berücksichtigung der Umgebungsverformung. In: *VDI-Bericht 2242* (2015), S. 83–96. – 6. VDI-Fachtagung „Schwingungen von Windenergieanlagen“
- [Klü97] KLÜHSPIES, N.: Rolling Bearing – Thermal reference Speed – Calculation and Coefficients. In: *ISO / TC 4 / SC 8 / WG 3 N 8* (1997)

- [Koco8] KOCH, O.: *Dreidimensionale Simulation von kombiniert belasteten Radialzylinderrollenlagern*, Ruhr-Universität Bochum, Diss., 2008
- [Koro7] KORYCIAK, J.: Einfluß der Ölmenge auf das Reibmoment von Wälzlagern mit Linienberührung, Abschlussbericht, FVA-Forschungsvorhaben 382, IGF-Nr. 12923-AiF-N. In: *FVA-Heft Nr. 823* (2007)
- [KS16] KAUSCHINGER, B. ; SCHROEDER, S.: Uncertainties in Heat Loss Models of Rolling Bearings of Machine Tools. In: *Procedia CIRP (Conference on High Performance Cutting)* 46 (2016), S. 107–110
- [Kun61] KUNERT, K.: Spannungsverteilung im Halbraum bei elliptischer Flächenpressungsverteilung über einer rechteckigen Druckfläche. In: *Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens* 27 (1961), Nr. 6
- [Leo16] LEONHARDT, C.: Erweiterung von LAGER2 zur Dimensionierung von Wälzlagern in Industriegetrieben: Mechanische Kontaktgrößen und Tragfähigkeitskennwerte, Abschlussbericht, FVA-Forschungsvorhaben 364V. In: *FVA-Heft Nr. 1185* (2016)
- [Lia92] LIANG, B.: *Berechnungsgleichungen für Reibmomente in Planetenradwälzlagern*, Ruhr-Universität Bochum, Diss., 1992
- [Lie15] LIER, H. V.: Schädlicher Wälzlagerschlupf, Abschlussbericht, FVA-Forschungsvorhaben 663I. In: *FVA-Heft Nr. 1124* (2015)
- [Lin81] LINDEKAMP, H.: Das Kälteverhalten von Schmierfetten unter stationären und dynamischen Bedingungen. In: *DGMK Berichte* (1981). – Report-Nr. DGMK 100
- [Loo14] LOOS, J.: Einfluss der Reibbeanspruchung auf die WEC-Bildung in Wälzlagern. In: *GfT-Tribologie-Fachtagung* (2014)
- [LP47] LUNDBERG, G. ; PALMGREN, A.: Dynamic Capacity of Rolling Bearings. In: *Acta Polytechnica Mechanical Engineering Series* 1 (1947), Nr. 3
- [LRMo8] LAZOVIC, T. ; RISTIVOJEVIC, M. ; MITROVIC, R.: Mathematical Model of Load Distribution in Rolling Bearing. In: *FME Transactions* 36 (2008), Nr. 4, S. 189–196
- [LS16] LAI, J. ; STADLER, K.: Investigations on the mechanisms of white etching crack (WEC) formation in rolling contact fatigue and identification of a root cause for bearing premature failure. In: *Wear* 364-365 (2016), S. 244–256

- [Lub02] LUBENOW, K.: *Axialtragfähigkeit und Bordreibung von Zylinderrollenlagern*, Ruhr-Universität Bochum, Diss., 2002
- [Lun39] LUNDBERG, G.: Elastische Berührung zweier Halbräume. In: *Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens* 10 (1939), Nr. 5
- [Lun52] LUNDBERG, G.: Die dynamische Tragfähigkeit der Wälzlager bei Berücksichtigung der Lagerluft. In: *Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens* 18 (1952), Nr. 4
- [M97] MÁN, L.: *Ein Beitrag zur Vorhersage von Freßschäden an tribologischen Wirkstellen*, Universität Kaiserslautern, Diss., 1997
- [MASM15] MITROVIC, R. ; ATANASOVSKA, I. ; SOLDAT, N. ; MOMCILOVIC, D.: Effects of operation temperature on thermal expansion and main parameters of radial ball bearings. In: *Thermal Science* 19 (2015), Nr. 5, S. 1835–1844
- [MBA10] MIGNOT, L. ; BONNARD, L. ; ABOUSLEIMAN, V.: Analysis of Load Distribution in Planet-Gear Bearings. In: *AGMA Technical Paper* (2010)
- [Mey09] MEYER, C.: Reibung fettgeschmierter Wälzlager II, Abschlussbericht, FVA-Forschungsvorhaben 388II, IGF-Nr. 14876-AiF-N. In: *FVA-Heft Nr. 952* (2009)
- [Mey10] MEYER, C.: *Reibung in hoch belasteten EHD-Wälzlagern*, Leibniz Universität Hannover, Diss., 2010
- [Mir11] MIRZAEI, S.: *Entwicklung und Erprobung der Bildrotator-Messtechnik am Beispiel der Schlupfmessung von Wälzlagern*, Leibniz Universität Hannover, Diss., 2011
- [MNG11] MARQUART, M. ; NEUBAUER, T. ; GERKEN, J.D.: Quantifizierung von Leistungsdichtegrenzen von Wälzlagern zur Vermeidung von Drehzahlschäden, Abschlussbericht, FVA-Forschungsvorhaben 496II, IGF-Nr. 16135-N. In: *FVA-Heft Nr. 991* (2011)
- [MWZ16] MAO, Y. ; WANG, L. ; ZHANG, C.: Study on the Load Distribution and Dynamic Characteristics of a Thin-Walled Integrated Squirrel-Cage Supporting Roller Bearing. In: *applied sciences* 6 (2016)
- [Neu16] NEUBAUER, T.: *Betriebs- und Lebensdauerverhalten hartgedrehter und festgewalzter Zylinderrollenlager*, Leibniz Universität Hannover, Diss., 2016
- [Nyp82] NYPAN, L. J.: Roller Skewing Behavior in Roller Bearings. In: *Journal of Lubrication Technology* 104 (1982), S. 311–320

