

Schiefstellung und Axialschubverhalten von Zylinderrollenlagern

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

Doktor-Ingenieur

genehmigte

Dissertation

von

Dipl.-Ing. Andreas Keßler

geboren am 10.03.1974 in Hamburg

2010

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. G. Poll
2. Referent: Prof. Dr.-Ing. B. Sauer
Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. B.-A. Behrens
Tag der Promotion: 30. November 2009

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie (IMKT) der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover.

Ich danke meinem Doktorvater und Leiter des IMKT, Herrn Prof. Dr.-Ing. G. Poll, besonders für das entgegengebrachte Vertrauen sowie für die stets gewährte fachliche und persönliche Unterstützung, durch die er meine Arbeit gefördert hat.

Herrn Prof. Dr.-Ing. B. Sauer danke ich für die freundliche Übernahme des Korreferates.

Herrn Prof. Dr.-Ing. B.-A. Behrens danke ich für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Weiterhin bedanke ich mich bei allen Kollegen am Institut sowie den studentischen Hilfskräften für die Hilfe beim Erstellen dieser Arbeit und das stets angenehme Arbeitsklima. Insbesondere das Arbeiten mit meinen Freunden Jens, Sascha und Thomas sei hier hervorgehoben.

Den Mitarbeitern der Werkstatt danke ich für die gute Zusammenarbeit und Unterstützung bei Fertigung und Aufbau der experimentellen Untersuchungseinrichtungen.

Der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V. (FVA) und ihren Mitgliedsfirmen danke ich für die finanzielle und fachliche Unterstützung bei den Untersuchungen. Für ihr persönliches Engagement möchte ich den Mitgliedern der begleitenden FVA-Arbeitsgruppe „Schiefstellung“, insbesondere Herrn Heemskerk und Herrn Krücken danken.

Nicht zuletzt gilt der Dank meiner Freundin Saskia für das entgegengebrachte Verständnis und die Unterstützung bei meiner Arbeit, sowie meinen Eltern und Geschwistern, die mich in meinem Weg stets bestärkt haben.

Andreas Keßler

Zusammenfassung

Toleranzen und elastische Verformungen bedingen, dass bei der Lagerung von Wellen in der Realität immer mehr oder weniger große Fluchtungsfehler zwischen Welle und Gehäusebohrung auftreten. Damit entsteht auch eine Schiefstellung zwischen der inneren und äußeren Laufbahn von Wälzlagern. Bei Zylinderrollenlagern wird dies durch entsprechende Profilierung der Wälzkörper bzw. der Ringe berücksichtigt. Trotzdem wird die axiale Flächenpressungsverteilung im Kontakt asymmetrisch. Infolgedessen sinkt die Ermüdungslebensdauer. Ausschließlich dies wird von den bekannten, in der Praxis seit längerem eingeführten fortgeschrittenen Berechnungsverfahren berücksichtigt. Daneben gibt es aber weitere mögliche Auswirkungen der Schiefstellung, die bisher weniger beachtet werden. Sie hängen mit dem kinematisch bedingten Wälzschlupf und den daraus resultierenden Kräften und Momenten zusammen. Die Folgen sind im Lager erzeugter Axial Schub, der zu einer Zusatzbelastung der Festlager führt und Schwingungen, erhöhte Reibung und unter bestimmten Bedingungen Verschleiß hervorrufen kann und die Gebrauchsdauer der Lager verkürzt.

In der vorliegenden Arbeit werden diese Aspekte experimentell und theoretisch mithilfe eines Simulationsprogramms untersucht. Dabei wird deutlich, dass zwischen Kippen und Schrägen zu unterscheiden ist, je nachdem, ob eine Schiefstellung in der Ebene der radialen Lagerbelastung oder senkrecht dazu vorliegt. Erhebliche Unterschiede gibt es zwischen den Lagerbauformen N und NU, d.h. in Abhängigkeit davon, ob sich die Führungsborde am drehenden oder stillstehenden Ring befinden. Ferner gibt es Einflüsse des Schmierzustandes und damit der Drehzahl. Auch ist zu beachten, dass infolge von Abweichungen von der idealen Geometrie auch ohne Schiefstellung bereits Axialschübe auftreten.

Abstract

In practical applications of rolling element bearings tolerance variations and elastic deformations can cause misalignment between shaft and bearing housing and therefore also between the inner and outer ring of the bearing. In cylindrical roller bearings this effect is taken into account by applying suitable axial profiles to rollers and raceways.

Nevertheless, the axial distribution of contact pressure will become inevitably asymmetrical. Consequently, fatigue life is reduced. The known calculation methods consider only this effect. In fact there are other possible effects of misalignment which so far have not been studied in detail. One result is an axial force generated in the bearings which causes an additional load on the locating bearings and may cause oscillations, increased friction and wear.

In this thesis these aspects are examined experimentally and theoretically. The results indicate that it is necessary to clearly distinguish between tilting and skewing depending on the position of the plane of misalignment with respect to direction of the radial load. There are considerable differences between bearing designs N and NU in dependence of whether the guiding flanges are on the rotating or stationary ring. Furthermore, an influence of the lubrication state and therefore of the rotation speed should be noted. In some cases axial force occur due to deviations from the ideal bearing geometry, even though there is no measurable misalignment.

Schlagworte:

Zylinderrollenlager, Schiefstellung, Axial Schub,

Cylindrical Roller Bearings, Misalignment, Axial Thrust,

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	I
Nomenklatur	III
1 Einleitung.....	1
2 Problemstellung und Zielsetzung der Arbeit	2
2.1 Problemstellung.....	2
2.2 Zielsetzung	7
2.3 Vorgehensweise	7
3 Stand der Technik.....	9
3.1 Zylinderrollenlager.....	9
3.1.1 Aufbau von Zylinderrollenlagern	9
3.1.2 Entwicklungsgeschichte von Zylinderrollenlagern	10
3.2 Tribologie.....	11
3.2.1 Tribotechnische Systeme	11
3.2.2 Reibung.....	12
3.2.3 Verschleiß	19
4 Experimentelle Untersuchungen	22
4.1 Versuchsobjekte	22
4.2 Versuchseinrichtungen.....	23
4.2.1 Dauerlaufversuchseinrichtung	23
4.2.2 Einzellagermessstand.....	25
4.2.3 Zweischeibenprüfstand	27
4.3 Versuchsparameter	30
4.3.1 Schiefstellung und Lagerbelastung.....	30
4.3.2 Schmierstoffe und Schmierungsbedingungen	31
4.4 Oberflächenuntersuchungen.....	33
5 Simulationsmodell des Zylinderrollenlagers	35
5.1 Mehrkörpersimulationsmodell	35
6 Schiefstellung in Zylinderrollenlagern.....	40
7 Ergebnisse.....	44
7.1 Ergebnisse der Dauerlaufuntersuchungen.....	44
7.1.1 Temperaturverhalten schief gestellter Zylinderrollenlager	44
7.1.2 Verschleißverhalten schiefgestellter Zylinderrollenlager.....	49

7.2 Ergebnisse der experimentellen Grundlagenuntersuchungen.....	64
7.2.1 Axialschubverhalten in Abhängigkeit der Lagerbauform.....	64
7.2.2 Einfluss des Belastungsverhältnisses auf den Axialschub.....	66
7.2.3 Axialschub in Abhängigkeit der Einbauposition.....	69
7.3 Ergebnisse der Modelluntersuchungen am Zweiseibenprüfstand.....	73
7.3.1 Reibungsmodell auf Basis der Deformationstheorie.....	76
7.4 Validierung des Mehrkörpersimulationsmodells.....	81
7.4.1 Qualitative Verifikation des Mehrkörpersimulationsmodells.....	81
7.4.2 Validierung des Reibungsmodells.....	83
7.4.3 Bewegungsverhalten der Wälzkörper in schief gestellten Zylinderrollenlagern	86
7.4.4 Unterschiede im Axialschubverhalten von N- und NU-Lagern.....	92
8 Zusammenfassung.....	99
9 Literatur.....	102
10 Anhang.....	106

Nomenklatur

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
A_a	mm^2	nominelle Kontaktfläche
B	mm	Lagerbreite
C	kN	dynamische Tragzahl
C_{RS}	-	Schmierfilmrauheitskorrekturfaktor
C_{ur}	N	radiale Ermüdungsgrenzbelastung
D	mm	Lageraußendurchmesser
D_{we}	mm	Wälzkörperdurchmesser
E	N/m^2	Elastizitätsmodul
E'	N/m^2	reduzierter Elastizitätsmodul
F	N	Kraftkomponenten
F_{ax}	N	Axialschub
$F_{f,ehl}$	N	Flüssigkeitsreibungskraft
F_N	N	Normalkraft
F_R	N	Reibkraft
F_r	N	Radialkraft
G	-	EHD-Werkstoffparameter
L	mm	Länge des Linienkontaktes
L_{nmr}	10^6 U	modifizierte Referenzlebensdauer
L_{we}	mm	effektive Wälzkörperlänge
M	Nm	Moment
M_r	Nm	Reibmoment
M_{r1}	%	kleinster Materialanteil
M_{r2}	%	größter Materialanteil
$P_{s,k}$	N	äquivalente Belastung des Lagers für die Scheibe k
Q	N	Kontaktlast in Normalenrichtung
R'	mm	reduzierter Radius
R_k	mm	Profilkern
R_{pk}	mm	reduzierte Spitzenhöhe
R_r	mm	reduzierter Krümmungsradius

R_{vk}	mm	reduzierte Riefentiefe
R_z	mm	gemittelte Rauhtiefe
T	°C	Temperatur
t	s	Beanspruchungsdauer
U	-	EHD-Geschwindigkeitsparameter
W	-	EHD-Belastungsparameter
a	mm	Abstand der Piezoquarze im Drei-Komponentendynamometer
a_{DIN}	-	Lebensdauerbeiwert zur Berücksichtigung der Betriebsbedingungen
a_p	-	Parameter, tangenzenstetige Wälzkörperprofilierung
a_1	-	Lebensdauerbeiwert für die Erlebenswahrscheinlichkeit DIN ISO 281
b	mm	Abstand der Piezoquarze im Drei-Komponentendynamometer
b_p	-	Parameter Wälzkörperprofilierung
c_p	mm	Parameter, tangenzenstetige Wälzkörperprofilierung
d	mm	Lagerinnendurchmesser
d_p	mm	Parameter, tangenzenstetige Wälzkörperprofilierung
e_c	-	Verunreinigungsbeiwert
$f_{t \max}$	-	maximale Kraftschlusszahl
h_{\min}^*	mm	Mindestschmierfilmhöhe
$h_{Voll-EHD}$	mm	Theoretische Voll-EHD-Schmierfilmhöhe
$h_{Nom-EHD}$	mm	Theoretische erforderliche Schmierfilmhöhe
h_{iso}	mm	zentrale isotherme Schmierfilmhöhe
n	min ⁻¹	Drehzahl
n_s	-	Zahl der Scheiben
$p(\zeta)$	µm	Wälzkörperprofil
p	N/mm ²	Pressung
p_0	N/mm ²	nominelle Flächenpressung
q_{ci}	N	dynamische Tragzahl einer Scheibe am Innenring
q_{ei}	N	dynamische Tragzahl einer Scheibe am Außenring
q_{eo}	N	dynamische äquivalente Belastung eines Einzelkontaktes am Außenring
q_{co}	N	dynamische äquivalente Belastung eines Einzelkontaktes am Innenring

r	m	Radius
s	-	Schlupf (Langschlupf)
s_e	-	elastischer Schlupf
s_g	-	Gleitschlupf
s^*	-	Übergangsschlupf
u	mm/s	Umfangsgeschwindigkeit
u_m	mm/s	mittlere Einzugs geschwindigkeit (EHD)
v	mm/s	Gleitgeschwindigkeit
v_{Static}	mm/s	statischer Gleitgeschwindigkeitspunkt
v_{Dynamic}	mm/s	dynamischer Gleitgeschwindigkeitspunkt
α	'	Kippwinkel
α_p	m ² /N	Druckviskositätskoeffizient des Schmiermittels
β	'	Schränkwinkel
$\dot{\gamma}$	1/s	Schergefälle
η_0	Pa s	Viskosität des Schmierstoffes bei Atmosphärendruck
κ	-	Viskositätsverhältnis
λ_0	-	spezifische Schmierfilmdicke
μ	-	Reibungskoeffizient
μ^*	-	Übergangsreibwert
μ_G	-	Grenzreibwert
ν	mm ² /s	Betriebsviskosität des Schmierstoffes
ν_1	mm ² /s	Bezugsviskosität
ν_0	-	Querkontraktionszahl
σ	mm	kombinierte Standardabweichung der Rauheitshöhen
τ_{ehl}	N/mm ²	Schubspannung im Schmierfilm
ξ	mm	lokales Wälzkörperkoordinatensystem
ω	1/s	Winkelgeschwindigkeit

1 Einleitung

Wälzlager stellen ein zentrales Maschinenelement in der Antriebstechnik dar. Allgemein unterscheidet man Lager entweder nach ihrer Funktion innerhalb der Maschinen (Fest- und Loslager), nach der auf sie wirkenden Krafrichtung (Radial- oder Axiallager) oder nach ihrem inneren Aufbau. In den vergangenen 100 Jahren sind eine Vielzahl unterschiedlicher Wälzlagerbauformen mit unterschiedlichen Vor- und Nachteilen entstanden. Eine wichtige Lagerbauform hierbei stellt das Zylinderrollenlager dar, welches in seiner allerersten funktionstüchtigen Ausführung im Jahre 1908 bei der Norma Compagnie GmbH entstand. Im Laufe der Zeit haben alle Wälzlagerbauformen eine Vielzahl von Verbesserungen erfahren. Ziel war und ist es, die Leistungsfähigkeit der Wälzlager zu erhöhen. Dies ist in den vergangenen Jahrzehnten unter anderem durch Steigerungen der Werkstofffestigkeit und -reinheit, Optimierungen der Innengeometrie sowie Verbesserungen der Fertigungsqualität gelungen. Als Ergebnis dieser Entwicklung verfügt heute z. B. ein Zylinderrollenlager neuester Bauart der Größe 305 über dieselbe Tragzahl wie ein entsprechendes Lager der Baugröße 309 aus dem Jahr 1950 (Abbildung 1-1).

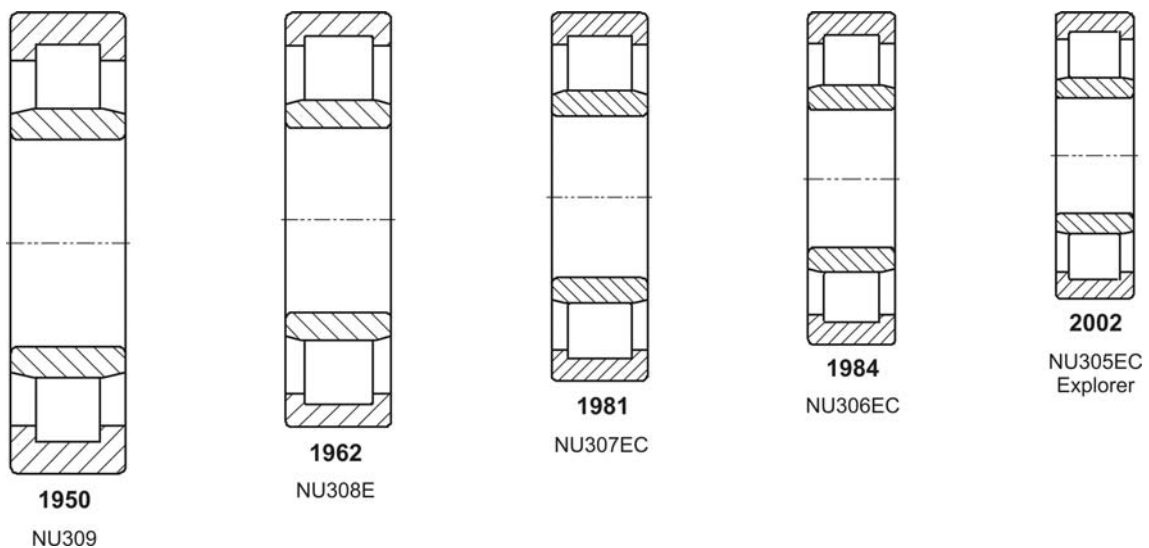


Abbildung 1-1: Steigerung der Leistungsdichte von Zylinderrollenlagern (1950 – 2002) [SKF]

Die Leistungsfähigkeit eines Wälzlagers ist oft durch seine maximale Belastung oder seine Drehzahl begrenzt. Im Hinblick auf die zunehmend kompaktere Bauweise in der Antriebstechnik nehmen Rollenlager eine wichtige Stellung ein. Sie verfügen prinzipbedingt bei gleichen äußeren Abmessungen über höhere Tragzahlen als entsprechende Rillenkugellager. Grund hierfür ist die größere Berührfläche im Lagerinneren. Man spricht bei Rollenlagern im Allgemeinen auch von Linienberührung, während in Rillenkugellagern Punktberührung vorliegt.

Die Einsatzgrenzen von Wälzlagern bei hohen Drehzahlen und komplexen Beanspruchungen sind weitestgehend unerforscht. So beinhalten z. B. die derzeit bekannten Drehzahlgrenzen noch Reserven. Die meiste Forschungsarbeit ist in der Vergangenheit in die

Ermüdungsbeanspruchung der Wälzkontakte, die Beanspruchung von Rollenlagern und der Wälzlagerkäfige in Planetenrädern, die Wärmeentwicklung in bzw. die Wärmeabfuhr aus der Lagerung sowie in die Wälzlagerreibungsberechnung und deren Grundlagen geflossen.

2 Problemstellung und Zielsetzung der Arbeit

2.1 Problemstellung

Der Schlüssel für weitere Leistungssteigerung liegt unter anderem im besseren Verständnis der dynamischen Vorgänge, die im Inneren des Lagers ablaufen. Eine bisher nur unvollständig geschlossene Wissenslücke ist das Phänomen des „inneren Axialschubs“, der im Rolle-Laufbahn-Kontakt entsteht und die Rolle-Bord-Kontakte des Lagers sowie das zugehörige Festlager der Welle zusätzlich axial belastet. In Extremfällen kann es bei niedrigen Drehzahlen zu einem Blockieren des Lagers kommen. Außerdem können dadurch Axialschwingungen angeregt werden, die z. B. bei Druckmaschinen das Druckbild stören. Weniger bekannt ist die zusätzliche Beanspruchung durch Schlupf und tangential Schubspannungen, die insbesondere bei dünnen Schmierfilmen Verschleiß, Mikropittings und vorzeitige Wälzermüdung durch verschleißbedingte Profiländerungen verursachen können.

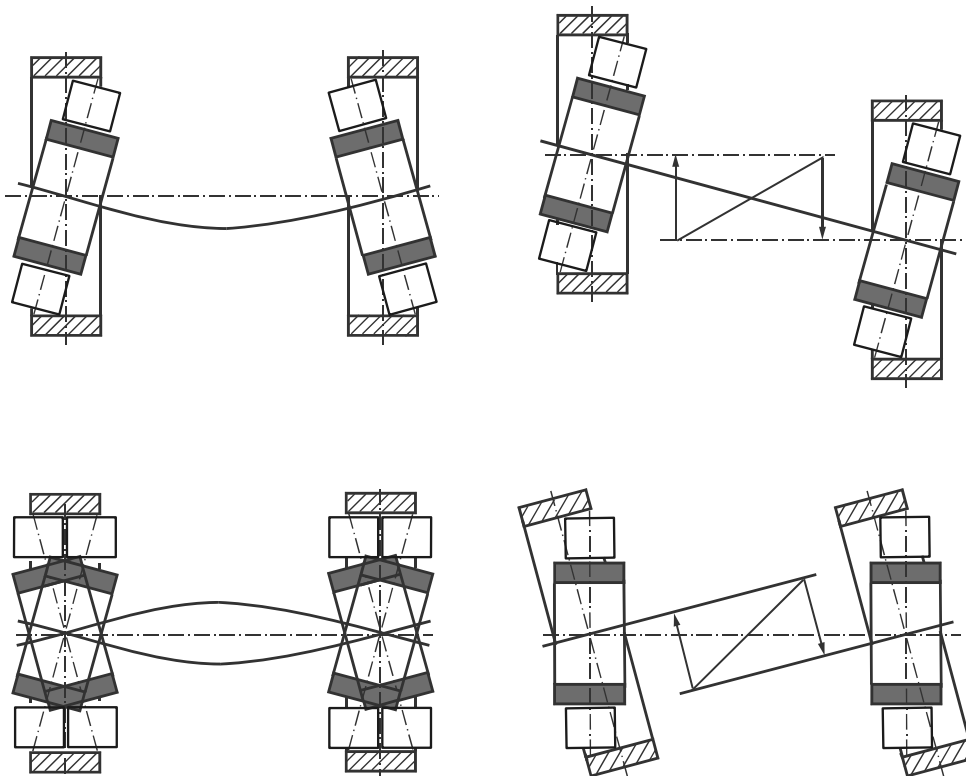


Abbildung 2-1: Winkelfehler von Lagerungen

Ursache hierfür sind Winkelfehler zwischen den Lagerringen. Diese sind aufgrund von elastischen Verformungen der Wellen und Anbauteilen, Fluchtungsfehlern und Toleranzen

bzw. zufälligen Formabweichungen von Wälzkörpern und / oder Laufbahnen im Allgemeinen unvermeidlich (Abbildung 2-1).

Infolgedessen kommt es beim Umlauf der Wälzkörper zu Störungen in der Kinematik des Wälzlagers. Je nach Lage der äußeren Belastung zur Schiefstellungsschse, um die die beiden Lagerringe verdreht sind, werden nach *Korenn* und *Mauderer* [40] grundsätzlich zwei Fälle unterschieden. Schließen die Schiefstellungsschse und die Belastungsrichtung einen Winkel von 90° ein, so ist das Lager verkippt. Die Wälzkörper laufen im Scheitelpunkt der Lastzone nicht über ihre ganze Länge, sondern nur auf einem Teil ab. Fallen Schiefstellungsschse und Belastungsrichtung hingegen zusammen, ist das Lager geschränkt. In der Lastzone kommt es zu einem Schräglaufen der Wälzkörper (Abbildung 2-2).

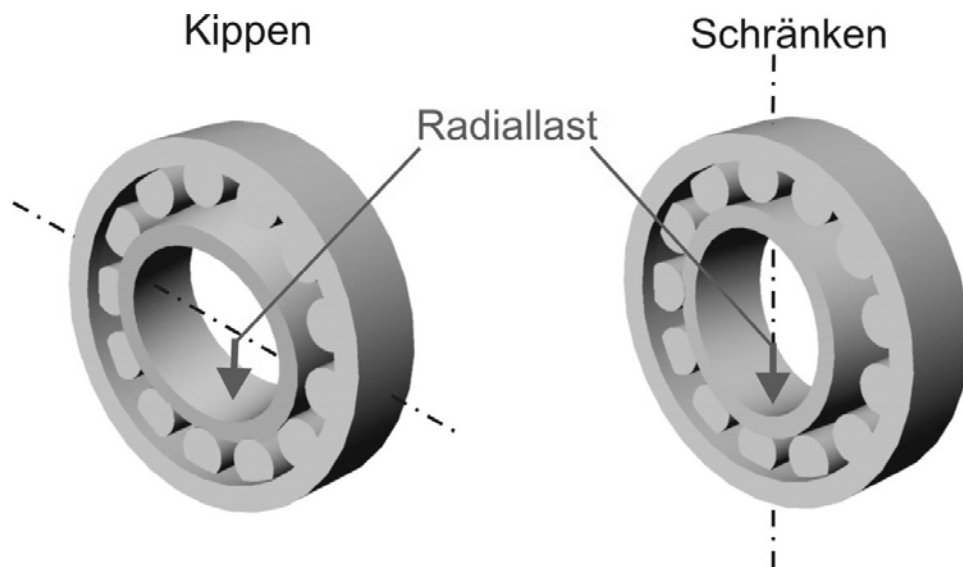


Abbildung 2-2: Vergleich Kippen - Schränken

Die Wälzlagerhersteller lassen ohne genauere Nachrechnung bei einem Belastungsverhältnis von $P/C \leq 0,2$ Schiefstellungen bis zu 4 Winkelminuten zu. Bei höheren Belastungen oder größeren Schiefstellungen wird dem Anwender empfohlen, den technischen Beratungsservice des Herstellers zu kontaktieren [1][8][21][56].

Bei entsprechend berechneter Profilierung kann für jeden Anwendungsfall ein Optimum der Ermüdungslebensdauer erreicht werden, so dass theoretisch wesentlich höhere Schiefstellungen möglich erscheinen, wenn die geforderte rechnerische Ermüdungslebensdauer das alleinige Beurteilungskriterium darstellt. Abbildung 2-3 zeigt den Einfluss unterschiedlicher Arten der Wälzkörperprofilierung auf die Spannungsverteilung im Kontakt bei steigender Belastung sowie exzentrischen Kraftangriff. Damit kann jedoch eine Funktionsstörung bzw. Schädigung des Lagers in der Praxis durch andere Effekte nicht ausgeschlossen werden. Zu den möglichen Ausfallursachen zählen der Bohrschlupf zwischen der Innenringlaufbahn und den Wälzkörpern bei Rollenlagern, der innere Axialschub und Zusatzkräfte auf die Borde und auf die Käfige.

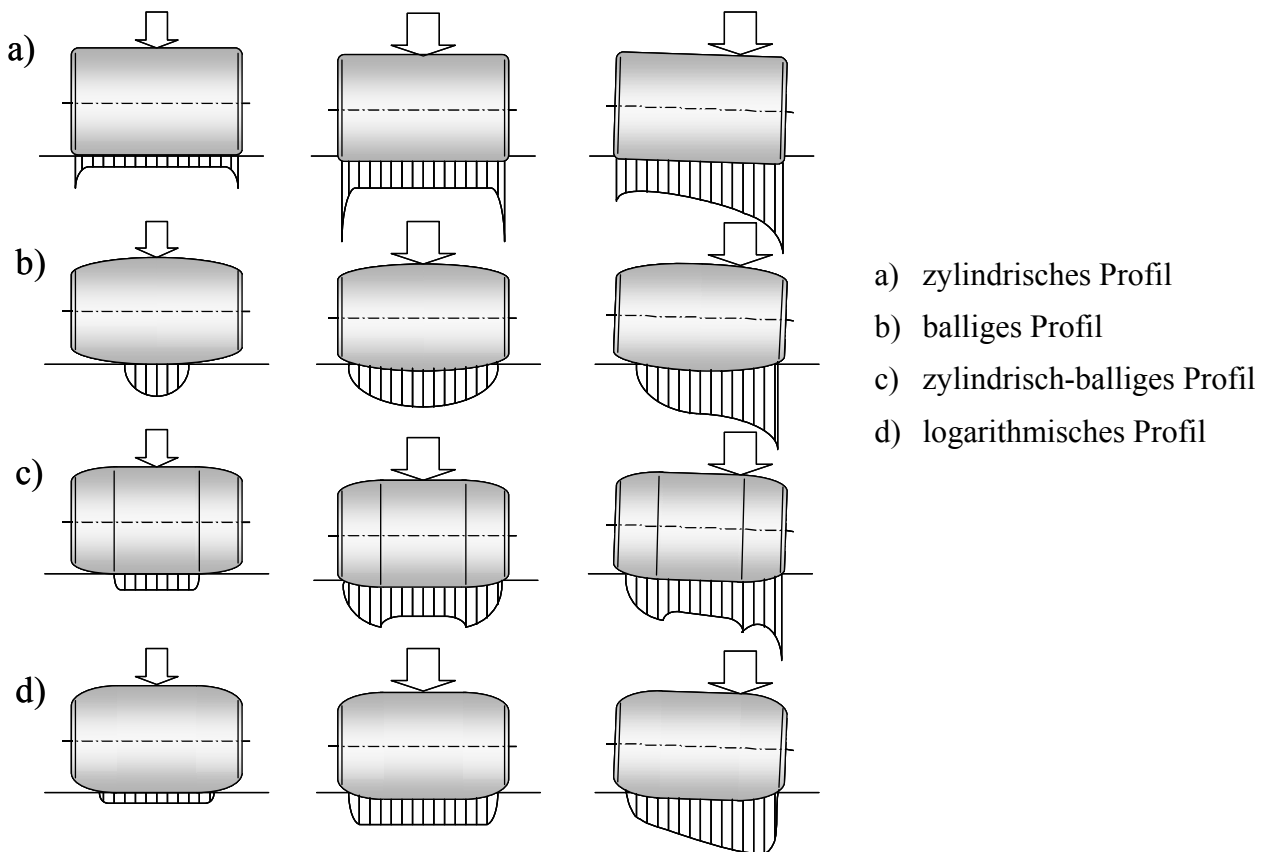


Abbildung 2-3: Einfluss der Wälzkörperprofilierung auf die Pressungsverteilung im Rolle – Ebenen – Kontakt [50]

Ein Großteil der in der Vergangenheit durchgeführten Untersuchungen beschäftigte sich mit den Auswirkungen des reinen Verkippens auf die Lebensdauer von Zylinderrollenlagern. Infolge der Normalspannungsüberhöhung sinkt die Ermüdungslebensdauer. Im Extremfall treten Kantenspannungen mit einem drastischen Lebensdauerabfall auf. Als Ergebnis der Arbeiten von *Brändlein* und *Harris* [1][7][27] kann dies inzwischen mit den vorhandenen Berechnungswerkzeugen direkt in der Lebensdauerberechnung berücksichtigt werden.

Als ursächlich für den inneren Axialschub wird überwiegend das Schränken der Wälzkörper vermutet, welches zu einer Reibkraftkomponente quer zur Laufrichtung führt. Es existieren jedoch nur wenige Veröffentlichungen, die sich mit dem Phänomen des inneren Axialschubs oder der Wälzkörperkinematik bei Schiefstellung beschäftigen. Im Folgenden sollen die wichtigsten Arbeiten kurz vorgestellt werden.

Korenn und *Mauderer* [40] beschäftigen sich 1970 mit Axialschüben in verkantet eingebauten Radial-Zylinderrollenlagern. Vorgestellt werden experimentelle Ergebnisse. Dabei unterscheiden die Autoren die Schiefstellung je nach Lage von Kipp- und Belastungsachse in die Fälle Kippen und Schränken. Sie stellen fest, dass der Axialschub mit zunehmender Radialbelastung und Exzentrizität größer wird. Für ein verkippertes Lager hat die Drehrichtung keinen Einfluss auf die Richtung des Axialschubs. Infolge der ungleichmäßigen Rollenverformung entsteht ähnlich wie bei einer Kegelrolle ein Axialschub, der die Rolle verschiebt, bis sie sich am Außenringbord unter Kraftschluss anlegt.

Auch bei einem verschränkten Lager steigt der Axial Schub mit zunehmender Radialbelastung und Verschränkung. Anders als beim verkippten Lager führt eine Drehrichtungsänderung jedoch zu einem Richtungswechsel des Axialschubs. Der Gesamtaxial Schub des Lagers ist die Summe der Einzelschübe jeder Rolle, hervorgerufen durch Schränken und Kippen. Es wird festgestellt, dass der an einem beliebig verkanteten Lager gemessene Axial Schub noch keine endgültige Aussage über die im Lagerinneren wirkenden axialen Bordkräfte erlaubt. Erst wenn die Lage der Verkantung und die Drehrichtung mit berücksichtigt werden, sind präzisere Aussagen möglich. Insgesamt sind die gemessenen Axialschübe gering. Im Bereich bis 4 Winkelminuten betragen sie maximal 1,5 % der Radialbelastung. Erst bei größeren Verkantungen bis etwa 40 Winkelminuten werden die axialen Zusatzkräfte beträchtlich und können bis zu 15 % der Radialbelastung betragen.

Nypan [47] stellt 1982 eine experimentelle Arbeit vor, die sich mit dem Verhalten von geschränkten Rollenlagern beschäftigt. Dabei wird mittels einer Hochgeschwindigkeitskamera der sich einstellende Schränkwinkel der Rollen ermittelt und der Einfluss von verschiedenen Belastungs- und Drehzahlstufen sowie des Radialspiels untersucht. Ergebnis dieser Untersuchungen ist, dass maximale Wälzkörperschränkwinkel auftreten, die etwa die Höhe des Schiefstellungswertes zwischen Wellen- und Gehäuseachse betragen. Der Schränkwinkel der Wälzkörper ist beim Umlaufen im Lager nicht konstant, sondern variiert in seinem Wert.

Ulezelski und *weitere* [64] veröffentlichen 1983 eine Studie, die sich mit den durch schräglauflende vollrollige Nadellager verursachten Axialkräften beschäftigt. Darin werden experimentelle gemessene Axialkräfte und ermittelte Schränkwinkel für ein- und doppelreihige Nadellager präsentiert. Verschiedene Mechanismen, die ein Schränken initiieren, werden diskutiert und es werden Designempfehlungen zur Minimierung bzw. Vermeidung von Axialkräften gegeben. Die Autoren kommen zu dem Schluss, dass der Axial Schub durch den Schräglaufler der Nadeln verursacht wird und die Richtung von der Lage des Schränkens und der Drehrichtung abhängt. Auch wird festgehalten, dass der Axial Schub nicht konstant ist, sondern durch die Drehzahl, Schmierungsbedingungen und das Radialspiel beeinflusst wird.

Oh [48] präsentiert 1984 eine Theorie zur Erklärung von Axialschüben in doppelreihigen Nadellagern. Nach seiner Auffassung wird der Axial Schub durch das Schräglaufler der Wälzkörper - in diesem Fall der Nadeln - hervorgerufen. Die Ursache für das Schränken wird in einer Variation der Oberflächenreibwerte im Kontakt vermutet. Ursachen hierfür können sein: Mikrogeometriefehler, konische Wälzkörperenden, unterschiedliche Oberflächenwerte sowie eine ungleichmäßige Lastverteilung entlang der Wälzkörperachse. Durch die ungleichmäßige Verteilung der Kontaktkräfte kommt es zu einem Moment, welches durch das Schräglaufler der Nadeln im Gleichgewicht gehalten wird.

Bauer [3] beschäftigt sich 1987 mit theoretischen und experimentellen Untersuchungen zu tribologisch relevanten Betriebsgrößen an verkanteten Zylinderrollenlagern. Er untersucht dabei den Einfluss von Winkelfehlern auf die Ausbildung des EHD-Schmierfilms in nicht winkeleinstellbaren Wälzlagern. Darüber hinaus entwickelt er ein Berechnungsverfahren, das

den Zusammenhang zwischen Verkantungswinkel, Einspannmoment, Lagerspiel, Rollenbelastung und Wellenverschiebung beschreibt. Der Autor stellt fest, dass das Reibmoment eines Radial-Zylinderrollenlagers unter Verkantung beachtlich ansteigt. Aus diesen Ergebnissen wird eine Ergänzung für die Berechnungsgleichung abgeleitet, die den Einfluss der Verkantung auf das Reibmoment berücksichtigt. Die Messungen ergeben, dass die Rollen bei extremer Verkipfung in der Lastzone von der Laufbahn abheben und auf der lastabgewandten Seite zur Anlage kommen. Da sich dabei die Kontaktfläche verkleinert, steigt der maximale Schmierfilmdruck erheblich an. Eine wesentliche Temperaturerhöhung infolge von Verkantung kann nicht festgestellt werden. In ungünstigsten Fällen kommt es beim Betrieb eines verkippten Zylinderrollenlagers zu Schmierfilmdurchbrüchen. Nach Aussagen des Autors sollte die Lebensdauerberechnung nicht mit der mittleren Belastung, sondern mit einem Ansatz, der die ungleichmäßige Wälzkörperbelastung und die dazu gehörigen Ausfallwahrscheinlichkeiten differenziert berücksichtigt, durchgeführt werden.

Krimpmann, Vesselinov und Weber [41] stellen 2002 eine numerische und experimentelle Analyse der Kinematik von Rollenlagern vor. Präsentiert werden ein Berechnungsverfahren und ein Prüfstand zur Analyse der Kinematik in Wälzlagern. Ausgehend von den theoretischen Grundlagen wird im Detail dargestellt, wie das 3D-Wälzlersimulationsmodell aufgebaut ist. Es wird gezeigt, dass die inneren Lagerkräfte mit einem „intelligenten Scheibchenmodell“ genau genug bestimmbar sind. Anhand von Prüfstandsergebnissen erfolgt die Verifikation des Simulationsmodells. Es werden Ergebnisse von Messungen mit vollrolligen Nadellagern präsentiert. Der Hauptanteil des dabei gemessenen Axialschubs liegt im Bereich von etwa 10 % der Radialkraft. Dabei muss in der Regel mit einer Vergrößerung des Reibmoments bis zu einem Faktor von 2,5 gerechnet werden, in einigen Fällen auch darüber. Die Übertragung des Axialschubs aufseiten des Außenrings teilt sich nach Meinung der Autoren in Bord- und Reibungskräfte an der Laufbahn auf. Es wird gezeigt, dass die Größenordnung der am Bord übertragenen Kräfte gegenüber den Reibungskräften an der Laufbahn deutlich abfällt und dass es eine Korrelation zwischen Axialschub und Schräkwinkel der Wälzkörper gibt.

Die aufgeführten Veröffentlichungen machen deutlich, dass die zugrunde liegenden Mechanismen bisher nur unzureichend bekannt sind, so dass das Verhalten des Zylinderrollenlagers nicht sicher vorhergesagt werden kann. Eine zielgerichtete Auslegung im Hinblick auf Zusatzbeanspruchungen durch Schiefstellung ist - mit Ausnahme der Ermüdungslebensdauer - bisher nicht möglich. Darüber hinaus existieren kaum genauere Kenntnisse über das eigentliche Bewegungsverhalten der Wälzkörper unter den verschiedenen Schiefstellungsarten. Auch wurde scheinbar bisher nicht betrachtet, ob und wenn ja welchen Einfluss die Zylinderrollenlagerbauform auf das Axialschubverhalten hat.

2.2 Zielsetzung

Die vorliegende Arbeit soll einen Beitrag leisten, die vorangenannten offenen Fragen zu klären und konzentriert sich daher auf folgende Schwerpunkte:

- Ermittlung des Betriebsverhaltens von Zylinderrollenlagern unter verschiedenen Schiefstellungsarten
- Analyse des Gesamtsystems „Zylinderrollenlager“ zur Identifizierung der maßgeblichen Einflussfaktoren auf die Größe „innerer Axial Schub“
- Ermittlung des Bewegungsverhaltens der Wälzkörper unter den verschiedenen Arten der Schiefstellung
- Bereitstellung von Anwendungsempfehlungen für den Konstrukteur zur Minimierung des Axialschubs unter Berücksichtigung äußerer Randbedingungen

2.3 Vorgehensweise

Zum Erreichen der in Kap. 2.2 definierten Ziele wird wie in Abbildung 2-4 gezeigt vorgegangen. Eine eingehende Literaturrecherche zum Stand der Technik stellt die Ausgangsbasis für die weitere Arbeit da.

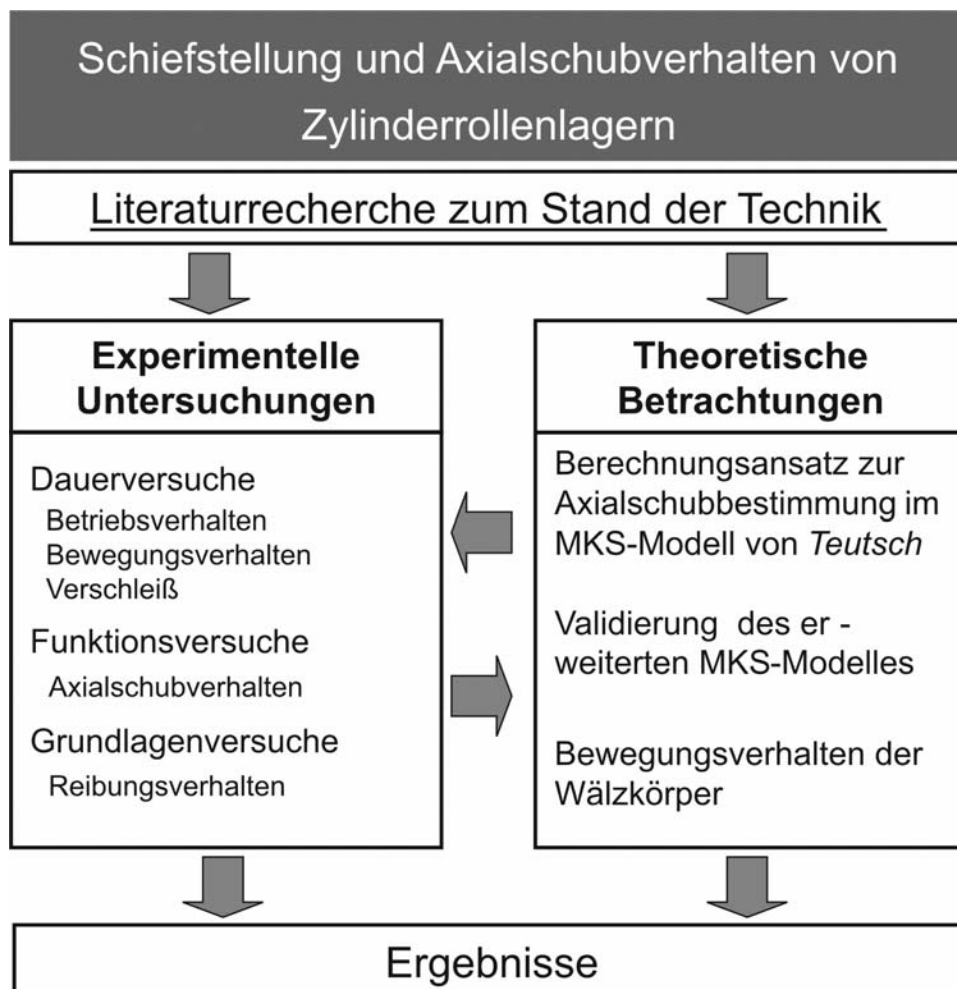


Abbildung 2-4: Lösungsweg

Im Rahmen von Dauerversuchen wird das Betriebsverhalten untersucht, wenn die vom Hersteller vorgehenden Grenzen deutlich überschritten werden. Dabei wird zwischen den beiden Schiefstellungsarten Kippen und Schränken unterschieden. Anhand der sich einstellenden Betriebstemperaturen kann im Vergleich zu Werten nicht schief gestellter Lager eine erste Beurteilung zu den Auswirkungen der Schiefstellung auf das Betriebsverhalten getroffen werden. Ausfälle werden auf ihre Ursache hin genauer untersucht.

Anhand von Oberflächenuntersuchungen an den Laufflächen der Zylinderrollenlager nach Beendigung der Versuche ist es möglich, Aussagen zum Bewegungsverhalten der Wälzkörper unter Schiefstellung zu treffen. Darüber hinaus wird das Verschleißverhalten der Dauerlauflager insgesamt untersucht.

Im Rahmen von Funktionsuntersuchungen in einem zweiten Abschnitt wird zunächst die Abhängigkeit des Axialschubs von der Drehrichtung, der Lage der Schiefstellungsebene zur Belastung sowie der Lagerbauform bestimmt. Bei diesen Untersuchungen werden die gleichen Last-, Schiefstellungs- und Schmierungsbedingungen wie bei den Dauerversuchen gewählt. Dadurch können die in den Dauerlaufversuchen gewonnenen Erkenntnisse über das Betriebsverhalten unter Schiefstellung um die Größe des Axialschubs erweitert werden.

Diese Untersuchungen dienen auch zur Validierung eines von *Teutsch* entwickelten Mehrkörpersimulationsmodells eines Zylinderrollenlagers. Darüber hinaus wird das Bewegungsverhalten der Wälzkörper im MKS-Modell mit dem sich aus den Untersuchungen der Dauerlauflager ergebenden Bild verglichen. Anhand von Grundlagenuntersuchungen zum Reibungsverhalten an einem Modellprüfstand wird ein Berechnungsansatz formuliert, der die Berechnung des Axialschubs im MKS-Modell ermöglicht. Dieser Berechnungsansatz wird ebenfalls anhand der Ergebnisse der Funktionsversuche validiert.

3 Stand der Technik

Das nachfolgende Kapitel führt zunächst in die für die vorliegende Arbeit relevanten theoretischen Grundlagen ein. Einer kurzen Vorstellung der verschiedenen Zylinderrollenlagerbauformen folgt ein Überblick über die Entwicklungsgeschichte dieser Lagerbauart. Abgerundet werden die theoretischen Ausführungen durch eine Zusammenfassung der Grundaspekte der Tribologie: Schmierung, Reibung und Verschleiß.

3.1 Zylinderrollenlager

3.1.1 Aufbau von Zylinderrollenlagern

Der Aufbau von Zylinderrollenlagern hat sich in den vergangenen hundert Jahren nicht grundlegend verändert. Bei allen Bauformen (Abbildung 3-1) werden die Zylinderrollen spielbehaftet an Innen- oder Außenring zwischen festen Borden geführt. Im Gegensatz dazu verfügen die Wälzkörper in Kegelrollenlagern aufgrund der Kräfteverhältnisse über eine Spannführung.

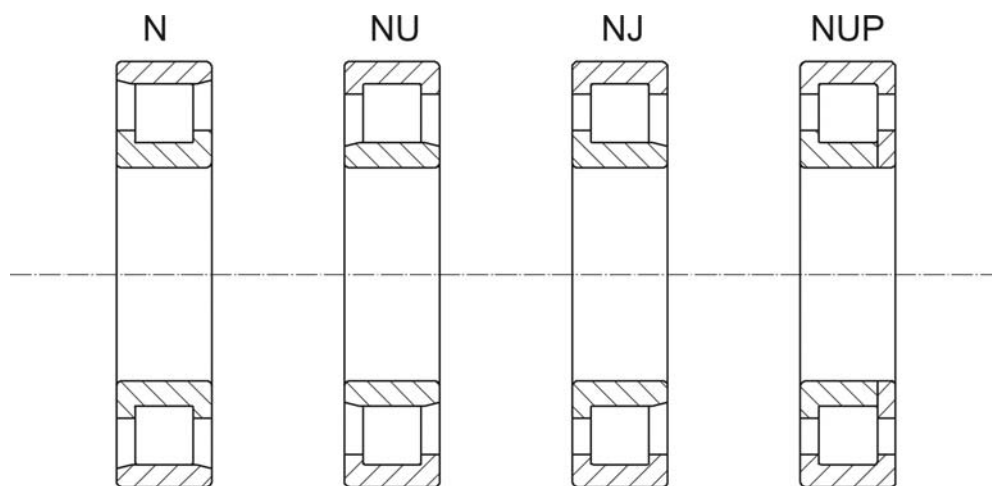


Abbildung 3-1: Zylinderrollenlagerbauformen

Zusammen mit dem Käfig bilden Wälzkörper und „Bordring“ eine Einheit. Der andere Lauf ring ist von diesem getrennt. Dadurch ist es möglich das Lager geteilt zu verbauen, womit die Montage insgesamt vereinfacht wird. Zusätzlich werden feste Lagersitze innen und außen ermöglicht, die die radiale Steifigkeit der Lageranordnung erhöhen. Die Bauform N verfügt über einen Innenring mit zwei Borden und einen bordlosen Außenring. Bei der Bauform NU ist es genau umgekehrt. Beide Bauformen stellen ein ideales Loslager dar, da die Wälzkörper sich auf dem bordlosen Ring unter einer Drehbewegung zwanglos axial verschieben können. Neben diesen reinen Loslagern existieren auch Bauformen, die zusätzlich Axialkräfte aufnehmen können. Lager der Bauform NJ besitzen zwei Borde am Außenring und einen Bord am Innenring. Dadurch sind sie in der Lage einseitig wirkende Axialkräfte aufzunehmen. Kombiniert man zwei NJ-Lager auf einer Welle, so bekommt man eine schwimmende Trag-Stütz-Lagerung. Liegen beidseitig wirkende Axialkräfte an, werden Zylinderrollenlager der Bauform NUP oder ein NJ-Lager mit zusätzlichem Winkelring

verwendet. Neben Zylinderrollenlagern mit Käfig existieren auch noch vollrollige Ausführungen ohne Käfig, die im Vergleich über höhere Tragzahlen verfügen.

3.1.2 Entwicklungsgeschichte von Zylinderrollenlagern

Zylinderrollenlager in ihrer heute üblichen Form gehen auf die Arbeit von *Dr.-Ing. Josef Kirner* zurück. Dieser entwickelte 1908 als leitender Mitarbeiter der Norma-Compagnie in Cannstatt das erste einreihige Zylinderrollenlager mit Käfig (Bauform N). Nur ein Jahr später wurde an ihn auch das Patent für die Bauform NU erteilt. Der Grundaufbau ist seitdem unverändert. In der Anfangszeit waren die Wälzkörper vollständig zylindrisch ausgeführt. Der bordlose Ring wurde ballig ausgeführt, um Kantenspannungen zu minimieren. Die theoretischen Zusammenhänge zwischen Profilform und Lebensdauer waren zunächst noch nicht bekannt. Abgeleitet aus der Theorie von Hertz „Über die Berührung fester elastischer Körper“ aus dem Jahr 1881 führte man die Wälzkörper schließlich schwach ballig aus. Dieses Innendesign wurde über viele Jahre beibehalten. Die Arbeiten von *Lundberg* aus den 40er Jahren des 20. Jahrhunderts über die „Berührung zweier elastischer Halbräume“ führte zu einem zylindrisch-balligen Profil der Wälzkörper, welches Anfang der 50er Jahre eingeführt wurde. Dies war ein bedeutender Fortschritt, da durch die Anwendung dieser Theorie erstmals rechnerisch eine symmetrische Druckspannungsverteilung im Lager erreicht werden konnte. An den sonstigen geometrischen Abmessungen im Lagerinneren änderte sich hingegen wenig. Ein Meilenstein in der Entwicklungsgeschichte bildete die Entwicklung und Einführung der E-Lager Anfang der 60er Jahre. Durch eine bessere Ausnutzung des Lagerquerschnitts bei unveränderten Außenabmessungen konnte die dynamische Tragzahl um 35 % gesteigert werden. Anfang der 80er Jahre erfolgte die Markteinführung der EC-Zylinderrollenlager mit optimierten Laufeigenschaften. Durch die Einführung der geöffneten Bordform konnte die immer wichtiger werdende Axialtragfähigkeit der Zylinderrollenlager entscheidend gesteigert werden, da dadurch die Schmierstoffversorgung am Bord verbessert und die Gefahr von Fressen bzw. Anschmierung deutlich vermindert werden konnte. Daneben erfolgte für die Standardausführung von Zylinderrollenlagern die Umstellung von Blech- auf Kunststoffkäfig (glasfaserverstärktes Polyamid 66). Durch das geringere Gewicht und die große Elastizität des neuen Käfigwerkstoffes, sowie einer insgesamt verbesserten Konstruktion konnte die Drehzahlgrenze für Zylinderrollenlager deutlich heraufgesetzt werden. Darüber hinaus verbesserten sich die Notlaufeigenschaften des Lagers erheblich. Kurze Zeit darauf folgte mit der Einführung des logarithmischen Profils ein weiterer Meilenstein in der Entwicklungsgeschichte des Zylinderrollenlagers. Weitere Verbesserungen wurden in den letzten Jahren zusätzlich durch Optimierungen der Oberflächenbeschaffenheit erreicht.

Der Kunde auf dem Zylinderrollenlagermarkt hat heute die Wahl. Dort wird praktisch das gesamte aus der Entwicklungsgeschichte herrührende Qualitätsspektrum angeboten. So kann er zwischen Zylinderrollenlagern wählen, in die alle oben aufgezeigten Verbesserungen eingeflossen sind (sogenannte Premiumlager), oder aber die technisch dem Stand der beginnenden 60er Jahre entsprechen und daraus resultierend weniger leistungsfähig sind. Die Unterschiede spiegeln sich nicht nur in den technischen Eigenschaften, sondern

auch im Preis wider. Für einfache Anwendungen ist es daher völlig legitim, Lager zu verbauen, die technisch nicht dem neusten Stand entsprechen, um dadurch Kosten zu sparen.

In den meisten Fällen muss ein Abwägen zwischen technischer und kaufmännischer Seite erfolgen, wobei die Lagerkosten nicht allein betrachtet werden dürfen. Auch die Aspekte der technischen Zuverlässigkeit, bzw. der Ausfallwahrscheinlichkeit sowie der Ausfallkosten müssen mitbewertet werden.

3.2 Tribologie

Das Wort Tribologie kommt aus dem Griechischen und kann vereinfacht als „die Lehre von Reibung und Verschleiß“ übersetzt werden. Obwohl die Ursprünge bis in die Zeit vor Christus zurückgehen, wurde der Begriff Tribologie erst 1966 durch eine Forschergruppe des *British Department of Education and Science* in seiner heutigen Bedeutung eingeführt. Eine genauere und umfassendere Definition des Begriffes Tribologie findet sich in einer Veröffentlichung der *Gesellschaft für Tribologie* (GFT) [24]:

- Tribologie ist die Wissenschaft und Technik von aufeinander wirkenden Oberflächen in Relativbewegung. Sie umfasst das Gesamtgebiet von Reibung und Verschleiß, einschließlich Schmierung und schließt entsprechende Grenzflächenwechselwirkungen sowohl zwischen Festkörpern als auch zwischen Festkörpern und Flüssigkeiten, konsistenten Stoffen oder Gasen ein.

Aus dieser Definition wird deutlich, dass das Betriebsverhalten eines Wälzlagers ohne Berücksichtigung der tribologischen Zusammenhänge nicht sinnvoll beschrieben werden kann.

3.2.1 Tribotechnische Systeme

Das tribologische Verhalten eines Körpers bzw. eines technischen Systems ist keine reine Werkstoffeigenschaft, sondern vielmehr die Eigenschaft eines komplexen Systems, in dem Reibung und Verschleiß in vielschichtiger Weise voneinander abhängen und sich gegenseitig beeinflussen.

Schon geringfügige Änderungen einzelner Einflussgrößen können dazu führen, dass sich das Reibungs- und Verschleißverhalten des Gesamtsystems grundlegend ändert. Daher ist die Betrachtung von Einzeleinflüssen und der Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Komponenten elementar für das Verständnis tribologischer Systeme. Eine allgemeingültige Systematik hierfür wurde von *Czichos* und *Habig* [11] entwickelt.

Die Grundstruktur eines tribotechnischen Systems besteht vereinfacht aus zwei zueinander bewegten Partnern (Grund- und Gegenkörper), dem Zwischenmedium im Kontaktbereich sowie dem Umgebungsmedium. In dieses Grundmuster lassen sich alle tribotechnischen Systeme einordnen. Zusätzlich wird zwischen offenen und geschlossenen Systemen unterschieden.

Während bei geschlossenen Systemen wie z. B. einer ölgeschmierten Lagerung kein Austausch der Teilelemente im makroskopischen Sinne stattfindet, kommt es in offenen Systemen wie z. B. dem Rad-Schiene-Kontakt ständig zum Austausch der Teilelemente.

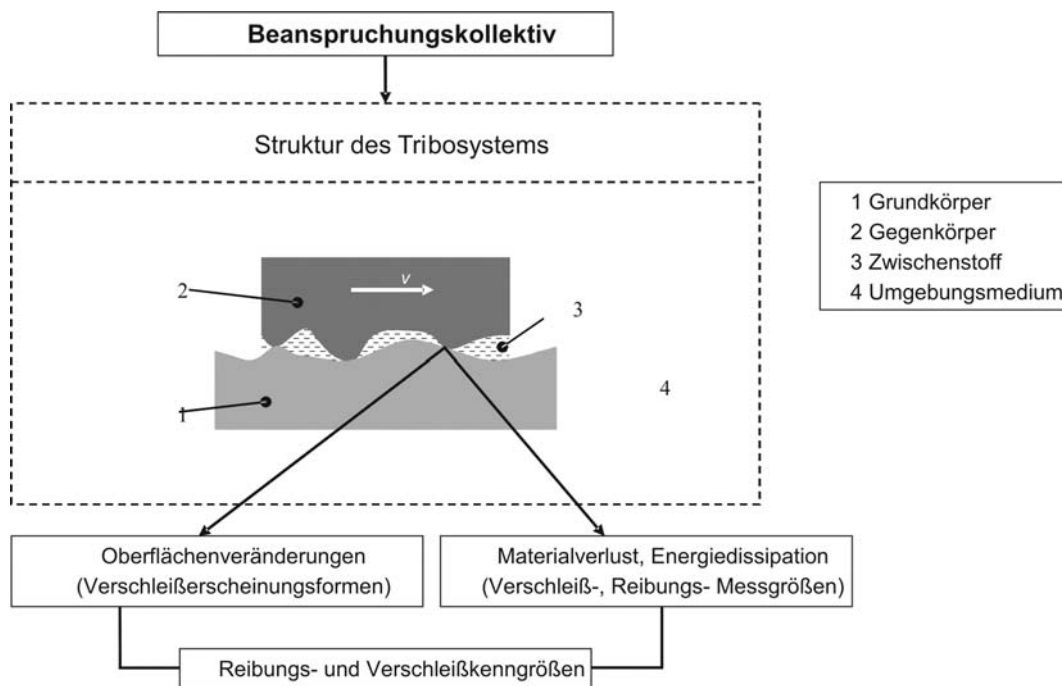


Abbildung 3-2: Kenngrößen und Aufbau tribologischer Systeme [11]

Reibung und Verschleiß treten auf, sobald das System einer Beanspruchung ausgesetzt wird. Diese kann durch ein Kollektiv angenähert werden, welches sich aus einer Reihe physikalisch-technischer Parameter zusammensetzt, die auf die Systempartner einwirken. Dies sind die:

- Normalkraft F_N
- Geschwindigkeit v
- Temperatur T
- Beanspruchungsdauer t
- Kinematik (Bewegungsart und -ablauf)

Diese von außen wirkenden Belastungen führen im System zu einer tribologischen Beanspruchung welche zu Oberflächenveränderungen, Material- und Energieverlusten führen. Durch Messung äußerer Parameter wie z. B. der Reibkraft, oder Verlustleistung sowie Verschleißmessungen (Dimensions- oder Masseänderungen) lassen sich die tribologischen Beanspruchungen des Systems bewerten.

3.2.2 Reibung

Nach Czichos ist unter Reibung ein Widerstand gegen makro- oder mikroskopische Deformation zu verstehen. Sie äußert sich als Widerstandskraft gegen die Einleitung einer Relativbewegung oder deren Aufrechterhaltung [11]. Eine ähnliche Definition findet sich in der DIN 50323-3. Dort wird die Reibung als Wechselwirkung zwischen sich berührenden Stoffbereichen von Körpern, die einer Relativbewegung entgegenwirken definiert. Bei äußerer Reibung sind die sich berührenden Stoffbereiche verschiedenen Körpern, bei innerer

Reibung ein und demselben Körper zugehörig [16].

Erste allgemeine noch heute gültige makroskopische Ansätze wurden durch die Arbeiten von *Leonardo da Vinci* (1452-1519), *Guillaume Amontons* (1663-1705) und *Charles Augustin Coulomb* (1736-1806) gelegt. So bildet der von *Coulomb* gefundene Unterschied zwischen Haft- und Gleitreibung und das nach ihm benannte Gesetz noch heute die Grundlage zur ingenieurmäßigen Beschreibung makroskopischer Reibvorgänge.

$$F_R = \mu \cdot F_N \quad (3-1)$$

Reibung wird in der DIN 50323-3 sowohl nach dem Bewegungszustand (Haft- und Bewegungsreibung), nach der Art der Relativbewegung (Gleit-, Roll-, Wälz-, Bohr- und Stoßreibung) und in Abhängigkeit des Aggregatzustandes der beteiligten Stoffbereiche (Festkörper-, Misch-, Flüssigkeits- und Gasreibung) unterschieden. Im technischen Gebrauch ist die Einteilung nach dem Schmierzustand geläufig.

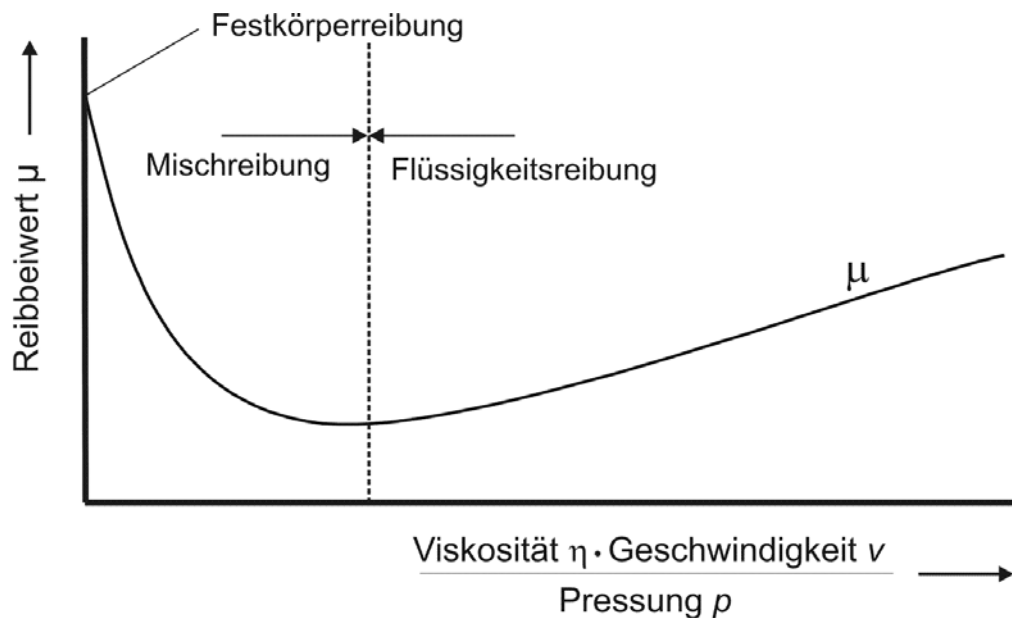


Abbildung 3-3: Stribeck-Kurve und Reibungszustände

Die Reibungszustände können durch die klassische *Stribeck-Kurve* wiedergegeben werden (Abbildung 3-3). Sie gibt den Reibbeiwert μ als Funktion einer Parameterkombination aus Ölviskosität η , Geschwindigkeit v und Pressung p wieder, wenn die Anordnung der Kontaktpartner die Bildung eines sich in Strömungsrichtung des Öles verengenden Spaltes zulässt.

Im Bereich der Festkörperreibung erfolgt die Übertragung der Normalkraft größtenteils direkt zwischen Grund- und Gegenkörper. Ein Zwischenstoff existiert nicht im Kontakt. Die Berührung erfolgt zwischen den Körpern nicht flächig, sondern nur an den Spitzen ihrer Oberflächenrauheiten, die sich dabei elastisch und auch zum Teil plastisch verformen. Die Summe dieser Mikrokontakte bildet die reale Berührfläche A_{real} . In der Modellvorstellung geht man davon aus, dass sich die Reibungskräfte im ungeschmierten Kontakt aus zwei Komponenten zusammensetzen. Aus einem Deformationsanteil, der aus dem elastischen und

plastischen Formänderungswiderstand der Oberflächenrauheiten herrührt, sowie aus einem Adhäsionsanteil, der zur Überwindung atomarer und molekularer Bindungskräfte zwischen den Oberflächen erforderlich ist [4]. Eine Sonderform der Festkörperreibung liegt vor, wenn sich zwischen Grund- und Gegenkörper infolge chemisch- physikalischer Wechselwirkungen eine feste Grenzschicht mit modifizierenden Eigenschaften gebildet hat, welche die Scherspannungen zwischen den Kontaktpartnern überträgt. Dann wird von Grenzschichtreibung gesprochen. Handelt es sich dabei um einen molekularen Film, der von einem Schmierstoff herrührt, spricht man von Grenzreibung.

Mit steigender Relativgeschwindigkeit zwischen den Kontaktpartnern kommt es durch den in den Spalt geförderten Schmierstoff zu einem hydrodynamischen Druckaufbau. Solange die Normalkraft sowohl über den Festkörperkontakt als auch über den Scherwiderstand des Schmierstoffes übertragen wird, liegt Mischreibung vor. Steigt die Relativgeschwindigkeit weiter an, wird der Anteil des Festkörperkontaktes immer geringer bis schließlich bei vollständiger Trennung reine Flüssigkeitsreibung vorliegt.

Ein Sonderfall der hydrodynamischen Schmierung bildet die elasto-hydrodynamische Schmierung. Diese berücksichtigt die bei sehr hohen Pressungen wirkenden elastischen Verformungen der Kontaktflächen beider Systempartner.

Reibungsberechnungsmodelle im Wälzkontakt

Im Folgenden soll näher auf mehrere Ansätze zur Berechnung der Reibungskomponente im Wälzkontakt eingegangen werden. In Anlehnung an die aus der Stribeck-Kurve bekannten Schmierungszustände erfolgt üblicherweise die Berechnung der Rollreibungsverluste in Abhängigkeit des Schmierungszustandes für die Bereiche: Festkörper-, Misch- und Flüssigkeitsreibung.

Festkörperreibung:

Im Bereich der Festkörperreibung kann das Reibungsverhalten im Wälzkontakt durch Kraftschlusschlupf-Kurven beschrieben werden. *Carter* [10] und *Fromm* [22] gelang es parallel, den typischen Verlauf der Reibungskräfte über dem Schlupf beim Wälzen qualitativ zu berechnen. Sie stellten dabei fest, dass die Größe der Reibungskraft im Rollkontakt nicht von der absoluten Relativgeschwindigkeit, sondern von Ihrem Verhältnis zur mittleren Umfangsgeschwindigkeit – dem Schlupf abhängt. Der Schlupf (Längsschlupf) ist dabei definiert als:

$$s = \frac{2 \cdot (r_1 \cdot \omega_1 - r_2 \cdot \omega_2)}{r_1 \cdot \omega_1 + r_2 \cdot \omega_2} \quad (3-2)$$

Es werden die beiden Arbeitsbereiche Kraftschluss- und Gleitbereich unterschieden. Im Kraftschlussbereich unterteilt sich die Kontaktfläche in ein Haft- und ein Gleitgebiet, wobei das Haftgebiet im Bereich des Eintritts in den Kontakt liegt [34]. Die Bereiche der Kontaktfläche, in denen die Gleitgeschwindigkeit $v_g = 0$ und demzufolge der Gleitschlupf $s_g = 0$ ist, bilden das Haftgebiet. Die restliche Kontaktfläche mit der Gleitgeschwindigkeit $v_g \neq 0$ formt das Gleitgebiet [22]. Im Haftgebiet gilt für den Schlupf $s = s_e = \text{konstant}$ und im Gleitgebiet ist $s = s_e + s_g = \text{konstant}$. Das Haftgebiet wird mit zunehmendem Schlupf immer

kleiner. Im Gleitbereich existiert kein Haftgebiet mehr, in der Kontaktfläche hat vollständiges Gleiten eingesetzt. Die übertragbare Tangentialspannung ist durch das Produkt aus HERTZ'scher Pressung $p(x)$ und der maximalen Kraftschlusszahl $f_{t \max}$ begrenzt und kann an keiner Stelle in der Kontaktfläche überschritten werden.

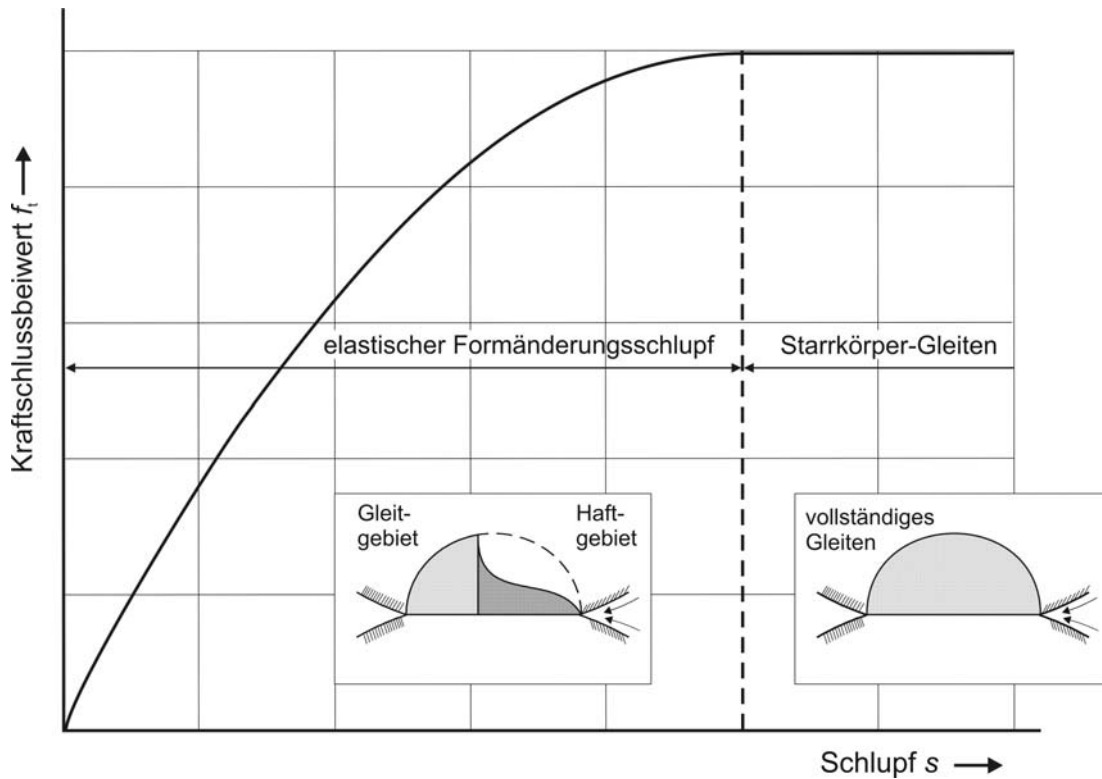


Abbildung 3-4: Kraftschluss-schlupf-Kurve und Arbeitsbereiche des Wälzkontaktes

Dieser ursprünglich nur für Längsschlupf und rechteckige Kontaktflächen geltende Ansatz wurde durch *Johnson* [31] und *Kalker* weiterentwickelt. *Kalker* fasste diese Arbeiten schließlich in einer dreidimensionalen Theorie für Wälzen mit beliebigem Längs-, Quer- und Bohrschlupf sowie elliptischen Kontaktflächen zusammen [37].

Flüssigkeitsreibung:

Bei reiner Flüssigkeitsreibung sind die Oberflächen der Reibpartner vollständig voneinander getrennt und der gesamte Bewegungswiderstand resultiert allein aus dem Anteil, der zur Scherung des Schmierstoffes benötigt wird. Basis für die mathematische Beschreibung bildet die Kopplung der Reynolds- und der Elastizitätsgleichung. In der daraus entstandenen EHD-Theorie ist es möglich, die Schmierfilmdicke im Kontakt zu bestimmen. Die zentrale isotherme Schmierfilmdicke $h_{0,iso}$ im Linienkontakt ergibt sich mit dem Ansatz von Dowson und Toyoda [18] zu:

$$h_{0,iso} = 3,06 \cdot \frac{U^{0,69} \cdot G^{0,56}}{W^{0,1}} \cdot R_r \quad (3-3)$$

Die dimensionslosen Parameter und ihre Bedeutung sind im Folgenden zusammengefasst:

$$\text{Geschwindigkeitsparameter:} \quad U = \frac{\eta_0 \cdot u_m}{E' \cdot R'} \quad (3-4)$$

$$\text{Werkstoffparameter:} \quad G = \alpha_p \cdot E' \quad (3-5)$$

$$\text{Belastungsparameter:} \quad W = \frac{Q}{L \cdot E' \cdot R'} \quad (3-6)$$

R'	reduzierter Radius
E'	reduzierter Elastizitätsmodul
η_0	Viskosität des Schmierstoffes bei Atmosphärendruck
α_p	Druckviskositätskoeffizient des Schmiermittels
Q	Kontaktlast in Normalenrichtung
L	Länge des Linienkontaktes
u_m	mittlere Einzugsgeschwindigkeit (EHD)

Die Flüssigkeitsreibungskraft $F_{f,ehl}$ ergibt sich aus dem Produkt der Abmessungen der nominellen Kontaktfläche A_a im Schmierpalt und den Schubspannungen τ_{ehl} im Schmierfilm.

$$F_{f,ehl} = \tau_{ehl} \cdot A_a \quad (3-7)$$

Aufgrund der Strömungsverhältnisse beim Wälzen, die durch eine Überlagerung von Druck- und Schlepplströmung im Schmierpalt gekennzeichnet ist, ist die Schubspannung τ_{ehl} im Schmierstoff bei konstanter Viskosität η proportional zur Gleitgeschwindigkeit $(u_1 - u_2)$ und umgekehrt proportional zur Schmierfilmdicke h .

Das größte Problem liegt in der Bestimmung der Schubspannungen τ_{ehl} , die von der dynamischen Schmierstoffviskosität η , dem Schergefälle $\dot{\gamma}$ und weiteren Größen abhängig ist. Der Ansatz, das Viskositätsverhalten des Schmierstoffes mit dem linearen Newton'schen Schubspannungsgesetz zu beschreiben, führt in vielen Fällen zu rechnerischen Reibwerten, die deutlich oberhalb der experimentell ermittelten liegen. Eine Vielzahl von Forschern hat sich in den vergangenen Jahrzehnten daher mit der Rheologie der Schmierstoffe und der Entwicklung von Schmierstoffmodellen beschäftigt. In diesem Zusammenhang seien die Arbeiten von *Ree* und *Eyring* [51], *Johnson* und *Tevaarwerk* [33] sowie *Bair* und *Winer* [5] erwähnt. All diese Modellansätze gelten streng genommen nur für den Schmierstoff Öl. Eine Übertragung auf den Schmierstoff Fett unter Zugrundelegung der entsprechenden Kennwerte des zugehörigen Grundöls ist gängige Praxis. Im Rahmen dieser Arbeit soll auf die verschiedenen rheologischen Modelle nicht weiter eingegangen werden.

Durch die Arbeiten von *Kuss* [44] und *Zhang* [66] existieren auch Ansätze, die davon ausgehen, dass unter den hohen Pressungen im Kontakt glasartige Verfestigungserscheinungen im Schmieröl auftreten. Das bedeutet, dass die kontaktierenden Oberflächen in

diesem Bereich nicht mehr durch ein fließfähiges und somit strömungsmechanisch fassbares Medium getrennt werden. Die Arbeit von *Zhang* zeigt, dass im Zustand des reinen Rollens bzw. bei marginalem Gleiten mit Verfestigungserscheinungen über den gesamten Schmierfilm zu rechnen ist. Wachsen diese verfestigten Bereiche des Schmierfilms in der Kontaktmitte zusammen, wird die Reibung nicht mehr über eine flüssige Phase übertragen, was eine strömungsmechanische Beschreibung der entstehenden Reibung problematisch macht. *Dauber* [12] entwickelt mit diesem Ansatz ein Modell, welches für die Reibung im elastohydrodynamischen Kontakt eine Aufteilung in einen Bereich des dominierenden Rollens und einen Bereich des dominierenden Gleitens vorsieht. Der Bereich des dominierenden Rollens wird wie ein Festkörperkontakt behandelt, während der Bereich des dominierenden Gleitens mittels der Ansätze der Fluidreibung beschrieben wird.

Mischreibung:

Mischreibung liegt im Übergangsbereich zwischen reiner elastohydrodynamischer Reibung und der Festkörper / Grenzreibung vor. Sie ist dadurch gekennzeichnet, dass die Schmierfilmbildung durch die Oberflächenrauheiten beeinflusst wird. Die Kontaktlast verteilt sich sowohl auf die Festkörperkontaktstellen als auch auf den Schmierfilm. Die spezifische Schmierfilmdicke λ_0 stellt einen Ansatz zur Beurteilung des Einflusses der Rauheit auf die Schmierfilmbildung im elastohydrodynamischen Kontakt dar.

$$\lambda_0 = \frac{h_{0,iso}}{\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}} \quad (3-8)$$

Die wesentlichen Aussagen können in Anlehnung an *Kaneta* [36] wie folgt zusammengefasst werden [19]:

- In den Bereichen $\lambda_0 > 3$ ist der Einfluss der Oberflächenrauheiten unbedeutend, und das Schmierfilmverhalten kann mit der Theorie für glatte Oberflächen vorhergesagt werden
- Im Bereich von $\lambda_0 < 1$ verursachen die Rauheiten der beiden Kontaktpartner entweder einen Festkörperkontakt oder sind nur noch durch eine dünne Grenzschicht getrennt
- Im Bereich von $1 < \lambda_0 < 3$, der auch als partielle Elastohydrodynamik bezeichnet wird, prägen Wechselwirkungen zwischen den Rauheiten entscheidend das Verhalten des Schmierfilms

Weitere Autoren sehen die Grenze für den Übergang von der Grenz- zur Mischreibung bei noch kleineren λ_0 Werten. So postuliert *Schipper* [54] in seiner Arbeit den Übergang von der Grenz- zur Mischreibung im Wertebereich zwischen $\lambda_0 = 0,5 - 0,8$. *Jacobson* [30] stellt fest, dass in Wälzlagern mit sehr glatten Laufflächen bereits ein Schmierfilm, der eine Dicke von weniger als 10% der Oberflächenrauheiten aufweist, zu einer dauerhaften Trennung der Oberflächen führt. Auch Untersuchungen am IMKT mit Fettschmierung im Rahmen des FVA-Vorhabens 300 Ib [42] lassen den Schluss zu, dass sich möglicherweise schon bei extrem geringen Wälzgeschwindigkeiten eine Grenzschicht bildet, die den Reibwert stark herabsetzt.

Gestaltabweichungen erster und zweiter Ordnung (Unrundheiten bzw. Welligkeiten) werden bei Ansatz der spezifischen Schmierfilmdicke nicht berücksichtigt. *Schmidt* [53] führt als Ergebnis seiner Arbeiten zur Schmierfilmbildung in elastohydrodynamisch beanspruchten Wälzkontakten unter Berücksichtigung der Oberflächenrauheiten einen Korrekturfaktor C_{RS} ein, der aus den Profilsitzen (R_{pk} – reduzierte Spitzenhöhe), dem Profilkern (R_k), den Profiltiefen (R_{vk} – reduzierte Riefentiefe), der Materialanteilskurve (bzw. Abbott-Kurve) sowie der gemittelten Rautiefe R_z nach DIN 4768 [17] gebildet wird.

$$C_{RS} = 0,8 \cdot \left(\frac{R_k}{R_z} \right)^{0,61} \cdot \left(\frac{R_{pk}}{R_{vk}} \right)^{0,25} \quad (3-9)$$

Der berechnete Korrekturwert ist als Gewichtungsfaktor zu sehen, der den Einfluss der Profilform wiedergeben soll. Geringe C_{RS} -Werte entsprechen einer günstigen Profilfeingestalt und begünstigen den Aufbau eines tragenden Schmierfilmes. Schmidt weist nach, dass für eine vollständige Trennung der Oberflächen mindestens eine Schmierfilmhöhe entsprechend dem Produkt aus gemittelter Rautiefe R_z und dem Korrekturfaktor C_{RS} erforderlich ist.

Diesen Ansatz aufgreifend schlägt *Loos* [45] die Einführung der Mindest-Schmierfilmhöhe h_{min}^* als Rauheitskennwert vor, in dem das Rauheitshöheniveau und die Profilform gleichzeitig Berücksichtigung finden.

$$h_{min}^* = C_{RS} \cdot R_z \quad (3-10)$$

Hierbei handelt es sich, wie *Kuhlmann* [43] in seiner Arbeit ausführt, um die theoretische Schmierfilmhöhe, ab der gerade kein Kontakt mehr bei einer Oberflächenpaarung rau/glatt auftritt und sich somit Voll-EHD-Schmierung einstellt. Es wird damit angenommen, dass ab diesem Wert an der betrachteten Kontaktstelle unter Berücksichtigung der Oberflächenmikrogeometrie selbst für den Fall, dass sich die Rauheiten genau addieren, keine Berührung der Oberflächenspitzen mehr auftritt. Für die theoretische Voll-EHD-Schmierfilmhöhe $h_{Voll-EHD}$ einer realen technischen Kontaktflächenpaarung rau/rau gilt unter Berücksichtigung der Forschungsergebnisse von *Skurka* [57] und *Loos* [45]:

$$h_{Voll-EHD} \approx 3 \cdot \lambda_0 \approx h_{min,1}^* + h_{min,2}^* \quad (3-11)$$

Analog kann für die theoretisch erforderliche Schmierfilmhöhe $h_{Nom-EHD}$ zum Erreichen der nominellen Ermüdungslebensdauer folgender Zusammenhang angenommen werden:

$$h_{Nom-EHD} \approx 1,25 \cdot \lambda_0 \approx 0,417 \cdot (h_{min,1}^* + h_{min,1}^*) \quad (3-12)$$

Für die rechnerische Behandlung der Mischreibung wird die Gesamtreibung üblicherweise auf einen Festkörper- und einen Flüssigkeitsreibungsanteil aufgeteilt. Es existieren neben den oben beschriebenen, noch eine Reihe von weiteren Arbeiten in denen die Bestimmung des Festkörpertraganteils beschrieben wird. An dieser Stelle sei unter anderem auf die Ausführungen von *Johnson* [32], *Houpert* [28], *Tallian* [59] sowie *Zhou* und *Hoepflich* [67] verwiesen.

3.2.3 Verschleiß

Nach *Czichos* und *Habig* [11] ist Verschleiß der Vorgang eines fortschreitenden Materialverlustes aus der Oberflächenschicht eines festen Körpers infolge tribologischer Beanspruchung. Verschleiß zeigt sich als Formänderung der beteiligten Oberflächen, im Entstehen von Verschleißpartikeln oder in der Änderung der Oberfläche durch chemische Reaktion. Vergleichbar zur Reibung kann der Verschleiß nach verschiedenen Kriterien klassifiziert werden. Je nach Art der Relativbewegung teilt man ein in Gleit-, Roll-, Wälz-, Schwingungs- und Furchungs- oder Spülverschleiß [11]. Darüber hinaus klassifiziert man Verschleiß auch nach Art der Kontaktpartner.

Die Ursachen für diese Verschleißarten können anhand der zwischen den Kontaktpartnern ablaufenden energetischen und stofflichen Wechselwirkungen beschrieben werden. Eine dritte Kategorisierungsmöglichkeit stellen die wirksamen Verschleißmechanismen dar (Abbildung 3-5). Dabei werden vier wirksame Mechanismen unterschieden:

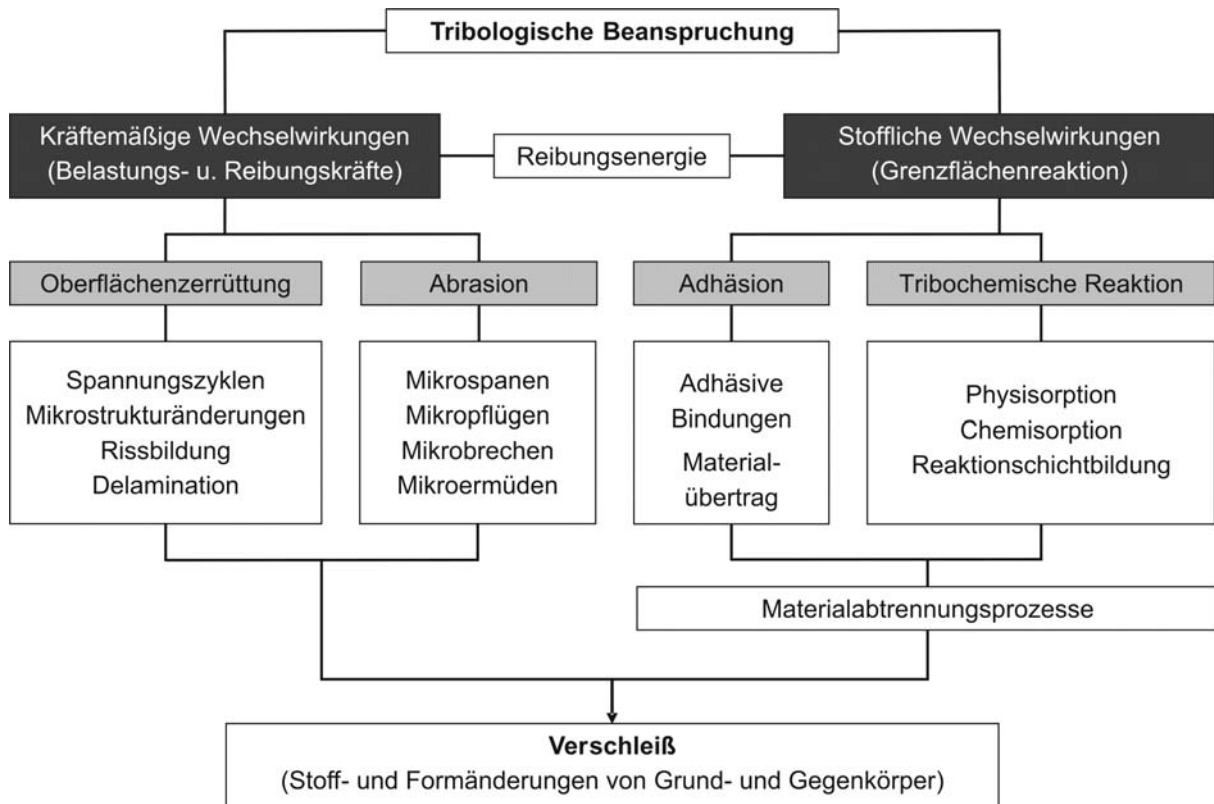


Abbildung 3-5: Verschleißmechanismen: Übersicht über die Stoff- und Formänderungsprozesse unter tribologischer Beanspruchung [11]

Adhäsion:

Adhäsiver Verschleiß wird primär durch stoffliche Wechselwirkungen auf atomarer und molekularer Ebene hervorgerufen. Die an einzelnen Rauheitserhebungen auftretenden Kontaktpressungen führen zur lokalen Zerstörung vorhandener Oberflächenschichten. Durch den direkten Kontakt kommt es zu Grenzflächenverbindungen. Bei Metallen wird dieser Vorgang als Mikro- oder auch Kaltverschweißung bezeichnet. Aufgrund der fortschreitenden Relativbewegung werden diese Verbindungen jedoch sofort wieder getrennt. Weisen die

Kontaktstellen eine höhere Festigkeit als das ursprüngliche Material der Kontaktpartner auf, so kommt es zur Trennung – man spricht auch von lokalem Fressen - im angrenzenden Volumen des „schwächeren Partners“. Es kommt zu einem Materialübertrag vom kohäsiv schwächer zum kohäsiv stärker gebundenen Partner. Adhäsiver Verschleiß lässt sich durch ein die Oberflächen trennendes Zwischenmedium deutlich verringern.

Abrasion:

Unterscheiden sich in einem tribologischen System Grund- und Gegenkörper hinsichtlich Härte und Rauheit beträchtlich voneinander, so kann es bei Relativbewegungen der Kontaktpartner durch verschiedene Materialabtrennungsvorgänge zu abrasivem Verschleiß kommen. Der härtere Werkstoff dringt in den Gegenkörper ein und erzeugt hier Furchen, Späne oder spröde Ausbrüche. In der beanspruchten Grundfläche bilden sich Kratzer, Riefen und Wellen.

Oberflächenzerrüttung:

In Systemen mit hoher Kontaktbeanspruchung kann es zu Oberflächenzerrüttung kommen. Die übertragenden Kräfte führen in den Mikrokontaktstellen zu einer mehrdimensionalen Werkstoffbeanspruchung. Dies nicht nur direkt in der Kontaktstelle, sondern auch unterhalb. Infolge dieser zyklischen Dauerbeanspruchung kommt es zunächst zur Bildung von Rissen unterhalb der Oberfläche. Bei fortschreitender Schädigung kann es zu Grübchenbildung und Abplatzungen kommen. Dieser Verschleißprozess ist selbstverstärkend, da die makroskopische Belastung mit steigender Schädigung, infolge der geringer werdenden realen Kontaktfläche zunimmt.

Tribochemische Reaktion:

In einem tribologischen System kommt es zwischen Grund- und Gegenkörper sowie den Bestandteilen des Zwischenstoffes sowie des Umgebungsmediums zu einer tribochemischen Reaktion. Es bilden sich Oberflächenreaktionsschichten (Grenzschichten), die durch die im Kontakt auftretenden Relativbewegungen auch wieder abgetragen werden. Üblicherweise stellt sich ein Reaktionsgleichgewicht zwischen abgetragener und neu aufgebauter Reaktionsschicht ein. Diese Grenzschichten können sich zum Teil außerordentlich günstig auf das Reibungs- und Verschleißverhalten insgesamt auswirken. Als Beispiel seien hier EP-Additive (Extreme-Pressure) in Schmierölen und -fetten genannt, die in hochbelasteten Wälzkontakten durch Bildung einer nur wenige Nanometer dicken Grenzschicht die Adhäsionsneigung der Kontaktpartner unterbinden. Beim Abtragen der Grenzschicht bleiben bei metallischen Kontaktpartnern häufig Verschleißpartikel zurück. Die Grenzschicht kann also sowohl einen positiven, als auch negativen Effekt auf das Verschleißverhalten besitzen.

Die vier aufgeführten Verschleißmechanismen können in zwei Gruppen eingeteilt werden. Während die „Oberflächenzerrüttung“ und die „Abrasion“ gekennzeichnet sind durch Wechselwirkungen von Kräften, Spannungen oder Energien, die zu Rissbildungen und Stofftrennungen in den Kontaktpartnern führen und daher eher makroskopischen Charakter haben, sind die Verschleißmechanismen „Adhäsion“ und „tribochemische Reaktion“ eher von mikroskopischer Natur. Kennzeichnend für sie sind die atomaren und molekularen



Wechselwirkungen infolge chemischer Reaktionen der Kontaktpartner und ihrer Zwischen- und Umgebungsmedien, die in Kombination mit weiteren Materialabtrennungsprozessen zu Verschleiß führen.

Die Messung des Verschleißes kann nach DIN 50321 in tribologischen Systemen direkt in Gestalt von Form und Masseänderungen im Vergleich zum Ausgangszustand erfolgen. Darüber hinaus existieren indirekte Verfahren, in denen der Verschleiß in Relation zu einer Bezugsgröße beschrieben wird. So wird das Verschleißvolumen im Falle der Verschleißgeschwindigkeit auf die Beanspruchungsdauer und bei der Verschleißintensität auf den Gleitweg bezogen.

4 Experimentelle Untersuchungen

4.1 Versuchsobjekte

Die Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit wurden mit Zylinderrollenlagern durchgeführt, die dem aktuellen Stand der Technik und hoher Fertigungsqualität entsprechen. Tab 4-1 gibt eine Übersicht über die Hauptabmessungen der verwendeten Lager sowie einige Informationen zur Ausführung der Innengeometrie sowie zur Tragfähigkeit der Lager.

Lagerbauform	NU	N
		
Innendurchmesser d	40 mm	
Außendurchmesser D	80 mm	
Breite B	18 mm	
Dynamische Tragzahl C	62 kN	
Wälzkörperprofil	logarithmisch	
Innenringprofil	ballig	
Außenringprofil	ballig	
Käfigausführung	Kunststoff / Blech	

Tab 4-1: Übersicht der untersuchten Lagerbauformen

Der Großteil der Versuche wurde mit Zylinderrollenlagern mit Kunststoffkäfig durchgeführt. In den Dauer- sowie Funktionsversuchen kamen darüber hinaus auch noch entsprechende Zylinderrollenlager mit Blechkäfig zum Einsatz. Die Führung der Käfige erfolgt bei beiden Käfigvarianten durch die Wälzkörper. Allgemein wird angenommen, das Blechkäfiglager aufgrund ihrer im Vergleich geringeren Elastizität empfindlicher auf Winkelfehler und der dadurch gestörten Kinematik reagieren.

4.2 Versuchseinrichtungen

4.2.1 Dauerlaufversuchseinrichtung

Für die Funktions- und Dauerprüfungen wurden fünf R2-Lebensdauerprüfmaschinen eingesetzt.

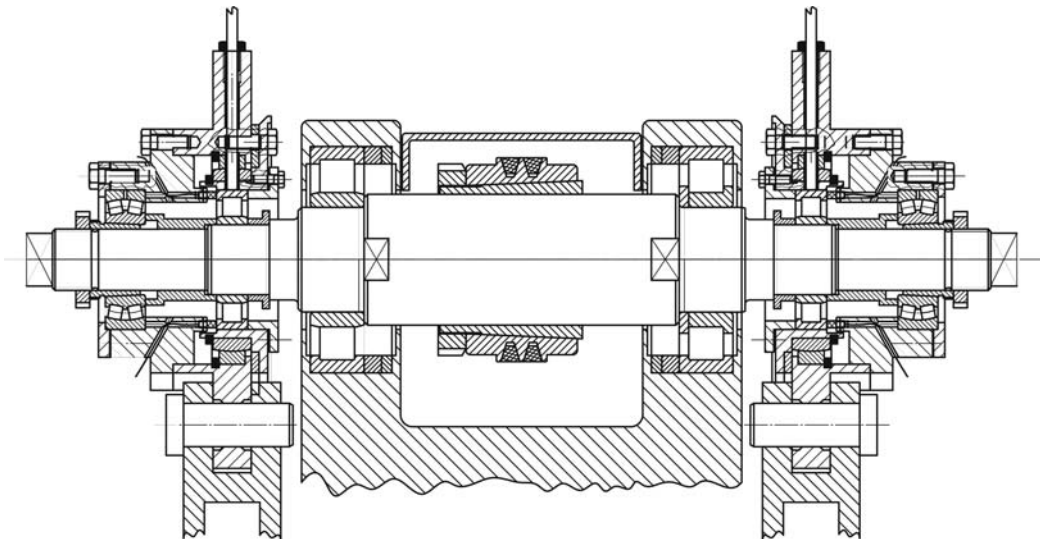


Abbildung 4-1: Hauptwelle des R2-Lebensdauerversuchsstandes

Jede R2-Lebensdauerprüfmaschine verfügt über zwei freie Wellenenden, die mit je einem Prüfkopf bestückt werden können (siehe Abbildung 4-1). Die Welle stützt sich über zwei Zylinderrollenlager der Bauformen NUP (Festlager) und NU (Loslager) im Maschinenbett ab. Der Antrieb der Welle erfolgt mit konstanter Drehzahl über einen Keilriemen, der zwischen dem Motor und der mittig auf der Welle sitzenden Riemenscheibe gespannt ist.



Abbildung 4-2: R2-Lebensdauerprüfstand

Über einen dem Motor vorgeschalteten Frequenzumrichter ist es möglich, die Drehzahl in einem Bereich zwischen 250 – 2000 U/min frei einzustellen.

Die Lastaufbringung für die zu testenden Lager erfolgt auf jeder Seite durch Gewichte über einen Schleppebel. Die Hebellänge entspricht einer Verstärkung von 10:1. Der Hebel stützt sich im Schäkel auf einem Scheidenlager ab, während die Abstützung des Widerlagers und der Gewichtsstange in einer Kugelpfanne erfolgt (Abbildung 4-2).

Die Prüfköpfe wurden so gestaltet, dass den Zylinderrollenlagern eine definierte Schiefstellung zwischen Innen- und Außenring aufgezwungen wird. Der in einem Lagertopf sitzende Außenring des Zylinderrollenlagers wird durch ein Gelenklager im Prüfkopf aufgenommen. Durch unterschiedlich winkelige Zwischenscheiben kann der gewünschte Fluchtungsfehler zwischen Innen- und Außenring am Versuchslager eingestellt werden. Das als Stütz- / Festlager im Prüfkopf verwendete Pendelrollenlager erfährt infolge der Schiefstellung keine zusätzliche Belastung. Durch entsprechende Ausführung der Zwischenscheibe kann sowohl ein Kippen, als auch ein Schrägen des Versuchslagers herbeigeführt werden.

Die real zwischen Innen- und Außenring vorliegende Schiefstellung wird vor Versuchsbeginn durch Messen der Planlaufabweichung an der Referenzfläche des Versuchslagertopfes ermittelt. Zu diesem Zweck wird eine Messuhr mittels Adapters ortsfest auf der Welle befestigt und durch Drehen der Welle der sich an der Stirnfläche des Lagertopfes ergebende Axialschlag ermittelt. Mit dem Durchmesser der Referenzfläche, auf dem die Messuhrspitze während der Messung läuft, kann der Schiefstellungswinkel zwischen Innen- und Außenring berechnet werden.

Das Betriebsverhalten von jedem Versuchslager wird anhand der sich am Lageraußenring in der Lastzone einstellenden Temperatur mittels eines Widerstandsthermometers (PT100) kontinuierlich überwacht. Übersteigt während des Versuchslaufes die Lagertemperatur einen in der nachgeschalteten SPS vorgegebenen Grenzwert, erfolgt durch die SPS-Steuerung ein Stopp des Motors. Sämtliche Lagertemperaturen werden parallel dazu kontinuierlich mit einer Frequenz von 2 Hz an einem nachgeschalteten Mess-PC aufgezeichnet. Zusätzlich dazu wird die Raumtemperatur, in der die Prüfstände betrieben werden, kontinuierlich aufgezeichnet. Durch Auswertung der Temperaturdifferenz zwischen Lager- und Raumtemperatur können jahreszeitlich bedingte Schwankungen bzw. sonstige Temperatureffekte in der Auswertung eliminiert werden. Die Temperaturdifferenz zwischen Lager- und Umgebungstemperatur stellt ein Maß für die im Lager entstehende Reibung dar.

Zur Verarbeitung der Messwerte wird bei allen Versuchseinrichtungen - auch denen im weiteren Verlauf beschriebenen - das Softwarepaket DIAdem verwendet.

Darüber hinaus ist es möglich, durch zusätzliche manuell durchgeführte Stoßimpulsmessungen, eine Kontrolle des Schwingungsverhaltens der Lager durchzuführen und so mögliche Schäden an den Laufringen bzw. den Wälzkörpern zu erkennen. Zur statistischen Absicherung wurden je Betriebspunkt drei Versuchsläufe durchgeführt. Die maximale Versuchszeit wurde auf 500 h begrenzt.

4.2.2 Einzellagermessstand

Für die experimentellen Grundlagenuntersuchungen an schief gestellten Zylinderrollenlagern wurde ein eigener Versuchsstand entwickelt und aufgebaut.

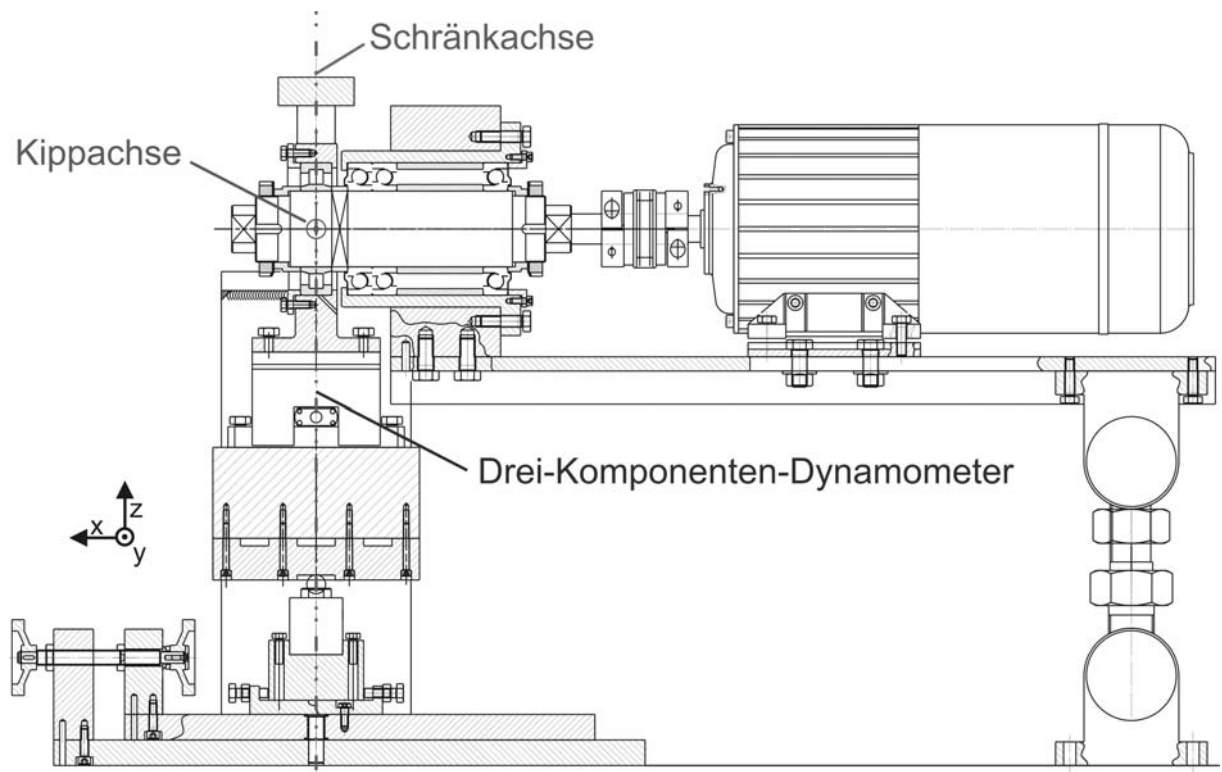


Abbildung 4-3: Schnittansicht des Einzellagerversuchsstandes

Abbildung 4-3 zeigt eine Schnittansicht. Der Antrieb erfolgt über einen Gleichstrom-Nebenschlussmotor, dessen Drehzahl stufenlos geregelt werden kann. Dieser ist über eine Kupplung mit der Welle, die das eigentliche Versuchslager trägt, verbunden. Die Welle selbst ist, um eine möglichst hohe Steifigkeit zu erzielen, mittels axial angestellter Schrägkugellager in O-Anordnung (ein Lagerpaar im Tandem und ein einzelnes Lager) gelagert. Die Drucklinien der Tandemlageranordnung schneiden sich unterhalb des Versuchslagers. Dadurch wird der Einfluss der Wellendurchbiegung minimiert. Während der Innenring des Versuchslagers auf der Welle sitzt, stützt sich der Außenring über eine Lageraufnahme direkt auf dem Messaufnehmer ab. Dieser sitzt auf einem U-förmigen Joch, das mittels vier Linearlager vertikal in z-Richtung verschiebbar ist. Die Kräfteinleitung erfolgt unterhalb des Querträgers über einen einseitig wirkenden Hydraulikzylinder. Die maximal auf das Versuchslager aufzubringende Radiallast wird durch die maximale Aufnahmefähigkeit der Messplattform in z-Richtung begrenzt. Die gesamte Antriebseinheit stützt sich über die Kippverstellung sowie zwei Kugelbuchsen auf dem Grund ab. Durch Verstellung des Differenzgewindes der Gewindestange unterhalb des Motors schwenkt die gesamte Antriebseinheit und damit der Innenring des Versuchslagers um die Kippachse (horizontal). Die Drehachse zum Kippen des Lagers läuft direkt durch den Versuchslagermittelpunkt. Zum Schränken des Versuchslagers kann der gesamte Aufbau mit Dynamometer und

verschiebbarem Querträger mittels einer Verstelleinrichtung um die z-Achse (gestrichelte vertikale Linie) gedreht und so ein Schräglauf des Lagers in der Lastzone erzeugt werden.