- [O<sup>+</sup>67] OPITZ, H. u. a.: Untersuchung der Steifigkeit von Lagern für Hauptspindeln in Werkzeugmaschinen. In: *Forschungsberichte des Landes Nordrhein-Westfalen* 1784 (1967)
- [Osa77] OSANNA, P. H.: Einfluss des Einbauzustandes auf die Lebensdauer von Wälzlagern in Arbeitsspindeln. In: *Maschinenmarkt Würzburg* 83 (1977), Nr. 49, S. 942–943
- [OZP09] OSWALD, F. B. ; ZARETSKY, E. V. ; POPLAWSKI, J. V.: Interference-Fit Life Factors for Roller Bearings. In: *Tribology Transactions* 52 (2009), Nr. 4
- [OZP12] OSWALD, F. B. ; ZARETSKY, E. V. ; POPLAWSKI, J. V.: Effect of Internal Clearance on Load Distribution and Life of Radially Loaded Ball and Roller Bearings. In: *Tribology Transactions* 55 (2012), Nr. 2, S. 245–265
- [OZP14] OSWALD, F. B. ; ZARETSKY, E. V. ; POPLAWSKI, J. V.: Relation between Residual and Hoop Stresses and Rolling Bearing Fatigue Life. In: *Tribology Transactions* 57 (2014), Nr. 4, S. 749–765
- [Pal27] PALMGREN, A.: Die Verteilung des Kugeldruckes im Kugellager und ihre Abhängigkeit von der sogenannten Betriebsluft. In: *Die Kugellager-Zeitschrift* 27 (1927), Nr. 3, S. 61–67
- [Pal57] PALMGREN, A.: Neue Untersuchungen über Energieverluste in Wälzlagern. In: *VDI-Berichte* 20 (1957), S. 117–121
- [Pal64] PALMGREN, A.: *Grundlagen der Wälzlagertechnik*. Dritte Auflage+. Franckh'sche Verlagshandlung, 1964
- [Per50] PERRET, H.: Die Lagerluft als Bestimmungsgröße für die Beanspruchung eines Wälzlagers. In: *Werkstatt und Betrieb* 83 (1950), Nr. 4
- [PL90] PLANK, M. ; LECHNER, G.: Kleinstmengenschmierung schnelllaufender Wälzlager. In: *Tribologie + Schmierungs-technik* 37 (1990), Nr. 4
- [Pot75] POTRYKUS, J.: Reibungsmoment radialer Wälzlager mit negativem Betriebsspiel. In: *Konstruktion* 27 (1975), Nr. 3, S. 92–95
- [Pot86] POTTHOFF, H.: *Anwendungsgrenzen vollrolliger Planetenrad-Wälzlager*, Ruhr-Universität Bochum, Diss., 1986
- [Qia13] QIAN, W.: *Dynamic Simulation of Cylindrical Roller Bearings*, RWTH Aachen, Diss., 2013