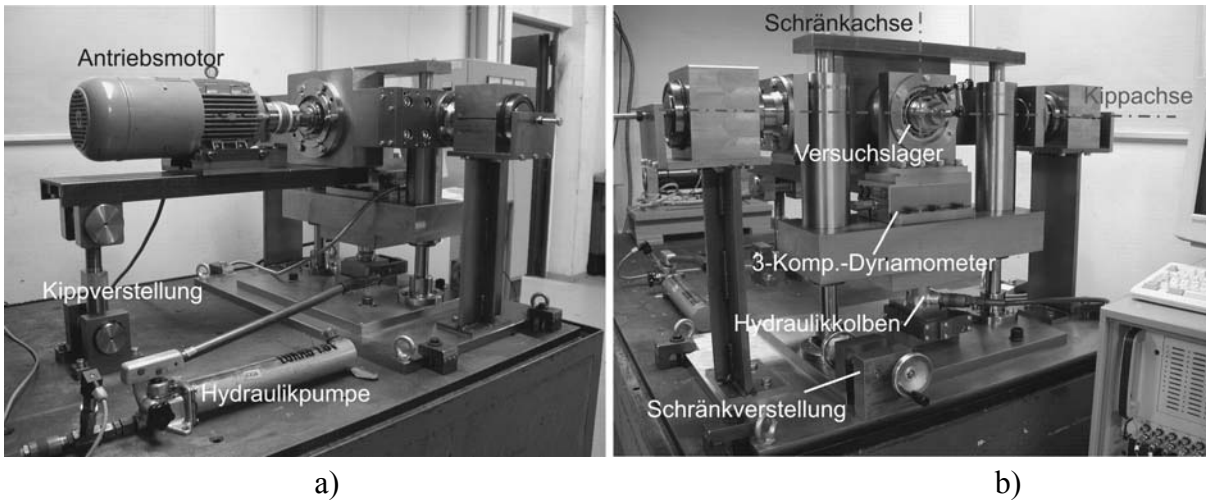


Abbildung 4-4: Ansicht des Einzellagerversuchstandes von seitlich hinten (a) und vorne (b)

Die Drehachse verläuft ebenfalls direkt durch den Versuchslagermittelpunkt (Abbildung 4-4b). Der Winkelfehler bzw. die Schiefstellung des Lagers wird durch Messen des Axialschlags zwischen Innen- und Außenring kontrolliert. Zu diesem Zweck wird mittels Adapter ein Messtaster auf der Welle befestigt. Als Messfläche wird die Stirnfläche des Lageraußenrings verwendet.

Bei dem Messaufnehmer, der die auf das Versuchslager wirkenden Kräfte ermittelt, handelt es sich um ein Drei-Komponenten-Dynamometer der Firma Kistler. In dieser Messplattform sind vier Drei-Komponenten-Piezo-Messaufnehmer zwischen einer Grund- und einer Deckplatte mittels Dehnschrauben vorgespannt. Diese sind so verschaltet, dass die orthogonalen Komponenten einer auf die Messplattform wirkenden Kraft getrennt voneinander ermittelt werden können.

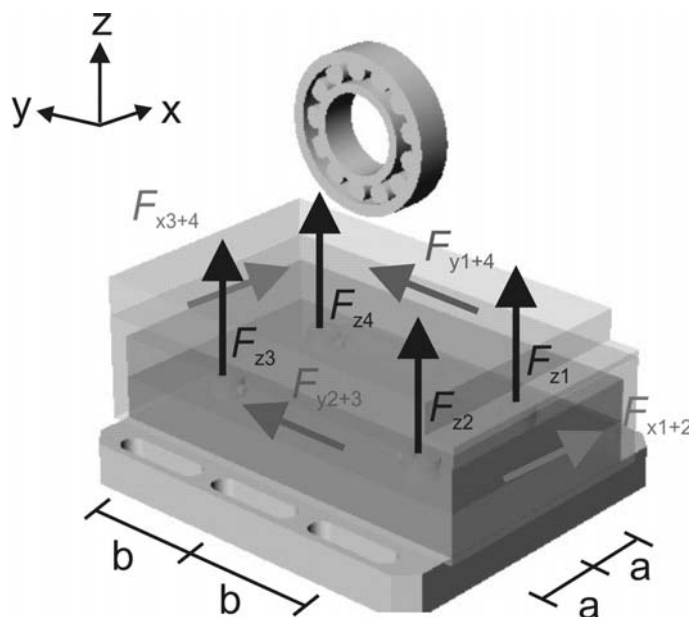


Abbildung 4-5: Kräfte am Drei-Komponenten-Dynamometer

Jeder dieser vier Piezo-Aufnehmer liefert drei Ladungssignale, die im nachgeschalteten Ladungsverstärker in ein der Messgröße proportionales Spannungssignal umgewandelt wird. Im Ladungsverstärker erfolgt eine Verschaltung der einzelnen Kraftkomponenten in Querrichtung (x- und y-Werte). Insgesamt liefert das Dynamometer bzw. der nachgeschaltete Ladungsverstärker acht Signale an die im PC sitzende Messkarte: Vier Kraftkomponenten in z-Richtung sowie jeweils zwei Kräftepaare in x- und y-Richtung (Abbildung 4-5).

Bei einer mittigen Anordnung des zu untersuchenden Versuchslagers oberhalb der Messplattform können neben den auf das Lager wirkenden Kräften auch die wirkenden Momente ermittelt werden.

$$F_x = F_{x1+2} + F_{x3+4} \quad (4-1)$$

$$F_y = F_{y1+4} + F_{y2+3} \quad (4-2)$$

$$F_z = (F_{z1} + F_{z2} + F_{z3} + F_{z4}) \quad (4-3)$$

$$M_x = b \cdot (-F_{z1} - F_{z2} + F_{z3} + F_{z4}) \quad (4-4)$$

$$M_y = a \cdot (-F_{z1} + F_{z2} + F_{z3} - F_{z4}) \quad (4-5)$$

$$M_z = b \cdot (F_{x1+2} - F_{x3+4}) + a \cdot (F_{y1+4} - F_{y2+3}) \quad (4-6)$$

Piezoelektrische Messketten erlauben sehr exaktes Messen von Vorgängen, die sich langsam bis hochdynamisch ändern. Der ausnutzbare Messbereich erstreckt sich über mehrere Zehnerpotenzen, und das Verhältnis von Spanne zu Ansprechschwelle kann 10^9 erreichen. Es ist daher problemlos möglich, in einem Teilmessbereich von 1 % oder gar 0,1 % des Nennbereiches unter voller Einhaltung der Spezifikation zu arbeiten.

Für das Messen von statischen Größen über einen langen Zeitraum eignen sich piezoelektrische Messketten aufgrund der prinzipbedingten Drift hingegen nicht. Je nach eingestellter Zeitkonstante sind jedoch quasistatische Messungen möglich.

Neben der Kraftmessung am Versuchslager mittels Drei-Komponenten-Dynamometer ist in der Versuchslageraufnahme noch eine Temperaturmessstelle in Form eines PT 100 Temperaturempfängers appliziert. Dieser sitzt im Scheitelpunkt der Lastzone direkt unterhalb der Passungsfläche des Versuchslagers. Darüber hinaus erfolgt im Hydraulikkreislauf eine Druckmessung mithilfe eines elektronischen Drucktransmitters. Dadurch ist eine vom Drei-Komponenten-Dynamometer unabhängige Bestimmung der aufgeprägten Radialbelastung möglich. Diese Druck-/Kraftmessung dient primär der Kontrolle während des Versuchslaufes, um eine Überbeanspruchung des Drei-Komponenten-Dynamometers bei der Radiallastaufbringung zu verhindern.

4.2.3 Zweiseibenprüfstand

Die Untersuchungen zum Reibungsverhalten der verwendeten Schmierfette wurden an einem Zweiseibenprüfstand durchgeführt. Dieser gehört in die Kategorie der tribometrischen Modellprüfstände (kurz Tribometer). In Tribometern werden meist geometrisch einfache

Prüfkörper verwendet, die sich an den Grundformen technischer Kontaktgeometrien orientieren. Es existieren eine Vielzahl unterschiedlicher Ausführungen, die entsprechend den eingesetzten Prüfkörpergeometrien eingeteilt werden. Zu den bekanntesten Ausführungen gehören die Stift-Scheibe- und Kugel-Scheibe-Apparaturen sowie der besagte Zweiseibenprüfstand.

Das Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie (IMKT) der Leibniz Universität Hannover verfügt über ein solches Tribometer. Auf zwei parallel gelagerten Wellen befinden sich symmetrisch angeordnet die Prüf- und Messscheiben. Durch die symmetrische Abstützung der Prüf- und Messscheibe kommt es auch bei elastischer Verformung zu keiner Beeinträchtigung im Wälzkontakt. Die Messwelle ist über Pendelrollenlager in aerostatischen Luftlagern abgestützt. Die Prüfwelle ist in Zylinderrollenlagern gelagert. Zur Krafteinleitung kann die Prüfwelle mithilfe einer wälzgelagerten Längsführung parallel verschoben werden. Die Anpresskraft wird über einen Hydraulikzylinder mit angeschlossenem Hydraulikaggregat aufgebracht. Über ein Druckbegrenzungsventil und eine zwischen Hydraulikzylinder und Prüfwelle platzierte Kraftmessdose kann die Anpresskraft eingestellt und gemessen werden.

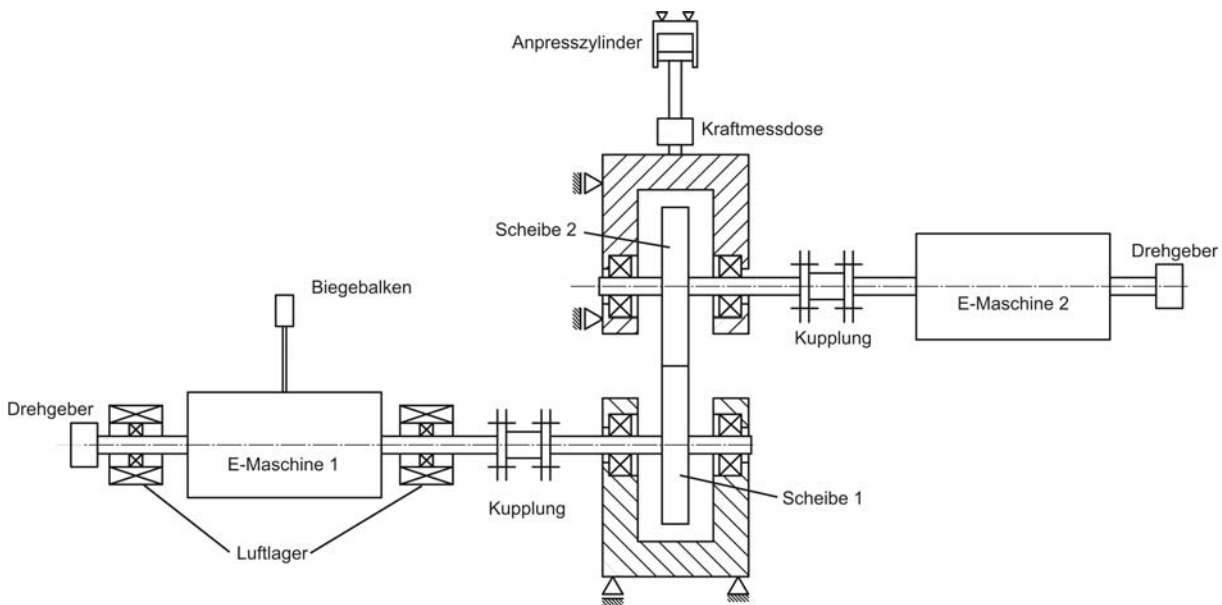


Abbildung 4-6: Schematische Darstellung des Zweiseibenprüfstands

Der Antrieb des Prüfstands erfolgt über zwei fremdbelüftete Gleichstrommaschinen, die über eine Nennleistung von je 30 kW verfügen. Über entsprechende Stromrichter und Reglereinheiten können die beiden Maschinen in einem Vierquadrantenbetrieb gefahren werden. Durch Änderung des Ankerstroms ist es dabei möglich, die Drehmomentrichtung in den Gleichstrommotoren zu ändern und so beide Maschinen sowohl motorisch als auch generatorisch zu betreiben. Über an den beiden Motoren angebrachte Drehgeberaufnehmer wird die Drehzahl beider Wellensysteme bestimmt.

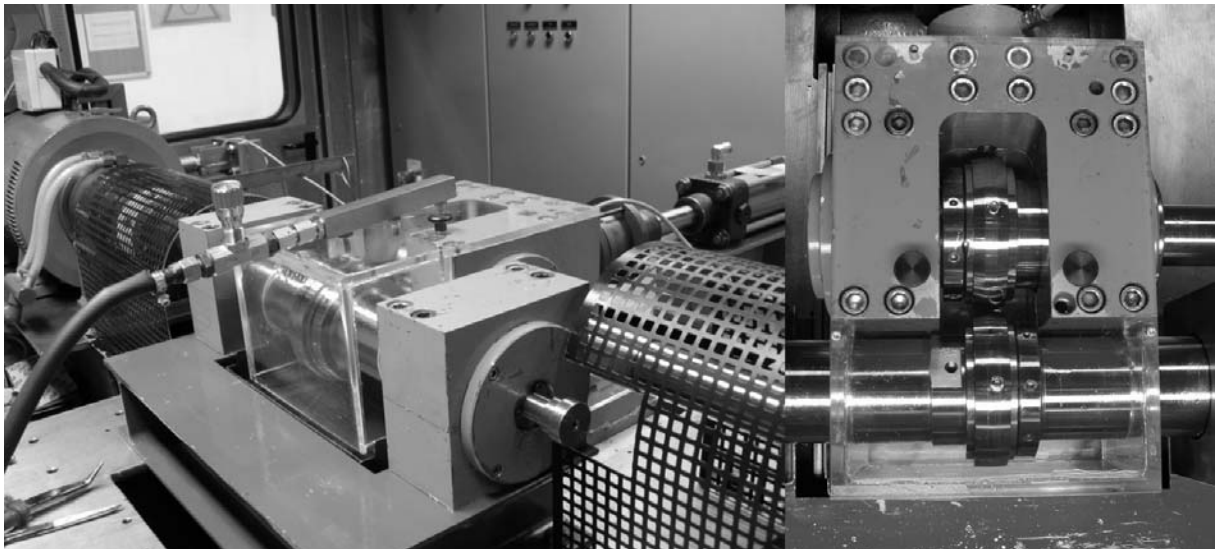


Abbildung 4-7: Zweiseibenprüfstand

Der aerostatisch gelagerte Wellenstrang aus Messwelle und Arbeitsmaschine stützt sich über einen Biegebalken am Fundament ab. Die Drehmomentenmessung erfolgt über Dehnungsmessstreifen, die an dem Biegebalken appliziert sind. Für die Schmierstoffversorgung wird ein Umwälzthermostat eingesetzt, der neben der reinen Schmierstoffversorgung durch Temperierung des Schmierstoffes auch eine Beeinflussung des Schmierzustandes erlaubt.

Aus den gemessenen Größen „Anpresskraft und Reibmoment“ kann der Reibwert und aus den beiden Drehzahlen der Schlupf des tribologischen Systems ermittelt werden.

$$\mu = \frac{M_r}{F_N \cdot r} \quad (4-7)$$

$$s = 2 \cdot \frac{|u_1 - u_2|}{|u_1 + u_2|} \quad (4-8)$$

Für den Betrieb des 2-Scheibenversuchsstands existieren zwei Modi. Bei der Drehzahlsteuerung werden beide Maschinen zunächst im Gleichlauf betrieben. Durch Änderung der Drehzahl einer Maschine wird gezielt ein Schlupfzustand erzeugt. Bei der Drehmomentensteuerung wird eine Maschine zunächst in den Leerlauf versetzt. Bei maximalem Drehmoment der zweiten Maschine wird die Drehzahl der beiden Wellensysteme aus dem Stillstand langsam hochgefahren. Bringt man nun über die bisher im Leerlauf befindliche Maschine ein Drehmoment in das System ein, kommt es ebenfalls zur Ausbildung eines Schlupfzustandes. Während sich die Drehzahlsteuerung für Schlupfuntersuchungen bei größeren Wälzgeschwindigkeiten besonders eignet, verwendet man die Drehmomentsteuerung eher bei Untersuchungen aus dem Stillstand bzw. sehr geringen Wälzgeschwindigkeiten.

Die Erfassung der Messsignale „Drehzahl, Drehmoment und Anpresskraft“ erfolgt über einen Trägerfrequenzmessverstärker (Typ HBM MGC+) sowie eine nachgeschaltete A/D-Wandlerkarte.

4.3 Versuchsparameter

4.3.1 Schiefstellung und Lagerbelastung

Für die Untersuchungen wurden Schiefstellungswerte angesetzt, die deutlich oberhalb der vom Hersteller angegebenen Grenze liegen. Zusätzlich galt es die Lagerbelastung so hoch zu wählen, dass es im Kontakt zu einer erhöhten spezifischen Beanspruchung kommt. Da jedoch Schiefstellung (beim Kippen) und Lagerbelastung gemeinsam die Pressungsverteilung im Wälzkontakt beeinflussen, kann die Festlegung dieser Versuchsparameter nicht unabhängig voneinander erfolgen. Ziel war es daher eine Kombination dieser beiden Parameter zu wählen, die Kantenspannungen vermeidet. Die Untersuchung des Einflusses der Verkippung auf die Ermüdungslebensdauer stand nicht im Mittelpunkt der Arbeit, da deren Einfluss auf das Lagerverhalten im Sinne einer Reduktion der Lebensdauer bekannt ist und mit den vorhandenen Werkzeugen rechnerisch abgeschätzt werden kann. Ziel war es jedoch eine hohe Zusatzbelastung infolge der Schiefstellung sicher zu stellen. Aus diesem Grund wurde mithilfe des FVA-Programms *RIKOR* bzw. dem darin enthaltenen Lagerprogramm *LAGER2* unter Berücksichtigung der tatsächlichen, an den Versuchslagern gemessenen Profilierung die Spannungsverteilung entlang der Wälzkörperachse des höchst belasteten Wälzkörpers berechnet.

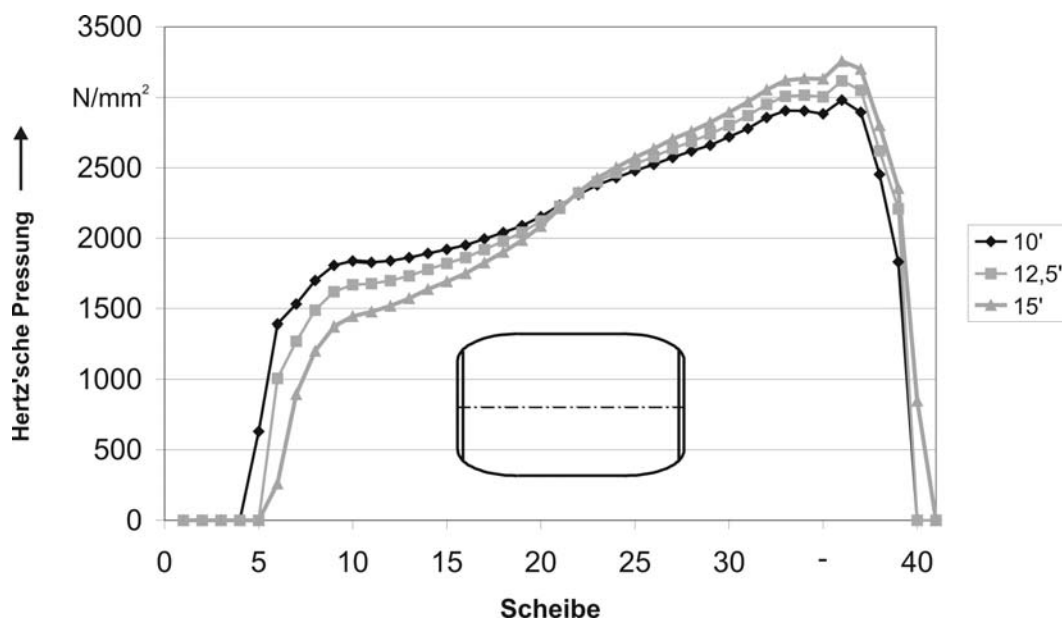


Abbildung 4-8: Rechnerische Pressungsverteilung beim Kippen; $C/P = 4$

Bei einer Verkippung von $15'$ ergeben sich bei den verwendeten Versuchslagern bei einer Belastung von $C/P = 4$ Spannungen von bis zu 3200 N/mm^2 im Innenringkontakt. Es kommt rechnerisch unter diesen Bedingungen jedoch noch nicht zu Kantenspannungen. Dies ist auf die logarithmische Profilierung der Wälzkörper zurückzuführen, die trotz der nominell großen Schiefstellung für eine relativ gleichmäßige Pressungsverteilung sorgt und die Entstehung von Kantenspannungen noch verhindert. Würde man die Schiefstellung weiter steigern, käme es zu Kantenspannungen und man müsste die Lagerbelastung entsprechend reduzieren, um dies

wieder auszugleichen. Aus diesem Grund wurden die Versuche maximal mit einem Belastungsverhältnis von $C/P = 4$ und einer Schiefstellung von 15° durchgeführt.

4.3.2 Schmierstoffe und Schmierbedingungen

Bei den experimentellen Untersuchungen wurden im Wesentlichen zwei unterschiedliche Schmierfette auf Esterölbasis mit relativ geringer Viskosität verwendet. Dabei handelte es bei Fett A um ein Esteröl mit synthetischem Kohlenwasserstofföl und Mineralöl sowie einer Barium-Komplexseife und bei Fett B um ein Esteröl mit einer Lithiumseife als Verdicker. Die Auswahl der Schmierstoffe erfolgte mit dem Ziel, bei den Dauerlaufversuchen Schmierbedingungen im Mischreibungsbereich einzustellen, um Verschleiß infolge der Zusatzbelastung durch Schiefstellung deutlicher hervortreten zu lassen. Vermieden werden sollte jedoch, dass es schon bei den Referenzversuchen ohne Schiefstellung zu signifikantem Verschleiß kommt, da dann der Einfluss der Schiefstellung auf das Verschleißverhalten nicht mehr zuverlässig vom normalen Betriebsverhalten getrennt werden kann.

Fettbezeichnung	Fettbeschreibung	Grundölviskosität bei 40°C
Fett A	Esteröl, synthetisches Kohlenwasserstofföl und Mineralöl + Barium-Komplexseife	21 mm²/s
Fett B	Esteröl + Lithiumseife	9 mm²/s

Tab 4-2: Eingesetzte Schmierfette

Für die Funktionsuntersuchungen ergibt sich daraus der Vorteil, dass der Effekt des Axialschubs durch die Mischreibungsbedingungen betont wird und deutlicher zutage tritt.

Die Auswahl der Schmierstoffe erfolgte daher mit dem Ziel, Schmierbedingungen im Bereich des Viskositätsverhältnisses $\kappa \approx 1$ und kleiner zu erreichen. Das Viskositätsverhältnis κ ist dabei ein Maß für die Filmdicke im Schmierpalt.

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1} \quad (4-9)$$

Hierin ist:

κ	[-]:	Viskositätsverhältnis
ν	[mm ² /s]:	Betriebsviskosität des Schmierstoffs
ν_1	[mm ² /s]	Bezugsviskosität

Nach [23] bedeutet $\kappa = 4$, dass ein vollständig trennender EHD-Film vorliegt (Imperfektionen der Oberfläche spielen keine Rolle mehr). Bei einem Viskositätsverhältnis $\kappa > 4$ und höchster Sauberkeit sowie mäßiger Belastung sind keine Ermüdungsschäden mehr zu erwarten, man

erreicht den Bereich der Dauerfestigkeit. Mit $\kappa \approx 1$ wird etwa die nominelle Lebensdauer (Katalogwert) der Wälzlager erreicht. $\kappa < 4$ und insbesondere $\kappa < 0,4$ entsprechen der Mischreibung: Wenn der verwendete Schmierstoff geeignete Wirkstoffe enthält, kann die Trennung im Kontaktbereich auch durch Reaktionsschichten der Wirkstoffe übernommen werden. Fehlt hingegen eine solche „chemische Schmierung“, ist mit Verschleiß zu rechnen, besonders wenn höhere Belastungen vorliegen.

Nachteil der Schmierzustandsbeschreibung allein über das Viskositätsverhältnis κ ist die Tatsache, dass der Einfluss des Oberflächenfinish der Kontaktpartner nicht berücksichtigt wird. Daher wird wie in Kap 3.2.2 gezeigt, häufig die spezifische Schmierfilmdicke λ_0 zur Beurteilung des Schmierzustandes herangezogen.

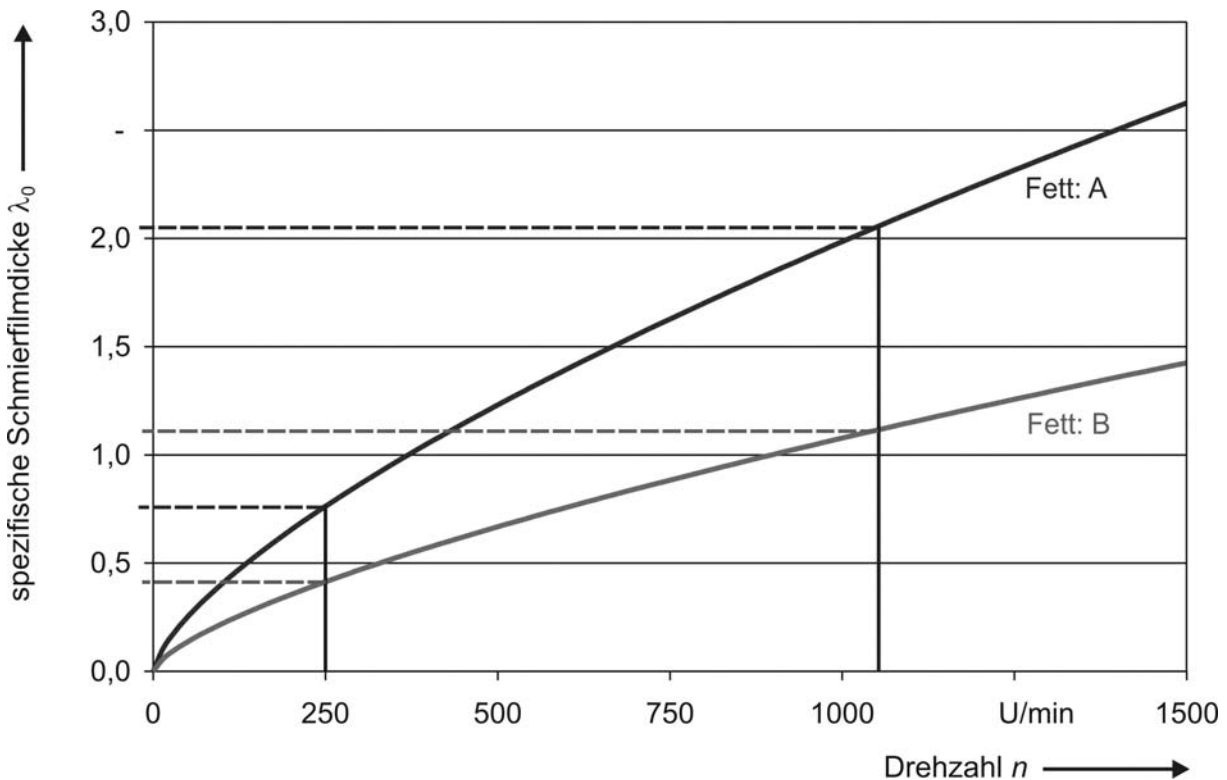


Abbildung 4-9: Vergleich der spezifischen Schmierfilmdicken der Versuchsfette

(theoretische Werte für Vollschmierung)

Die bei den Dauerversuchen eingestellten Drehzahlen (250 U/min und 1050 U/min) führen für beide zum Einsatz kommenden Schmierfette im Fall der kleineren Drehzahl zu Schmierungsbedingungen im Bereich $\lambda_0 < 1$ und für den größeren Drehzahlwert zu Schmierungsbedingungen im Bereich $\lambda_0 > 1$. In jedem der vier Betriebspunkte liegt nach *Kaneta* mehr oder weniger starke Mischreibung vor.

4.4 Oberflächenuntersuchungen

Zur Untersuchung des Verschleiß- und Bewegungsverhaltens wurden sämtliche Lagerlauf-
flächen, der im Rahmen der Dauerversuchsläufe eingesetzten Zylinderrollenlager vor und
nach den Versuchen mithilfe eines Tastschnittgerätes vermessen.

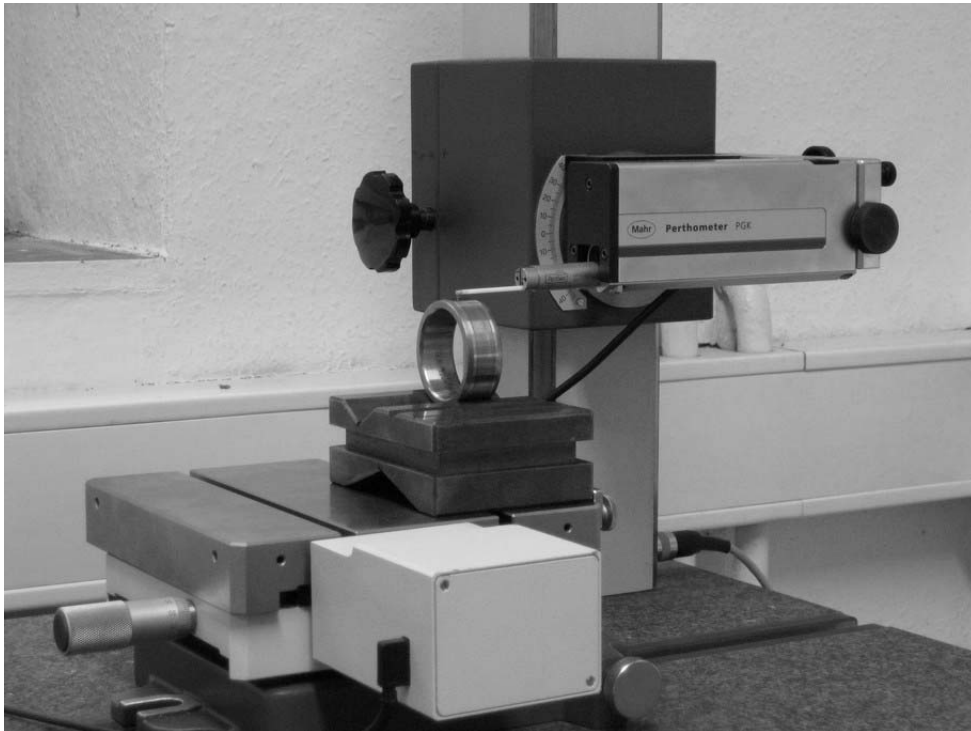


Abbildung 4-10: Tastschnittgerät (Mahr Perthometer)

Die Abtastung erfolgt mit einer Diamantspitze (90° Spitzenwinkel, $2\ \mu\text{m}$ Spitzenradius) quer zur Laufrichtung. Die Messlänge wurde so gewählt, dass die gesamte Lauffläche inkl. des jeweiligen Randabfalls erfasst wird. Zur Auswertung der Profilmessungen stehen in der eingesetzten Messsoftware zahlreiche Filterfunktionen, als auch die Berechnung von Rauheitskennwerten zur Verfügung. Die Messpositionen an den Kontaktpartnern (Innenring, Wälzkörper und Außenring) wurden mittels eines Elektroschreibers markiert, um sicher zu stellen, dass vor und nach dem Versuch an derselben Position gemessen wird.

Neben den Profilmessungen auf den Laufflächen der Kontaktpartner vor- und nach Beendigung der Versuchsläufe wurden zum Zwecke einer objektiveren Beurteilung der Laufflächen ebenfalls deren Rauheitskennwerte ausgewertet und miteinander verglichen. Die Oberflächenbeschaffenheit eines technischen Bauteils wird sowohl durch die geometrische Gestalt, als auch durch die physikalisch-chemischen Eigenschaften der Grenzschicht bestimmt. Zur Beurteilung von Verschleißprozessen werden zum Teil sehr aufwendige Verfahren der Grenzflächen und Mikroanalytik verwendet. Darüber hinaus ist jedoch auch die Oberflächenanalyse anhand Gestaltabweichungen bzw. durch Kennwerte dazu geeignet, den Verschleißzustand von Bauteilen zu charakterisieren. Bei den im Rahmen der Arbeit ausgewerteten und miteinander verglichenen Kennwerten wurden die Vorgaben der DIN 4768

[17] bezüglich Grenzwellenlängen und Messstrecken nicht beachtet. Die strikte Einhaltung dieser Messvorschrift wird oft kritisiert, da sie aus tribologischer Sicht eine willkürliche Grenze darstellt. Nach *Staufert* [58] ist sie sogar völlig irreführend, da zur Bewertung der Funktionseigenschaften einer Oberfläche i. Allg. nur die Rauheitskenngrößen (R-Profil) herangezogen werden. Diese sind jedoch stark von einer aus tribologischer Sicht willkürlich gewählten Grenzwellenlänge abhängig. Im hier vorliegenden Fall wurde das aus der Profilmessung herrührende Rauheitsprofil bzw. deren Kennwerte ausgewertet. Durch den direkten Vergleich mit dem Ausgangszustand ist es möglich, eine Änderung der Oberflächenbeschaffenheit zu bestimmen. In Anlehnung an die Arbeit von *Gold, Loos* und *Aßmann* [25] wurde primär der Kennwert der reduzierte Spitzenhöhe R_{pk} ausgewertet.

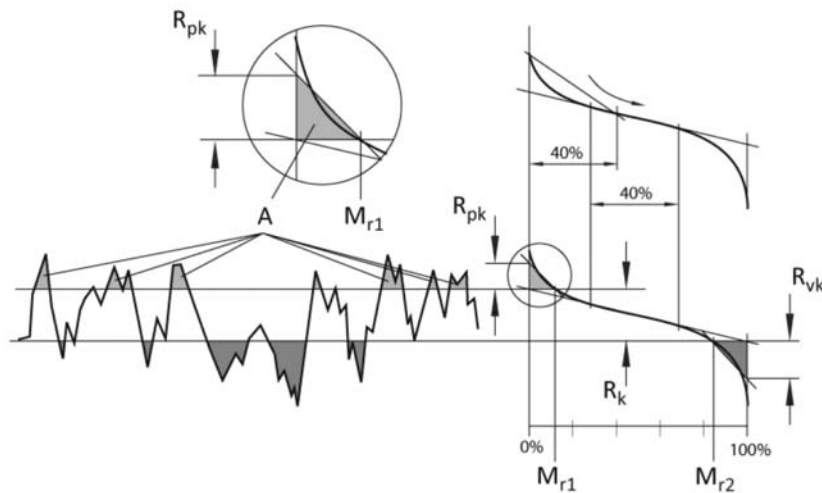


Abbildung 4-11: Ableitung der Parameter R_k ; R_{vk} , R_{pk} , M_{r1} und M_{r2} [6]

Dieser stellt die gemittelte Höhe der aus dem Rauheitskernprofil herausragenden Profilschneidspitzen dar und kann aus der Materialanteilskurve ermittelt werden [14]. Voraussetzung hierfür ist ein S-förmiger Verlauf mit nur einem Wendepunkt, der bei geläpften und gehonten Oberflächen meist und bei geschliffenen Oberflächen häufig vorliegt [65]. Die ansonsten gerne verwendeten Rauheitskenngrößen R_a und R_z sind nach *Gold, Loos* und *Aßmann* [25] nicht dazu geeignet, den Verschleißzustand im Wälzlager zu beurteilen. Ihrer Auffassung nach kommt es bei einem Lager, welches durch einen ausreichend dicken Schmierfilm oder durch wirksame EP / AW-Additivierung vor Verschleiß geschützt wird, lediglich zu einem Einlaufvorgang. Bei diesem werden die Rauheitsspitzen geglättet, was zu einem Absinken der reduzierten Spitzenhöhe führt. Bei starkem Verschleiß hingegen vergrößert sich der Spitzenanteil deutlich. Es kommt zur Ausbildung eines neuen Oberflächenprofils mit Riefen- und Spitzenanteilen ähnlicher Größenordnung.

Zur Darstellung der Änderung des Oberflächenzustandes wurde eine dimensionslose Darstellungsform gewählt, bei der die betrachteten Kennwerte auf den Ausgangswert normiert wurden. Ein Einlaufen der Oberflächen führt dann zu einem Wert < 1 , einer erhöhter Verschleiß zu einem Wert > 1 . Diese Darstellungsform erleichtert die Übersicht und die Vergleichbarkeit der untersuchten Lager.

5 Simulationsmodell des Zylinderrollenlagers

Zur Beschreibung und Beurteilung von Wälzlagerungen werden im Allgemeinen globale Ansätze verwendet. So beschränkt sich die klassische Lebensdauerberechnung auf standardisierte Anwendungsfälle, bei denen den äußeren Lagerlasten eine Tragzahl gegenübergestellt wird. Die Abschätzung von Reibungsverlusten erfolgt häufig teilempirisch mithilfe experimentell ermittelter Beiwerte. Damit können stationäre Betriebszustände abgeschätzt und beurteilt werden. Das eigentliche Leistungsvermögen von Wälzlagerungen wird jedoch durch die Vorgänge in den inneren Kontaktstellen begrenzt. Diese Vorgänge sind auch bei stationären Betriebszuständen von dynamischer Natur. Eine detaillierte Betrachtung einzelner Kontaktstellen rückt deshalb immer mehr in den Vordergrund. Die inneren Bewegungsverhältnisse und Reibungsmechanismen sind trotz des einfachen Aufbaus von Wälzlagerungen äußerst komplex. Durch die fortschreitenden Entwicklungen in der Computertechnik ist es heute möglich, dynamische Simulationswerkzeuge zur detaillierten Betrachtung und Beschreibung der inneren Vorgänge in einem Wälzlager einzusetzen. Die Mehrkörpersimulation bietet dafür eine geeignete Basis.

5.1 Mehrkörpersimulationsmodell

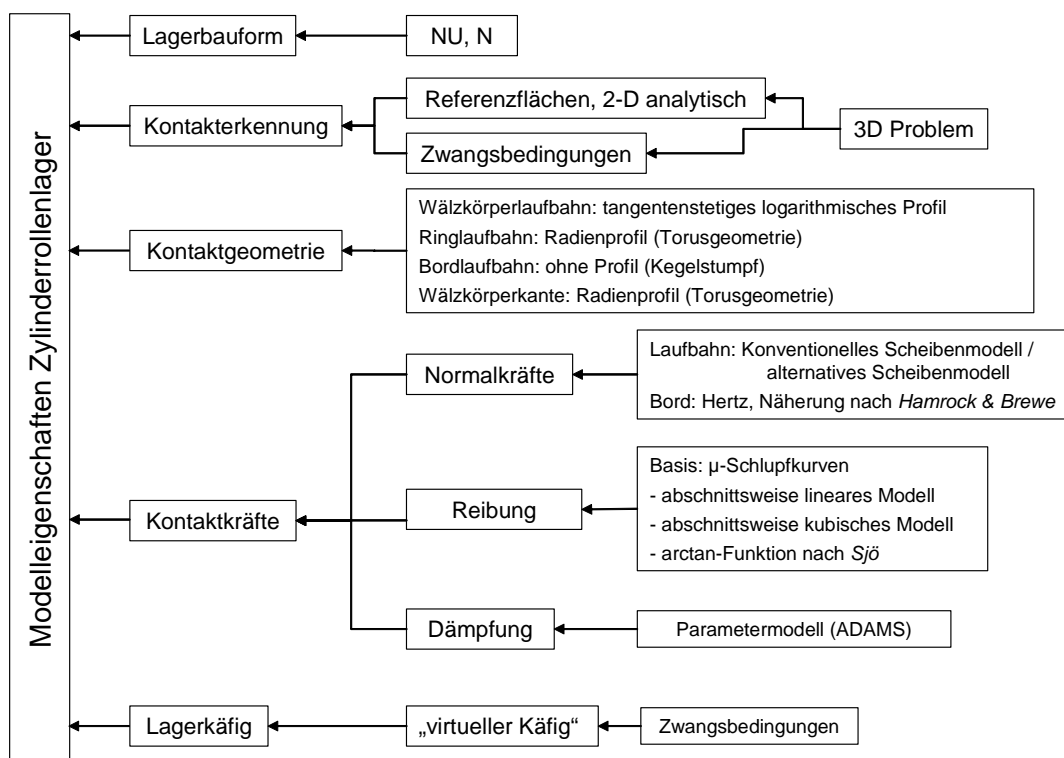


Abbildung 5-1: Modularer Aufbau und Eigenschaften des Simulationsmodells

Für die theoretischen Grundlagenuntersuchungen wurde am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik (MEGT) der Technischen Universität Kaiserslautern ein Mehrkörper-

simulations (MKS) - Modell eines Zylinderrollenlagers der Baugröße 208E entwickelt [52][60][61]. Als Basis wurde dabei die kommerzielle MKS-Software *ADAMS* der Msc.Software Cooperation bzw. das darin enthaltende Standardmodul *ADAMS / VIEW* verwendet. Die Implementierung in ein kommerzielles Programm hat den Vorteil, dass direkt auf bereits vorhandene Module zurückgegriffen werden kann. Außerdem besteht dadurch die Möglichkeit, das Lagermodell in komplexe (Teil-)Systeme zu integrieren und so mögliche Wechselwirkungen zwischen einzelnen Komponenten untersuchen zu können, die sich bei einer Simulation am Einzellager so gar nicht ergeben. Die von den Entwicklern der Software implementierten Kontaktmodelle müssen ein breites Anwendungsspektrum abdecken. Die detaillierte Beschreibung von Kontaktstellen steht dabei nicht im Vordergrund. Aus diesem Grund erfolgt die eigentliche Kontaktbeschreibung nicht mit den programmeigenen Standardkontaktelementen, sondern durch Einbindung benutzerdefinierter Unterprogramme (Subroutinen). Diese sind in der Programmiersprache Fortran 77 / 90 geschrieben. In Abbildung 5-1 sind die im MKS-Modell implementierten Module grafisch zusammengefasst.

Sowohl die Lagerbauform NU als auch N können simuliert werden. Die Kontakterkennung zwischen Wälzkörper und Laufbahn bzw. Wälzkörper und Bord erfolgt durch ein Verfahren, bei dem das dreidimensionale Kontaktproblem in ein zweidimensionales überführt wird. Dabei werden zusätzliche zweidimensionale masselose Referenzflächen über Zwangsbedingungen immer entlang der theoretischen Kontaktlinie bzw. am theoretischen Kontaktpunkt ausgerichtet. Bei der Kontakterkennung kann unterschieden werden zwischen dem Kontakt Wälzkörper-Laufbahn und dem Kontakt Wälzkörper-Bord. Eine detaillierte Beschreibung der Kontaktfindung ist in der Arbeit von *Teutsch* [61] enthalten.

Für die Beschreibung der Kontaktgeometrie der Lagerkomponenten wurden folgende Ansätze verwendet:

- die Laufbahn an Innen- und Außenring wird durch konvexe Torusoberfläche beschrieben. Kleine Radien und Freistriche bzw. Fasen werden, soweit sie nicht in der Kontaktzone liegen, vernachlässigt.
- die Borde sind zur Verbesserung des Schmierfilmaufbaus üblicherweise nicht gerade, sondern öffnen sich zur Bordkante etwas. Sie lassen sich daher vereinfacht als Oberfläche eines Kegelstumpfes beschreiben.
- die Wälzkörper selbst können mit einer stückweise tangentialstetigen Profilierung versehen werden, die sich an das logarithmische Profil nach der DIN ISO 281 [13] anlehnt. Um auch Bordkontakte der Wälzkörper bei der Simulation berücksichtigen zu können, muss die gesamte Kontur des Wälzkörpers inkl. der Kantenverrundung bekannt sein (Abbildung 5-2).

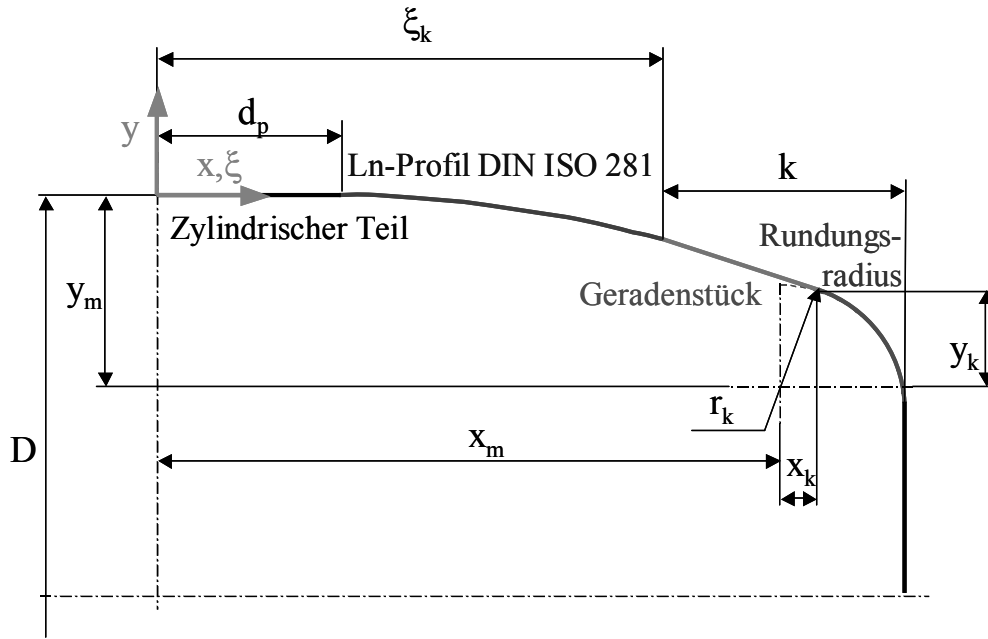


Abbildung 5-2: Wälzkörperprofilierung im MKS-Modell [61]

Das mittlere Profil wird direkt aus der DIN ISO 281 übernommen und in die folgende allgemeine Form überführt:

$$p(\xi) = -a_p \cdot D_{we} \cdot \ln \left[\frac{1}{1 - b_p \cdot \left(\frac{2 \cdot \xi - d_p}{c_p} \right)^2} \right] \quad (5-1)$$

Durch die darin enthaltenen Konstanten a_p , b_p , c_p und d_p werden beide Profilvarianten der ISO 281 abgedeckt. Dort werden in Abhängigkeit des Längendurchmesserverhältnisses für den Parameter a_p die Werte $a_p = 0,00035$ bzw. $a_p = 0,0005$ angegeben. Der Parameter c_p entspricht der effektiven Wälzkörperlänge L_{we} , d_p gibt den Bereich der Wälzkörpermitte an, in dem bei längeren Rollkörpern keine Profilrücknahme stattfindet. Die Stirnfläche der Wälzkörper wird als eben angenommen.

Zur Beschreibung der Normalkräfte im Laufbahnkontakt kann zwischen zwei Scheibenmodellen gewählt werden. Grundlage beider Modelle bilden Approximationsformeln auf Basis der *Tripp*'schen Kontaktgleichungen [63]. Beim Wälzkörper-Bordkontakt handelt es sich um einen Punktkontakt. Die dabei auftretenden Kontaktkräfte, Pressungen und Pressungsverteilungen sowie die Abmessungen der Kontaktflächen können mithilfe der Hertz'schen Theorie ermittelt werden. Um die Hertz'sche Theorie für das Simulationsmodell anwendbar zu machen, werden zur Berechnung der Kontaktlast die vereinfachten Last-Verformungs-Beziehungen nach *Hamrock* und *Brewe* verwendet [26].

Die Reibung wird im Modell auf Basis von einfachen „ μ -Schlupfcurven“ berechnet. *Teutsch* wählte als Bezugsgröße für den Reibwert nicht den Schlupf, sondern die Differenz- bzw. Gleitgeschwindigkeit.

Die Beschreibung der „ μ -Schlupfcurve“ kann auf drei unterschiedliche Arten geschehen. Die ersten beiden Varianten sind entweder eine abschnittsweise lineare oder kubische Beschreibung des Reibwertverlaufes. Dafür werden zwei unterschiedliche Reibwerte bei unterschiedlichen Gleitgeschwindigkeiten vorgegeben (Abbildung 5-3). Dadurch wird es ermöglicht, Haft- und Gleitreibungseffekte näherungsweise zu erfassen.

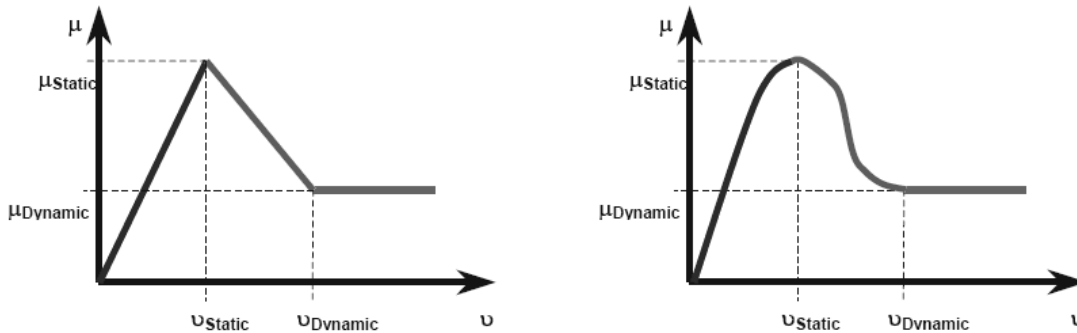


Abbildung 5-3: Schlupfcurvenverläufe; links: „Lineares Reibgesetz“; rechts: „Kubisches Reibgesetz“

Lineares Reibgesetz:

$$\mu(v) = \frac{\mu_{\text{Static}}}{v_{\text{Static}}} \cdot v \quad (0 \leq v \leq v_{\text{Static}}) \quad (5-2)$$

$$\mu(v) = \frac{\mu_{\text{Dynamic}} - \mu_{\text{Static}}}{v_{\text{Dynamic}} - v_{\text{Static}}} \cdot v \left(\mu_{\text{Static}} - v_{\text{Static}} \frac{\mu_{\text{Dynamic}} - \mu_{\text{Static}}}{v_{\text{Dynamic}} - v_{\text{Static}}} \right) \quad (v_{\text{Static}} < v \leq v_{\text{Dynamic}}) \quad (5-3)$$

$$\mu(v) = \mu_{\text{Dynamic}} \quad (v > v_{\text{Dynamic}}) \quad (5-4)$$

Kubisches Reibgesetz:

$$\Delta_I = \frac{v + v_{\text{Static}}}{2 \cdot v_{\text{Static}}}, \quad \Delta M_I = 2 \cdot \mu_{\text{Static}}, \quad M_{0I} = \mu_{\text{Static}} \quad (0 \leq v \leq v_{\text{Static}}) \quad (5-5)$$

$$\Delta_{II} = \frac{v - v_{\text{Static}}}{v_{\text{Dynamic}} - v_{\text{Static}}}, \quad \Delta M_{II} = 2 \cdot \mu_{\text{Dynamic}} - \mu_{\text{Static}}, \quad M_{0II} = \mu_{\text{Static}} \quad (v_{\text{Static}} < v \leq v_{\text{Dynamic}}) \quad (5-6)$$

$$\mu(v)_{I,II} = M_0 + \Delta M \cdot (\Delta^2 \cdot (3 - 2 \cdot \Delta)) \quad (5-7)$$

$$\mu(v)_{III} = \mu_{\text{Dynamic}} \quad (v > v_{\text{Dynamic}}) \quad (5-8)$$

Die dritte Möglichkeit stellt die Annäherung mittels einer arctan-Funktion nach *Sjö* da [55]. Der Reibwert steigt dabei mit der Gleitgeschwindigkeit monoton an und erreicht für $v_{\text{gl}} = \infty$

den vorgegebenen Endwert. Rollreibungs- und Planschverluste werden bei der Reibungsberechnung nicht berücksichtigt.

Bei den durchgeführten Simulationsrechnungen wurde die lineare Beschreibung der Schlupfkurve benutzt. Die Verwendung des kubischen Ansatzes erhöht die Rechenzeiten sehr stark, da die Schrittweiten reduziert werden müssen. Durch den modularen Aufbau des Modells ist es möglich, die Reibungsberechnung für spätere Arbeiten zu erweitern bzw. zu verfeinern.

Für die Beschreibung der Kontaktdämpfung steht ein ADAMS eigenes Parametermodell zur Verfügung. Der Lagerkäfig wird durch einen masselosen „virtuellen Käfig“ dargestellt. Dieser beruht auf Zwangsbedingungen, welche die Wälzkörper lediglich auf Winkelabstand halten. Die Freiheitsgrade Kippen und Schränken der Wälzkörper sowie deren Bewegung in radialer Richtung werden nicht beeinflusst. Über einen „Editor“ auf der Bedienoberfläche kann darüber hinaus Einfluss auf einen Teil der Innengeometrie des Lagers (Radial- und Axialspiel, Laufbahnradien, Bordöffnungswinkel usw.) genommen werden (Abbildung 5-4).

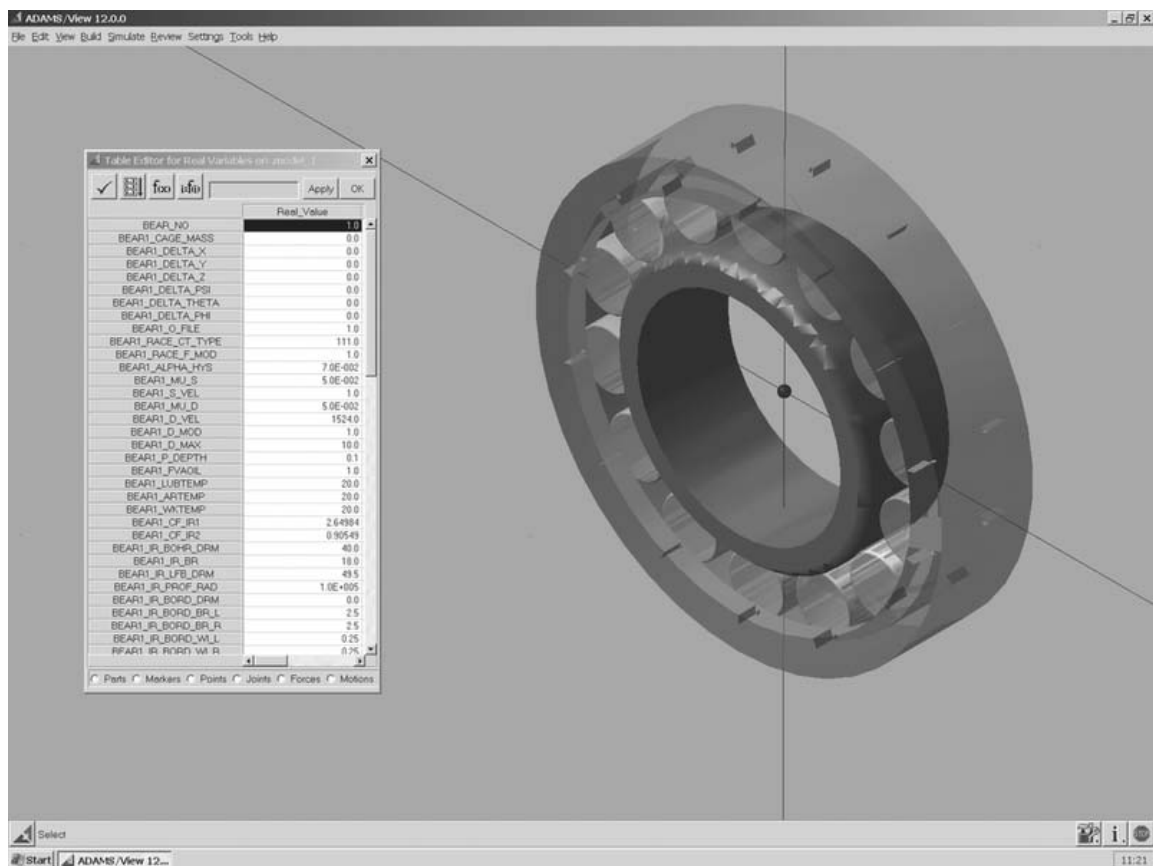


Abbildung 5-4: Bedienoberfläche des MKS-Modells mit Editor

6 Schiefstellung in Zylinderrollenlagern

Zylinderrollenlager der Bauform N bzw. NU sind reine Radiallager, die nur in der Lage sind, äußere Radialkräfte aufzunehmen bzw. zu übertragen. Dabei stützt sich die äußere Kraft in Abhängigkeit der Höhe der Radiallast und des inneren Lagerspiels nur auf einem Teil der Wälzkörper ab (Abbildung 6-1).

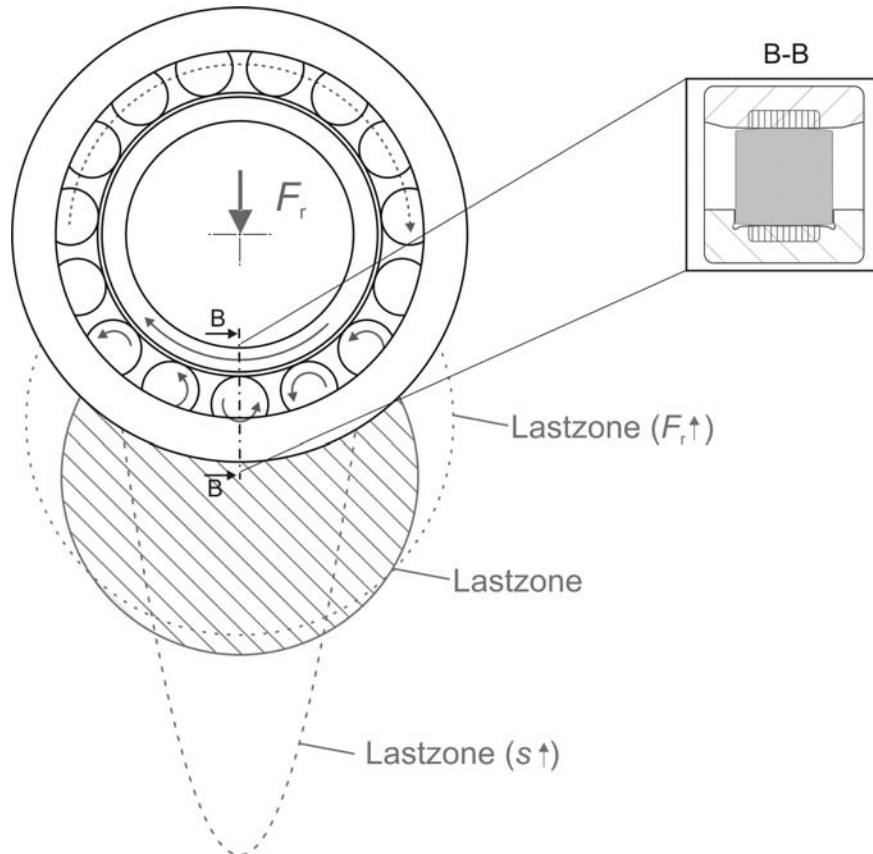


Abbildung 6-1: Lastverteilung und Bewegungsverhalten in einem radial belasteten Zylinderrollenlager (NU-Lager) unter idealen Bedingungen

Für die Kinematik im Zylinderrollenlager bedeutet dies, dass der Wälzkörpersatz, bestehend aus Käfig und Wälzkörpern, bei einer Umdrehung zwei Bereiche durchläuft. Beim Eintritt in die Lastzone werden die Wälzkörper auf ihre kinematische Geschwindigkeit beschleunigt und rollen zwischen den Innen- und Außenringkontakten ab. Unter ungünstigen Bedingungen kann es bei diesem Übergang von der Gleit- zur Wälzbewegung zu einer Schädigung des Lagers kommen. Wenn die Wälzkörper beim Eintritt in die Lastzone keine Roll- sondern eine Gleitbewegung ausführen, kommt es zu einem Zusammenbruch des tragenden Schmierfilms mit der Folge, dass es im tragenden Kontakt zu adhäsivem Verschleiß kommen kann. Dieser Vorgang wird auch als Anschmierung bezeichnet.

Beim Verlassen der Lastzone endet die Wälzkörperrotationsbewegung infolge der nachlassenden Kraftwirkungen innerhalb der Lastzone zwischen Innen- und Außenring, und die Wälzkörper gleiten kraftfrei zwischen den Ringen. Die Wälzkörper werden nun durch den

Käfig angetrieben, während innerhalb der Lastzone der Antrieb des Käfigs durch die abrollenden Wälzkörper erfolgt. Die Größe der Lastzone ist abhängig von der Größe der Radiallast F_r und dem Lagerspiel s . Eine größere Radiallast hat zur Folge, dass die Lastzone wächst und die Kraft sich auf mehrere Wälzkörper abstützt. Eine Vergrößerung des Lagerspiels bewirkt hingegen, dass die Lastzone schmaler wird. Die Radiallast wird dann von weniger Wälzkörpern aufgenommen und die Belastung der einzelnen Wälzkörper steigt.

Infolge des Linienkontaktes im Zylinderrollenlager kommt es im Idealfall in der Lastzone zu einer gleichmäßigen Pressungsverteilung entlang der Wälzkörperachse zwischen Wälzkörper und Innen- und Außenring. Axial werden die Wälzkörper spielbehaftet zwischen den geöffneten Borden des Außen- (NU-Lager) bzw. Innenringes (N-Lager) geführt. Das Spiel der Käfigtaschen ist üblicherweise größer als das Axialspiel der Wälzkörper zwischen den Borden, so dass der Käfig das Bewegungsverhalten nicht beeinflusst. Für den Fall des „idealen Lagers“ ohne Winkelfehler kann daher angenommen werden, dass die Wälzkörper theoretisch ungeordnet bzw. zufällig gegen die Bordflächen laufen.

Kinematik beim Kippen:

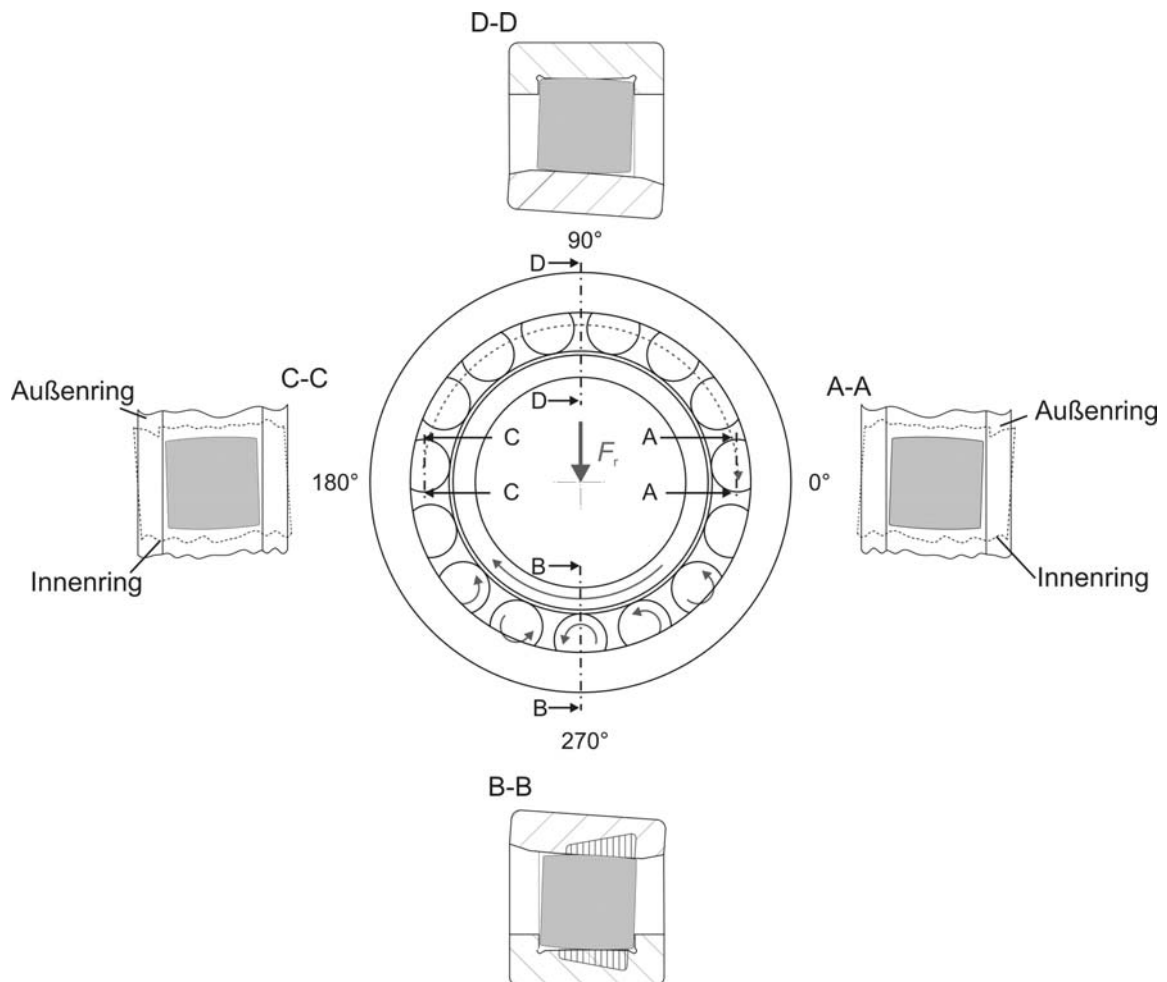


Abbildung 6-2: Wälzkörperschiefstellungen beim verkippten NU-Lager

Die von *Korenn* und *Maudrer* formulierten Zustände „Kippen“ und „Schränken“ ergeben sich von außen betrachtet aus der Lage der Schiefstellungsachse und der Lastrichtung im Lager zueinander. Folgt man der Bewegung eines einzelnen Wälzkörpers beim Umlaufen im Lager, so stellt man hingegen fest, dass der einzelne Wälzkörper je nach Umlaufposition mal verkippt, mal verschränkt oder auch kombiniert gekippt und geschränkt zu den Laufringen steht.

Am Beispiel eines verkippten (Abbildung 6-2) und verschränkten (Abbildung 6-3) NU-Lagers sollen die unterschiedlichen „Wälzkörperschiefstellungen“ beim Umlauf näher betrachtet werden.

Definitionsgemäß bilden bei einem verkippten Lager die Schiefstellungsachse zwischen Innen- und Außenring und die Belastungsachse einen Winkel von 90° . Vor dem Eintritt in die Lastzone (Position 0°) ist der Wälzkörper gegenüber den Lagerringen verdreht bzw. verschränkt. Der Wälzkörper rotiert nicht um seine eigene Drehachse, sondern wird durch den Käfig angetrieben und gleitet kraftfrei auf der Innen- und Außenringlaufbahn.

Bei seinem weiteren Weg in die Lastzone hinein, verringert sich der Schräglaufwinkel fortlaufend, bis er im Scheitelpunkt der Lastzone (Position 270°) zu null wird, während parallel der Kippwinkel zunimmt und sein Maximum im Scheitelpunkt der Lastzone erreicht.

Darüber hinaus beginnt der Wälzkörper beim Eintritt in die Lastzone – aufgrund der radial von außen wirkenden Kraft – um die eigene Drehachse zu rotieren. Der Wälzkörper rollt innerhalb der Lastzone mit seiner kinematischen Geschwindigkeit zwischen Innen- und Außenring ab. Nach dem Durchlaufen des Lastzonenscheitelpunktes nimmt der Kippwinkel wieder ab, während zugleich der Schräglaufwinkel erneut zunimmt. Mit dem Verlassen der Lastzone endet die Rollbewegung des Wälzkörpers um seine eigene Rotationsachse und der Käfig beginnt wieder, den Wälzkörper vor sich herzuschieben. Der Wälzkörper durchläuft erneut einen Bereich maximalen Schrägllaufes (Position 180°). Der Schräglaufwinkel entspricht dabei nominell dem Wert, den er schon an der Position 0° angenommen hat. Beim weiteren Umlauf nimmt – wie schon beim Einlaufen in die Lastzone- der Schräglaufwinkel ab und der Kippwinkel erneut zu. Allerdings wird der Wälzkörper die ganze Zeit durch den Käfig angetrieben, da die Radialkraft, die die Rotationsbewegung des Wälzkörpers um die eigene Achse in der Lastzone bewirkt hat, nicht wirkt.

Bei extremer Verkipfung und / oder geringem Radialspiel kann es zur Ausbildung einer sogenannten zweiten Lastzone kommen. Der Wälzkörper würde dann, wie auch beim Eintritt in die Lastzone, beginnen, sich infolge der radial auf ihn wirkenden Kraft um ihre eigene Achse zu drehen.

Bei der weiteren Umlaufbewegung des Wälzkörpers bis zum Erreichen der Ausgangsposition (Position 0°) nimmt der Kippwinkel zwischen Wälzkörper und Laufbahnen ab und der Schräglaufwinkel erneut zu.

Beim geschränkten Lager fallen Schiefstellungs- und Belastungsachse nach *Korenn* und *Mauderer* zusammen. Auch hier ändert sich die Lage des Wälzkörpers zum Innen- und Außenring periodisch beim Umlauf. Vor dem Eintritt in die Lastzone (Position 0°) ist der Wälzkörper zu den Laufringen verkippt. Auf seinem Weg zum Scheitelpunkt der Lastzone

nimmt diese Verkippung kontinuierlich ab, während gleichzeitig der Schräglauf des Wälzkörpers zum Innen- und Außenring zunimmt.

Kinematik beim Schränken:

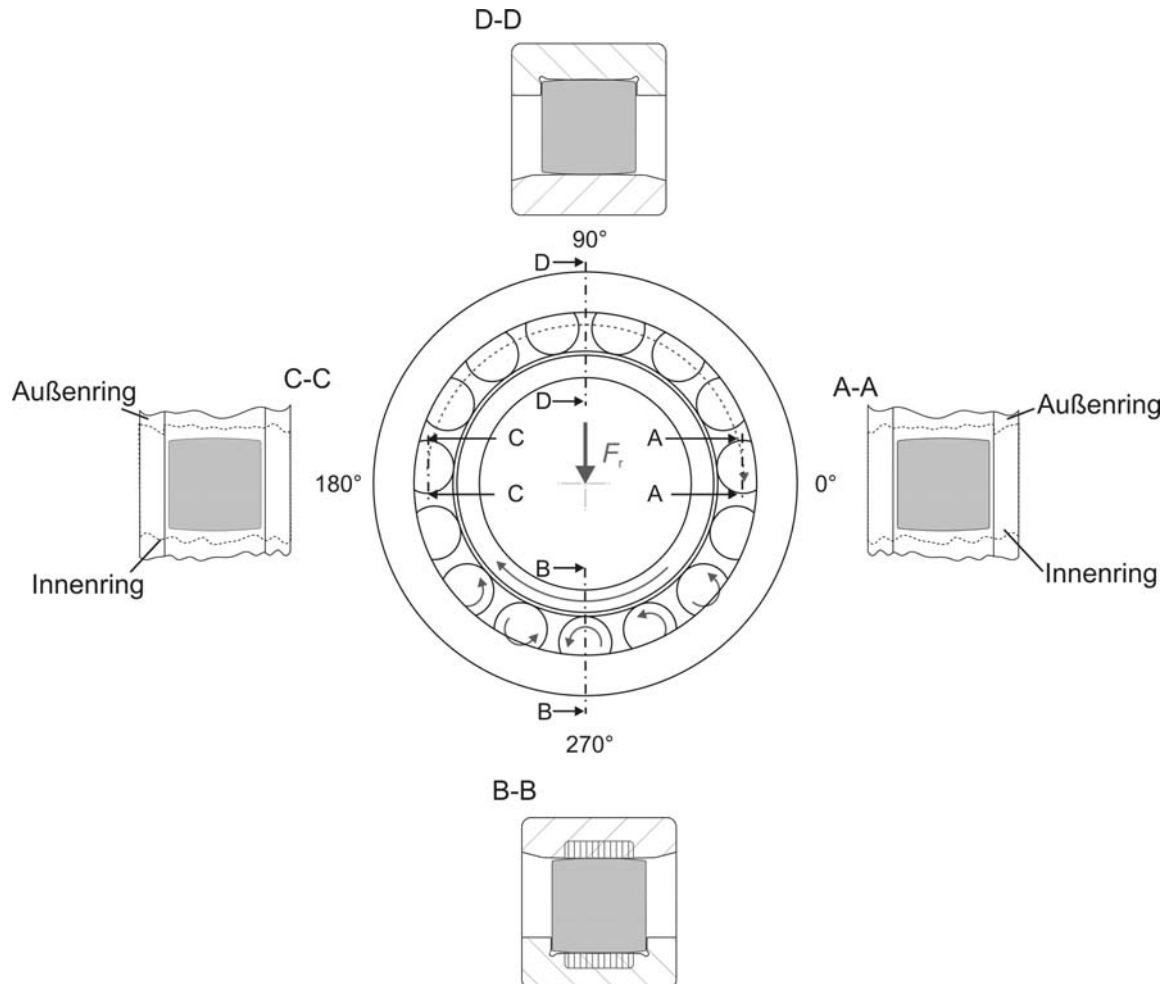


Abbildung 6-3: Wälzkörperschiefstellungen beim geschränkten NU-Lager

Wie schon beim verkippten Lager zuvor gezeigt, wird der Wälzkörper in Folge der äußeren Kraftwirkung beim Eintritt in die Lastzone auf seine kinematische Geschwindigkeit beschleunigt. Den maximalen Schräglaufwinkel erreicht der Wälzkörper im Scheitelpunkt der Lastzone (Position 270°), während der Kippwinkel dort null beträgt. Auf seinem weiteren Weg aus der Lastzone nimmt der Schräglaufwinkel wieder ab und der Kippwinkel steigt an. Gleichzeitig endet die Rollbewegung des Wälzkörpers aufgrund der nachlassenden äußeren Kraftwirkung. Erneut übernimmt der Käfig den Antrieb. Der Kippwinkel erreicht abermals seinen Maximalwert an der Position 180° während der Schräglaufwinkel dort wieder Null ist. Beim weiteren Umlauf bis hin zur Ausgangsposition (Position 0°) ändern sich Schränk- und Kippwinkel entsprechend den Verhältnissen beim Eintritt in die Lastzone. In Ermangelung einer äußeren Kraftwirkung erfolgt der Antrieb des Wälzkörpers wie auch beim verkippten Lager durch den Käfig.

7 Ergebnisse

7.1 Ergebnisse der Dauerlaufuntersuchungen

Ziel der experimentellen Dauerlaufversuche war es, den Einfluss der Schiefstellung auf die Betriebstemperatur, die Standfestigkeit der Käfige und den Verschleiß zu untersuchen. Die Betriebstemperatur stellt dabei ein indirektes Maß für die im Lagerinneren entstehende Reibung dar. Zusätzlich sollte geklärt werden, welchen Einfluss die Lagerbauform auf das Betriebsverhalten unter Schiefstellung hat.

Je Schiefstellungsstufe (0' = ohne Schiefstellung; K 15' = Kippen 15'; S 15' = Schränken 15') wurden drei Versuchsläufe bei zwei unterschiedlichen Drehzahlen (250 U/min und 1050 U/min) durchgeführt. Die Versuchszeit betrug maximal 500 h.

Die Kombinationen Blechkäfig und Fett A, sowie Kunststoffkäfig und Fett B wurden mit der Intention festgelegt, sowohl unterschiedliche Schmierzustände als auch die Standfestigkeit verschiedener Käfigausführungen mit einer geringen Anzahl an Versuchsläufen zu untersuchen. Bei den beiden verwendeten Käfigausführungen ist nicht davon auszugehen, dass sich die Schmierstoffversorgung im Kontakt stark unterscheidet. Zwar führt der Kunststoffkäfig die Wälzkörper enger, als der Blechkäfig, verfügt jedoch aufgrund seiner Elastizität und seiner stofflichen Eigenschaften über die besseren Notlaufeigenschaften. Der Blechkäfig dagegen bietet sowohl dem Wälzkörper, als auch dem Schmierstoff unter Normalbedingungen mehr Freiraum. Aufgrund seiner im Vergleich höheren Festigkeit kann es in Extremsituationen jedoch zu Zwangskräften kommen, die auf den Wälzkörpersatz wirken.

7.1.1 Temperaturverhalten schief gestellter Zylinderrollenlager

Für das Temperaturverhalten von stationär betriebenen Wälzlagern bei Fettschmierung ist ein „Überschwingen“ der Lagertemperatur innerhalb der ersten 50 – 100 Betriebsstunden charakteristisch. Ursache hierfür ist die Schmierfettverteilung im Lagerinneren. Das überflüssige Schmierfett wird aus dem Lagerinnenraum verdrängt und bildet links und rechts der Laufbahn einen Fettkragen, der zum Einen eine abdichtende Wirkung hat und zum Anderen durch weitere Ölabgabe zur Schmierung der Wälzkontakte beiträgt. Dieses Verhalten zeigt sich mehr oder weniger ausgeprägt bei allen Versuchsläufen unabhängig von der Lagerbauform, dem Drehzahlniveau oder der Schiefstellungsart.

Der Einfluss der Schiefstellung auf die Lagertemperatur ist – absolut betrachtet - bei niedrigen Drehzahlen für Lager der Bauform NU gering (Abbildung 7-1 und Abbildung 7-2). Zwar liegen die Temperaturmittelwerte der schief gestellten Lager durchgehend oberhalb derer, die ohne Schiefstellung betrieben wurden. Die Differenz beträgt jedoch im Mittel nur 2 - 4 K. Dabei ist nicht eindeutig zu unterscheiden, ob Kippen oder Schränken zu einem stärkeren Temperaturanstieg führt.

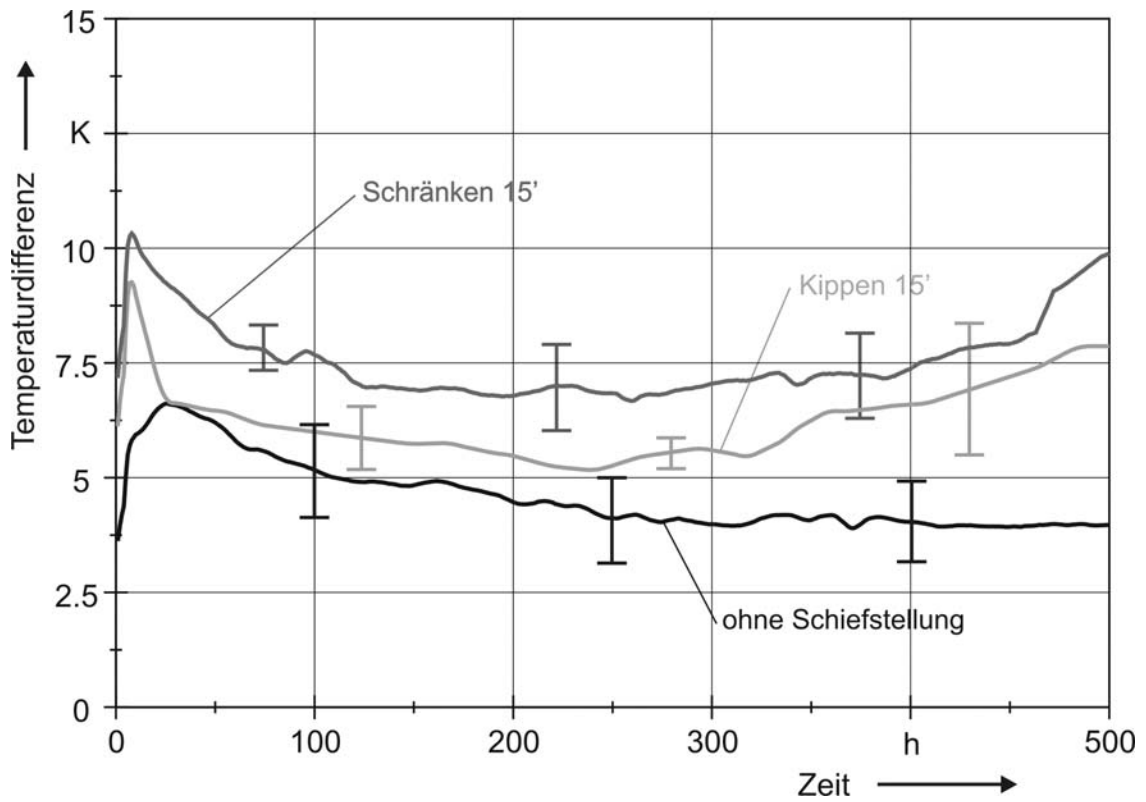


Abbildung 7-1: Einfluss der Schiefstellung auf die Lagertemperatur

Lagerbauform: NU, Käfig: Blech, Schmierfett A, Drehzahl: 250 U/min

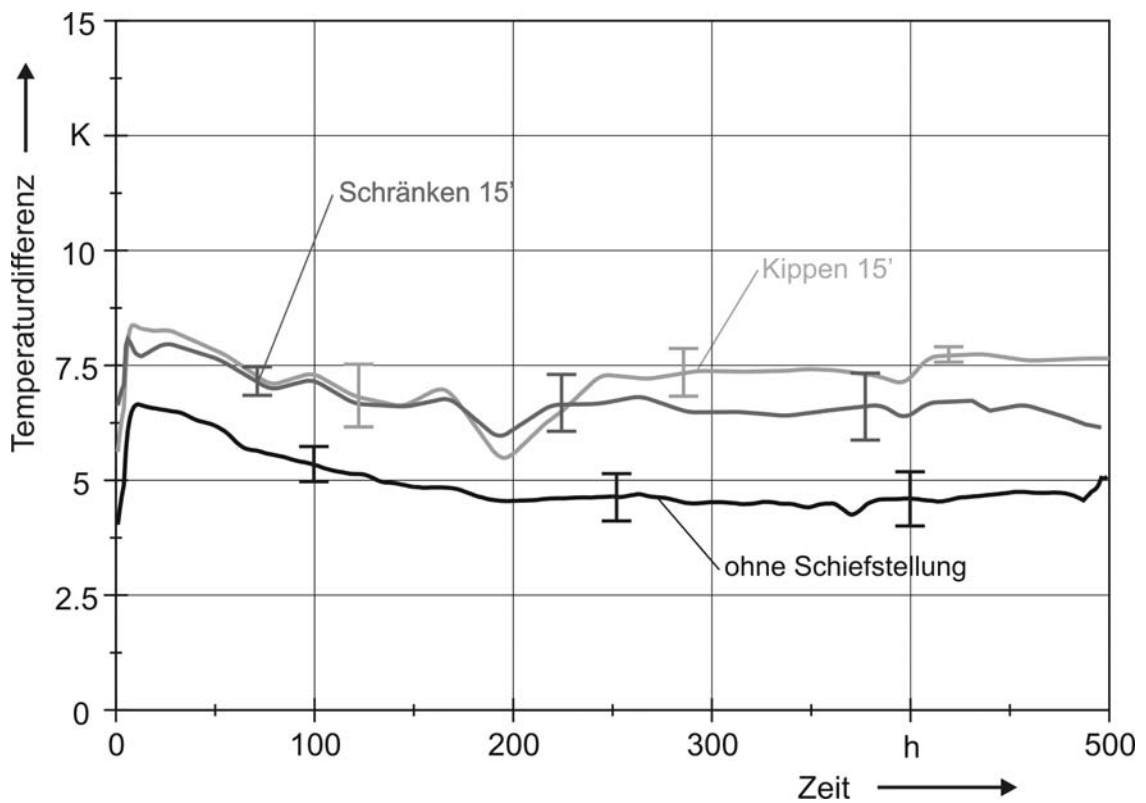


Abbildung 7-2: Einfluss der Schiefstellung auf die Lagertemperatur

Lagerbauform: NU, Käfig: Kunststoff, Schmierfett B, Drehzahl: 250 U/min

Während bei den Versuchen mit Kunststoffkäfiglagern und Schmierfett B die mittlere Lagertemperatur für Kippen und Schränken zunächst praktisch identisch ist und erst im weiteren Versuchsverlauf die Lagertemperatur für die verkippten Lager oberhalb derer, die verschränkt liegt, ist bei den Versuchen mit Blechkäfiglagern und Schmierfett A die mittlere Lagertemperatur der verschränkten Lager über die gesamte Versuchszeit am höchsten. Der durch die unterschiedliche Grundölviskosität der beiden Fette sich ergebende Schmierzustand hat bei den vorliegenden Betriebsbedingungen praktisch keinen Einfluss auf den Temperaturanstieg im Lager. Betrachtet man den Temperaturanstieg nicht absolut, sondern prozentual bezogen auf die Referenzwerte (ohne Schiefstellung), was näherungsweise dem Reibungsanstieg entspricht, so sind die Unterschiede nicht mehr zu vernachlässigen. Vielmehr kann festgehalten werden, dass es unter Schiefstellung zu einem Reibungsanstieg im Bereich von 30 – 40 % kommen kann.

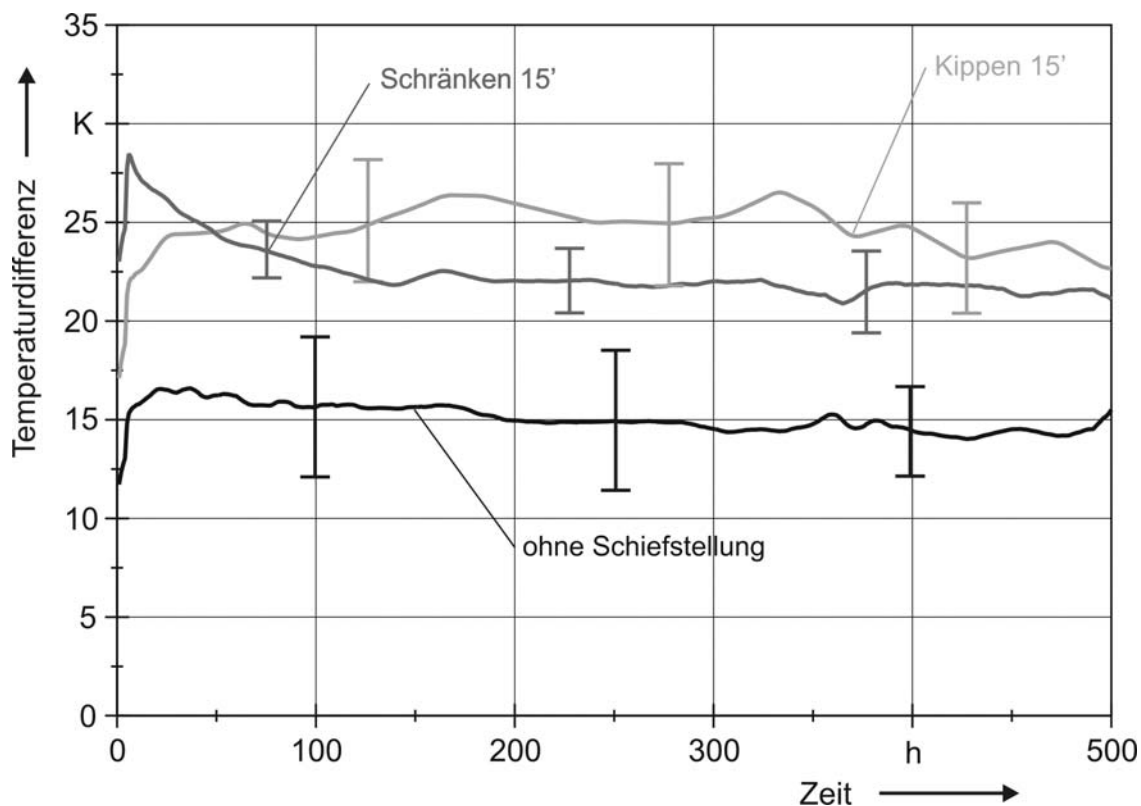


Abbildung 7-3: Einfluss der Schiefstellung auf die Lagertemperatur

Lagerbauform: NU, Käfig: Blech Schmierfett A, Drehzahl: 1050 U/min

Ein ähnliches Bild ergibt sich auch bei den Versuchsläufen mit höherer Drehzahl (Abbildung 7-3 und Abbildung 7-4). Insgesamt steigt das Temperaturniveau aufgrund des größeren Energieeintrages an. Das Temperaturniveau liegt bei den Referenzläufen um 10 K höher, als bei den Versuchen mit niedriger Drehzahl. Im Vergleich zu den Versuchsläufen mit Schiefstellung zeigen die Referenzläufe - wie auch schon zuvor - bei beiden Varianten den geringsten Temperaturanstieg. Die Temperatur steigt im Durchschnitt nur um etwa 15 K über die Umgebungstemperatur an. Unter Schiefstellung liegt die mittlere Lagertemperatur

durchweg darüber. Nach Beendigung der Einlaufphase ergeben sich im Durchschnitt Temperaturen zwischen 2-10 K oberhalb des Referenztemperaturniveaus.

Im Gegensatz zu den Versuchsläufen mit niedrigen Drehzahlen zeigen sich bei den entsprechenden Versuchen mit höherer Wälzgeschwindigkeit tendenziell größere Unterschiede. Im Vergleich zu den sich kaum unterscheidenden Referenzläufen kommt es unter Schiefstellung bei den Versuchsläufen mit Blechkäfig und Schmierfett A zu größeren Temperaturanstiegen als bei den Kunststoffkäfiglagern und dem niedrig viskosen Schmierfett B. Dies deutet daraufhin, dass es durch den Blechkäfig unter Schiefstellung zu einem größeren Reibungsanstieg im Lager kommt. Ursächlich hierfür dürfte, wie im Vorfeld schon vermutet, die geringere Flexibilität des Käfigwerkstoffes sein, welche unter den vorliegenden Schiefstellungsbedingungen zu größeren Zwangskräften führt. Diese scheinen jedoch nicht so groß zu sein, dass der Käfig selbst irgendeinen Schaden dabei nimmt. Bei keinem der Versuchsläufe mit Blechkäfiglagern ist es innerhalb der Versuchszeit zu einem Bruch an den Käfigstegen oder Rissen am Käfig gekommen.

Die Unterschiede in den Schmierungsbedingungen haben dagegen, wie auch schon zuvor beobachtet, keinen signifikanten Einfluss auf das Reibungs- und damit Temperaturverhalten. Außerdem ist wie schon bei den Versuchsläufen mit geringer Drehzahl eine eindeutige Aussage, welche Schiefstellungsform zu einem stärkeren Temperaturanstieg führt, nicht möglich. Es kann jedoch auch hier festgehalten werden, dass es infolge der Schiefstellung im Lager zu einem deutlichen Reibungsanstieg kommt und dass Blechkäfiglager diesbezüglich empfindlicher reagieren.

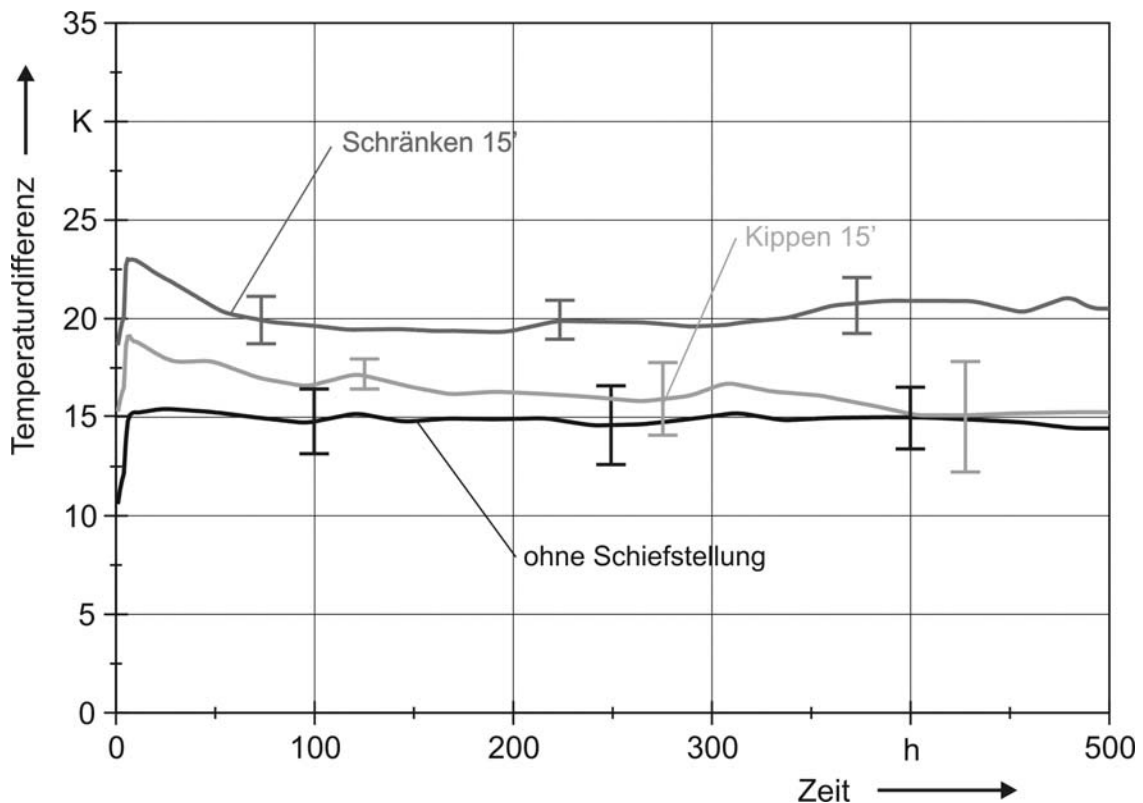


Abbildung 7-4 Einfluss der Schiefstellung auf die Lagertemperatur

Lagerbauform: NU, Käfig: Kunststoff, Schmierfett B, Drehzahl: 1050 U/min

Vergleichend dazu zeigt sich bei den Versuchsläufen mit Zylinderrollenlagern der Bauform N ein gänzlich anderes Verhalten (siehe Abbildung 7-5). Der mittlere Temperaturanstieg ist für alle drei betrachteten Zustände (ohne Schiefstellung, Kippen, Schränken) nahezu gleich. Dies kann nur bedeuten, dass die Schiefstellung in N-Lagern – unter Berücksichtigung der vorliegenden Betriebsbedingungen (stehender Außenring, rotierender Innenring) – nicht zu einem Reibungs- und damit Temperaturanstieg führt.

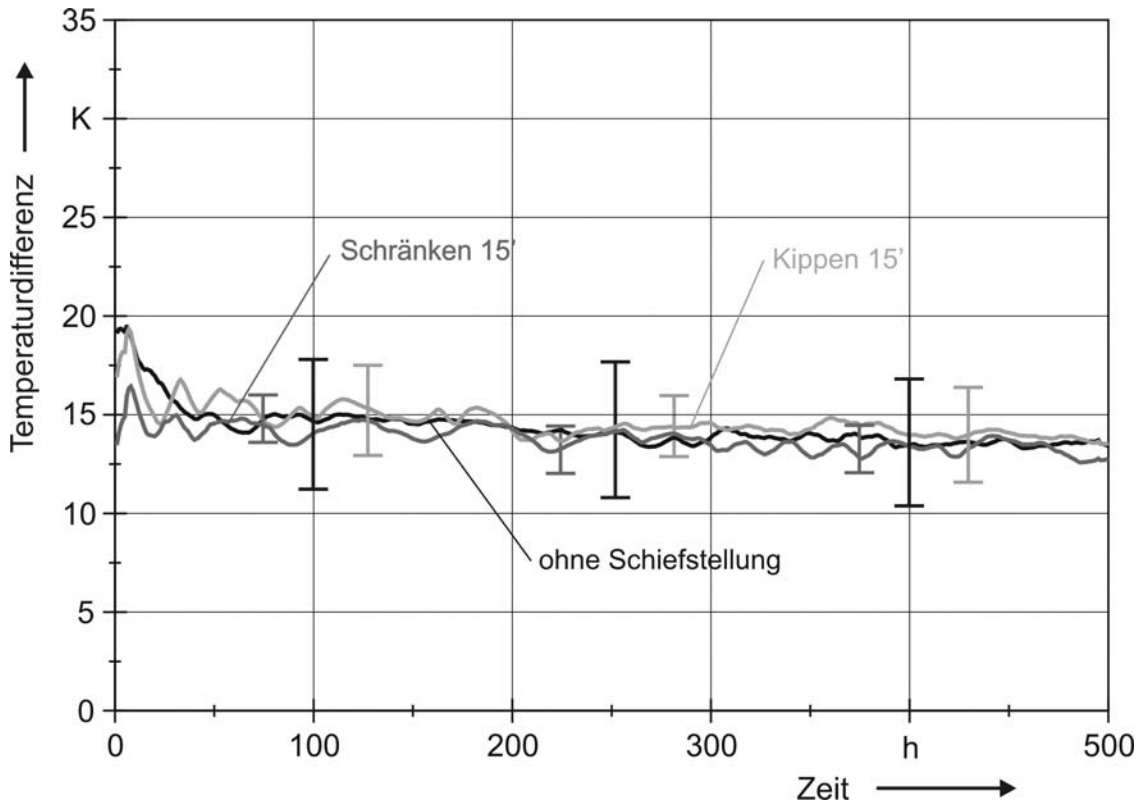


Abbildung 7-5: Einfluss der Schiefstellung auf die Lagertemperatur

Lagerbauform: N, Käfig: Kunststoff, Schmierfett B, Drehzahl: 1050 U/min

7.1.2 Verschleißverhalten schiefgestellter Zylinderrollenlager

Neben dem Temperaturverhalten der schiefgestellten Zylinderrollenlager wurde in den Dauerlaufversuchen auch das Verschleißverhalten infolge der Zusatzbeanspruchung durch Schiefstellung untersucht. Messbarer Verschleiß nach dieser Laufzeit ist als unzulässig anzusehen und macht einen vorzeitigen Ausfall infolge Profilveränderung vor Erreichen der rechnerischen Lebensdauer wahrscheinlich. Um diese Vorgänge zu beschleunigen und innerhalb der Versuchszeit von 500 h signifikante Veränderungen auf den Lagerlauflächen zu provozieren, wurden wie in Kap. 4.3.2 schon erwähnt Schmierungsbedingungen im Bereich der Mischreibung gewählt. Dabei galt es besonders darauf zu achten, dass es nicht schon bei den Referenzläufen sondern erst unter der Zusatzbelastung „Schiefstellung“ zu signifikantem Lauflächenverschleiß kommt. Im Folgenden dargestellt ist eine Auswahl an Profilschrieben der Lagerauflächen vor und nach Beendigung der Versuchsläufe. Diese wurden analog zur zuvor gewählten Darstellung der Temperaturverläufe entsprechend den vorliegenden Versuchsbedingungen zusammengefasst. Für jeden Betriebspunkt wurde exemplarisch ein Lager stellvertretend herausgegriffen.

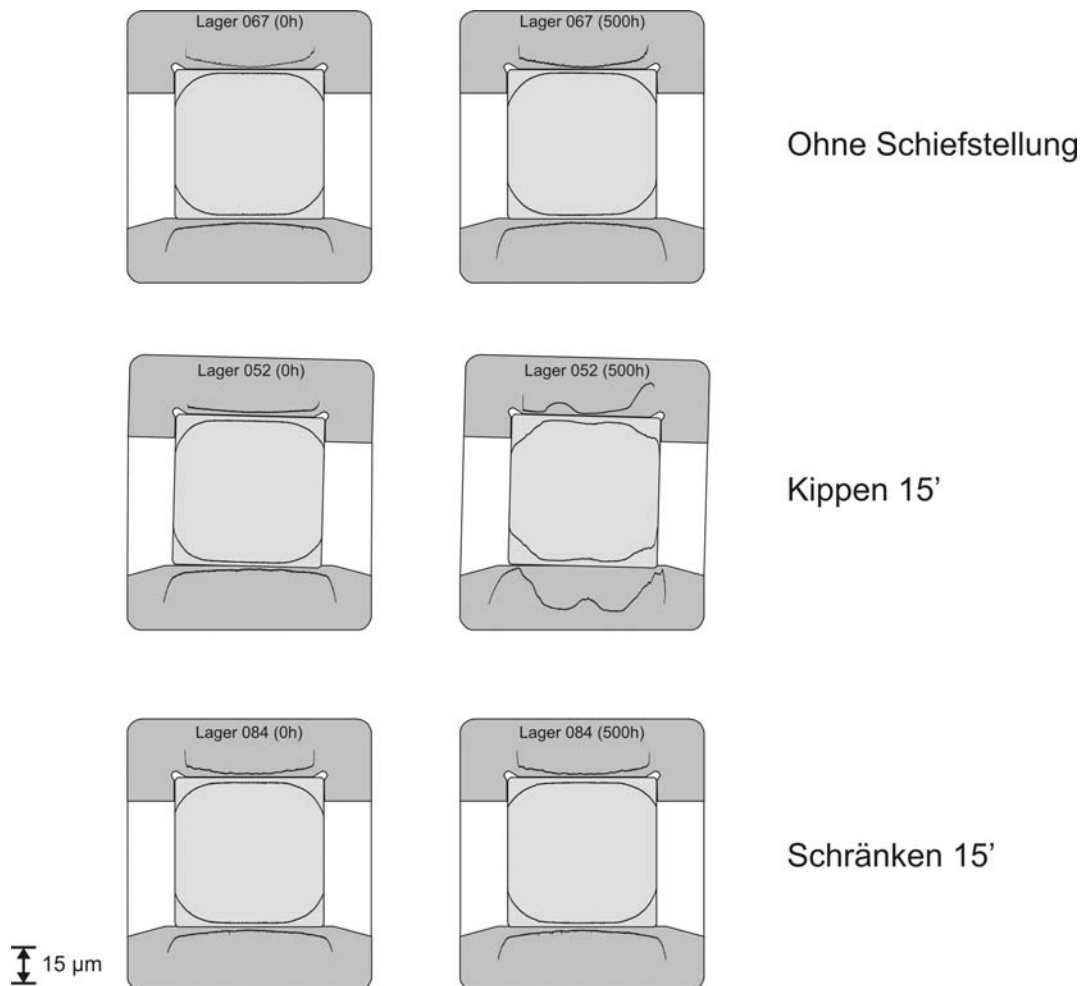


Abbildung 7-6: Lauflächenverschleiß

Lagerbauform: NU, Käfig: Blech, Schmierfett: A, Drehzahl: 250 U/min
(max. Verschleißtiefe: 15-20 µm)

Wie man auf Abbildung 7-6 und Abbildung 7-7 deutlich erkennt, kommt es bei der niedrigen Drehzahlstufe sowohl bei Schmierfett A als auch bei Schmierfett B ohne Schiefstellung zu keinem signifikantem Laufflächenverschleiß. Trotz der bei Schmierfett B, vorliegenden starken Mischreibungsbedingungen aufgrund der geringen Viskosität des Schmierfettes, sowie der geringen Drehzahl, welche die Ausbildung eines hydrodynamischen Schmierfilmes erschwert, kommt es innerhalb der Versuchszeit von 500 h nicht zu einer makroskopischen Veränderung der Laufflächen.