- [Reu77] REUSNER, H.: *Druckflächenbelastung und Oberflächenverschleiß im Wälzkontakt von Rotationskörpern*, Universität Karlsruhe, Diss., 1977
- [Reu87] REUSNER, H.: Das logarithmische Profil – Qualitätsmerkmal moderner Zylinderrollenlager. In: *Kugellagerzeitschrift* 230 (1987), S. 3–10
- [RVK<sup>+</sup>14] RUELLAN, A. ; VILLE, F. ; KLEBER, X. ; ARNAUDON, A. ; GIRON, D.: Understanding white etching cracks in rolling element bearings: The effect of hydrogen charging on the formation mechanisms. In: *Journal of Engineering Tribology* 228 (2014), Nr. 11, S. 1252–1265
- [Sch63] SCHREIBER, H.: Die Steifigkeit des vorgespannten Zylinderrollenlagers. In: *Wälzlagertechnik* 63 (1963), Nr. 1, S. 10–16
- [Sch99] SCHERB, B. J.: *Prediction and measurement of the frictional torque characteristics of radially and axially loaded radial cylindrical roller bearings*, School of Design and Advanced Technology University of Glamorgan, UK, Diss., 1999
- [Scho1] SCHERB, B.: Anschmier- und Schlupfverhalten von Zylinderrollenlager. Teil II: Diskussion der Ergebnisse sowie deren Anwendung. In: *Antriebstechnik* 40 (2001), Nr. 12, S. 35–38
- [Scho6] *Gesamtkatalog Wälzlager*. Schaeffler Technologies AG & Co. KG, 2006. – Ausgabe Januar 2006
- [Sch10] SCHEUERMANN, M.: *Dynamiksimulation zur virtuellen Produktentwicklung von Rollenschienenführungen*, TU Kaiserslautern, Diss., 2010
- [Sch11] SCHLEICH, T.: Erweiterung der FVA Programme RIKOR und LAGER2 zur Bestimmung der Lebensdauer von Wälzlagern in Industriegetrieben, Abschlussbericht, FVA-Forschungsvorhaben 364III. In: *FVA-Heft Nr. 971* (2011)
- [Sch15] *Hochgenauigkeitslager Produktkatalog*. Schaeffler Technologies AG & Co. KG, 2015. – Ausgabe Dezember 2015
- [SDH74] SUD, O. N. ; DAVIES, P. B. ; HALLING, J.: The thermal behaviour of rolling bearing assemblies subjected to preload. In: *Wear* 27 (1974), Nr. 2, S. 237–249
- [Sie86] SIEPMANN, T.: *Reibmomente in Zylinderrollenlagern für Planetenräder*, Ruhr-Universität Bochum, Diss., 1986
- [SKF87] *Genauigkeitslager Produktkatalog*. SKF, 1987. – 3700/I T

- [SKFo8] *SKF Hauptkatalog*. 2008. – 6000/I DE
- [SSHo8] STEINHILPER, W. ; SAUER, B. ; (HRSG.): *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2*. Sechste Auflage. Springer, 2008
- [ST94] STEIN, J. L. ; TU, J. F.: A State-Space Model for Monitoring Thermally Induced Preload in Anti-Friction Spindle Bearings of High-Speed Machine Tools. In: *J. Dyn. Sys., Meas., Contro* 116 (1994), Nr. 3, S. 372–386
- [Sta11] STAHL, T.: *Einfluss von Drehzahl- und Lastkollektiven auf die Entwicklung von Reibmoment und Temperatur in Wälzlagern*, Universität Erlangen, Diss., 2011
- [Ste95] STEINERT, T.: *Das Reibmoment von Kugellagern mit bordgeführtem Käfig*, RWTH Aachen, Diss., 1995
- [Ste99] STEPHAN, E.: Dimensionierung und Montage von Wälzlagern in Achsgetrieben von Bahnen. In: *VDI-Berichte* 1455 (1999), S. 119–136. – Tagung Getriebe für Schienenfahrzeuge
- [Tab55] TABOR, D.: The Mechanism of Rolling Friction. II. The Elastic Range. In: *Proceedings of the Royal Society of London, Series A, Mathematical and Physical Sciences* 229 (1955), Nr. 1177, S. 198–220
- [Tas75] TASSONE, B. A.: Roller Bearing Slip and Skidding Damage. In: *Journal of Aircraft* 12 (1975), Nr. 4, S. 281–287
- [Teu05] TEUTSCH, R.: *Kontaktmodelle und Strategien zur Simulation von Wälzlagern und Wälzführungen*, TU Kaiserslautern, Diss., 2005
- [TK13] TAKABI, J. ; KHONSARI, M. M.: Experimental testing and thermal analysis of ball bearings. In: *Tribology International* 60 (2013), S. 93–103
- [TK15] TAKABI, J. ; KHONSARI, M. M.: On the thermally-induced seizure in bearings: A review. In: *Tribology International* 91 (2015), S. 118–130
- [TK16] TAKABI, J. ; KHONSARI, M. M.: On the thermally-induced failure of rolling element bearings. In: *Tribology International* 94 (2016), S. 661–674
- [Tri85] TRIPP, J.: Hertzian Contact in Two and Three Dimensions. In: *NASA Technical Paper* 2473 (1985)
- [Vos96] VOSKAMP, A.: *Microstructural changes during rolling contact fatigue – metal fatigue in the subsurface region of deep groove ball bearing inner rings*, Technische Universität Delft, Diss., 1996