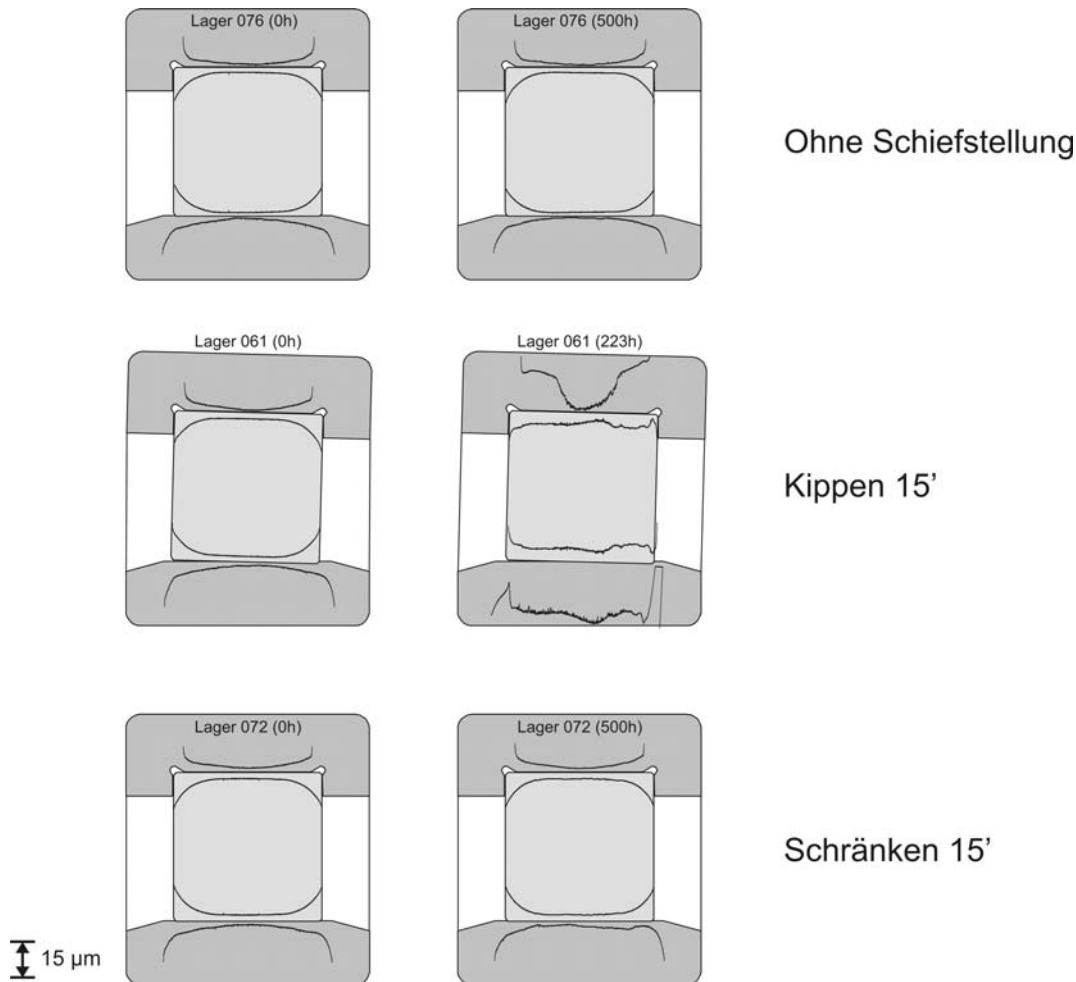


Abbildung 7-7: Laufflächenverschleiß

Lagerbauform: NU, Käfig: Kunststoff, Schmierfett: B, Drehzahl: 250 U/min
(max. Verschleißtiefe: 25-30 µm)

Werden die Zylinderrollenlager bei diesen Bedingungen hingegen verkippt, ändert sich das Bild wesentlich. Man erkennt nach Beendigung der Versuchsläufe deutlich den Verschleiß auf den Laufflächen (Lager 052 und Lager 061). Die Wälzkörper haben sich regelrecht in die Innenringlauffläche eingegraben. Ähnliches erkennt man auch im Bereich der Lastzone am stillstehenden Außenring. Auch das logarithmische Profil des Wälzkörpers wird abgetragen. Die ungleichmäßige Pressungsverteilung als Folge der Verkipfung spiegelt sich in einem entsprechenden Profilverschleiß am Innen- und Außenring wider. Dies trifft sowohl für die Versuchsläufe mit Schmierfett A und Blechkäfiglagern, als auch für die Versuchsläufe mit

Kunststoffkäfiglagern und Schmierfett B zu. Auffällig dabei ist, dass es beim Kunststoffkäfiglager (Lager 061) zu stark ungleichmäßigem Verschleiß am Außenring kommt. In diesem speziellen Fall dürfte der Grund in einer, infolge des fortschreitenden Verschleißes, gestörten Kinematik zu suchen sein. Bei den anderen Versuchsläufen mit entsprechenden Betriebsbedingungen konnte derartig starker Profilverschleiß am Außenring nicht festgestellt werden. Für die verschränkt betriebenen Lager kommt es unter diesen Versuchsbedingungen zu deutlich geringerem Laufflächenverschleiß. Während bei den Versuchsläufen mit Blechkäfiglagern und Schmierfett A auf den Profilschrieben kein sichtbarer Verschleiß erkennbar ist, kommt es auf den Innenringlaufflächen der mit Schmierstoff B betriebenen Kunststoffkäfiglagern zu leichtem Verschleiß (Abbildung 7-7). Auf den Wälzkörperprofilen sowie in der Lastzone des Außenrings sind hingegen keine makroskopischen Profiländerungen erkennbar.

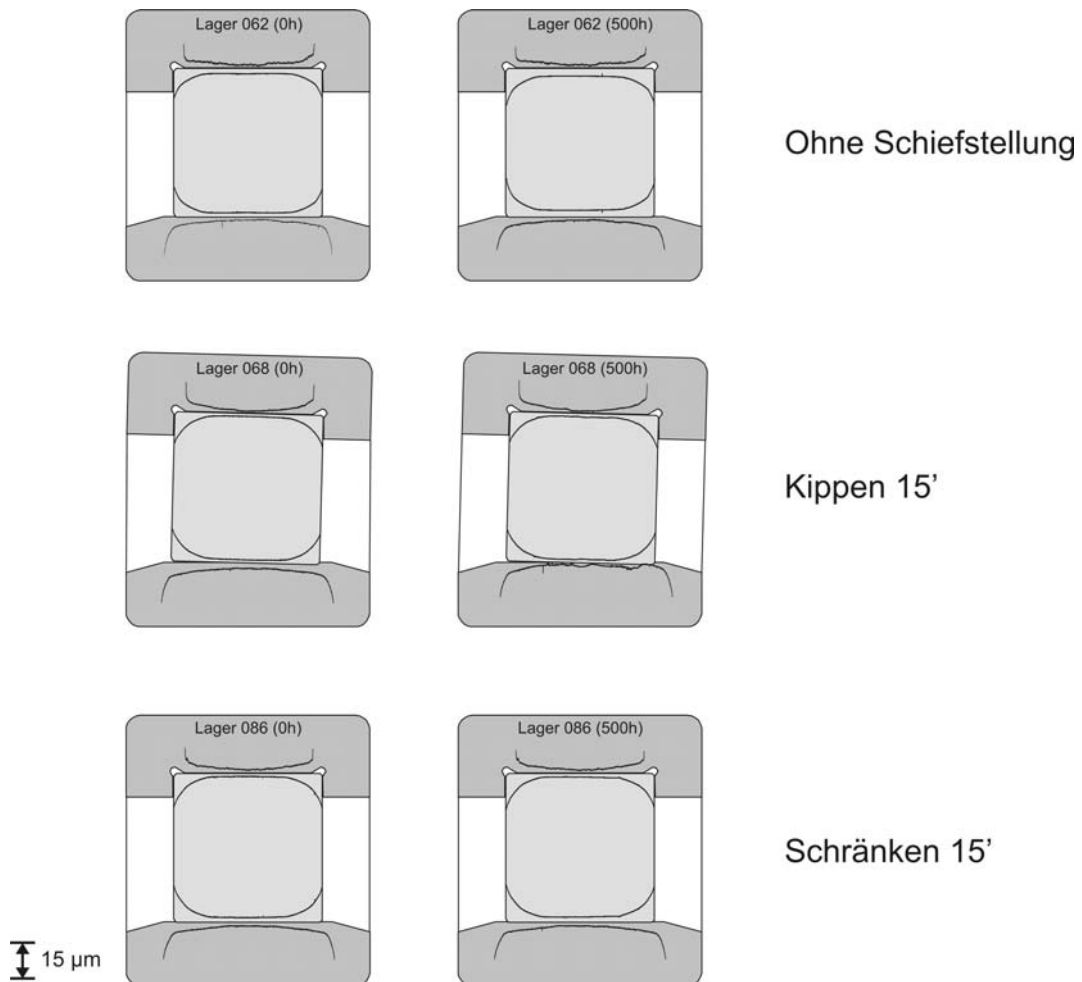


Abbildung 7-8: Laufflächenverschleiß

Lagerbauform: NU, Käfig: Blech, Schmierfett: A, Drehzahl: 1050 U/min
(max. Verschleißtiefe: 5 µm)

Bei den Versuchsläufen mit höherer Drehzahl ändert sich das Bild ein wenig. Infolge der größeren Umfangsgeschwindigkeit verbessern sich die Schmierungsbedingungen im Kontakt.

Die Mischreibung nimmt ab. Demgegenüber steht eine größere Anzahl an Überrollungen, die innerhalb der Versuchszeit von 500 h erfolgen. Grundsätzlich zeigt sich mit leichten Einschränkungen ein ähnliches Verhalten wie zuvor. Während es ohne Schiefstellung nicht zu signifikantem Verschleiß auf den Lageraufläen kommt, bewirkt ein Verkippen bzw. Schränken der Lagerringe unter diesen Bedingungen die Ausbildung von Laufflächenverschleiß.

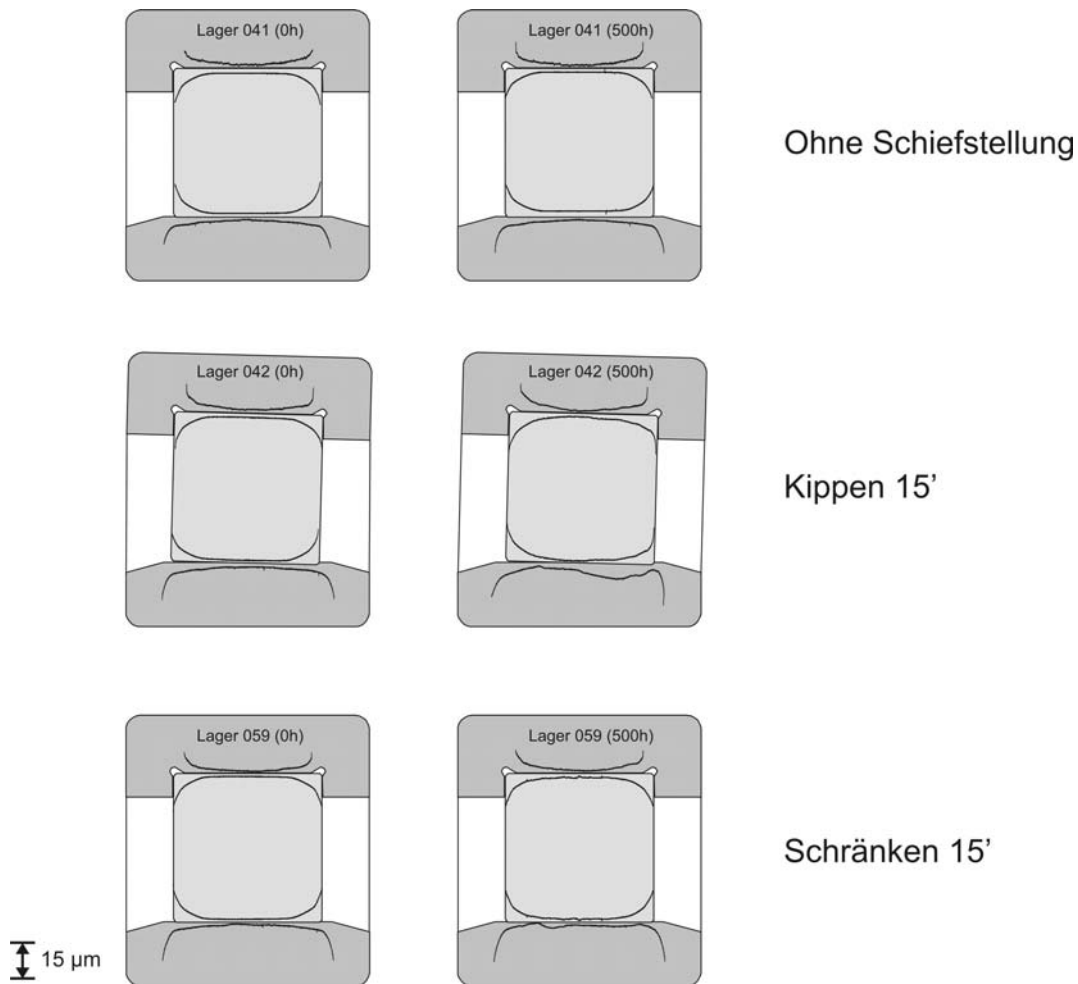


Abbildung 7-9: Laufflächenverschleiß

Lagerbauform: NU, Käfig: Kunststoff, Schmierfett: B, Drehzahl: 1050 U/min
(max. Verschleißtiefe: 5-10 µm)

Die deutlichsten Veränderungen in der Oberflächenfeinstruktur ergeben sich bei den Versuchsläufen mit dem niedrigviskosen Schmierfett B (Abbildung 7-9). Sowohl unter Verkippung als auch beim Schränken kommt es zu makroskopischen Verschleiß. Besonders sichtbar ist dieser Laufflächenverschleiß erneut an den Innenringen. Beim Lager 042 ist deutlich erkennbar, wie es durch die Wälzkörper infolge der ungleichmäßigen Belastung zu einer Art Auskolkung der Innenringlauffläche gekommen ist. Auf der gegenüberliegenden Außenringlauffläche erkennt man zwar im Scheitelpunkt der Lastzone ebenfalls Verschleiß, jedoch nicht in vergleichbarem Maße. Im Falle des verschränkt betriebenen Lagers 059 erstreckt sich der Verschleiß über die gesamte Lauffläche an Innen- und Außenring sowie den

Wälzkörpern. Hierbei tritt wie auch bei der Verkippung erkennbar der Verschleiß auf der Innenringlauffläche am deutlichsten zutage.

Vergleicht man den Drehzahl- und Viskositätseinfluss bei den durchgeführten Versuchen, so stellt man fest, dass verkippete und verschränkte Lager unterschiedlich darauf reagieren. Unter Verkippung kommt es infolge der durch die geringen Drehzahlen ausgeprägten Mischreibungsbedingungen zu zum Teil sehr deutlichem Laufflächenverschleiß. Bei höheren Drehzahlen und damit größerer Anzahl an Überrollungen ist der Verschleiß hingegen eher gering ausgeprägt. Der positive Effekt der höheren Wälzgeschwindigkeit und damit besseren Schmierstoffversorgung wirkt sich hier stärker aus als der gegenläufige Effekt der höheren Überrollungsanzahl. Hingegen macht sich bei den verschränkt gelaufenen Lagern der Viskositätsunterschied der beiden Schmierfette auf das Verschleißverhalten deutlicher bemerkbar.

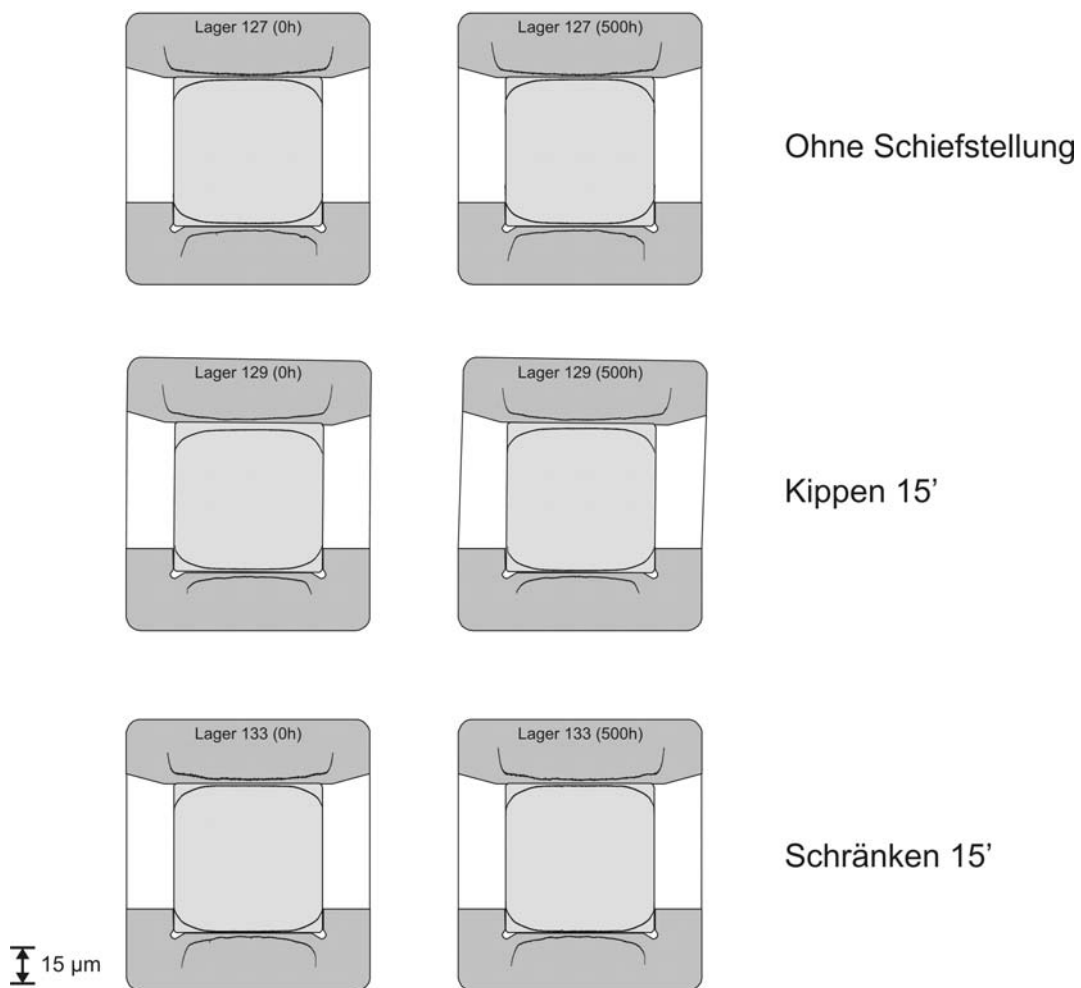


Abbildung 7-10: Laufflächenverschleiß

Lagerbauform: N, Käfig: Kunststoff, Schmierfett: B, Drehzahl: 1050 U/min
(max. Verschleißtiefe: 0 µm)

Während bei den Versuchsläufen mit Schmierfett A und geschränktem Lager sowohl bei 250 als auch bei 1050 U/min nur minimal (250 U/min) und kein (1050 U/min) Verschleiß auf den

Lagerlaufflächen auftritt, kommt es bei den entsprechenden Versuchsläufen mit dem niedrigviskosen Schmierfett B in beiden Fällen zu Laufflächenverschleiß.

Abbildung 7-10 zeigt die Ergebnisse der Profiluntersuchungen von N-Lagern mit Kunststoffkäfigen, die mit dem Schmierfett B bei einer Drehzahl von 1050 U/min unter den unterschiedlichen Schiefstellungsarten betrieben wurden. Man erkennt weder bei den Referenzläufen ohne Schiefstellung, noch bei den verkippt bzw. geschränkt betriebenen Zylinderrollenlagern Verschleißspuren auf den Laufflächen. Das Bild, das sich aus den Ergebnissen der Temperaturmessungen abgezeichnet hat, setzt sich hier fort. Anhand der Laufflächenuntersuchungen kann kein Rückschluss auf eine gestörte Lagerkinematik gezogen werden.

Neben diesem direkten subjektiven Vergleich der gemessenen Profile vor und nach Beendigung der Versuchsläufe wurden zwecks einer objektiveren Beurteilung der geometrischen Veränderungen zusätzlich die Rauheitskennwerte vor und nach den Versuchsläufen ausgewertet. Dabei wurden nicht absolute Rauheitskennwerte miteinander verglichen, sondern es erfolgte eine Normierung auf entsprechende Ausgangswerte. Durch diese Darstellungsform werden Unterschiede auch im Vergleich mehrerer Lager deutlicher sichtbar. Zur Bewertung des Verschleißverhaltens unter Schiefstellung wurde der Kennwert der reduzierten Spitzenhöhe R_{pk} gewählt.

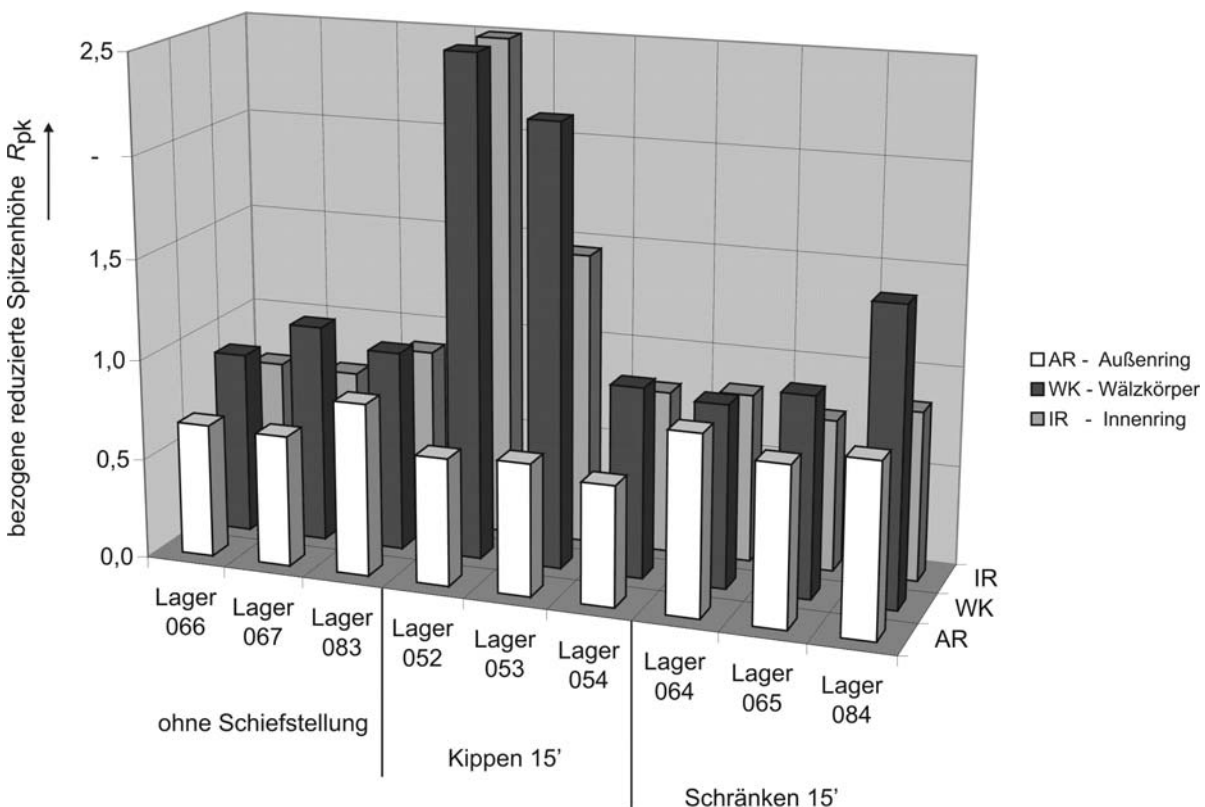


Abbildung 7-11: Änderung der reduzierten Spitzenhöhe R_{pk}

Lagerbauform: NU, Käfig: Blech, Schmierfett: A, Drehzahl: 250 U/min

Abbildung 7-11 zeigt die bezogene reduzierte Spitzenhöhe R_{pk} für die drei Kontaktflächen in Abhängigkeit der Schiefstellung für die Versuchsläufe mit Lagern der Bauform NU, Blechkäfig, dem höherviskosen Schmierfett A und niedriger Drehzahl (250 U/min).

Während sich die reduzierte Spitzenhöhe R_{pk} bei den Referenzläufen ohne Schiefstellung nur marginal ändert und im Vergleich zum Ausgangszustand (1,0) zum größten Teil abnimmt – Kennzeichen für einen Einlaufzustand – kommt es bei den verkippt betriebenen Lagern 052 und 053 zu einem starken Anstieg der reduzierten Spitzenhöhe an den Wälzkörpern und auf der Innenringlauffläche. Dieser starke Anstieg mit einer Verdoppelung der reduzierten Spitzenhöhe ist charakteristisch für die Ausbildung einer neuen Oberfläche infolge geometrischen Verschleißes.

Bei den verschränkt betriebenen Zylinderrollenlagern kommt es hingegen mit Ausnahme des untersuchten Wälzkörpers des Lagers 084 zu einem Absinken der reduzierten Spitzenhöhe innerhalb der Versuchszeit, so dass nicht von starkem Laufflächenverschleiß gesprochen werden kann. Bei den Versuchsläufen mit identischer Drehzahl, aber niedrigviskosem Schmierfett B und Kunststoffkäfig (Abbildung 7-12) ergibt sich ein Bild, das sich in seiner Kernaussage vom dem vorherigen nicht unterscheidet.

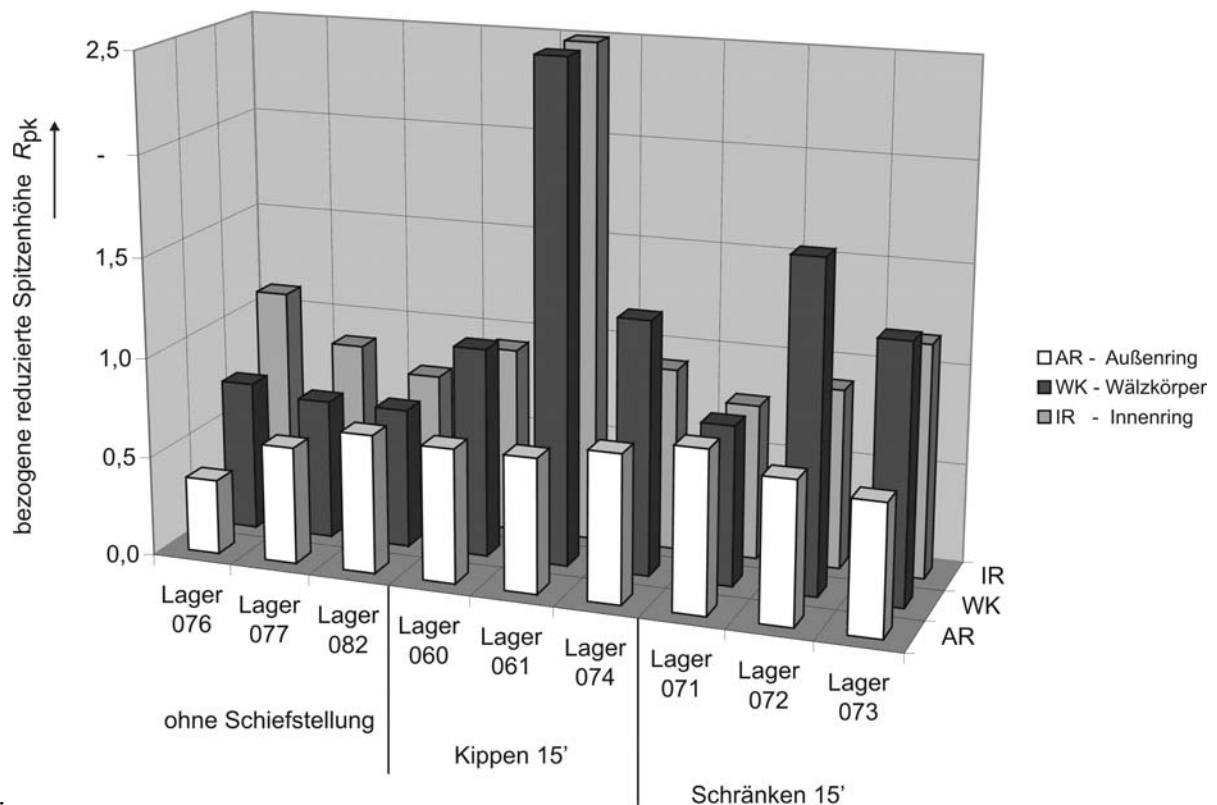


Abbildung 7-12: Änderung der reduzierten Spitzenhöhe R_{pk}

Lagerbauform: NU, Käfig: Kunststoff, Schmierfett B, Drehzahl: 250 U/min

Auch hier ändert sich die reduzierte Spitzenhöhe bei den Referenzversuchen ohne Schiefstellung nur in geringem Maße und sinkt mit einer Ausnahme unter den Ausgangswert, so dass wie zuvor von einem Einlauf der Lagerlaufflächen gesprochen werden kann. Unter Verkippung kommt es beim Lager 061 innerhalb der Laufzeit (223 h) am Innenring sowie den

Wälzkörpern hingegen zu einem starken Ansteigen der reduzierten. Die anderen beiden verkippt gelaufenen Zylinderrollenlager zeigen hingegen primär ein Einlaufverhalten mit einer Abnahme der reduzierten Spitzenhöhe, was man auch als Glättung bezeichnen kann. Beim geschränkt betriebenen Versuchslager 072 kommt es an den Wälzkörpern zu einem deutlichen Verschleiß während Innen- und Außenringaufläachen dies nicht zeigen. Bei Lager 073 kommt es an der Innenring- sowie der Wälzkörperlaufläche zu einem leichten Anstieg der reduzierten Spitzenhöhe. Allerdings ist diese Änderung noch zu gering, um von deutlichem geometrischen Verschleiß zu sprechen.

Dieses Bild setzt sich auch bei den Versuchsläufen mit höherer Drehzahl, Schmierfett A und Blechkäfiglagern fort (Abbildung 7-13). Die beiden verkippt gelaufenen Lager 044 und 068 sind beide vor dem Erreichen der maximalen Laufzeit von 500 h ausgefallen. Die reduzierten Spitzenhöhen für die Innenring- und Wälzkörperlauflächen haben sich im Vergleich zum Ausgangswert zum Teil mehr als verdoppelt. Bei allen anderen Versuchsläufen ist es hingegen, mit Ausnahme der Wälzkörperlaufläche des verschränkt gelaufenen Lagers 086, zu keinem, bzw. nur zu einem geringen Anstieg der reduzierten Spitzenhöhe gekommen.

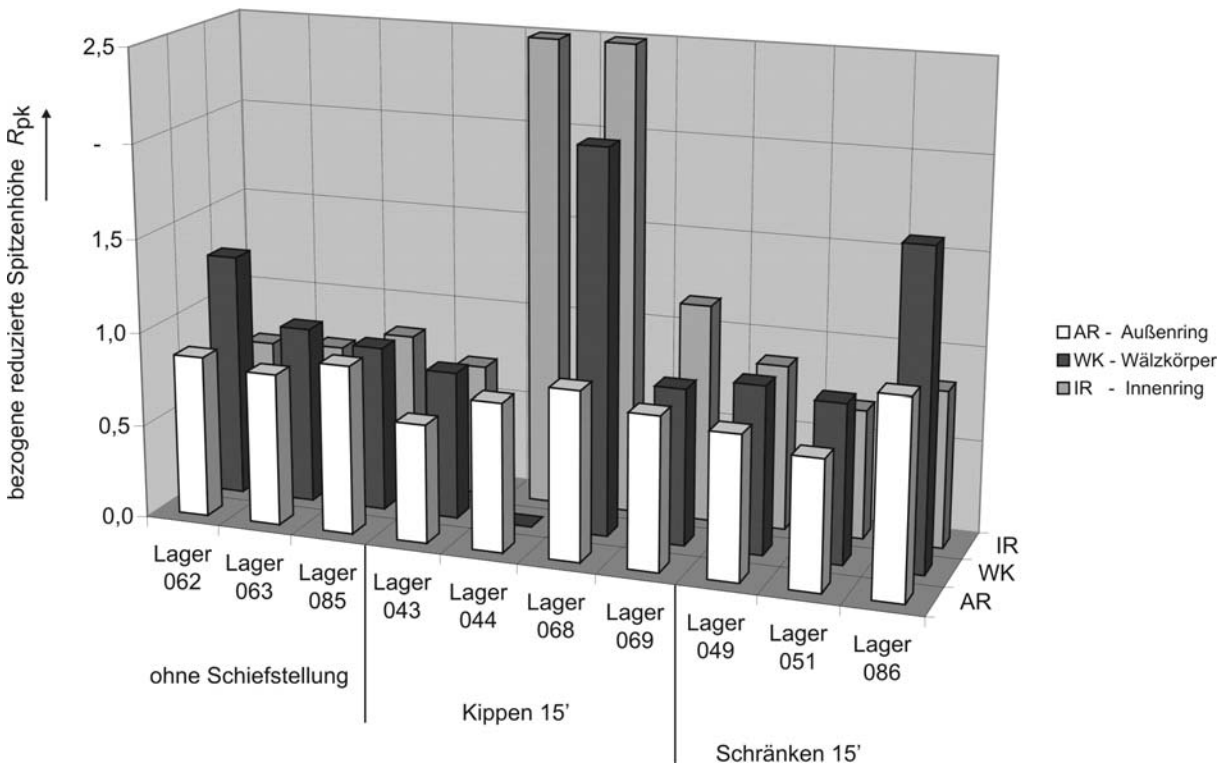


Abbildung 7-13: Änderung der reduzierten Spitzenhöhe R_{pk}

Lagerbauform: NU, Käfig: Blech, Schmierfett: A, Drehzahl: 1050 U/min

Bei der Betrachtung der entsprechenden Werte für die Versuchsläufe mit Kunststoffkäfiglagern und niedrigviskosem Fett B (Abbildung 7-14) wird deutlich, dass die Schmierungsbedingungen deutlich im Bereich der Mischreibung liegen. Dies wird an der Änderung der reduzierten Spitzenhöhe bei den Referenzversuchsläufen ohne Schiefstellung offensichtlich. So verdoppelt sich die reduzierte Spitzenhöhe für den Innenringkontakt des Versuchslagers

056. Auch sonst steigt die Spitzenhöhe für die Wälzkörperlaufflächen bei allen drei Referenzlagern über das Ausgangsniveau an.

Beim verkippten Lager 042 kommt es an der Innenringlauffläche zu einem deutlichen Anstieg der reduzierten Spitzenhöhe, während die Werte für Wälzkörper und Außenringkontakt sich nur mäßig erhöhen bzw. sogar sinken. Sämtliche geschränkt gelaufenen Lager dieses Ansatzes (Lager 058, 059 und 070) zeigen für Innenring- und Wälzkörperlaufflächen eine starke Zunahme der reduzierten Spitzenhöhe. Das Schränken führt hier durchgängig zu deutlichem Laufflächenverschleiß.

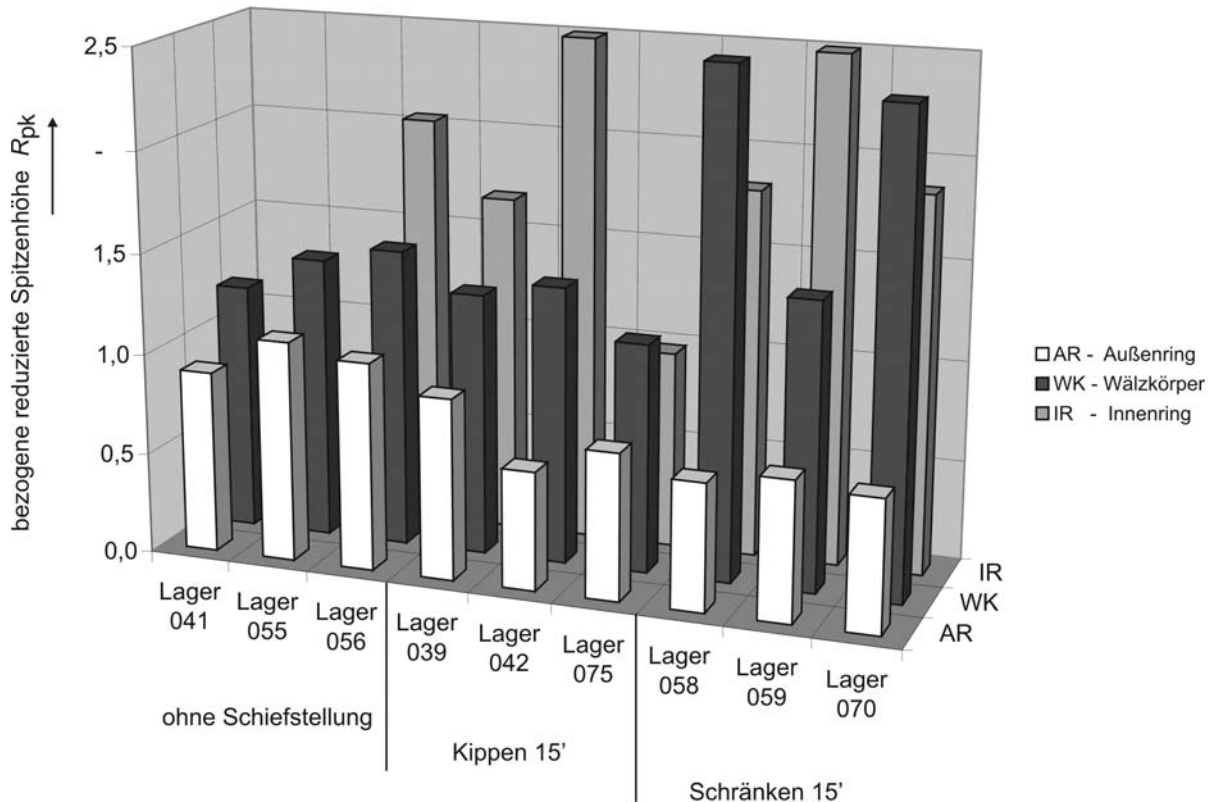


Abbildung 7-14: Änderung der reduzierten Spitzenhöhe R_{pk}

Lagerbauform: NU, Käfig: Kunststoff, Schmierfett: B, Drehzahl: 1050 U/min

Ein Punkt, der bei der Untersuchung der verschleißbehafteten Laufflächenprofile der NU-Lager auffällt, ist die Tatsache, dass der Verschleiß primär im Kontaktbereich des Innenringes auftritt. Auf den Wälzkörpern sind Verschleißspuren hingegen erst deutlich später bzw. geringer ausgeprägt erkennbar. Grund hierfür dürfte die Verteilung der Beanspruchung auf den gesamten Wälzkörpersatz sein. Die Lastzone am Außenring unterliegt einer vergleichbaren Beanspruchung wie der Innenringkontakt. Zwar sind die wirksamen Kontaktspannungen aufgrund der Krümmungsverhältnisse etwas geringer, doch kann dies nicht als alleinige Erklärung für die unterschiedliche Verteilung des Verschleißes an Innen- und Außenring herangezogen werden. Vielmehr liegt die Hypothese nahe, dass sich die Schiefstellung zwischen Innen- und Außenring nicht zu gleichen Teilen auf die Kontaktstellen: „Innenring-Wälzkörper“ und „Außenring-Wälzkörper“ aufteilt, sondern, da

der Wälzkörpersatz dem ihn führenden „Bordring“ folgt, sich die Schiefstellung primär zwischen dem bordlosen Ring und dem Wälzkörpersatz einstellt.

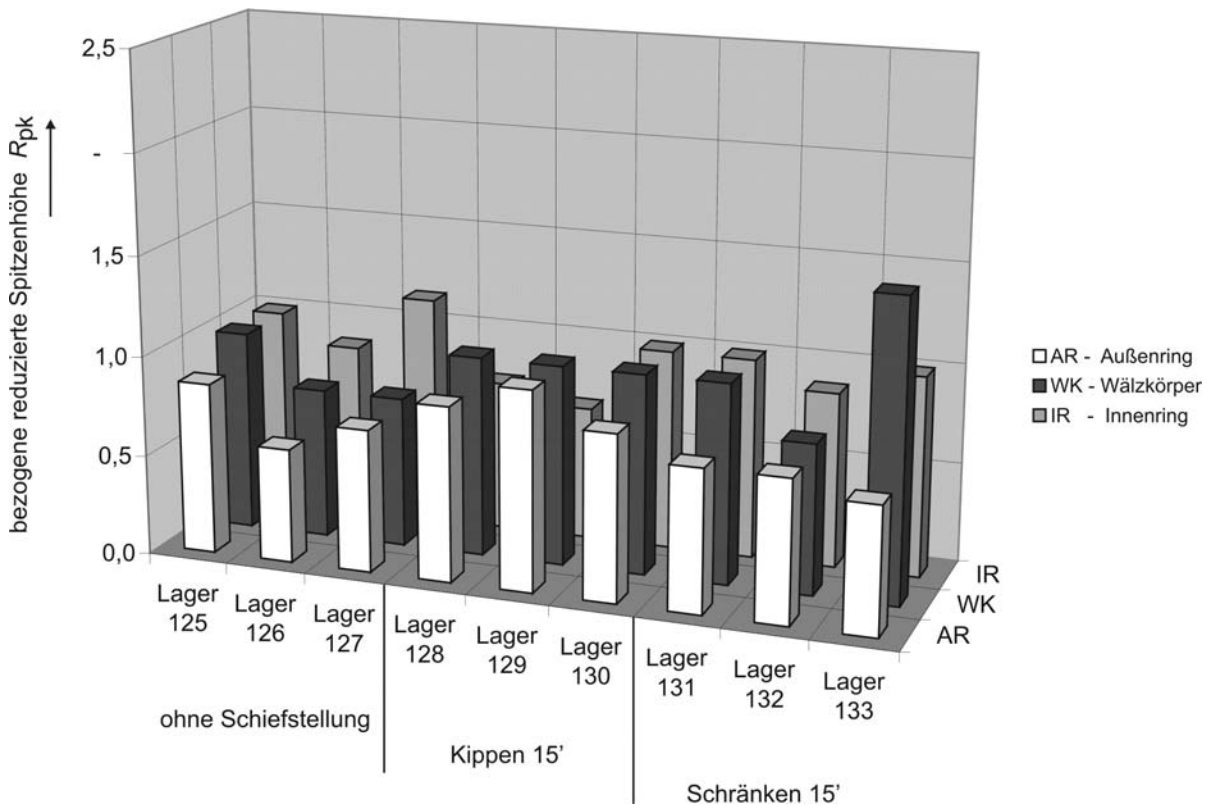


Abbildung 7-15: Änderung der reduzierten Spitzenhöhe R_{pk}

Lagerbauform: N, Käfig: Kunststoff, Schmierfett: B, Drehzahl: 1050 U/min

Führt man die Versuche bei nominell gleichen Bedingungen mit Zylinderrollenlagern der Bauform N durch, so ergibt sich ein vollkommen anderes Bild (Abbildung 7-15). Bis auf zwei Ausnahmen – den Wälzkörperlaufflächen des Lagers 133 und der Innenringlauffläche des Lagers 127 – nimmt der Kennwert der reduzierten Spitzenhöhe R_{pk} , trotz der Schmierungsbedingungen im Mischreibungsbereich über die Versuchszeit ab. Laufflächenverschleiß nach Beendigung der 500 h Versuche ist bei keinem der drei Betriebszustände feststellbar. Damit bestätigt sich das Bild, welches sich bei der Temperaturmessung der N-Lager bereits abgezeichnet hatte. N-Lager scheinen unter Schiefstellung und unter Berücksichtigung der Betriebsbedingungen: rotierender Innenring, und stillstehendem Außenring weniger empfindlich auf Winkelfehler zu reagieren.

Bei den Dauerlaufuntersuchungen ist es auch zu vorzeitigen Lagerausfällen innerhalb der Versuchszeit von 500 h gekommen. Insgesamt sieben Versuchslager fielen vorzeitig aus. Obwohl die Bedingungen so gewählt worden waren, dass rechnerisch keine Kantenspannungen auftreten, zeigten vier Versuchslager bei den abschließenden Untersuchungen neben Verschleiß- auch Ermüdungserscheinungen. Drei weitere ausgefallene Versuchslager wiesen nur Verschleiß auf. Abbildung 7-16 und Abbildung 7-17 zeigen jeweils exemplarisch ein Beispiel. Beim Lager 031 ist es nach einer Laufzeit von 231 h zu einem Ausfall gekommen. Die Lauffläche am Außenring weist im Bereich der Lastzone einen

Ermüdungsausbruch auf. Das Lager ist nach dessen Auftreten noch eine Weile weitergelaufen. Infolgedessen weisen sowohl die Ringlaufflächen als auch die Wälzkörper Riefen in Umfangsrichtung auf, die infolge des Pittingausbruches entstanden sind.

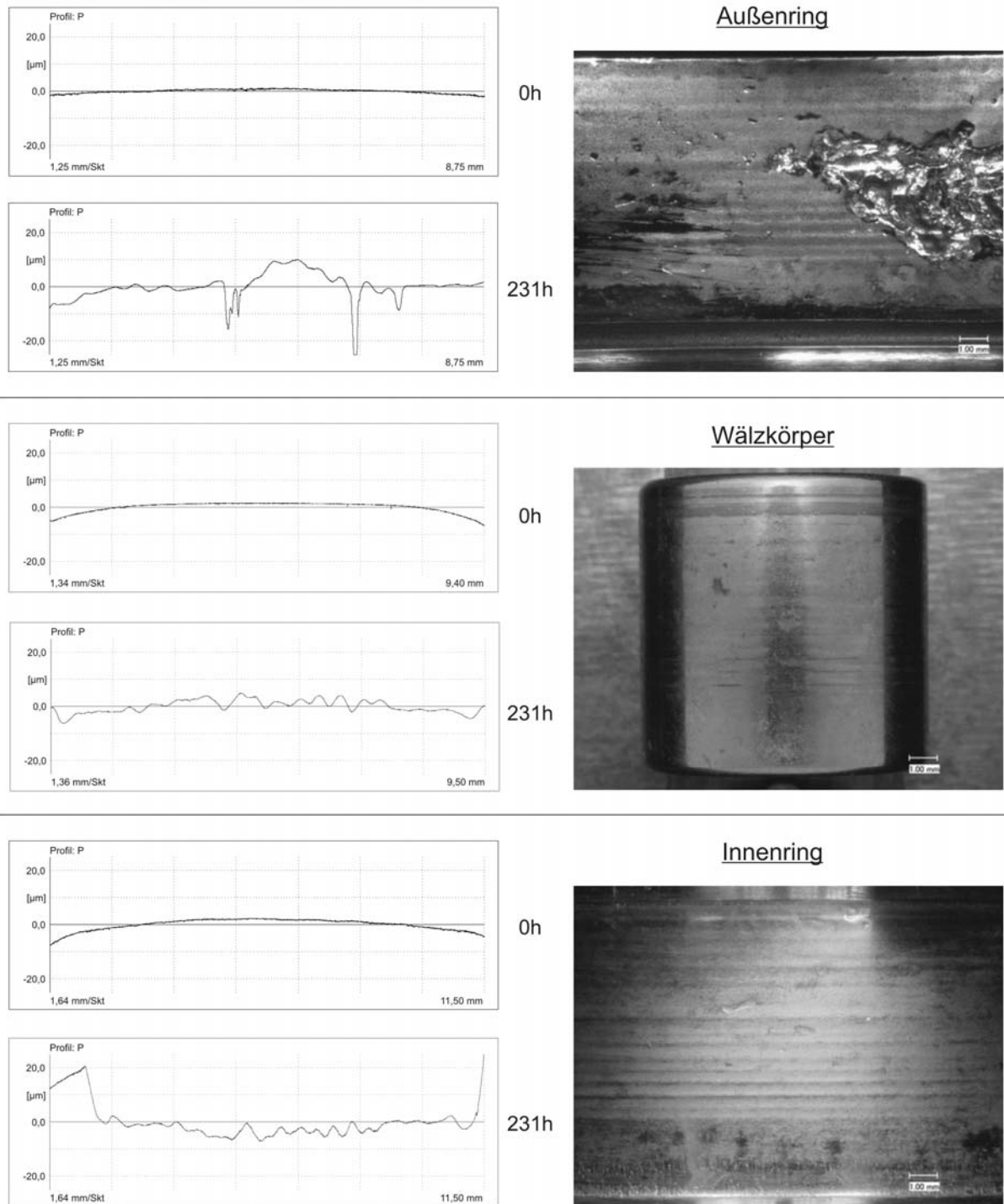


Abbildung 7-16: Oberflächenprofile Lager 031

Laufflächenverschleiß an den Kontaktstellen und Ermüdungsschaden am Außenring

Lager 061 ist nach einer Laufzeit von lediglich 223 h vorzeitig ausgefallen. Die abschließenden Untersuchungen ergaben, dass es zu sehr starkem Laufflächenverschleiß sowohl an den Laufringen als auch an den Wälzkörpern gekommen war.

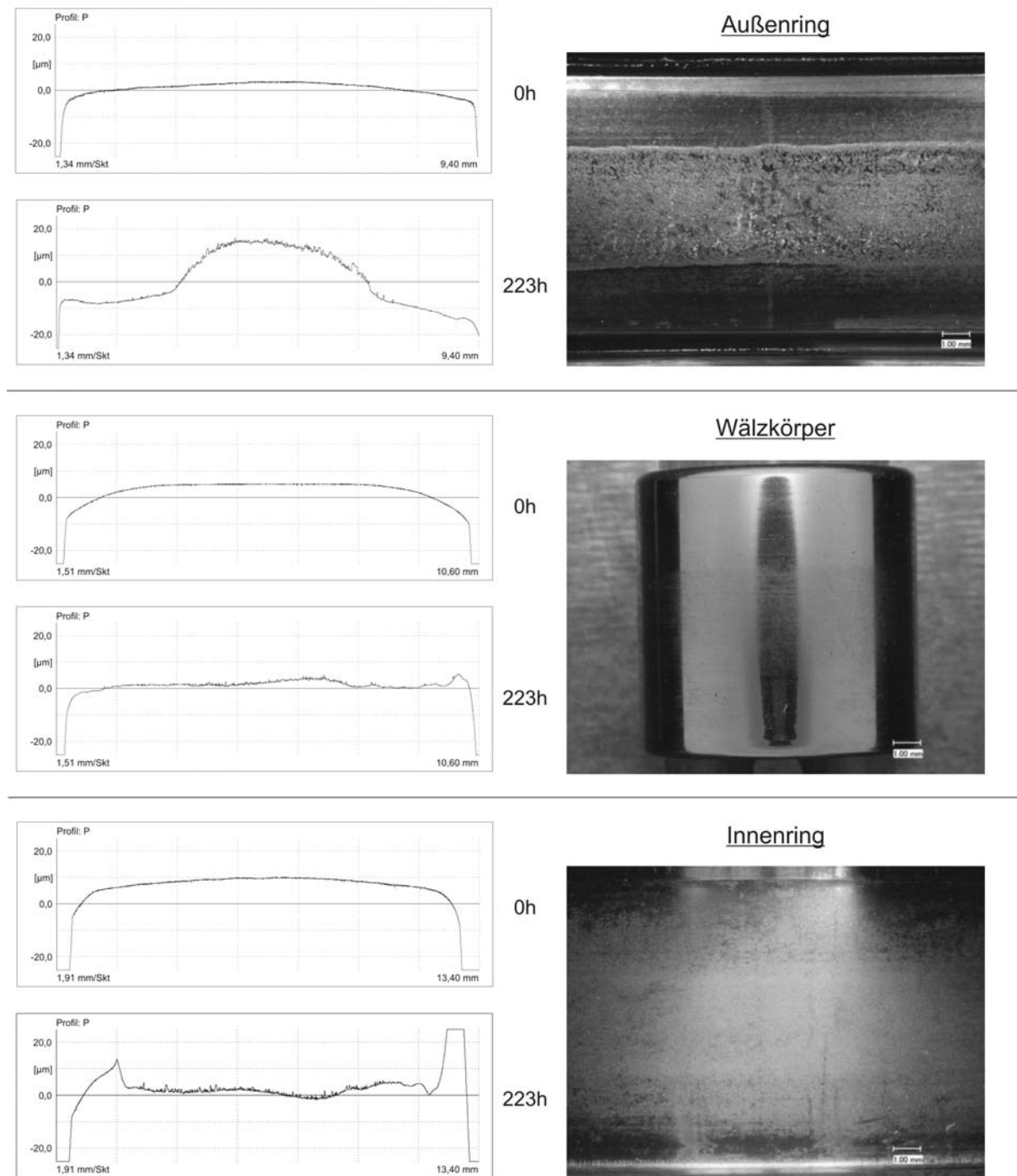


Abbildung 7-17: Oberflächenprofile Lager 061

Laufflächenverschleiß an den Kontaktstellen / kein Ermüdungsschaden

Tabelle 7-1 zeigt eine Gesamtübersicht über die durchgeführten Dauerlaufversuche und eine Einteilung hinsichtlich Ausfallgrund bzw. aufgetretenem Verschleiß.

	NU 208 Blechkäfig Fett A		NU 208 Kunststoffkäfig Fett B		N 208 Kunststoffkäfig Fett B
	Drehzahl 1050 [U/min] $\kappa \approx 0,9$	Drehzahl 250 [U/min] $\kappa \approx 0,35$	Drehzahl 1050 [U/min] $\kappa \approx 0,4$	Drehzahl 250 [U/min] $\kappa \approx 0,15$	Drehzahl 1050 [U/min] $\kappa \approx 0,4$
0°	Lager 062	Lager 066	Lager 041	Lager 076	Lager 125
	Lager 063	Lager 067	Lager 055	Lager 077	Lager 126
	Lager 085	Lager 083	Lager 056	Lager 082	Lager 127
	Lager 043	Lager 052	Lager 038	Lager 060	Lager 128
	Lager 045	Lager 053	Lager 039	Lager 061	Lager 129
K 15°	Lager 044	Lager 054	Lager 042	Lager 074	Lager 130
	Lager 046	Lager 031*	Lager 075	Lager 075	
	Lager 068	Lager 079**			
	Lager 069				
	Lager 049	Lager 064	Lager 058	Lager 071	Lager 131
S 15°	Lager 051	Lager 065	Lager 059	Lager 072	Lager 132
	Lager 086	Lager 084	Lager 070	Lager 073	Lager 133

0° Keine Schiefstellung

K15° Kippen 15°

S15° Schränken 15°

L (500h) Verschleiß

L Ausfall Verschleiß

L Ausfall Verschleiß / Ermüdung

Kein Ausfall / Verschleiß

* Lager 031 hat einen Kunststoffkäfig

** Lager 079 hat Lagerluft C3

Tabelle 7-1: Übersicht Dauerlaufversuche

Zur Kontrolle wurde für die unterschiedlichen Versuchsparameterkombinationen die modifizierte Referenzlebensdauer L_{nmr} nach DIN ISO 281 Bbl. 4 [13] ermittelt. Die modifizierte Referenzlebensdauer L_{nmr} für Radial-Rollenlager ergibt sich dabei zu:

$$L_{nmr} = a_1 \times \left(\sum_{k=1}^{n_s} \left[\left(a_{DIN} \left[\frac{e_c \times C_{ur}}{P_{s,k}}, \kappa \right] \right)^{\frac{9}{8}} \times \left(\left(\frac{q_{ci,k}}{q_{ei,k}} \right)^{\frac{9}{2}} + \left(\frac{q_{co,k}}{q_{eo,k}} \right)^{\frac{9}{2}} \right) \right] \right)^{\frac{8}{9}} \quad (7-1)$$

a_1 Lebensdauerbeiwert für die Erlebenswahrscheinlichkeit DIN ISO 281

a_{DIN} Lebensdauerbeiwert zur Berücksichtigung der Betriebsbedingungen

e_c Verunreinigungsbeiwert

n_s Zahl der Scheiben

C_{ur} radiale Ermüdungsgrenzbelastung

$P_{s,k}$ äquivalente Belastung des Lagers für die Scheibe k

q_{ci} dynamische Tragzahl einer Scheibe am Innenring

q_{ei} dynamische Tragzahl einer Scheibe am Außenring

q_{co} dynamische äquivalente Belastung eines Einzelkontaktes am Innenring

q_{eo} dynamische äquivalente Belastung eines Einzelkontaktes am Außenring

		NU 208 Blechkäfig Fett: A		NU / N 208 Kunststoffkäfig Fett: B	
		Drehzahl 1050 [U/min] $\kappa \approx 0,9$	Drehzahl 250 [U/min] $\kappa \approx 0,35$	Drehzahl 1050 [U/min] $\kappa \approx 0,4$	Drehzahl 250 [U/min] $\kappa \approx 0,15$
		0'	$L_{h,nmr}$	640 h	1654 h
K 15'	$L_{h,nmr}$	330 h	931 h	222 h	823 h
S 15'	$L_{h,nmr}$	577 h	1573 h	375 h	1376 h

Tabelle 7-2: Modifizierte Referenzlebensdauer $L_{h,nmr}$ nach DIN ISO 281 Bbl. 4

Bei dieser Art der Lebensdauerberechnung von Wälzlagern wird im Gegensatz zur „Katalogmethode“ nach DIN ISO 281, die Schmierung, der Verunreinigungsgrad, die Ermüdungsgrenze, das Betriebsspiel und die innere Lastverteilung des Lagers unter Einfluss

der Schiefstellung berücksichtigt. Tabelle 7-2 zeigt die rechnerische modifizierte Referenzlebensdauer für die unterschiedlichen Versuchsparameterkombinationen.

Die Lagerausfälle mit Ermüdungsschäden traten bis auf eine Ausnahme bei den Betriebsbedingungen mit der geringsten rechnerischen Lebensdauer auf. Die aufgetretenen Ermüdungsschäden haben ihre Ursache folglich daher nicht nur in der verschleißbedingten Profiländerung der Laufbahnen, sondern auch in der schiefstellungsbedingten Spannungsüberhöhung im Kontakt (Abbildung 7-18).

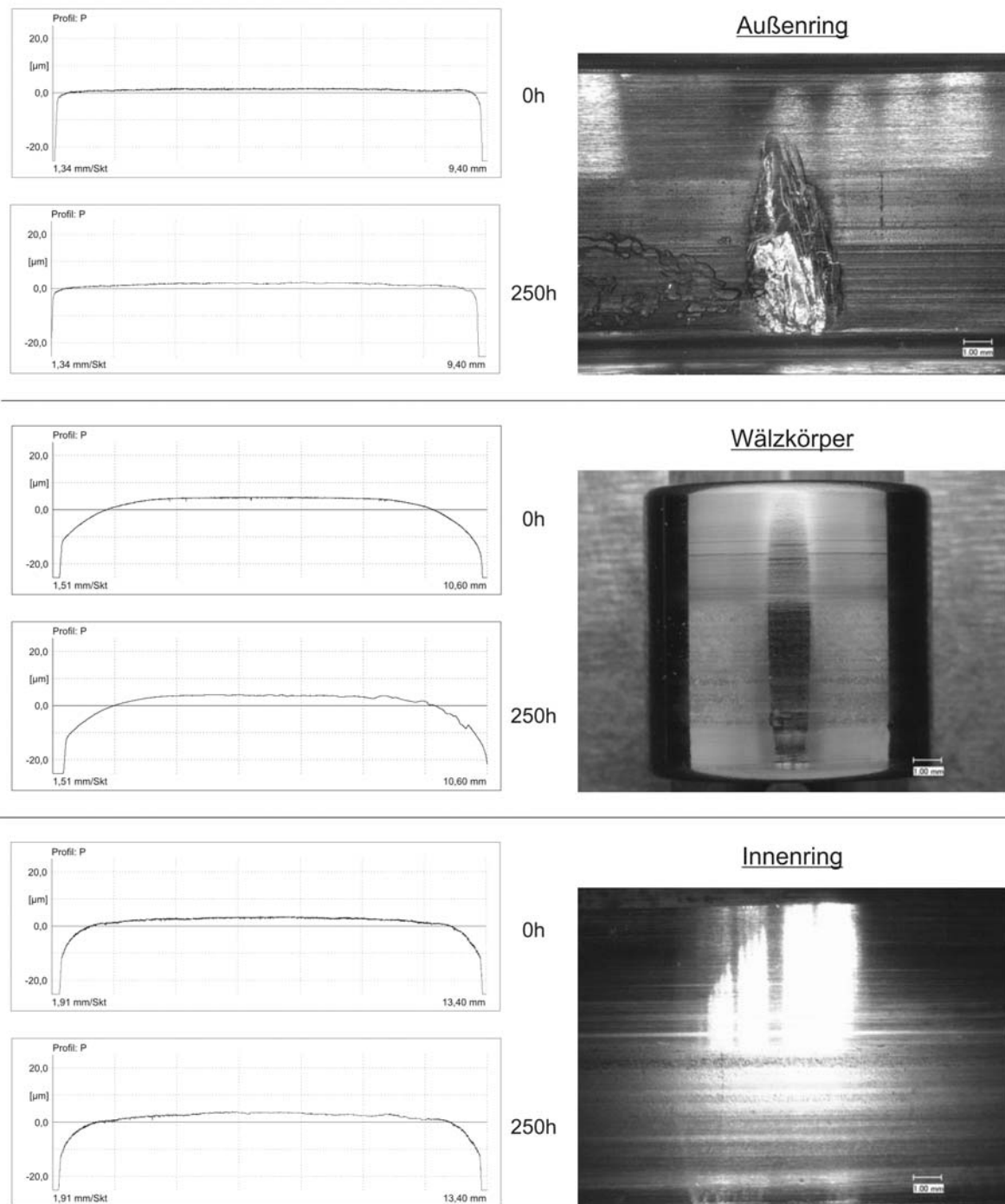


Abbildung 7-18: Oberflächenprofile Lager 079
Ermüdungsschaden am Außenring

7.2 Ergebnisse der experimentellen Grundlagenuntersuchungen

Die experimentellen Grundlagenuntersuchungen hatten zwei Ziele. Zum Einen sollten die grundsätzlichen Einflussparameter bzw. Abhängigkeiten des Axialschubs herausgearbeitet und zum Anderen die bei den Dauerlaufversuchsbedingungen entstehende Höhe des Axialschubs ermittelt werden. Aus diesem Grund wurden die gleichen Belastungs-, Schmierungs- und Drehzahlbedingungen wie bei den Dauerversuchen verwendet. Dadurch sollte das bereits herausgearbeitete Temperatur- und Verschleißverhalten um die Größe des inneren Axialschubes ergänzt werden.

7.2.1 Axialschubverhalten in Abhängigkeit der Lagerbauform

Abbildung 7-19 zeigt den gemessenen Axialschub für ein Zylinderrollenlager der Bauform NU 208E, mit Kunststoffkäfig, bei einem Lastverhältnis von $C/P = 4$. Zur Schmierung wurde das bereits im Dauerlauf eingesetzte Schmierfett A verwendet. Man erkennt deutlich, dass auch ein nominell ohne Schiefstellung betriebenes Zylinderrollenlager über dem betrachteten Drehzahlbereich nicht vollständig axiale kraftfrei ist, sondern sich ein Axialschub ergibt, der zwischen geringen positiven und negativen Werten pendelt. Wird das Zylinderrollenlager der Bauform NU hingegen verkippt, ändert sich das Axialschubverhalten des Lagers.

Der Axialschub ist in einem weiten Drehzahlbereich relativ konstant. Im Bereich kleinerer Drehzahlen steigt er – hier zu sehen - zunächst an. Dies ist, wie weitere Untersuchungen noch zeigen, jedoch kein grundsätzliches Verhalten von verkippten NU-Lagern, sondern begründet sich in Imperfektionen im Lagerinneren (z. B. in Form von Unsymmetrien) bzw. durch verbliebenen minimalen Ausrichtungsfehlern am Versuchsstand.

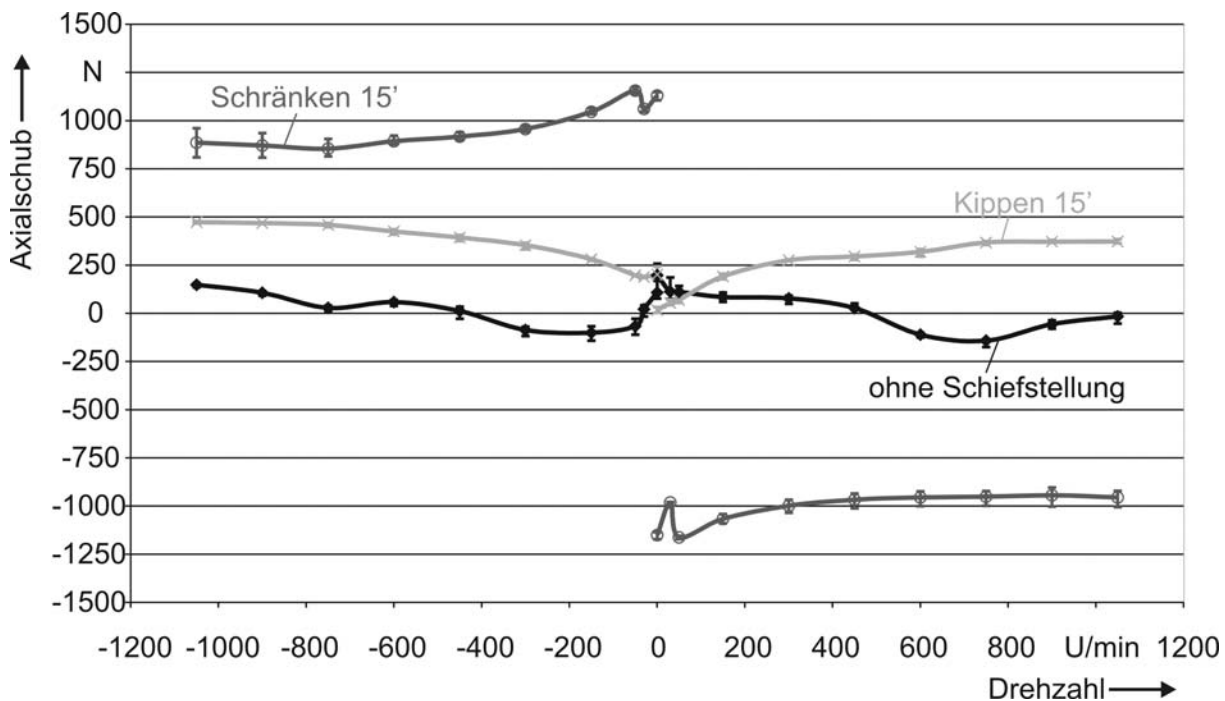


Abbildung 7-19: Axialschubverhalten: NU208E - Lagerluft CN, $C/P = 4$

Wird das Zylinderrollenlager der Bauform NU verkippt, entsteht ein Axial Schub, der von der Drehrichtung unabhängig ist, hingegen sein Vorzeichen mit der Richtung der Verkippfung wechselt (hier nicht dargestellt). Der qualitative Verlauf des Axialschubs ist für negative wie positive Drehzahlen nahezu identisch. Davon unterscheidet sich der Verlauf für ein verschränkt betriebenes Lager deutlich. Zum Einen wechselt bei Drehrichtungsumkehr das Vorzeichen des Axialschubs und zum Anderen liegt das Maximum im Bereich geringer Drehzahlen. Auffällig ist dabei, dass der gemessene Axial Schub beginnend bei der Drehzahl Null zunächst abfällt, um danach auf sein Maximum anzusteigen und bei weiterer Drehzahlsteigerung degressiv auf einen relativ konstanten Wert fällt. Es kann festgehalten werden, dass ein verschränktes Lager einen deutlich größeren Axial Schub entwickelt, als ein nominell um den gleichen Betrag verkipptes Zylinderrollenlager.

Wiederholt man die Versuche bei gleichen Bedingungen mit einem Zylinderrollenlager der Bauform N ergibt sich ein völlig anderes Bild (Abbildung 7-20). Der Axial Schub verhält sich für den Ausgangszustand ohne Schiefstellung, für Kippen und auch für Schränken über den untersuchten Drehzahlbereich qualitativ gleich. Die zuvor bei der Untersuchung der Lagerbauform NU gemachte Beobachtung der Drehrichtungsabhängigkeit beim Schränken existiert bei der Lagerbauform N scheinbar nicht. Der Axial Schub unterscheidet sich für die drei betrachteten Zustände nicht signifikant voneinander. Insgesamt bewegt er sich in einem Wertebereich, der – besonders bei höheren Drehzahlen – dem Niveau eines nicht schief gestellten Zylinderrollenlager der Bauform NU entspricht.

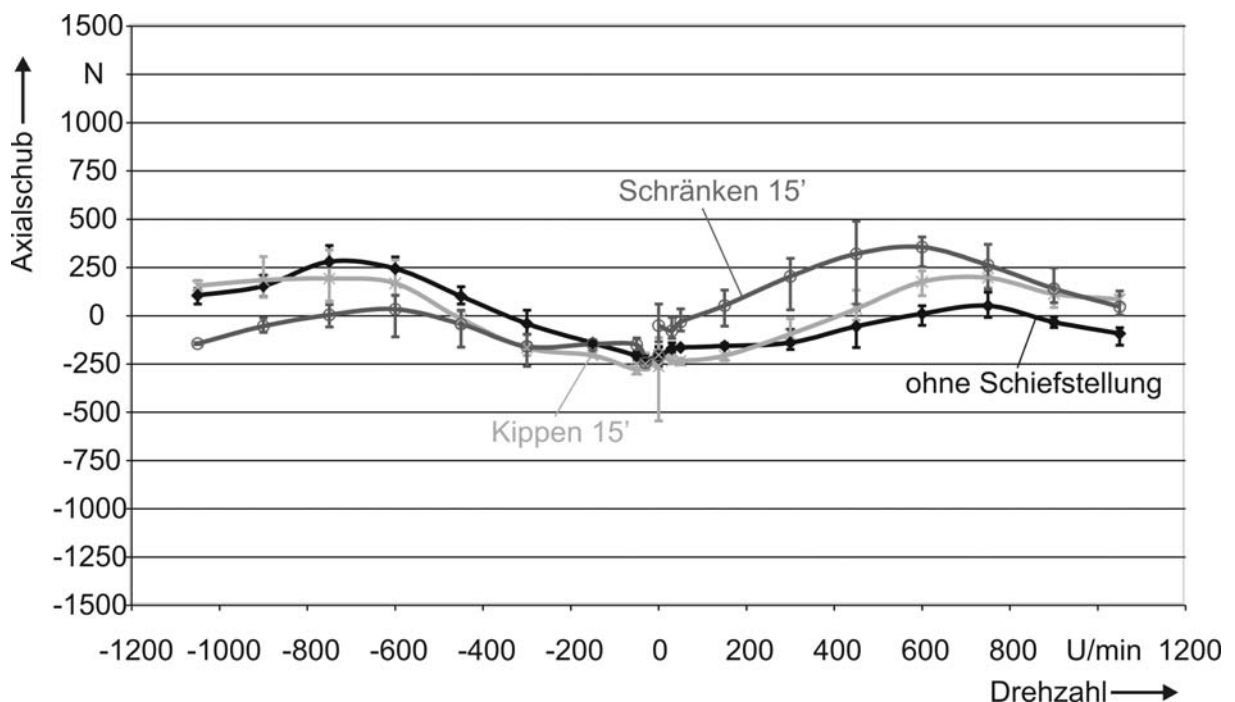


Abbildung 7-20: Axial Schubverhalten: N208E Lagerluft CN, C/P = 4

Der Verlauf ist leicht wellenartig. Aufgrund des symmetrischen Verlaufes zur Drehzahl Null ist keine Drehrichtungsabhängigkeit feststellbar. Das gemessene Axial Schubverhalten der Zylinderrollenlagerbauform N korreliert sehr gut mit dem gemessenen Temperatur- und

Verschleißverhalten aus den Dauerlaufversuchen. Offensichtlich gibt es zwischen beiden Lagerbauformen grundsätzliche Unterschiede im Axialschubverhalten.

7.2.2 Einfluss des Belastungsverhältnisses auf den Axialschub

Neben dem grundsätzlichen Axialschubverhalten von Zylinderrollenlagern wurde auch der Einfluss des Belastungsverhältnisses auf den sich bildenden Axialschub untersucht. Zu diesem Zweck wurden weitere Versuchsläufe bei den Belastungsverhältnissen $C/P = 8$, 15 und 30 durchgeführt. Wie bereits in Abbildung 7-19 gezeigt, ist ein nominell nicht schief gestelltes Zylinderrollenlager nicht vollständig axialkraftfrei. Abbildung 7-21 zeigt, wie sich eine Änderung des Belastungsverhältnisses auf den Axialschub bei einem nicht schief gestellten Zylinderrollenlager der Bauform NU auswirkt. Während bei hoher Beanspruchung ($C/P = 4$) der Axialschub im betrachteten Drehzahlbereich noch leicht schwankt, liegen die gemessenen Werte für die restlichen Belastungsverhältnisse nahezu übereinander.

NU-Lager

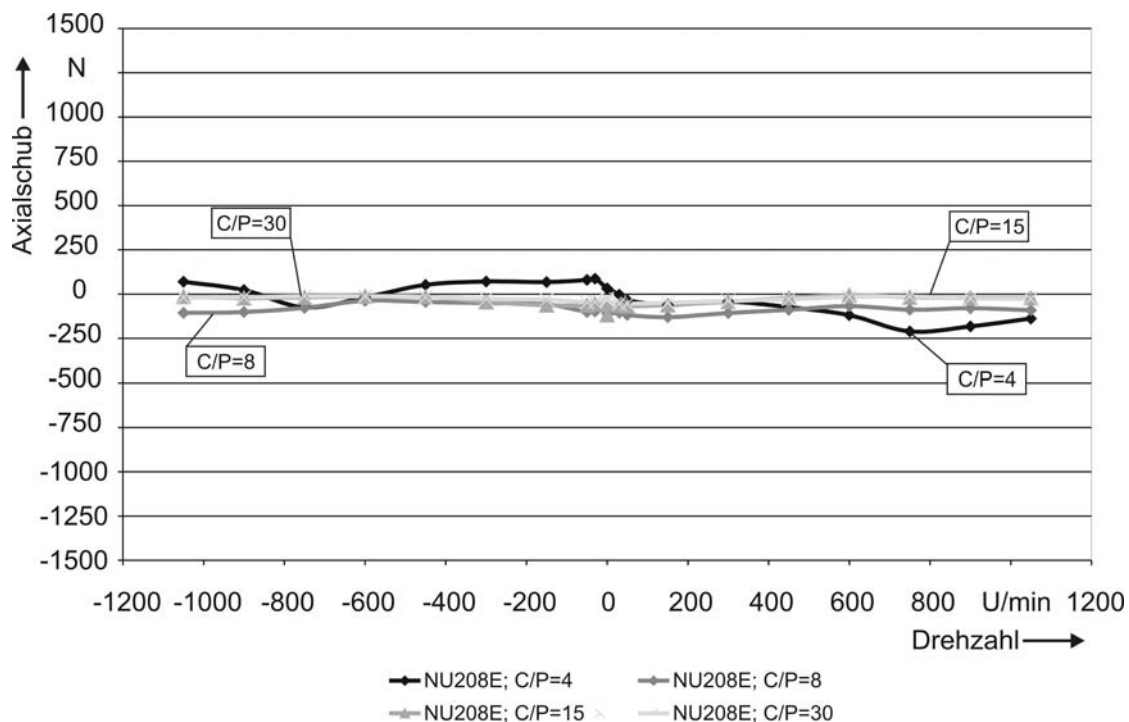


Abbildung 7-21: Axialschub in Abhängigkeit des Belastungsverhältnisses, NU208E ohne Schiefstellung

Für ein verkipptes NU-Lager (Abbildung 7-22) zeigt sich eine leichte Abhängigkeit des Axialschubes von der Höhe der äußeren Belastung. Während bei den beiden kleinsten Belastungsstufen ($C/P = 30$ und $C/P = 15$) praktisch kein signifikanter Axialschub vorliegt, kommt es bei den beiden höheren Laststufen zu einer leichten ($C/P = 8$) bzw. einer deutlicheren ($C/P = 4$) Axialschubentwicklung. Vergleichbar verhält es sich für das verschränkte NU-Lager (Abbildung 7-23). Auch hier entsteht bei beiden höheren C/P -Werten praktisch kein Axialschub. Erst ab einem Belastungsverhältnis von $C/P = 8$ ändert sich dieses

Bild, und es zeigt sich die bereits oben beschriebene Charakteristik des Axialschubs beim Schräglauf.

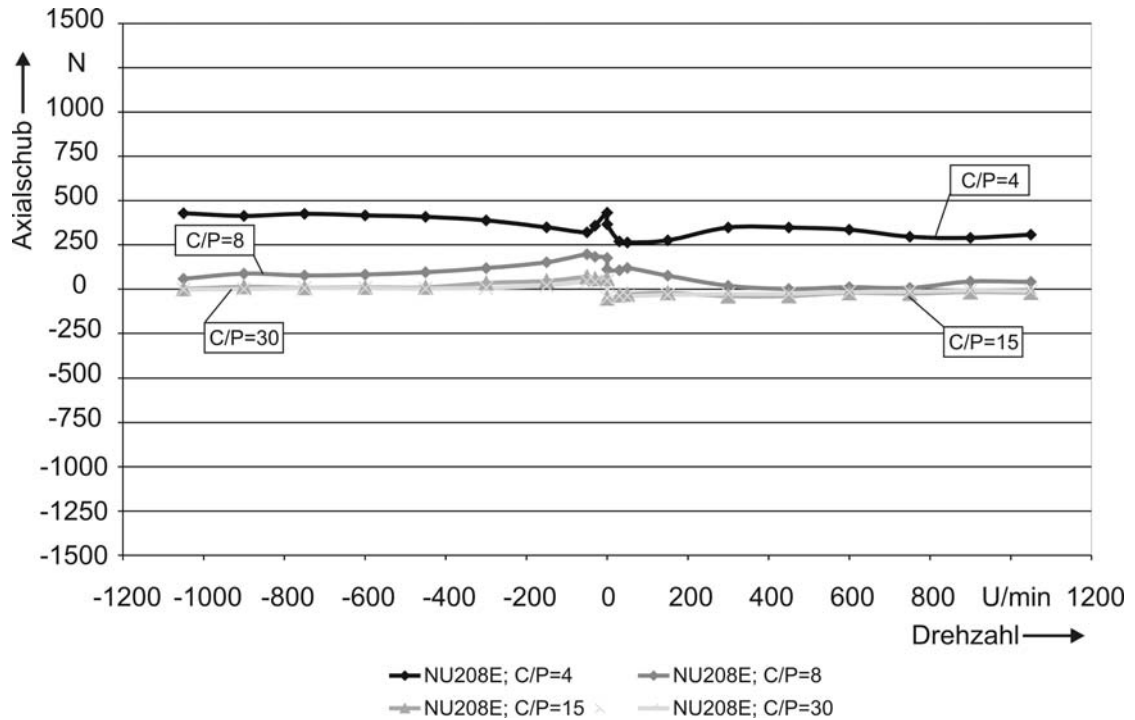


Abbildung 7-22: Axialschub in Abhängigkeit des Belastungsverhältnisses, NU208E Kippen 15°

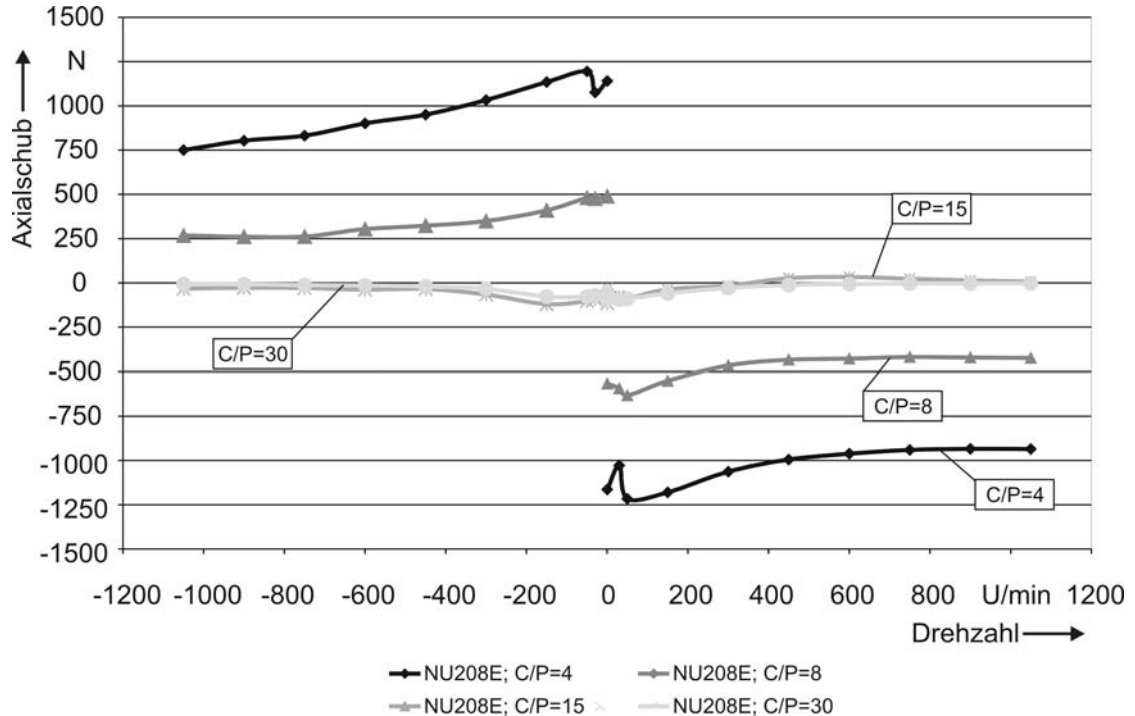


Abbildung 7-23: Axialschub in Abhängigkeit des Belastungsverhältnisses, NU208E Schränken 15°

Was dabei auffällt, ist die Tatsache, dass es zu dem zuvor beschriebenen Abfall des Axialschubs zwischen null und 30 U/min nur bei der höchsten Radialbelastung (C/P = 4)

kommt. Bei allen weiteren untersuchten Radiallaststufen ist dieses Verhalten nicht zu beobachten.

N-Lager

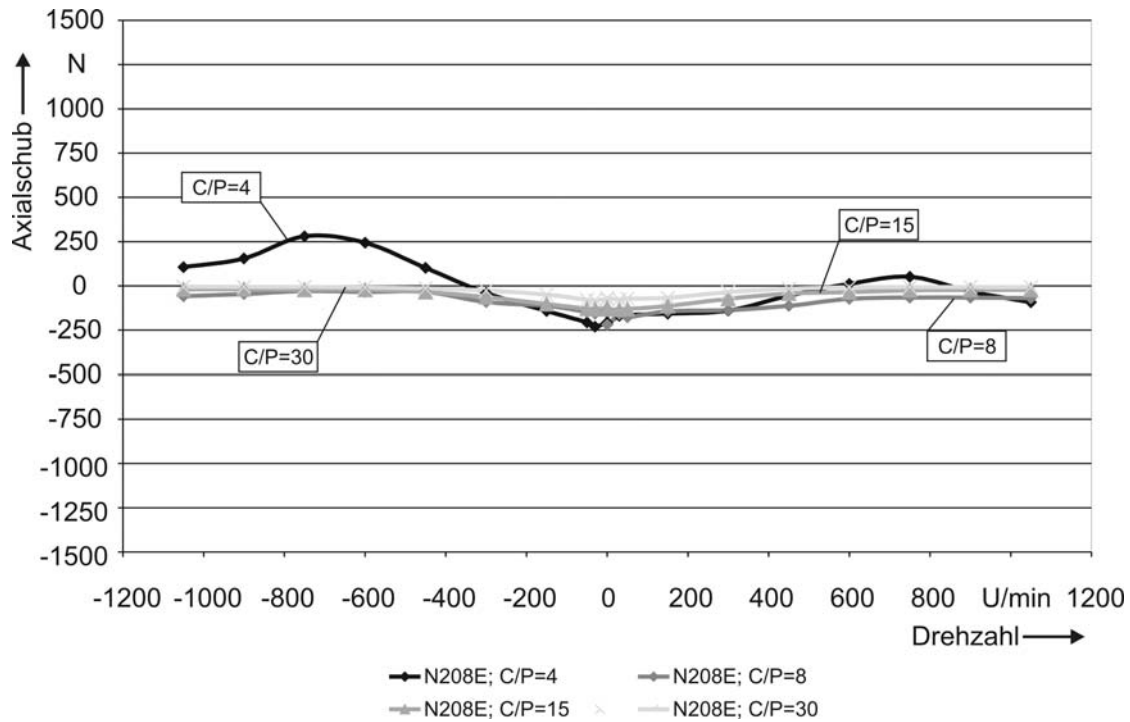


Abbildung 7-24: Axialschub in Abhängigkeit des Belastungsverhältnisses, N208E ohne Schiefstellung

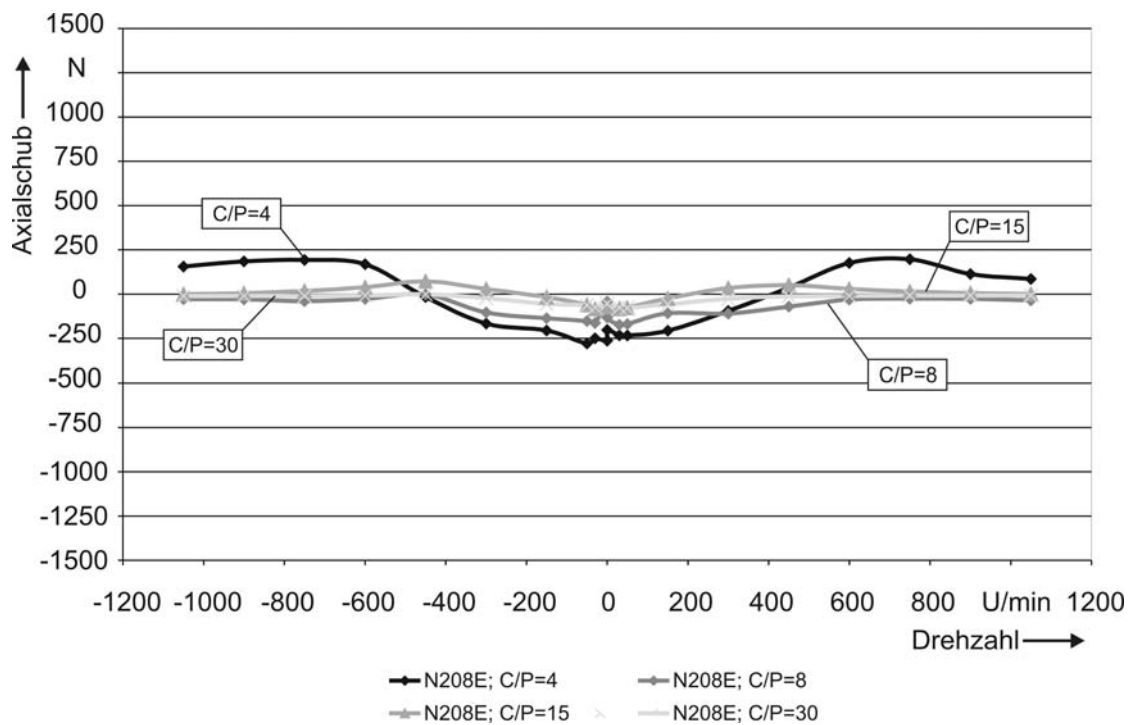


Abbildung 7-25: Axialschub in Abhängigkeit des Belastungsverhältnisses, N208E Kippen 15°

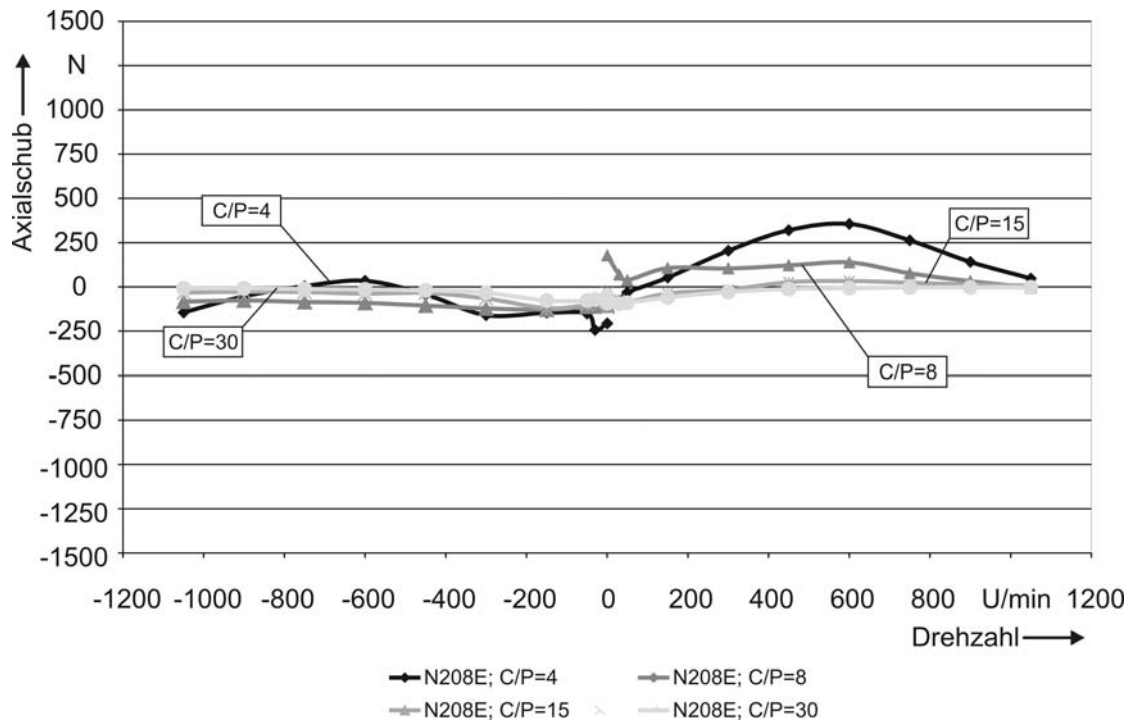


Abbildung 7-26: Axialschub in Abhängigkeit des Belastungsverhältnisses, N208E Schränken 15°

Während für die Lagerbauform NU ein Einfluss der Belastung auf die Ausbildung des Axialschubs deutlich erkennbar ist, kann dies für die Zylinderrollenlagerbauform N nicht postuliert werden (siehe Abbildung 7-24 - Abbildung 7-26).

Für die Belastungsverhältnisse C/P 8, 15 und 30 liegen die gemessenen Axialschubwerte nahezu übereinander. Es macht keinen Unterschied, ob das Lager verkippt, verschränkt oder nicht schief gestellt betrieben wird, da es zu keiner signifikanten Axialschubentwicklung kommt. Einzig bei der höchsten Radialbelastung ($C/P = 4$) tritt eine leichte Axialschubentwicklung auf, die jedoch über den betrachteten Drehzahlbereich weder konstant ist, noch eine Gesetzmäßigkeit erkennen lässt.

7.2.3 Axialschub in Abhängigkeit der Einbauposition

Die bisherigen Untersuchungen haben gezeigt, dass ein Zylinderrollenlager ohne Schiefstellung in axialer Richtung nicht vollständig kraftfrei ist. Dies kann, wie die folgenden Ergebnisse zeigen, durch Form- und Lagefehler (Imperfektionen) der Lagerinnengeometrie sowie des Käfigs begründet werden.

Zu diesem Zweck wurde bei den Versuchsläufen die Position von Innen- und Außenring (inkl. Wälzkörpersatz) 180° um die Hochachse wechselseitig zueinander verdreht.

Abbildung 7-27 zeigt den Einfluss der Einbaulage auf den sich bildenden Axialschub für ein Zylinderrollenlager ohne Schiefstellung. Man erkennt deutlich, dass es allein durch diese Änderung praktisch zu einer Spiegelung der Axialschubwerte um den Drehzahlpunkt null kommt. Bildet man den Mittelwert aus diesen beiden Kurven, gleichen sich die Schwankungen aus den Formabweichungen bei den Versuchsläufen mit einem

Belastungsverhältnis von $C/P = 8$ größtenteils aus. Bei Verdoppelung des Belastungsverhältnisses auf $C/P = 4$ kommt es zwar ebenfalls zur „Spiegelung“ der Axialschubwerte, jedoch nicht um die Nulllinie. Es verbleibt eine Art Offset, der entweder auf Vorzugsrichtungen, Elastizitäten oder verbliebene Ausrichtungsfehler am Prüfstand zurückgeführt werden kann (Abbildung 7-28).

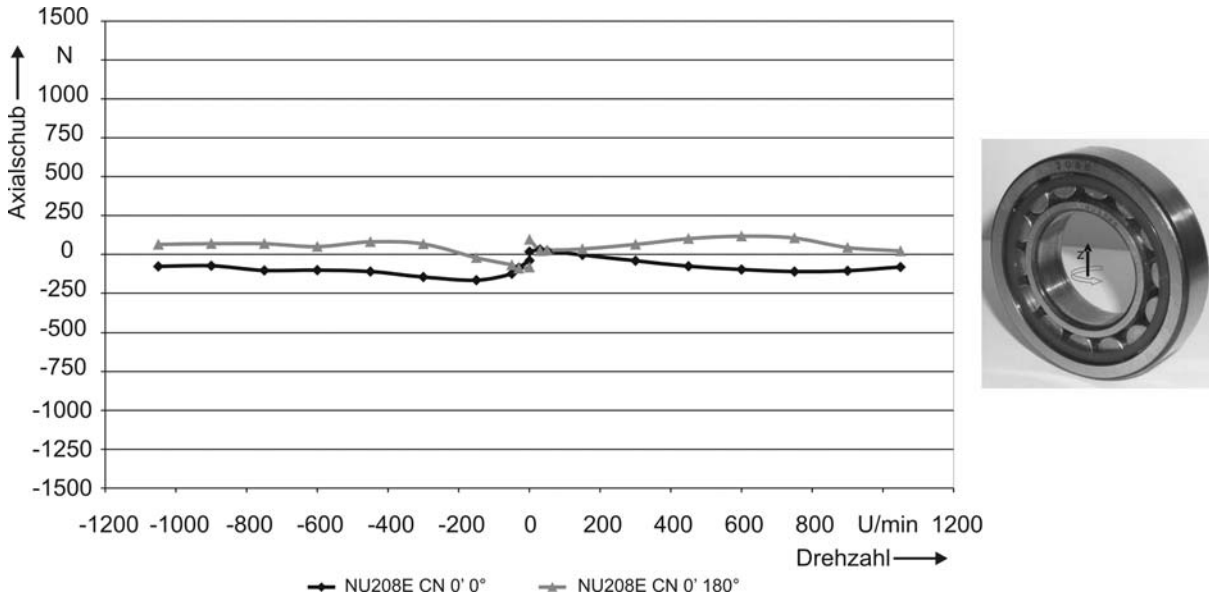


Abbildung 7-27: Axialschub in Abhängigkeit der Einbaulage (ohne Schiefstellung) $C/P = 8$

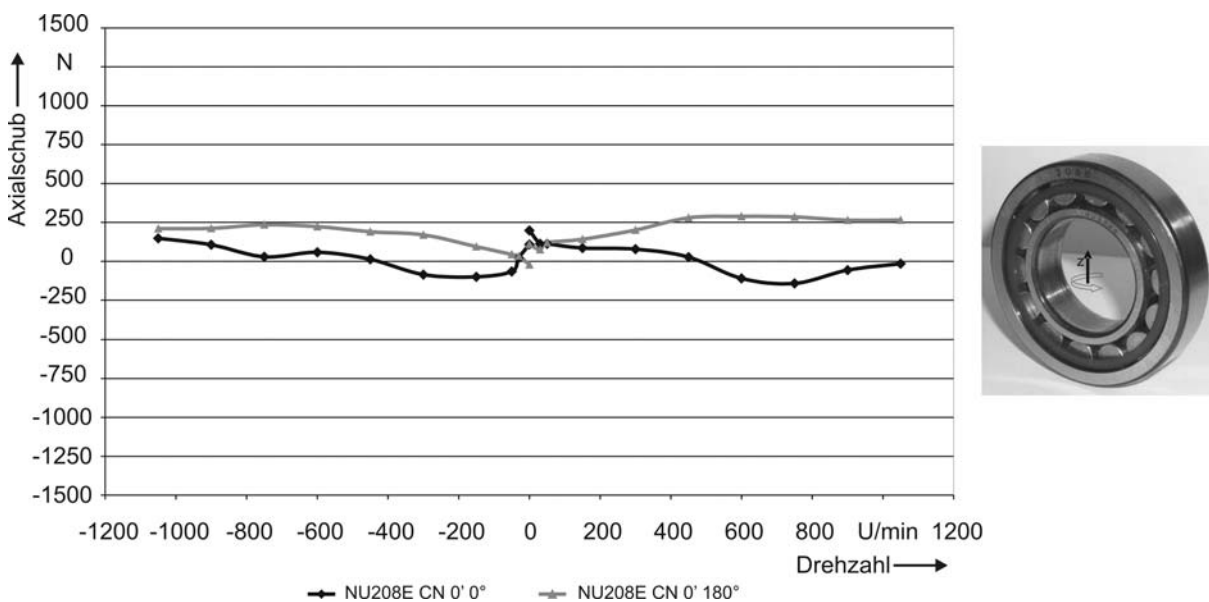


Abbildung 7-28: Axialschub in Abhängigkeit der Einbaulage (ohne Schiefstellung) $C/P = 4$

Auch unter Verkippung bzw. Verschränkung der Lagerringe kommt es zu Unterschieden im Axialschubverlauf allein durch die Änderung der Lage des Innen- und Außenringes zueinander um die Hochachse (Abbildung 7-29 - Abbildung 7-31).

Dabei zeigt sich, dass die zuvor beobachtete abfallende Charakteristik des Axialschubes bei geringen Drehzahlen unter Verkippung nicht „verkippungstypisch“ ist, sondern auf Unsymmetrien und Toleranzen in der Lagerinnengeometrie zurückgeführt werden kann. Diese

Formabweichungen beeinflussen den Axial Schubverlauf bei geringen Wälzgeschwindigkeiten offensichtlich recht deutlich.

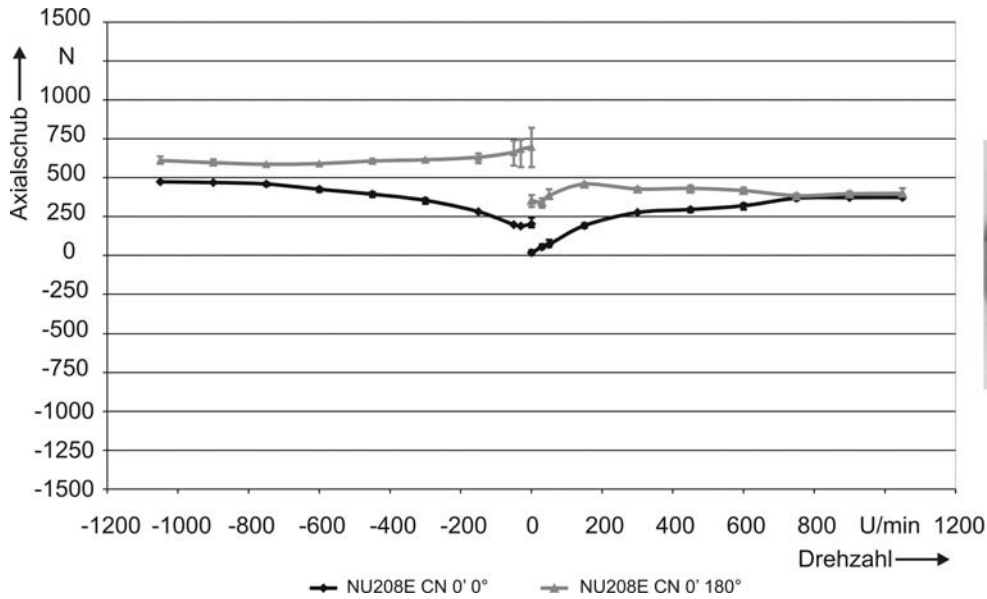


Abbildung 7-29: Axial Schub in Abhängigkeit der Einbaulage (Kippen 15'), C/P = 4

Zusätzlich verstärkt wird dieser Effekt durch größere radiale Lagerluft wie Abbildung 7-30 zeigt. Es kommt beim verkippten Lager im Bereich geringer bis mittlere Drehzahlen allein durch Drehung der Lagerringe um die Hochachse zueinander zu einem deutlich voneinander abweichenden Axial Schubverlauf. Mit steigender Drehzahl nimmt dieser Unterschied ab, da vermutlich durch die Zentrifugalkräfte die Wälzkörper nach Außen gedrückt und infolgedessen die Führung der Wälzkörper einander angeglichen wird.