- [Voß93] VOSSIEK, J.: Entwicklung einer praktischen Rechenmethode zur Verschleißbestimmung, FVA-Forschungsvorhaben 209. In: *FVA-Heft Nr. 401* (1993)
- [Wad93] WADEWITZ, M.: Ursachen der Anschmierung im Wälz-/Gleitkontakt, Abschlussbericht, FVA-Forschungsvorhaben 164, IGF-Nr. 8093-AiF. In: *FVA-Heft Nr. 384* (1993)
- [Wan13] WANG, D.: Wirkungsgradoptimiertes Getriebe, Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben Nr. 609812 der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. (2013)
- [Wan14] WANG, D.: Erweiterung der Berechnung der Wälzlagerreibung in FVA-Software, Abschlussbericht, FVA-Forschungsvorhaben 701. In: *FVA-Heft Nr. 1157* (2014)
- [Wan15] WANG, D.: *Berechnung der Wälzlagerreibung aufgrund weiterentwickelter rheologischer Fluidmodelle*, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, Diss., 2015
- [Wei62] WEIGAND, K.: Spindellagerungen für Werkzeugmaschinen mit Wälzlagern. In: *Ind.-Anzeiger* 44 (1962), Nr. 3
- [Weio8] WEITL, R.: Erweiterung der FVA-Programme RIKOR und LAGER zur Bestimmung der Lebensdauer von Wälzlagern in Industriegetrieben, Abschlussbericht, FVA-Forschungsvorhaben 364II. In: *FVA-Heft Nr. 848* (2008)
- [Wie90] WIEMER, M.: *Theoretische und experimentelle Untersuchung zum Betriebsverhalten vollrolliger Zylinderrollenlager*, Universität Hannover, Diss., 1990
- [Wik96] WIKSTRÖM, V.: *Rolling Bearing Lubrication at Low Temperatures*, Luleå University of Technology, Diss., 1996
- [Wil04] WILKER, H.: *Weibull-Statistik in der Praxis - Leitfaden zur Zuverlässigkeitssteigerung technischer Produkte Band 3*. Books on Demand GmbH, 2004
- [WNP12] WANG, D. ; NEUBAUER, T. ; POLL, G.: Anwendung rheologischer Modelle zur Berechnung des Schlupfes in Wälzlagern. In: *GfT-Tagung* (2012). – 24-26. September 2012
- [YCH12] YAO, T. ; CHI, Y. ; HUANG, Y.: Research on Flexibility of Bearing Rings for Multi-body Contact Dynamics of Rolling Bearings. In: *Procedia Engineering* 31 (2012), S. 586–594

- [Zen89] ZENKER, L.: Die Berechnung der absoluten Temperaturverteilung in Wälzlagern und deren Einfluß auf die Beanspruchung, Abschlussbericht, FVA-Forschungsvorhaben 253, AiF-Nr. 9338. In: *FVA-Heft Nr. 535* (1989)
- [Zen98] ZENKER, L.: *Numerische Analyse der transienten Temperatur- und Spannungsverteilung in schnelllaufenden Kugellagern*, TU München, Diss., 1998
- [ZH91] ZHOU, R.-S. ; HOEPRICH, M.-R.: Torque of Tapered Roller Bearings. In: *ASME Journal of Tribology* 113 (1991), Nr. 3, S. 590–597
- [ZM12] ZAHEDI, A. ; MOVAHHEDY, M. R.: Thermo-mechanical modeling of high speed spindles. In: *Scientica Iranica B (Mechanical Engineering)* 19 (2012), S. 282–293
- [ZPP96] ZARETSKY, E. V. ; POPLAWSKI, J. V. ; PETERS, S. M.: Comparison of Life Theories for Rolling-Element-Bearings. In: *Tribology Transactions* 39 (1996), Nr. 2, S. 237–247



## LEBENS LAUF

---

---

Roman Böttcher

geboren 09.11.1983 in Blankenburg (Harz)

verheiratet, 2 Kinder

### SCHULBILDUNG

1990-1994 Grundschule „Am Regenstein“ in Blankenburg (Harz)

1994-2003 Gymnasium „Am Thie“ in Blankenburg (Harz)

Abschluss: Abitur

### ZIVILDienst

2003-2004 Arbeiter-Samariter-Bund (ASB) Hannover, Hausnotruf

### STUDIUM

2004-2010 Maschinenbaustudium an der Gottfried Wilhelm  
Leibniz Universität Hannover

Vertiefung: Mechanik und Konstruktion

Technologie der Fertigungsverfahren

Abschluss: Diplom-Ingenieur

2006-2008 studentische Hilfskraft am Institut für Maschinenkon-  
struktion und Tribologie

### BERUFSTÄTIGKEIT

seit 10/2010 wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinen-  
konstruktion und Tribologie