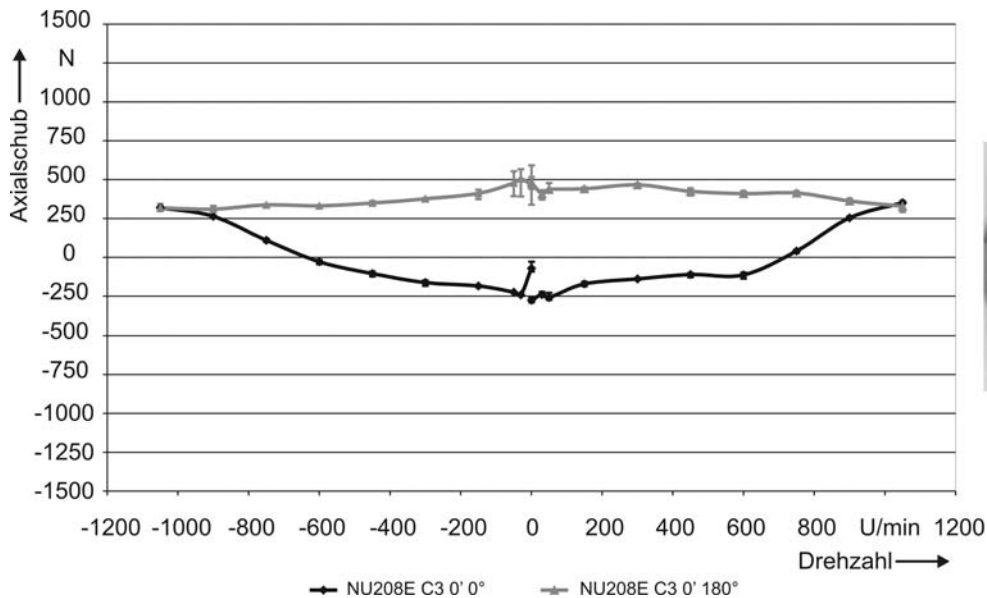


Abbildung 7-30: Axial Schub in Abhängigkeit der Einbaulage (Kippen 15'), C/P = 4 (Lagerluft C3)

Bei verschränkt betriebenen Zylinderrollenlagern führt dieses Verdrehen des Wälzkörpersatzes und der Lauffringe zueinander sowie die Vergrößerung der radialen Lagerluft nicht zu derart deutlichen Unterschieden in der Axial Schubentwicklung (Abbildung 7-31).

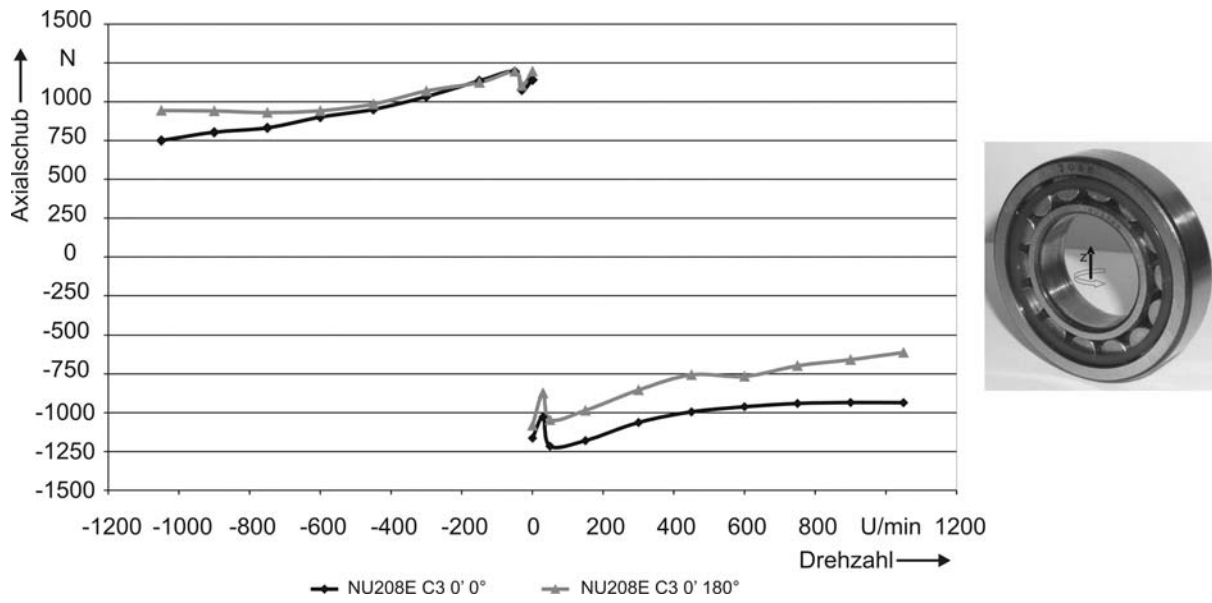


Abbildung 7-31: Axial Schub in Abhängigkeit der Einbaulage (Schrägen 15')

$C/P = 4$ (Lagerluft C3)

7.3 Ergebnisse der Modelluntersuchungen am Zweiseibenprüfstand

Die Untersuchungen am Zweiseibenprüfstand dienten dazu, geeignete Eingangsdaten für die Reibungsberechnung im Mehrkörpersimulationsmodell zu ermitteln. Da wesentliche Schmierstoffdaten bei den im EHD Kontakt vorliegenden Drücken nicht sicher bekannt sind, erfolgt die Reibungsberechnung im MKS-Modell auf Basis von Kraftschluss-Schlupfcurven. Deren Parameter können im MKS-Modell frei gewählt werden.

Es ist daher nötig, den Kraft-Schlupfcurvenverlauf des jeweils betrachteten Betriebszustandes zu kennen. Aus diesem Grund wurden die Versuchsbedingungen bei den Modelluntersuchungen am Zweiseibenprüfstand hinsichtlich Schmierzustand und Lagerbeanspruchung entsprechend den Versuchsbedingungen aus den Dauerlauf- und Einzellagerversuchen gewählt. Statt der in den Lagerversuchen eingesetzten Schmierfette A und B wurden deren additivierte Grundöle verwendet. Eine weitere kleine Einschränkung ergab sich infolge des begrenzten Druckbereiches des Hydraulikaggregates, welches für die Lastaufbringung sorgt. Das maximale Pressungsverhältnis, welches eingestellt werden konnte, lag knapp oberhalb des im Dauerlauf und bei den Einzellagerversuchen gewählten Belastungsverhältnisses von $C/P = 4$.

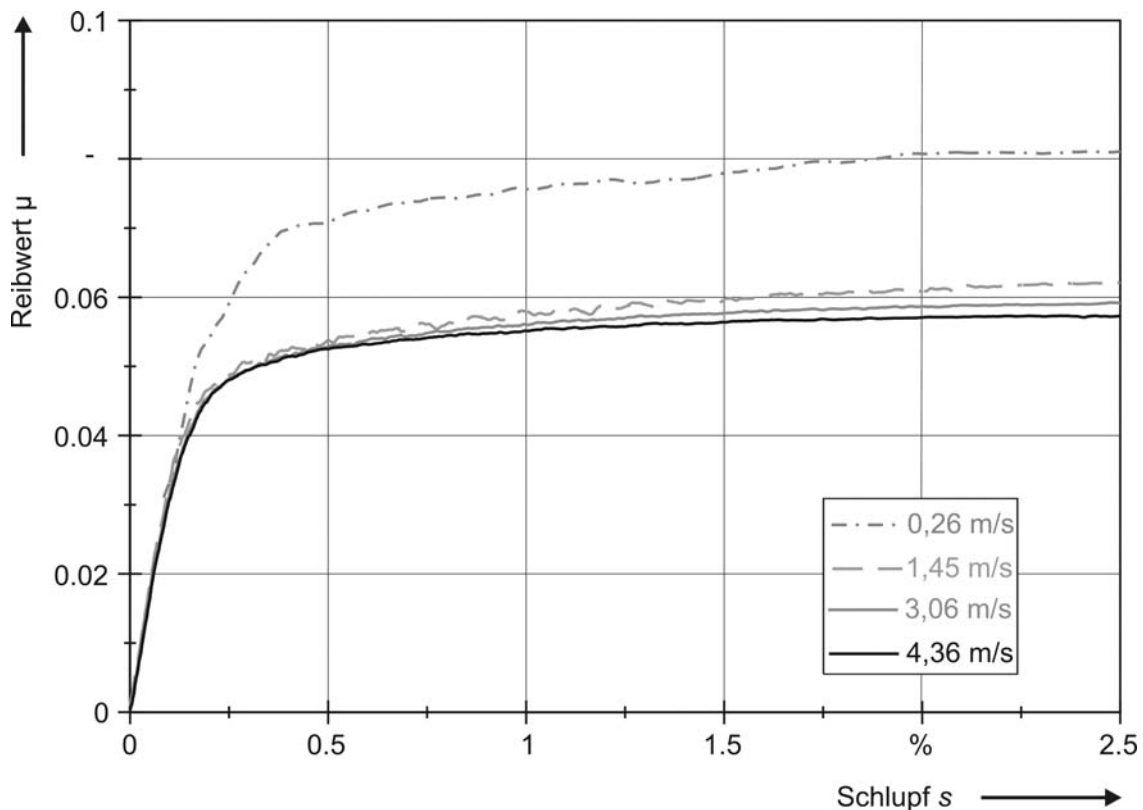


Abbildung 7-32: Kraftschlusschlupfverhalten von Schmierfett A; $C/P \sim 4$

Trotz dieser Einschränkung kann die benötigte Kraftschluss-Schlupfcurvencharakteristik aus den Ergebnissen verwendet werden.

Die Schlupfcurven wurden jeweils bei vier unterschiedlichen Wälzgeschwindigkeiten ermittelt. Abbildung 7-32 zeigt das Kraftschluss-Schlupfverhalten für das additivierte Grundöl des Schmierfettes A bei einem Belastungsverhältnis von $C/P \sim 4$. Man erkennt hier,

wie auch bei den Ergebnissen mit dem Grundöl des Schmierfettes B (Abbildung 7-33), eine starke Drehzahlabhängigkeit des Kraftschlusschlupfverlaufes im Bereich geringer Umfangsgeschwindigkeiten. Während die Kraftschlusschlupfverläufe für Umfangsgeschwindigkeiten zwischen 1,45 m/s und 4,36 m/s recht dicht beieinander liegen, weicht er für die kleinste gemessene Umfangsgeschwindigkeit (0,26 m/s) deutlich nach oben ab. Neben diesem Einfluss der Umfangs- oder auch Wälzgeschwindigkeit erkennt man darüber hinaus, dass die Anfangssteigungen der Schlupfkurven bei allen Umfangsgeschwindigkeiten identisch sind. Daraus kann gefolgert werden, dass das Kraftschlusschlupfverhalten im Bereich geringer Schlupfwerte (bis circa 0,1 % Schlupf) unabhängig von der Wälzgeschwindigkeit ist.

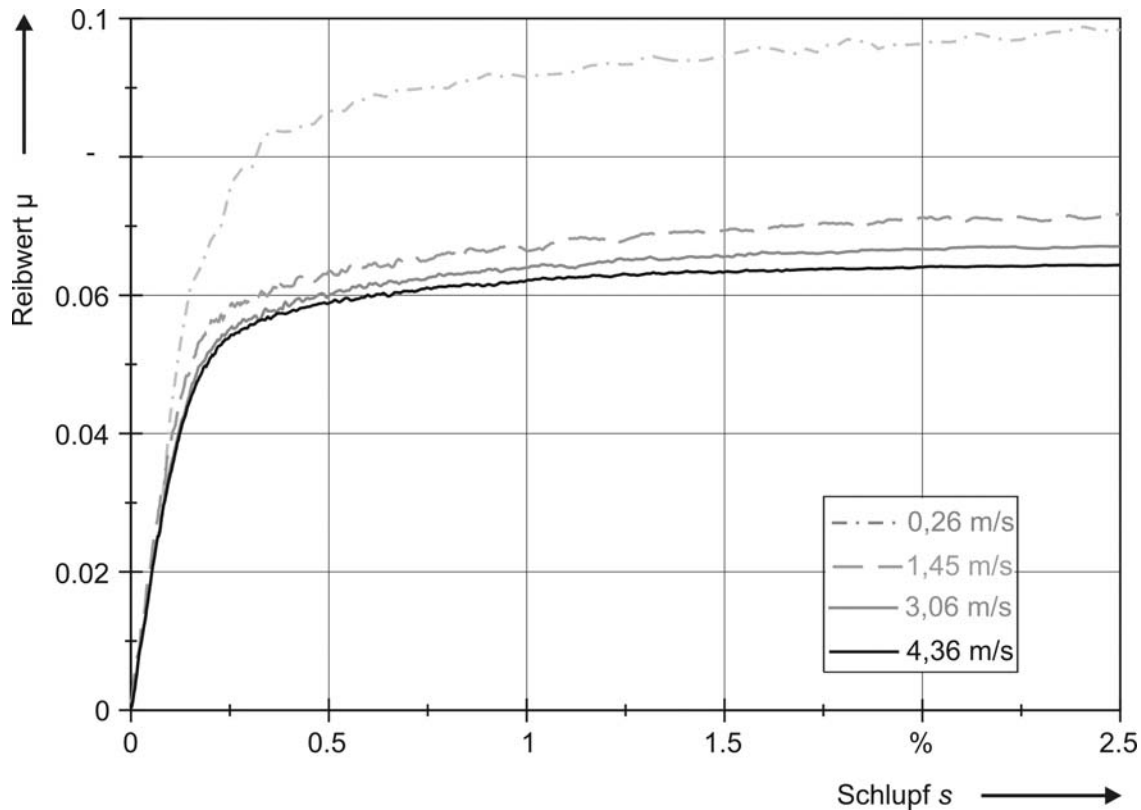


Abbildung 7-33: Kraftschlusschlupfverhalten von Schmierfett B; C/P ~ 4

Neben den beiden additivierten Grundölen der Schmierfette A und B wurden auch die Pressungsverhältnisse im Rahmen der Untersuchungen variiert und neben dem Belastungsverhältnis $C/P \sim 4$ Versuche mit einer Anpresskraft entsprechend einer Kontaktbeanspruchung von $C/P = 8$ durchgeführt. Vergleicht man die Kraftschlusschlupfverläufe für beide Belastungsverhältnisse $C/P \sim 4$ und $C/P = 8$ miteinander (Abbildung 7-32 und Abbildung 7-34 sowie Abbildung 7-33 und Abbildung 7-35) so ergeben sich in den qualitativen Verläufen der Kurven praktisch kaum Unterschiede. Lediglich die Maximalwerte für den Reibwert μ liegen bei der kleineren Laststufe um etwa 0,01 niedriger und die Anfangssteigung ist geringfügig flacher (Abbildung 7-36). Für Schmierfett B liegen die Maxima der Reibwerte durchweg oberhalb derer von Schmierfett A, was auf die schlechteren Schmierungsbedingungen infolge der geringeren Viskosität zurückzuführen ist.

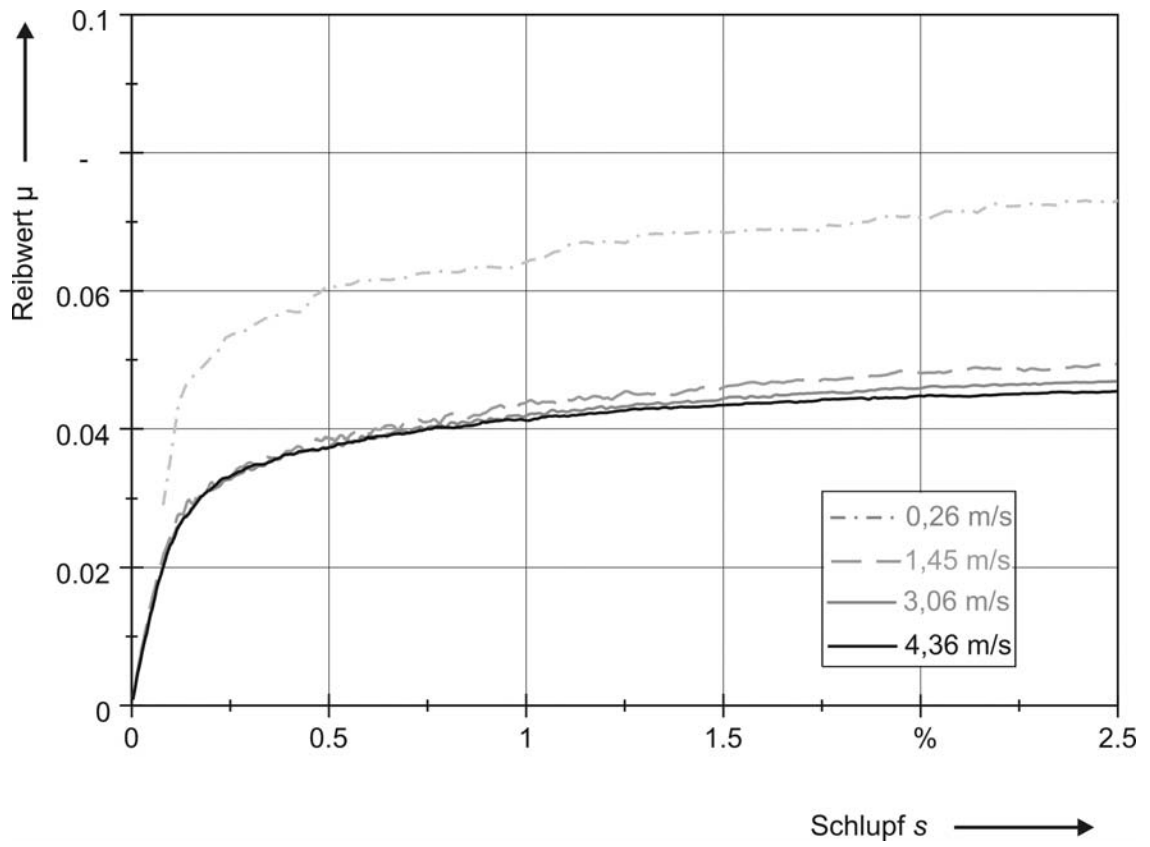


Abbildung 7-34: Kraftschlusschlupfverhalten von Schmierfett A; C/P = 8

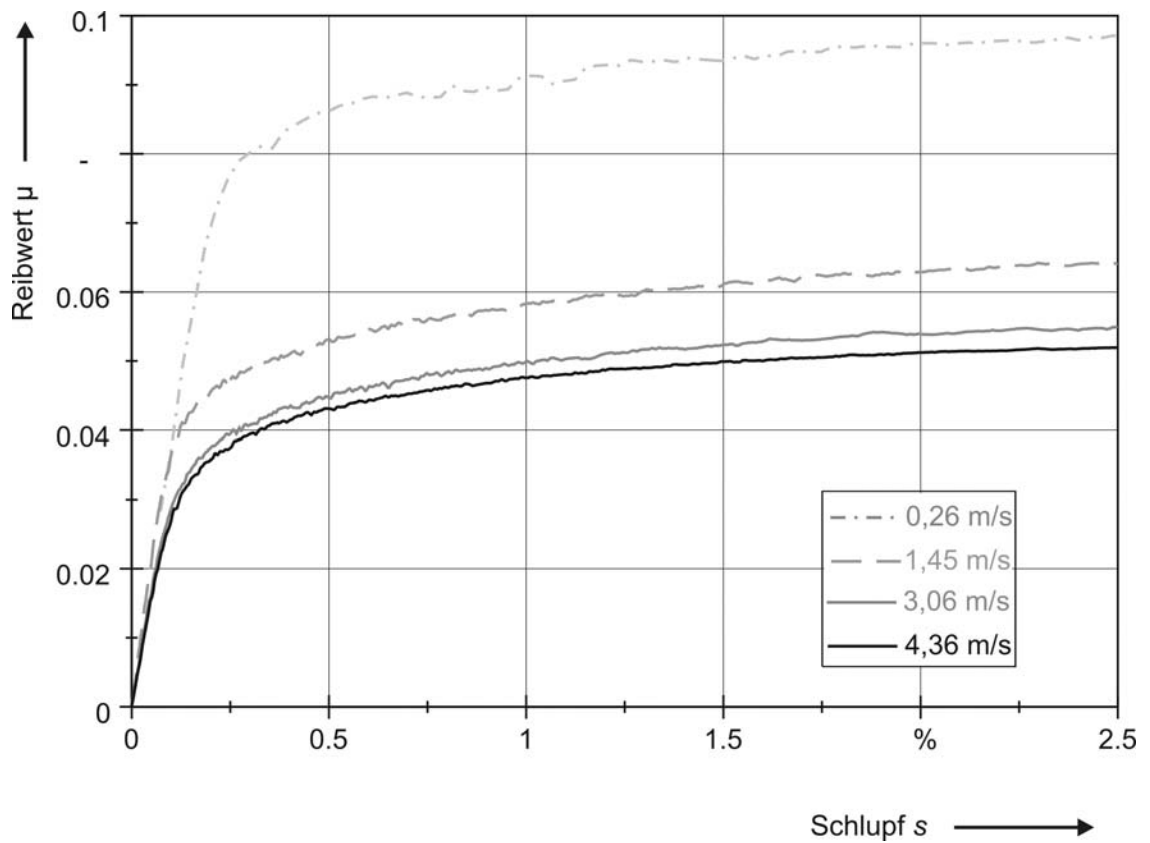


Abbildung 7-35: Kraftschlusschlupfverhalten von Schmierfett B; C/P = 8

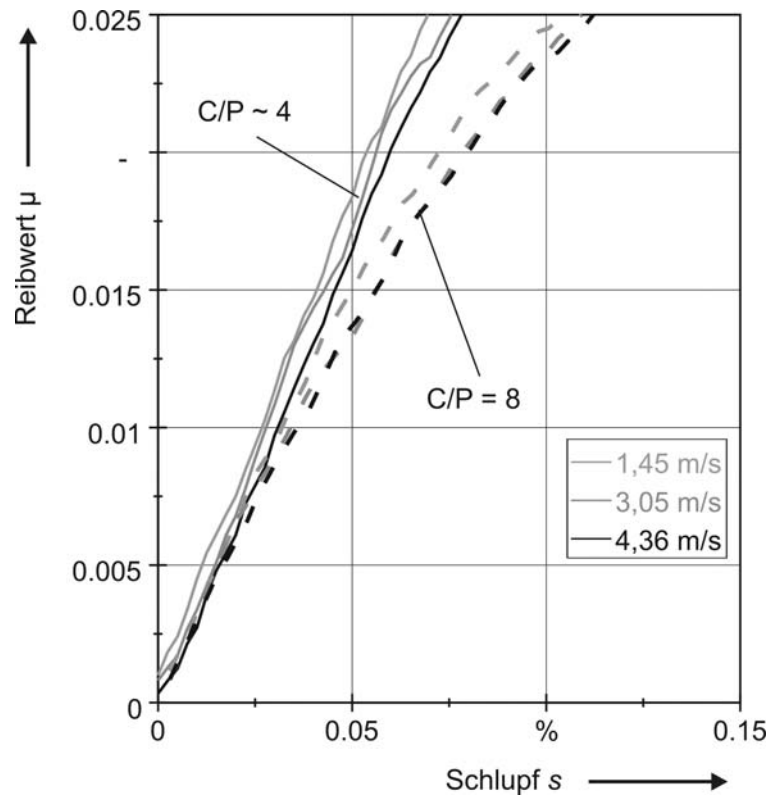


Abbildung 7-36: Einfluss des Belastungsverhältnisses auf die Anfangssteigung der – Kraftschlusschlupfcurve; Schmierfett A

7.3.1 Reibungsmodell auf Basis der Deformationstheorie

Aus den experimentellen Ergebnissen der Grundlagenuntersuchungen am 2-Scheibenversuchsstand wurde ein Ansatz abgeleitet, mit dem es möglich ist, für einen weiten Drehzahlbereich bzw. Bereich der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit die jeweilige, zugehörige Kraftschlusschlupffunktion für die MKS-Simulation zu Verfügung zu stellen.

Ausgangspunkt hierfür bildet im Wesentlichen die Theorie von *Carter* [10] und *Fromm* [22] zur Beschreibung des Kraftschlusschlupfverhaltens in Wälzkontakten mit Linienberührung, die später von *Johnson* [31] und *Kalker* [38] weiterentwickelt wurde.

Nach diesem auch Deformationstheorie genannten Ansatz kann das gesamte Kraftschlusschlupfverhalten durch den Ursprungsgradienten und die Gleitreibungszahl μ definiert werden.

In Anlehnung an die Arbeit von *Poll* [49] lassen sich die theoretischen und gemessenen Verläufe in gleicher Weise normieren. Man erhält eine allgemeingültige von den Systemeigenschaften unabhängige Beziehung für das Kraftschlussverhalten. Außerdem kann dadurch kontrolliert werden, ob sich die Messergebnisse durch den theoretischen Ansatz von *Carter* und *Fromm* beschreiben lassen und diesem genügen. Die Normierung erfolgte für jeden Schlupfcurvenverlauf dabei auf den jeweiligen Wert $\mu^*=f(s^*)$. Dieser Punkt stellt im theoretischen Funktionsverlauf den Übergang vom elastischen zum starren Schlupf dar und wird unter Zuhilfenahme der halben Steigung des Ursprungsgradienten aus den

Versuchsläufen ermittelt. Links von diesem Punkt liegt elastischer Formänderungsschlupf vor, rechts davon reines Starrkörpergleiten. Der Ursprungsgradient ist nach der Deformationstheorie allein von der Belastung im Wälzkontakt und den elastischen Werkstoffeigenschaften des Materials abhängig.

$$\left(\frac{d\mu}{ds}\right)_{s=0} = \frac{E}{2 \cdot p_0 (1 - \nu_0^2)} \quad (7-2)$$

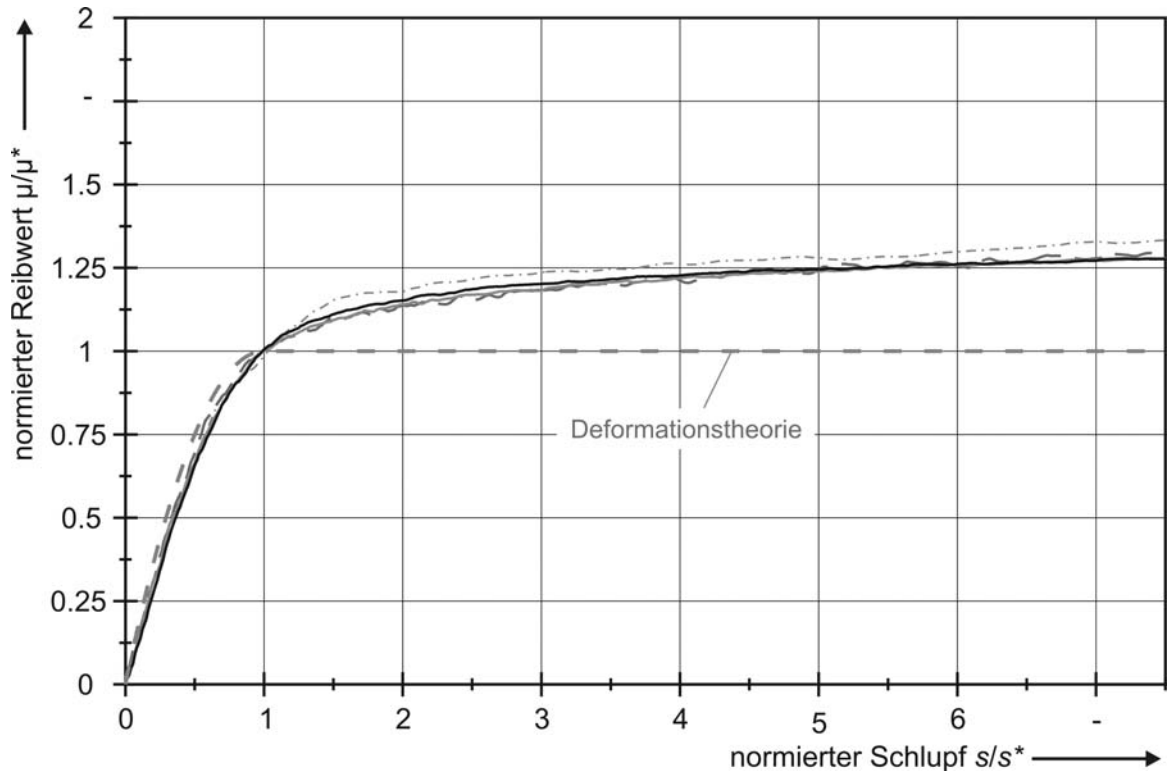


Abbildung 7-37: Normierter Reibwert - Schlupfverlauf im Vergleich zur Deformationstheorie

Durch die Normierung wird der Einfluss der Wälzgeschwindigkeit im Kurvenverlauf eliminiert (Abbildung 7-37). Die bei unterschiedlichen Wälzgeschwindigkeiten gemessenen Kraftschlusskurven fallen ineinander. Der Anfangsbereich der Kraftschlussausnutzungsfunktion kann, wie Abbildung 7-37 zeigt, gut mit dem aus der Deformationstheorie abgeleiteten Ansatz:

$$\frac{\mu}{\mu^*} = 1 - \left(1 - \frac{s}{s^*}\right)^2 \quad (7-3)$$

beschrieben werden. Dieser gilt in der hier vorliegenden einfachen Form streng genommen nur für rechteckige Kontaktflächen. Unter technischen Gesichtspunkten sind die Unterschiede jedoch unbedeutend. Oberhalb des normierten Schlupfs von eins ist der normierte Reibwert nach der Theorie konstant, während der gemessene Verlauf auch noch höhere Werte erreichen kann. Dies kann darauf zurückgeführt werden, dass die Theorie ursprünglich für trockene Kontakte mit Coulomb'schem Reibungsverhalten entwickelt wurde. Sie ist somit ohne Weiteres auch auf Schmierstoffe unter hohem Druck mit rein elastisch-plastischen Verhalten nach *Tevaarwerk* [62] übertragbar. In der Realität ist hier aber ein strukturviskoses Verhalten

zu vermuten. Für die Berechnung wird dieser weitere Anstieg zunächst vernachlässigt. Bei den betrachteten kleinen Schiefstellungen sind die sich einstellenden Schlupfwerte gering. Als Obergrenze des Schlupfes kann angesetzt werden:

$$s' = \sin(\beta) \cdot 100\% \quad (7-4)$$

Bei Schiefstellung (Schränken) von 15 Winkelminuten ergeben sich maximale Querschlupfwerte im Bereich von $s = 0,45\%$ Schlupf. Dieser Wert liegt knapp oberhalb des aus den Messungen ermittelten Überganges vom elastischen zum starren Schlupf s^* . Außerdem ist der Schlupf im Kontakt zwischen den Wälzkörpern und den Laufflächen in der Lastzone nicht konstant. Wie sich später noch zeigen wird, variiert die Schiefstellung zwischen den Kontaktpartnern- vor allem unter Verkippung- beim Durchlaufen der Lastzone stark, so dass der Fehler, der sich aus der Begrenzung des Reibwertes auf μ^* ergibt, in vielen Fällen gering ist.

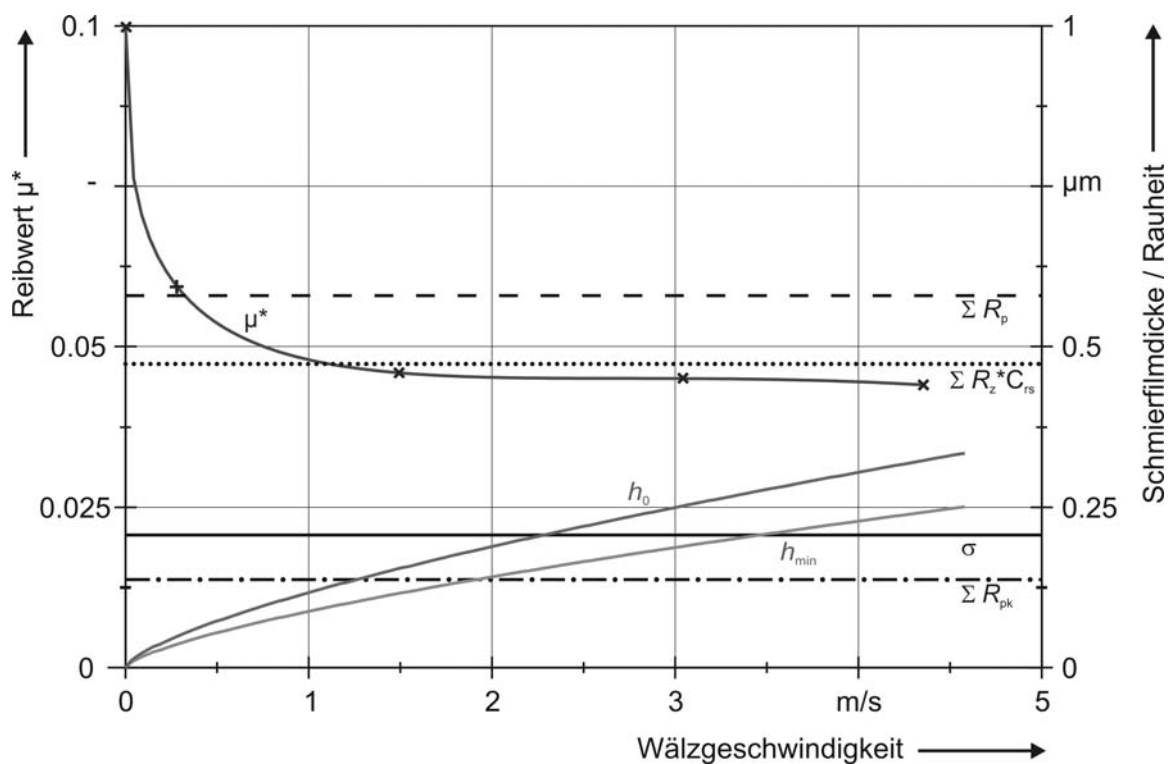


Abbildung 7-38: Einfluss der Wälzgeschwindigkeit auf den Reibwert μ^*

Schmierfett A, C/P ~4

Die aus den gemessenen Kraftschlusschlupfkurven bei unterschiedlichen Wälzgeschwindigkeiten ermittelten Reibwerte μ^* können über der Wälzgeschwindigkeit aufgetragen werden (Abbildung 7-38). Für die Wälzgeschwindigkeit Null wird aufgrund einer Extrapolation ein Grenzreibwert $\mu_G = 0,1$ angenommen. Mithilfe dieser fünf Stützpunkte kann der Verlauf des Reibwertes μ^* in Abhängigkeit der Wälzgeschwindigkeit approximiert werden.

Vergleich man diesen Reibwertverlauf μ^* mit den rechnerischen Schmierfilmdicken h_0 und h_{\min} , die mit zunehmender Wälzgeschwindigkeit ansteigen, so erkennt man, dass bereits ab einer rechnerischen Schmierfilmdicke im Bereich der reduzierten Spitzenhöhen beider

Kontaktpartner ($\sum R_{pk}$) der Reibwert μ^* nahezu konstant ist. Obwohl die Kontaktpartner noch nicht durch einen Schmierfilm vollständig getrennt sind, ist der Reibwert bereits auf ein Minimum abgefallen. Dieses „Modellverhalten“ wird durch eine Reihe weiterer Untersuchungen, die von anderen Autoren in der Vergangenheit durchgeführt wurden, bestätigt. So stellte *Jacobson* [30] fest, dass in Wälzlagern mit sehr glatten Laufflächen bereits ein Schmierfilm, der eine Dicke von weniger als 10 % der Oberflächenrauheiten aufweist, zu einer dauerhaften Trennung der Oberflächen führt. Auch Untersuchungen am IMKT mit Fettschmierung im Rahmen des FVA-Vorhabens 300 Ib [42] lassen den Schluss zu, dass sich schon bei extrem geringen Wälzgeschwindigkeiten eine Grenzschicht bildet, die den Reibwert stark herabsetzt. In diesem Sinne ist der Reibwertverlauf μ^* im Modell als überaus plausibel anzusehen.

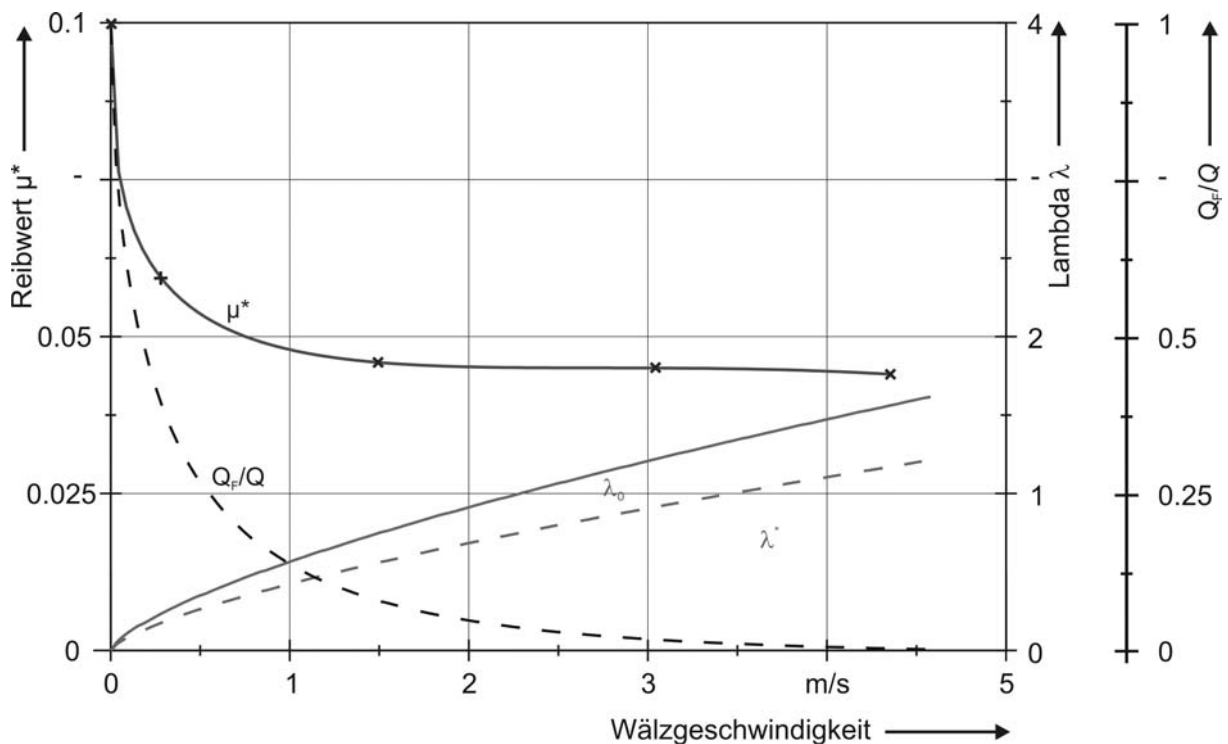


Abbildung 7-39: Reibwertverlauf μ^* im Vergleich zu λ_0/λ^* und dem Festkörpertraganteil nach *Zhou* und *Höprich*

Vergleicht man den Reibwertverlauf μ^* mit dem zugehörigen Verlauf der spezifischen Schmierfilmdicken λ_0 und λ^* sowie der von *Zhou* und *Höprich* beschriebenen Abhängigkeit des Festkörpertraganteils von λ_0 , so ergibt sich für den Modellansatz, dass bereits bei $\lambda_0 < 1$ der Reibwertabfall abgeschlossen ist. Dieser Übergang entspricht sehr gut dem von *Schipper* [54] in seiner Arbeit postulierten Übergang von der Grenz- zur Mischreibung im λ -Wertebereich zwischen $\lambda_0 = 0,5 - 0,8$. Der Festkörpertraganteil beträgt nach *Zhou* und *Höprich* in diesem Bereich circa 15 %.

Der aus den Zweiseibenversuchen abgeleitete Modellansatz für die Reibungsbeschreibung korreliert sehr gut mit einer Reihe von Ergebnissen, die von verschiedenen Autoren

veröffentlicht worden sind. Er scheint daher für die Axialschubberechnung im MKS-Modell geeignet zu sein.

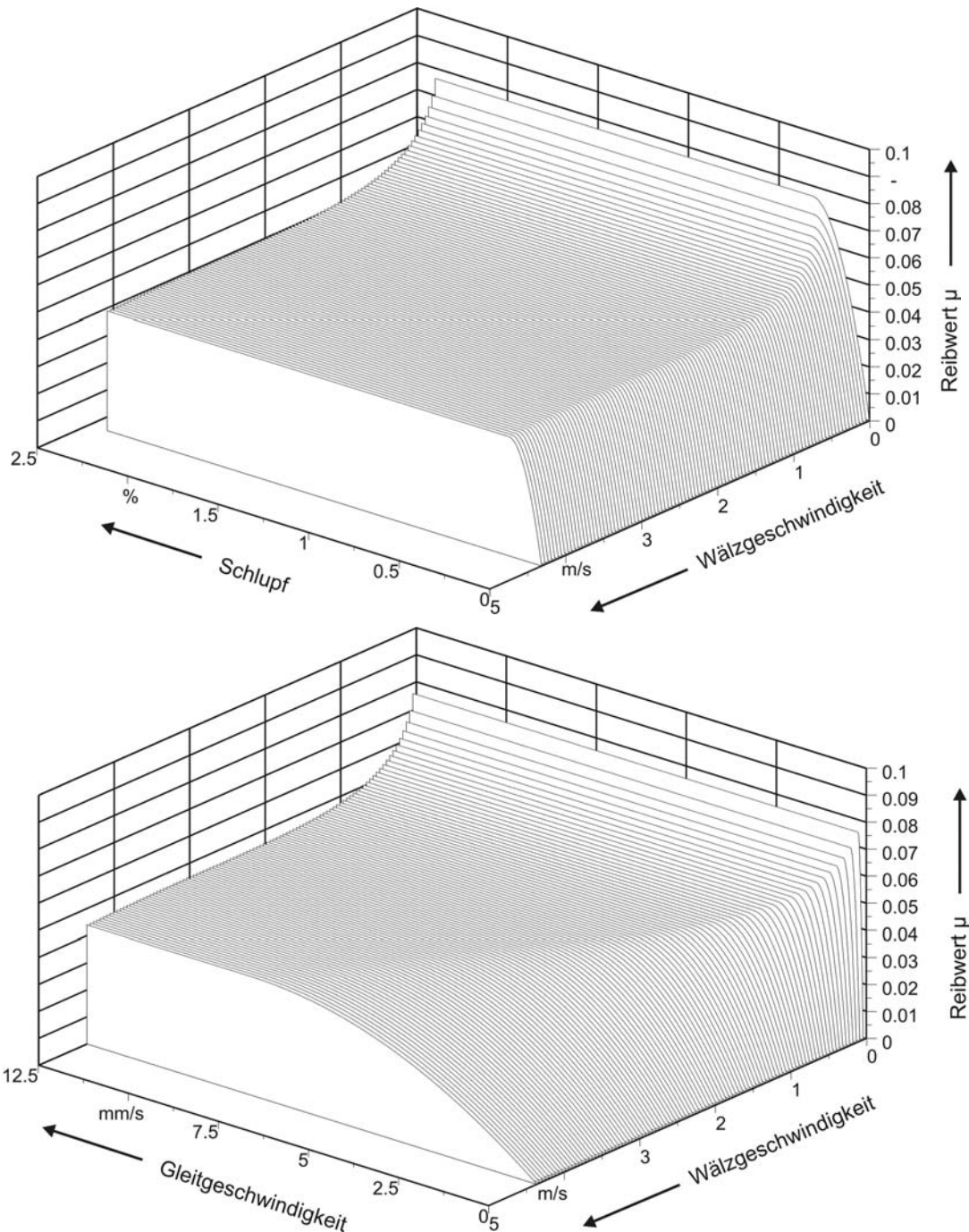


Abbildung 7-40: Reibwert über Wälz- und Gleitgeschwindigkeit bzw. Schlupf für das MKS-Modell, Schmierfett A, $C/P \sim 4$

Durch Einsetzen der approximierten μ^* -Werte in die Gleichung der Kraftschlussausnutzungsfunktion aus der Deformationstheorie und anschließender Umrechnung des Schlupfes in die Gleitgeschwindigkeit ergibt sich ein Reibwert - Gleitgeschwindigkeitskennfeld in Abhängigkeit der Wälzgeschwindigkeit (Abbildung 7-40), mit dem nun im MKS-Modell durch lineares Approximieren für jeden Betriebspunkt das Reibungsverhalten beschrieben werden kann. Wie man in Abbildung 7-40 deutlich erkennt, ist es günstiger im

Simulationsmodell die Reibung nicht in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit, sondern des Schlupfes zu beschreiben, da dessen Verlauf nicht von der Wälzgeschwindigkeit beeinflusst wird.

7.4 Validierung des Mehrkörpersimulationsmodells

Das von *Teutsch* [61] entwickelte MKS-Modell berechnet für jeden Zeitschritt, in Abhängigkeit einer vorgegebenen Fehlerschranke den Gleichgewichtszustand für alle Kontaktstellen im Lager. Die äußeren Parameter: Radiallast, Schiefstellung und Drehzahl werden vom Bediener über Rampenfunktionen definiert, deren Reihenfolge sowie Gradient frei wählbar sind. Nach Durchlaufen dieser „Step-Funktionen“ erreicht das Modell einen quasi stationären Zustand. Die Simulationsrechnungen wurden so durchgeführt, dass die äußeren Parameter innerhalb einer Zeitspanne von circa 0,4 sec in der Reihenfolge:

- Radiallast
- Schiefstellung und Drehzahl

dem Lager aufgeprägt wurden.

7.4.1 Qualitative Verifikation des Mehrkörpersimulationsmodells

Zunächst wurden die im Rahmen der experimentellen Grundlagenuntersuchungen gemachten Beobachtungen und die aus der Literatur [40] bekannten Beschreibungen hinsichtlich der Abhängigkeiten des Axialschubes von der Lage der Schiefstellung (Kippen oder Schränken) und der Drehrichtung am Modell des NU-Lagers überprüft. Ziel war es zunächst, das Berechnungsmodell anhand dieser Ergebnisse qualitativ zu verifizieren.

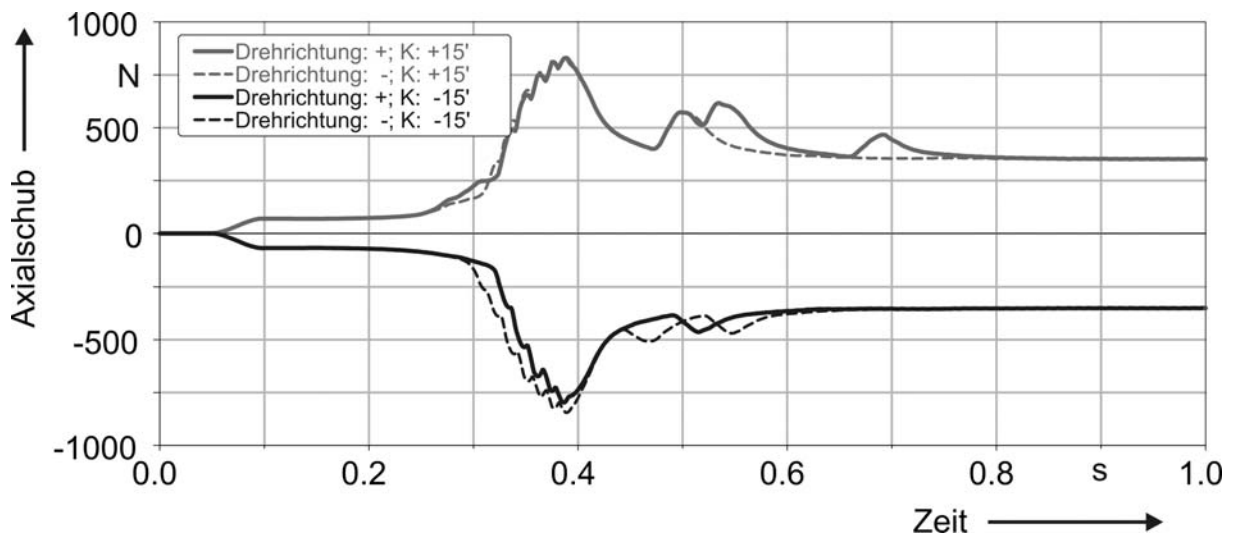


Abbildung 7-41: Axialschubverhalten eines verkippten Lagers ($C/P = 4$, 1050 U/min)

Abbildung 7-41 bis Abbildung 7-43 zeigen die vom Simulationsmodell berechneten Abhängigkeiten der Wirkungsrichtung des Axialschubes von Art und Lage der Schiefstellung sowie von der Drehrichtung. Aufgetragen ist jeweils der Verlauf des berechneten Axialschubes über der Simulationszeit.

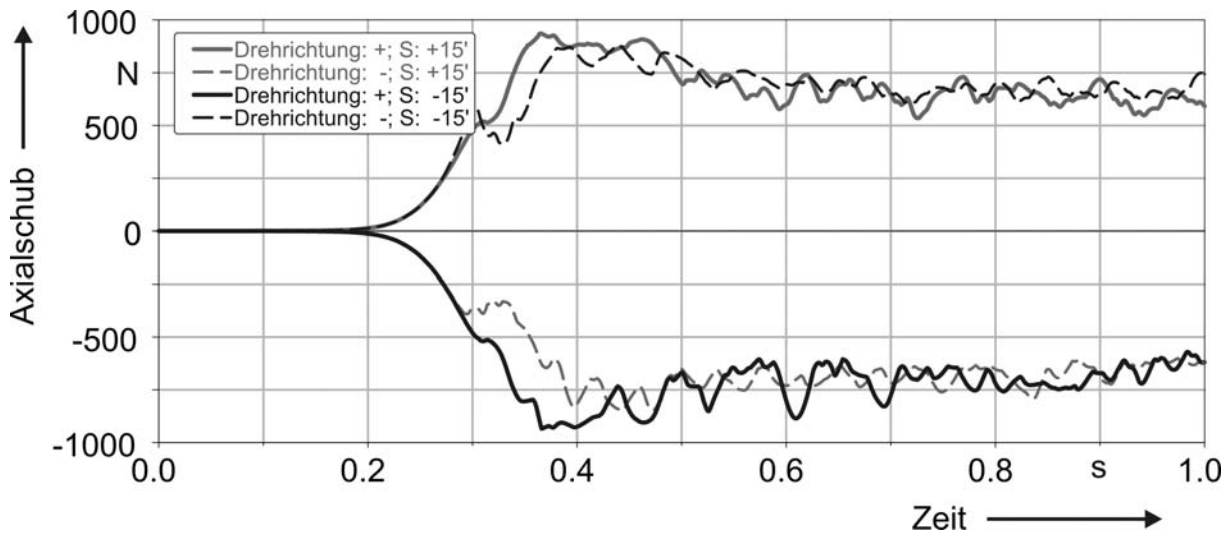


Abbildung 7-42: Axialschubverhalten eines verschränkten Lagers ($C/P = 4$, 1050 U/min)

Man erkennt deutlich die unterschiedlichen Phasen, die während der Simulationsrechnung durchlaufen werden. Innerhalb der ersten 0,05 sec wird die auf das Lager wirkende Radiallast im Modell aufgebracht. Daran anschließend erfolgt im Simulationszeitraum 0,05-0,1 sec die Schiefstellung zwischen dem Innen- und Außenring des Lagers. Im Falle des verkippeten Zylinderrollenlagers kommt es aufgrund der geometrisch veränderten Kräfteverhältnisse infolge der Verkippung zu einem ersten kleinen Anstieg der Axialkraft (Abbildung 7-41). Parallel dazu wird das Lagermodell bis zum Simulationszeitpunkt 0,38 sec auf seine Nenndrehzahl beschleunigt. Nach weiteren 0,1 – 0,2 sec erreicht das Lager dann seinen quasi stationären Betriebszustand.

Wie man deutlich erkennt, hat im Simulationsmodell die Drehrichtung beim verkippeten Lager keinen Einfluss auf die Richtung des Axialschubs. Erst bei einem Vorzeichenwechsel der Verkippung ändert sich die Richtung des Axialschubs.

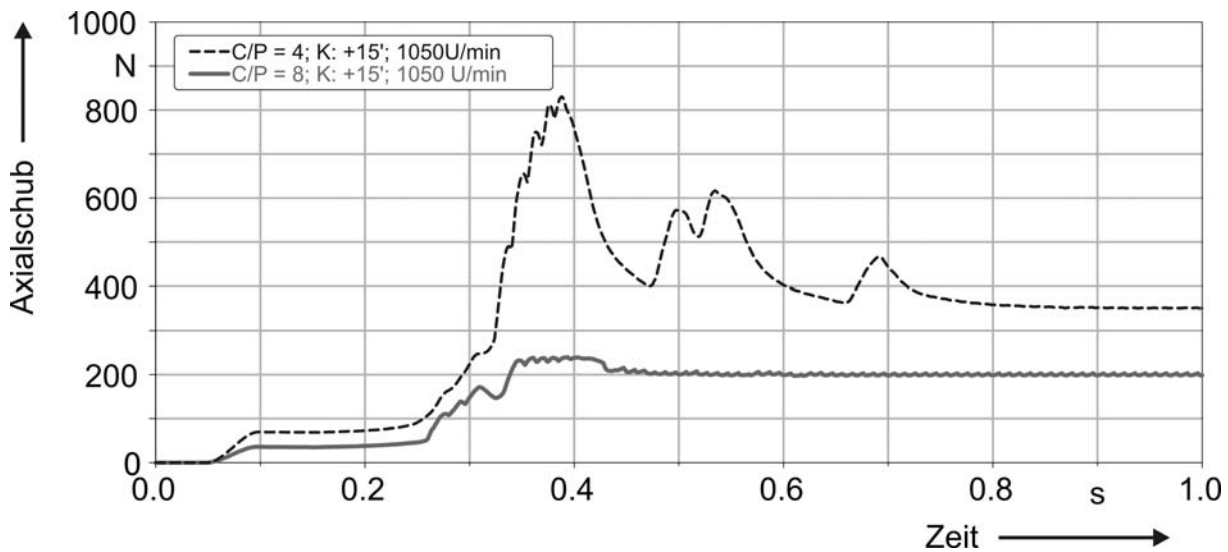


Abbildung 7-43: Einfluss der Radiallast auf den Axialschub

Beim verschränkten Zylinderrollenlager hingegen ändert sich die Richtung des Axialschubs bei konstant gehaltener Schiefstellung mit einem Wechsel der Drehrichtung (Abbildung

7-42). Dies deckt sich mit den von *Korenn* und *Mauder* in ihren experimentellen Arbeiten gemachten Beobachtungen, dass die Richtung des Axialschubs unter Verkippung vom Vorzeichen der Schiefstellung und beim Schränken von der Drehrichtung des Lagers abhängig ist [40]. Ferner kann auch im Simulationsmodell gezeigt werden, dass der Axialschub von der auf das Lager wirkenden Radiallast abhängig ist (Abbildung 7-43).

Die in den experimentellen Grundlagenuntersuchungen gemachten Beobachtungen, zur Abhängigkeit des Axialschubs von der Art und Lage der Schiefstellung sowie der Drehrichtung werden vom MKS-Modell richtig abgebildet. Auch gibt das Simulationsmodell den Einfluss steigender Schiefstellung sowie steigender Radiallast qualitativ korrekt wieder.

7.4.2 Validierung des Reibungsmodells

Anhand der im Rahmen der experimentellen Grundlagenuntersuchungen am Einzellager-versuchsstand ermittelten Axialschubwerte wurde das neue Reibungsmodul des MKS-Modells verifiziert. Da Toleranzen bzw. daraus resultierende Vorzugsrichtungen im MKS-Modell nicht abgebildet werden, wurden die gemessenen Axialschübe aus beiden Drehrichtungen betragsmäßig gemittelt.

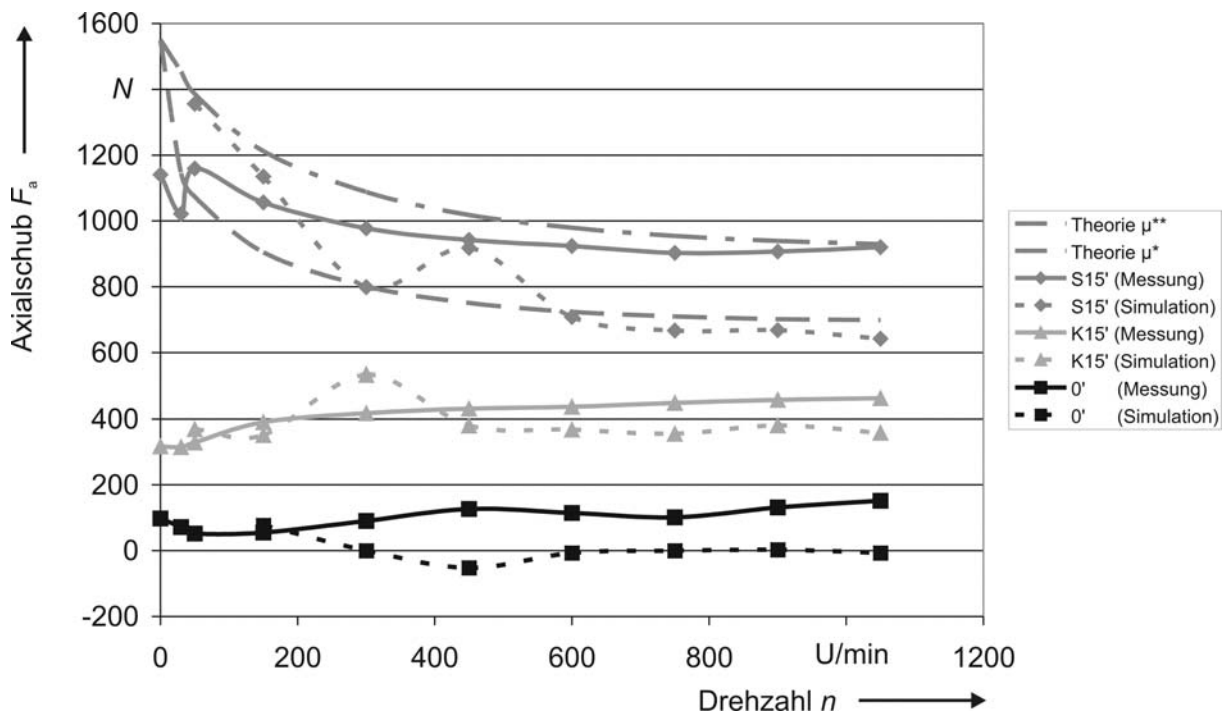


Abbildung 7-44: Axialschubverhalten: Messung-Simulation

NU208E; C/P = 4, Schmierstoff: A

Wie Abbildung 7-44 zeigt, kommt es mithilfe des neuen „Reibungsmoduls“ prinzipiell zu einer guten Übereinstimmung zwischen gemessenem und berechnetem Axialschub. Für alle drei betrachteten Schiefstellungsfälle wird der Axialschub im MKS-Modell für NU-Lager richtig wiedergegeben.

Wie in den experimentellen Untersuchungen zeigt sich für das verschränkte Lager bei steigender Drehzahl eine leicht abfallende Charakteristik, während für das verkippte

Zylinderrollenlager eher ein leicht degressiver bis konstanter Verlauf des Axialschubs über die Drehzahl zu beobachten ist. Die Abweichungen zwischen berechneten und gemessenen Axialschubwerten für nicht schiefgestellte Lager resultieren unter anderem daraus, dass „Vorzugsrichtungen“ infolge von Toleranzen im Lagerinneren im idealen MKS-Modell nicht abgebildet werden können.

Als obere Abschätzung für den maximal im Modell zu berechnenden Axialschub kann der aus dem Reibungsmodul ermittelte Verlauf von μ^* herangezogen werden. Multipliziert man diesen mit der äußeren Radiallast F_r , ergibt sich der theoretische Maximalwert für den Axialschub, der im Simulationsmodell auftreten kann. Man erkennt deutlich, dass die berechneten Axialschubwerte im Bereich höhere Drehzahlen (> 300 U/min – mit einer Ausnahme) diesem theoretischen Verlauf entsprechen. Trägt man zusätzlich noch einen weiteren theoretischen Axialschubverlauf μ^{**} ein, ergibt sich ein Band für den maximal im Modell zu berechnenden Axialschub. Diese Obergrenze entspricht den ermittelten Reibwerten μ^{**} bei 2,5 % Schlupf. Die gemessenen Axialschubwerte für das geschränkte Lager liegen im Bereich von Drehzahlen > 50 U/min innerhalb dieses „Axialschubbandes“. Bei kleineren Drehzahlen (< 50 U/min) liegen die gemessenen Werte darunter.

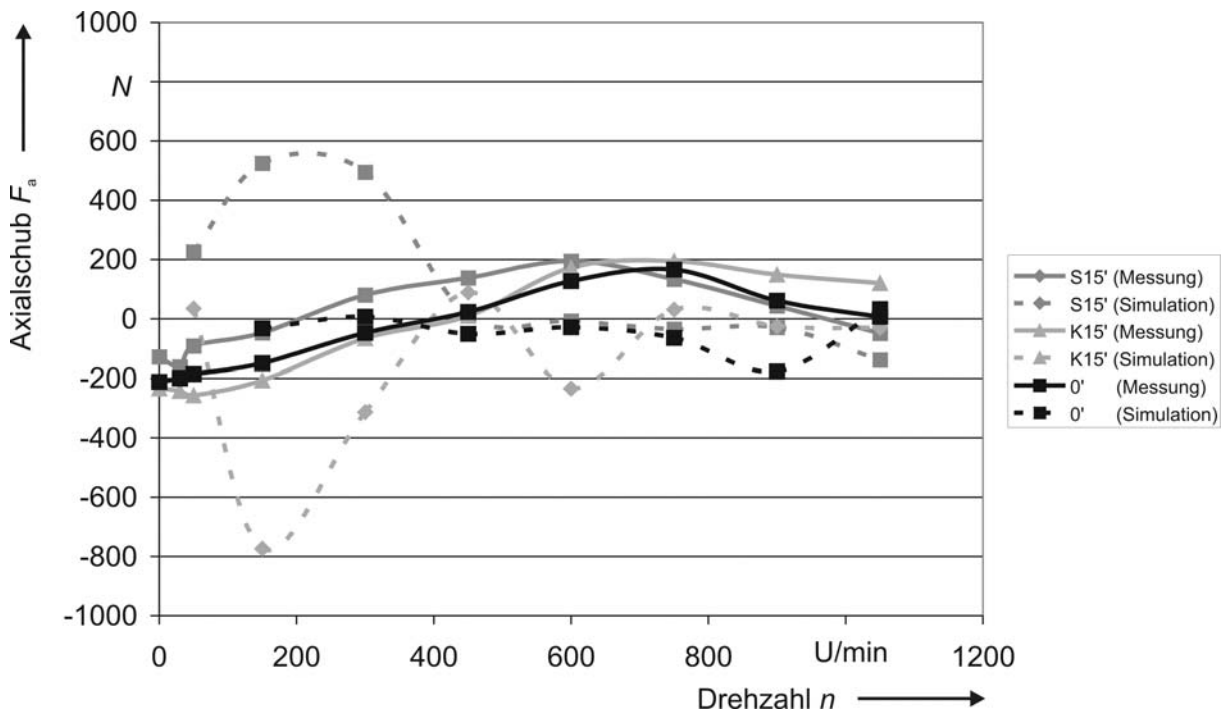


Abbildung 7-45: Axialschubverhalten: Messung-Simulation

N208E; C/P = 4, Schmierstoff: A

Der Vergleich des Axialschubs der Simulations- und Versuchsergebnisse des N-Lagers zeigt für Drehzahlen > 400 U/min ebenfalls eine gute Übereinstimmung. Im Bereich kleinerer Wälzgeschwindigkeiten (< 400 U/min) kommt es hingegen zu starken Abweichungen, deren Ursachen möglicherweise in numerischen Instabilitäten des Berechnungsalgorithmus liegen.

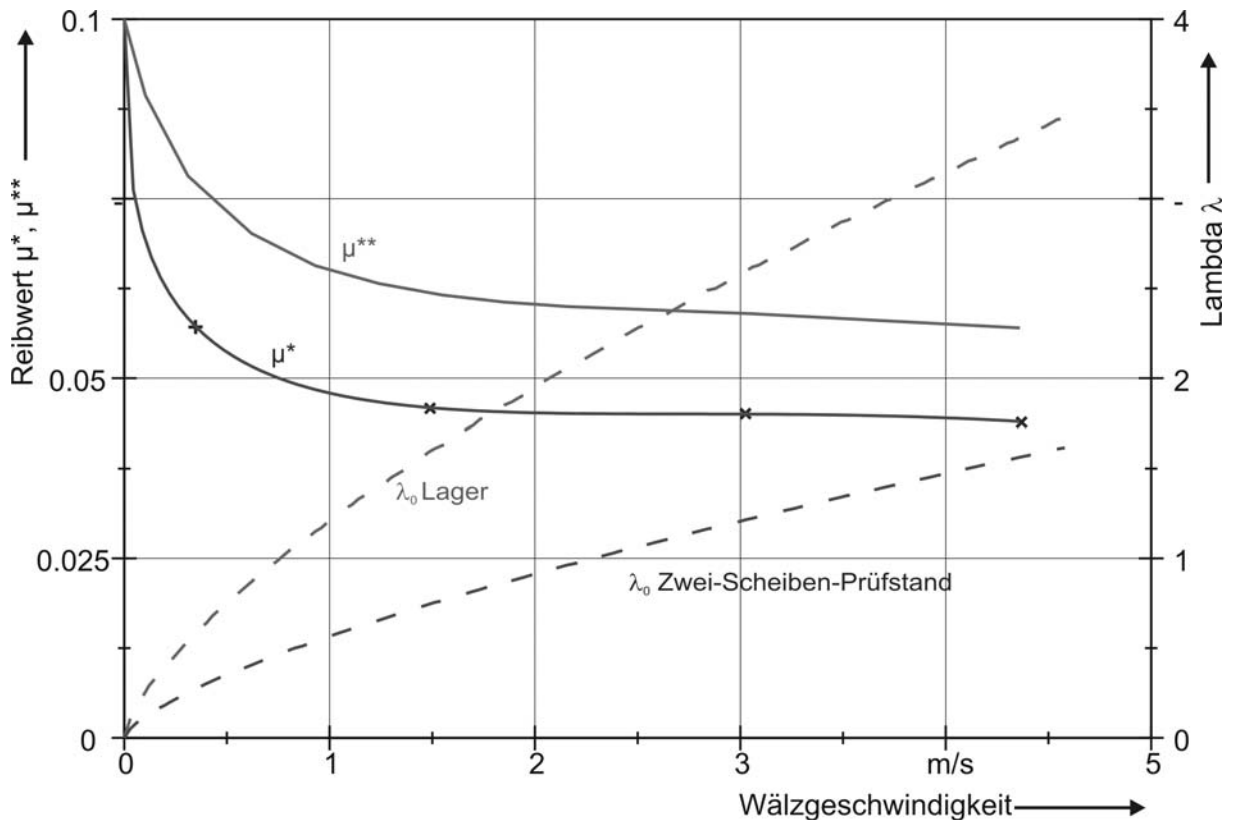


Abbildung 7-46: Vergleich der Modellreibungswerte μ^* und μ^{**} mit den Lambda-Werten des Lagers und des Zweiseibenversuchsstandes

Ein Unterschied zwischen dem Reibmodell und den real eingesetzten Versuchslagern besteht in der Oberflächengüte der Kontaktpartner. Dieser Unterschied wird deutlich, wenn man für beide Fälle die spezifischen Schmierfilmdicke λ_0 über die Wälzgeschwindigkeit aufträgt. Aufgrund der geringeren Oberflächenrauheiten im Lager kommt es im Vergleich mit den Oberflächen des Zweiseibenversuchsstandes schon bei geringeren Wälzgeschwindigkeiten zu einer Trennung der Oberflächen. Man würde nun erwarten, dass die Reibwerte des Lagers (μ^{**}) unterhalb derer des Zweiseibenversuchsstandes (μ^*) liegen, bzw. dass die gemessenen Werte des Axialschubes unterhalb der berechneten Werte liegen. Dies ist, wie man in Abbildung 7-46 sieht, jedoch nicht der Fall. Es verhält sich genau andersherum. Der Kennwert der spezifischen Schmierfilmdicke λ_0 bietet allein noch keinen direkten Rückschluss auf das Reibungsverhalten im eigentlichen Kontakt. Offensichtlich muss es noch weitere Effekte (z. B. lokal höhere Schlupfwerte) geben, die das Reibungsverhalten unter Schiefstellung beeinflussen.

Trotz dieser Unschärfe kann mit dem auf Basis der Deformationstheorie entstandenen „Reibungsmodul“ das Axialschubverhalten quantitativ gut beschrieben werden. Während im Bereich niedriger Drehzahlen die berechneten Axialschubwerte aufgrund von zum Teil numerischen Instabilitäten unter Vorbehalt zu sehen sind, zeigt sich für höher Drehzahlen eine gute Übereinstimmung zwischen gemessenen und berechneten Werten.

7.4.3 Bewegungsverhalten der Wälzkörper in schief gestellten Zylinderrollenlagern

Bei den im Dauerlauf und im Rahmen der experimentellen Grundlagenversuche am Einzellagerversuchsstand ermittelten Messgrößen - Temperatur und Axialschub - handelt es sich um Gesamtreaktionen eines schiefgestellten Zylinderrollenlagers. Anhand dieser lassen sich wie oben gezeigt, bereits grundsätzliche Unterschiede im Lagerverhalten der beiden Lagerbauformen NU und N ableiten. Eine genauere Erklärung über die Vorgänge im Lagerinneren ist anhand dessen jedoch nicht möglich. Lediglich durch gezielte Verschleißuntersuchungen können unter bestimmten Voraussetzungen Rückschlüsse auf das Bewegungsverhalten der Wälzkörper im Lagerinneren gezogen werden.

Die messtechnische Erfassung der Vorgänge im Lagerinneren ist äußerst aufwendig. Da das Lagerverhalten durch die verwendeten Messaufnehmer nicht beeinflusst bzw. verfälscht werden darf, kommen häufig Dünnschichtsensoren bzw. optische Messverfahren zum Einsatz. Voraussetzung dafür ist jedoch, dass das Lager axial zugänglich ist. Die Auswertung optischer Messungen ist komplex. Sie liefern jedoch meist keine direkten Aussagen über die Verhältnisse in den eigentlichen Kontaktstellen. Eine interessante Möglichkeit zum genaueren Studium der Vorgänge im Lagerinneren bietet daher das MKS-Modell des Lagers. In diesem ist es nicht nur möglich, Gesamtlagerreaktionen zu betrachten, sondern einzelne Elemente wie z. B. die Wälzkörper und deren Interaktionen mit den Führungsborden sowie die in den Kontaktstellen vorliegenden Kräftegleichgewichte können analysiert werden. Voraussetzung hierfür ist jedoch, dass das Modell ausreichend verifiziert ist und die Gesamtreaktion des Lagers richtig wiedergibt. Wie die bisherigen Ergebnisse des Simulationsmodells gezeigt haben, ist dies hier gegeben.

Zusätzlich zu den oben gezeigten Profilmessungen an den Laufflächen der Dauerlauflager wurden die Führungsborde hinsichtlich Verschleiß sowohl mikroskopisch als auch mithilfe des Tastschnittgerätes untersucht. Dabei stellt man fest, dass es beim verkippten NU-Lager zu einem wechselseitigen Anlaufen der Wälzkörper an den Führungsborden kommt, während im Falle des Schränkens nur ein einseitiges Anlaufen der Wälzkörper an einer Bordseite zu beobachten ist.

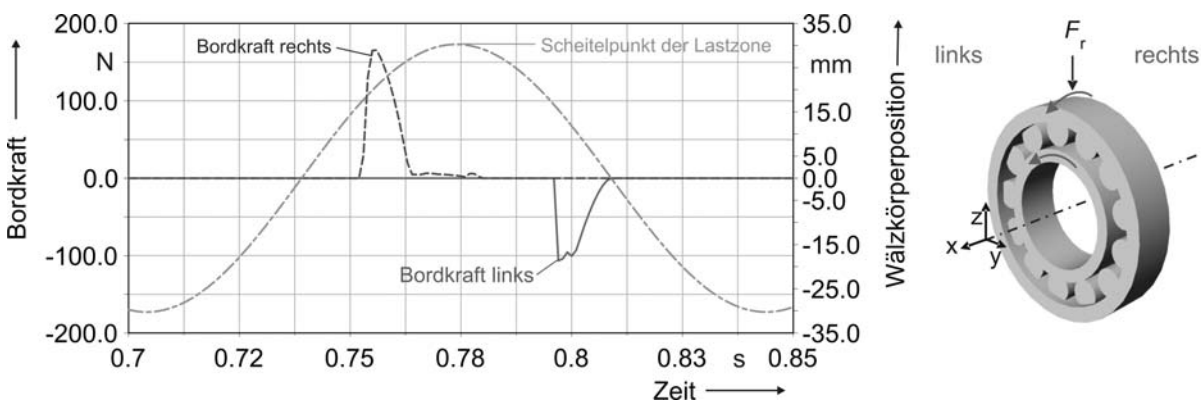


Abbildung 7-47: Bordkräfte eines Wälzkörpers (Lager verkippt; Drehrichtung gegen den Uhrzeigersinn)

Dieses wechselseitige Anlaufen eines einzelnen Wälzkörpers gegen beide Borde des Außenrings lässt sich auch sehr deutlich im Simulationsmodell des verkippten NU-Lagers wiederfinden. Abbildung 7-47 zeigt für den oben beschriebenen Fall eines verkippten Lagers die im Simulationsmodell berechneten Bordkräfte, die während eines Umlaufes des Wälzkörpers 1 (WK1) entstehen.

Aufgetragen ist die Position des Wälzkörpers über der z-Koordinate, sowie die auf die beiden Borde (links und rechts) wirkenden wälzkörperbedingten Kräfte, in Abhängigkeit der Zeit. Der Wälzkörper WK1 durchläuft etwa zum Simulationszeitpunkt 0,775 sec seinen maximalen Wert auf der z-Koordinate, welcher den Scheitelpunkt der Lastzone markiert. Die Bordkraft auf den belasteten Bord "rechts" erreicht bereits zuvor ihren Maximalwert und fällt, wenn der Wälzkörper seine maximale Belastung in der Lastzone erfährt, bereits wieder auf null ab. Nach Durchlaufen des Scheitelpunktes der Lastzone steigt die durch den Wälzkörper WK1 verursachte Bordkraft auf den unbelasteten "linken Bord" auf ihr Maximum und fällt danach ebenfalls wieder auf null zurück. Die Wälzkörper pendeln also bei einem verkippten Lager zwischen beiden Borden hin und her.

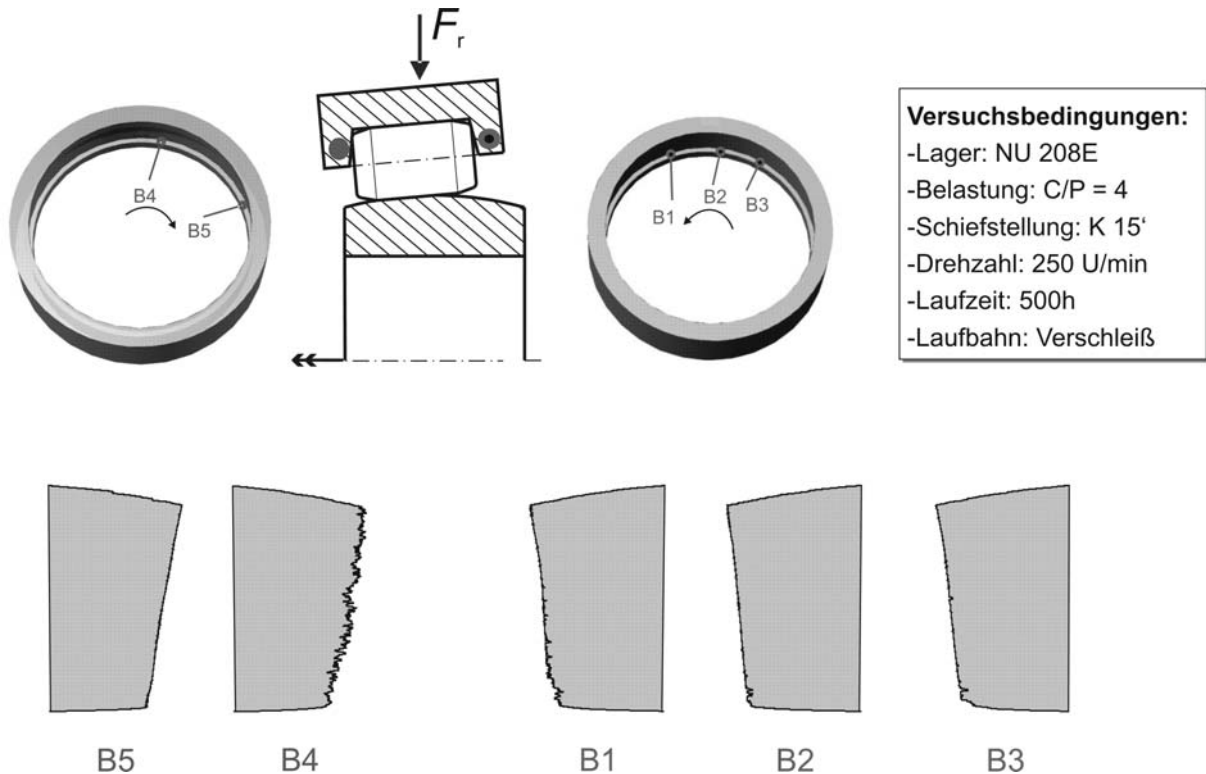


Abbildung 7-48: Bordprofilmessungen an einem verkippten Lager (Drehrichtung gegen den Uhrzeigersinn)

Profilmessungen bzw. mikroskopische Untersuchungen der Bordflächen der im Dauerlauf verwendeten NU-Lager bestätigen dieses Bild. Hier finden sich bei verkippt gelaufenen Versuchslagern vor der Lastzone auf der „belasteten“ rechten Bordseite und hinter der Lastzone auf der „entlasteten“ linken Bordseite zum Teil deutliche Anlauf- und Verschleißspuren, die durch die wechselnde Anlage der Wälzkörper hervorgerufen wurden. Die Wälzkörper berühren dabei den rechten belasteten Bord in der Reihenfolge: B3 \Rightarrow B2

⇒B1, wechseln danach auf den unbelasteten linken Bord und laufen dort in der Reihenfolge B5 ⇒B 4 an (Abbildung 7-48).

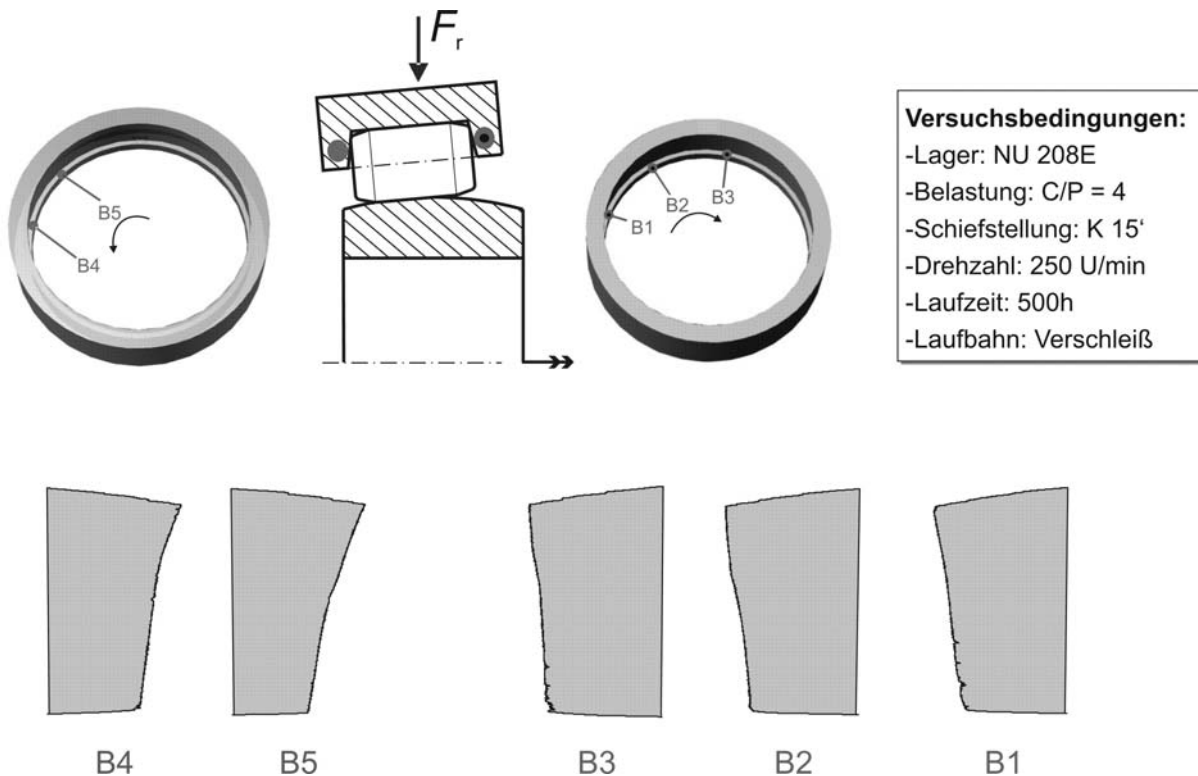


Abbildung 7-49: Bordprofilmessungen an einem verkippten Lager (Drehrichtung im Uhrzeigersinn)

Ändert man beim verkippten Lager die Drehrichtung, so ändert sich am grundsätzlichen Verhalten der Wälzkörperberührung an den Borden nichts. Aufgrund der Drehrichtungsänderung ändert sich nur die Reihenfolge der Bordberührungen auf dem rechten und linken Bord (Abbildung 7-49).

Beim geschränkten Zylinderrollenlager ist ein Wechsel der Bordanlage des Wälzkörpers weder im MKS-Modell noch bei den Untersuchungen an den Dauerlaufagern nach Versuchsende zu beobachten. Die Kinematik ist dahin gehend weniger komplex. Die maximale Bordkraft tritt im Zentrum der Lastzone auf und nicht davor oder dahinter. Abbildung 7-50 zeigt das Simulationsergebnis der durch einen Umlauf des Wälzkörpers WK1 entstehenden Bordkräfte für den Fall eines in der Lastzone verschränkten Zylinderrollenlagers. Die Bordkraft auf den „belasteten“ rechten Bord steigt mit dem Eintritt des Wälzkörpers in die Lastzone und erreicht ihr Maximum im Scheitelpunkt der Lastzone, um danach wieder auf null zu fallen. Während des gesamten Umlaufs des Wälzkörpers WK 1 bleibt die Bordkraft des „entlasteten“ linken Bordes null.

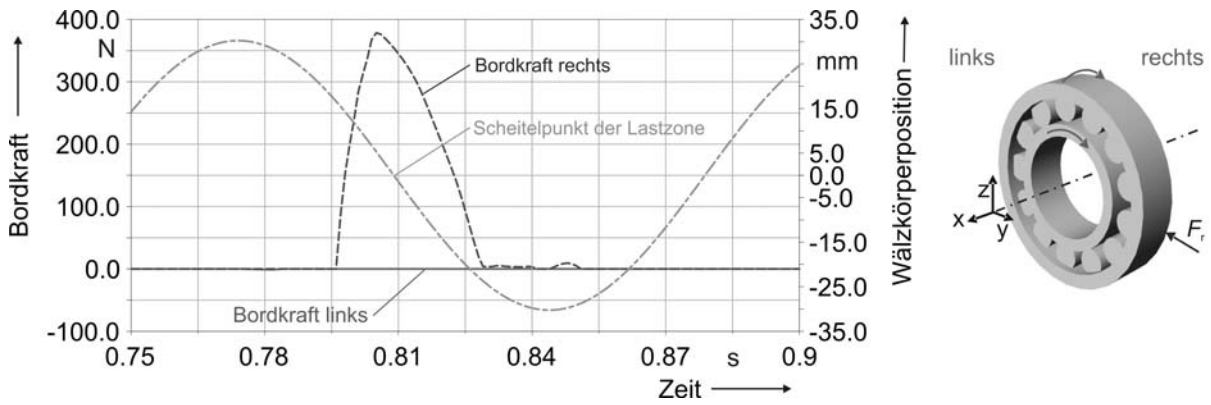


Abbildung 7-50: Bordkräfte eines Wälzkörpers (Lager geschränkt, Drehrichtung im Uhrzeigersinn)

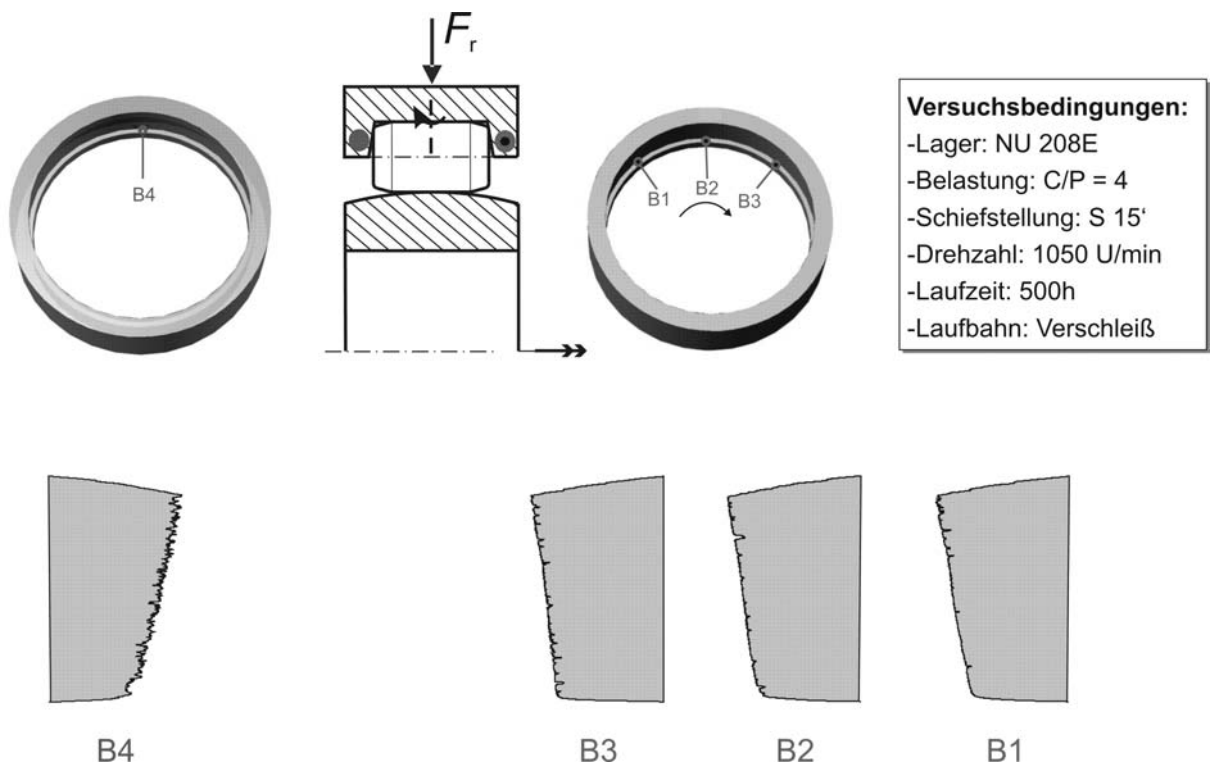


Abbildung 7-51: Bordprofilmessungen an einem verschränkt gelaufenen Dauerlaufversuchslager (Drehrichtung im Uhrzeigersinn)

Profilmessungen sowie mikroskopische Betrachtungen bestätigen auch dieses Ergebnis. Abbildung 7-51 zeigt die Ergebnisse der Bordprofilmessungen an einem verschränkt gelaufenen Dauerlaufversuchslager. Wie der Vergleich der Bordprofile deutlich zeigt, finden sich nur auf der „belasteten“ rechten Bordseite Anlauf- und Verschleißspuren. Die gegenüberliegende „entlastete“ linke Bordseite zeigt hingegen keinerlei Verschleiß oder Glättungspur.

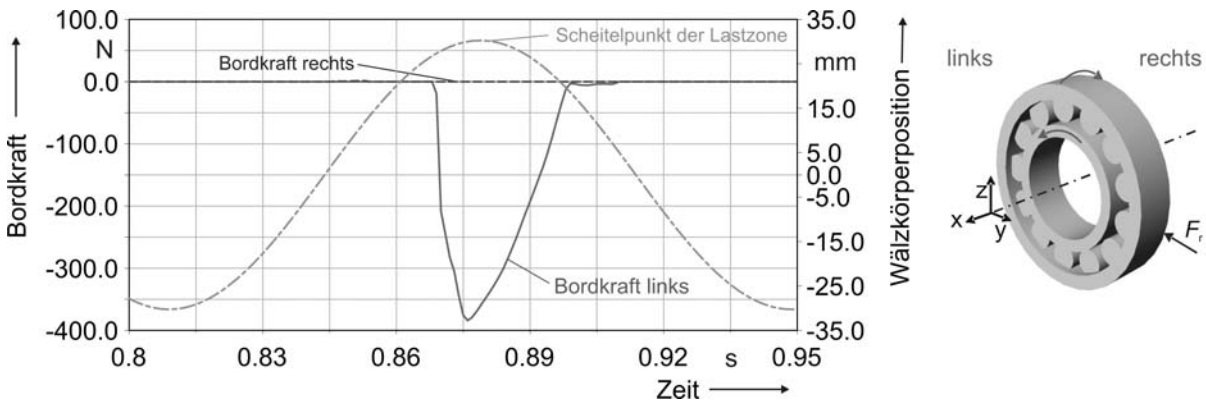


Abbildung 7-52: Bordkräfte eines Wälzkörpers (Lager geschränkt; Drehrichtung positiv)

Ändert man beim verschränkten Zylinderrollenlager die Drehrichtung des Lagers, wechselt auch die Richtung des Axialschubes und entsprechend wird der linke Bord „belastet“.

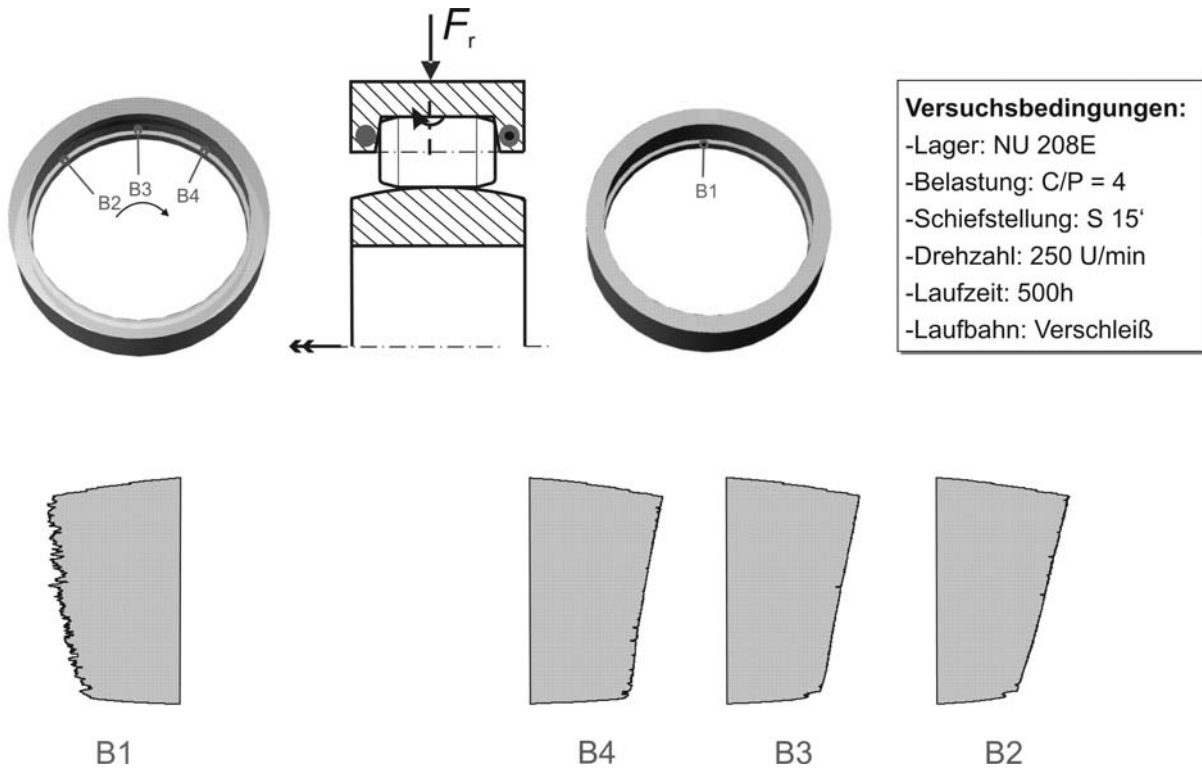


Abbildung 7-53: Bordprofilmessungen an einem geschränkten Lager (Drehrichtung gegen den Uhrzeigersinn)

Abbildung 7-52 zeigt das Simulationsergebnis für diesen Fall. Der Wälzkörper WK 1 übt nun bei seinem Umlauf nur eine Kraft auf den linken Bord aus. Das Maximum dieser Kraft fällt dabei auch hier zeitlich mit der maximalen radialen Belastung des Wälzkörpers zusammen. Auf den nun unbelasteten rechten Bord wirkt beim Umlauf des Wälzkörpers WK1 keine Kraft. Bordprofilmessungen an einem entsprechend belasteten Dauerlauflager bestätigen dies. Wie Abbildung 7-53 verdeutlicht, finden sich hier nur auf der linken Bordfläche Anlauf- und Verschleißspuren durch die Wälzkörperberührungen. Die rechte „entlastete“ Bordseite präsentiert sich hingegen im Ausgangszustand ohne jegliche Anlaufspur.

Diese bei den Zylinderrollenlagern der Bauform NU gefundene Systematik der Wälzkörperbewegung zwischen den Borden im Bereich der Lastzone ist bei N-Lagern so nicht gegeben. Wie die Abbildung 7-54 und Abbildung 7-55 zeigen, ist das Anlaufen des Wälzkörpers sowohl beim Verkippen als auch beim Schränken eher von zufälligem Charakter. Beim verkippten N-Lager läuft der Wälzkörper im Bereich der Lastzone entweder an den einen oder den andern Bord an. Es kommt im Unterschied zum NU-Lager aber nicht zu einem periodischen Wechsel der Bordanlage innerhalb eines Durchlaufens der Lastzone (Abbildung 7-47).

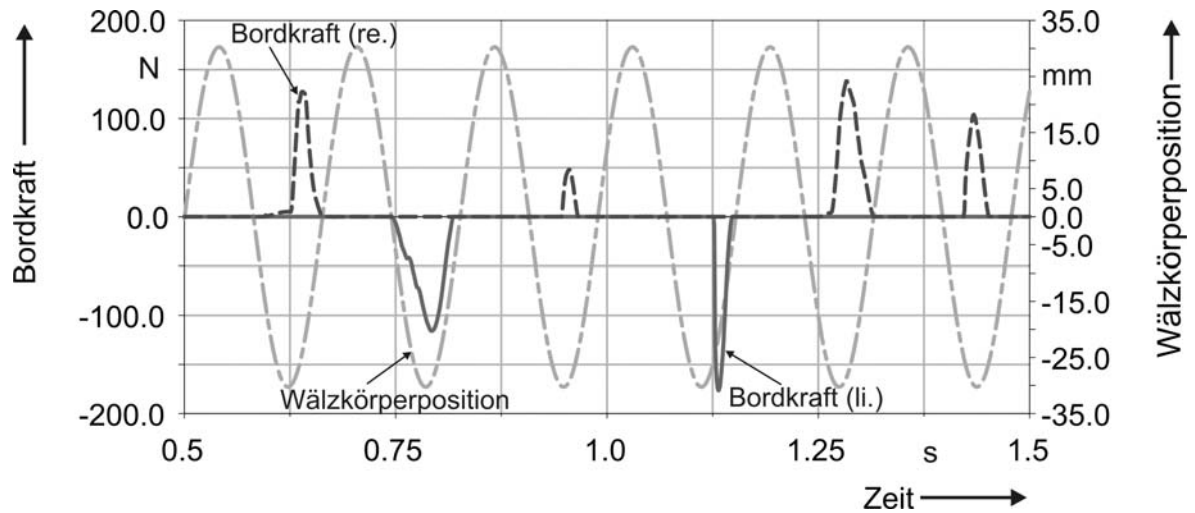


Abbildung 7-54: Bordkräfte eines verkippten N-Lagers

Im Fall des verschränkten N-Lagers kommt es ebenfalls eher zufällig zu einem Anlaufen des Wälzkörpers an einen Bord. Im Unterschied zum verkippten Lager kann es jedoch zwischen zwei Bordberührungen auch mehrere Umdrehungen lang zu keinerlei Kontakt zwischen Wälzkörper und den Führungsborden kommen (Abbildung 7-55).

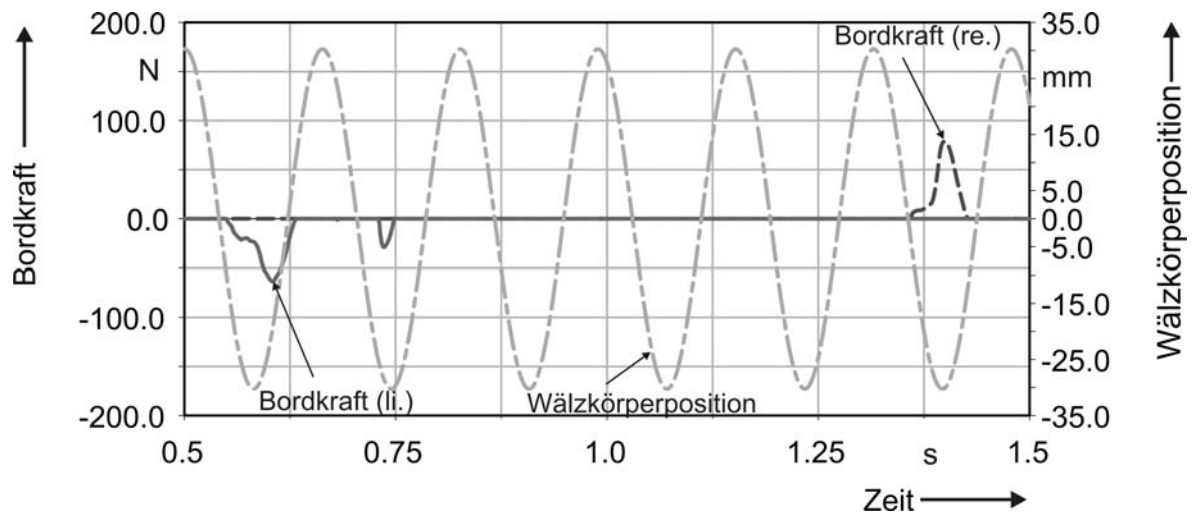


Abbildung 7-55: Bordkräfte eines verschränkten N-Lagers

Wie bereits zuvor auf den Laufflächen gezeigt, finden sich auch auf den Bordflächen keine Verschleißspuren.

Das bisher im Rahmen dieser Arbeit entstandene Bild zum Verhalten von N-Lagern unter Schiefstellung wird durch die im Mehrkörpersimulationsmodell gemachten Beobachtungen untermauert. Die Kinematik in N-Lagern wird durch Schiefstellung offensichtlich weniger gestört als in NU-Lagern. Dies gilt zumindest für den Betriebsfall: stillstehender Außenring – rotierender Innenring. Der Axialschub als nach außen wirksame Kraft entsteht bei schief gestellten N-Lagern unter diesen Bedingungen praktisch kaum.

Die Frage ist, ob und wenn ja welchen Einfluss die Bordberührung auf die Ausbildung des inneren Axialschubes bei schiefgestellten Zylinderrollenlagern hat. Möglicherweise liegt darin das unterschiedliche Verhalten von NU- und N-Lagern begründet. Diese Frage soll mithilfe des MKS-Modells im Folgenden näher beleuchtet werden.

7.4.4 Unterschiede im Axialschubverhalten von N- und NU-Lagern

Lagerbauform: NU

Voraussetzung für das Entstehen eines Axialschubes ist ein wirksamer Schräkwinkel der Wälzkörper zwischen Innen- und Außenring beim Durchlaufen der Lastzone. Infolge des Querschlupfs kommt es zur Bildung einer axial wirkenden Kraftkomponente im Kontakt. Bei reinem Verkippen des Lagers in der Lastzone wird in den Bereichen senkrecht zur Lastrichtung und in den Zwischenbereichen den Rollen ein Schräglauf aufgezwungen. Dieser Schräglaufwinkel nimmt zum Scheitelpunkt zunächst ab – gleichzeitig steigt der Kippwinkel auf seinen Maximalwert –, um nach dem Passieren des Scheitelpunktes wieder anzusteigen. Die Drehachsen der Wälzkörper und des Innenrings bilden dabei einen sich ständig ändernden Schräkwinkel. Sobald eine äußere Last auf die Rollen wirkt – dies ist mit dem Eintritt des Wälzkörpers in die Lastzone der Fall – entsteht eine axiale Reibkraft $F_{RI,ax}$ im Kontakt zwischen Innenring und Wälzkörper. Dem entgegen wirkt eine Reibkraft im Kontakt zwischen Wälzkörper und Außenring $F_{RA,ax}$. Wie zuvor schon gezeigt, kommt es aufgrund der unterschiedlichen Abwälzgeschwindigkeiten in der Kontaktzone zwischen Wälzkörper und den Laufringen (primär zwischen Wälzkörper und Innenring) sowie infolge des sich ständig ändernden Schräkwinkels zu einer Pendelbewegung der Wälzkörper während des Durchlaufens der Lastzone.

Das Kräftegleichgewicht zwischen den axialen Reibkräften am Innen- und Außenringkontakt des einzelnen Wälzkörpers wird durch die infolge der Bordberührung zusätzlich auf die Wälzkörper wirkenden Bordkräfte überlagert. Das Kräftegleichgewicht in axialer Richtung wird dann aus der Reibkraft im Innenringkontakt und der Summe der Reibkraft im Außenringkontakt sowie der Bordkraft gebildet. Abbildung 7-56 zeigt für einen einzelnen Wälzkörper die berechneten axialen Kräfteverhältnisse beim Durchlaufen der Lastzone für den Fall des verkippten NU Lagers.

Durch den „Vorzeichenwechsel“ des Schräkwinkels beim Durchlaufen der Lastzone entwickelt jeder Wälzkörper eine axiale Kraftkomponente sowohl in die eine, als auch in die andere Richtung. Das Maximum der axialen Reibkraft wird vor dem Scheitelpunkt der Lastzone erreicht – dort wo sich das Maximum aus abnehmendem Schräkwinkel und

steigender Radiallast befindet – und sinkt zum Lastscheitelpunkt bereits wieder ab. Im Lastscheitelpunkt ist die axiale Reibkraftkomponente jedoch nicht null, da der Wälzkörper dort noch innerhalb des Axialspiels der Borde schränken kann. Überlagert wird dies durch die infolge der Verkippung im Scheitelpunkt der Lastzone wirkenden Axialkraft, die sich aus der Kraftzerlegung ergibt.

$$F_a = \tan \alpha \cdot F_r \quad (7-5)$$

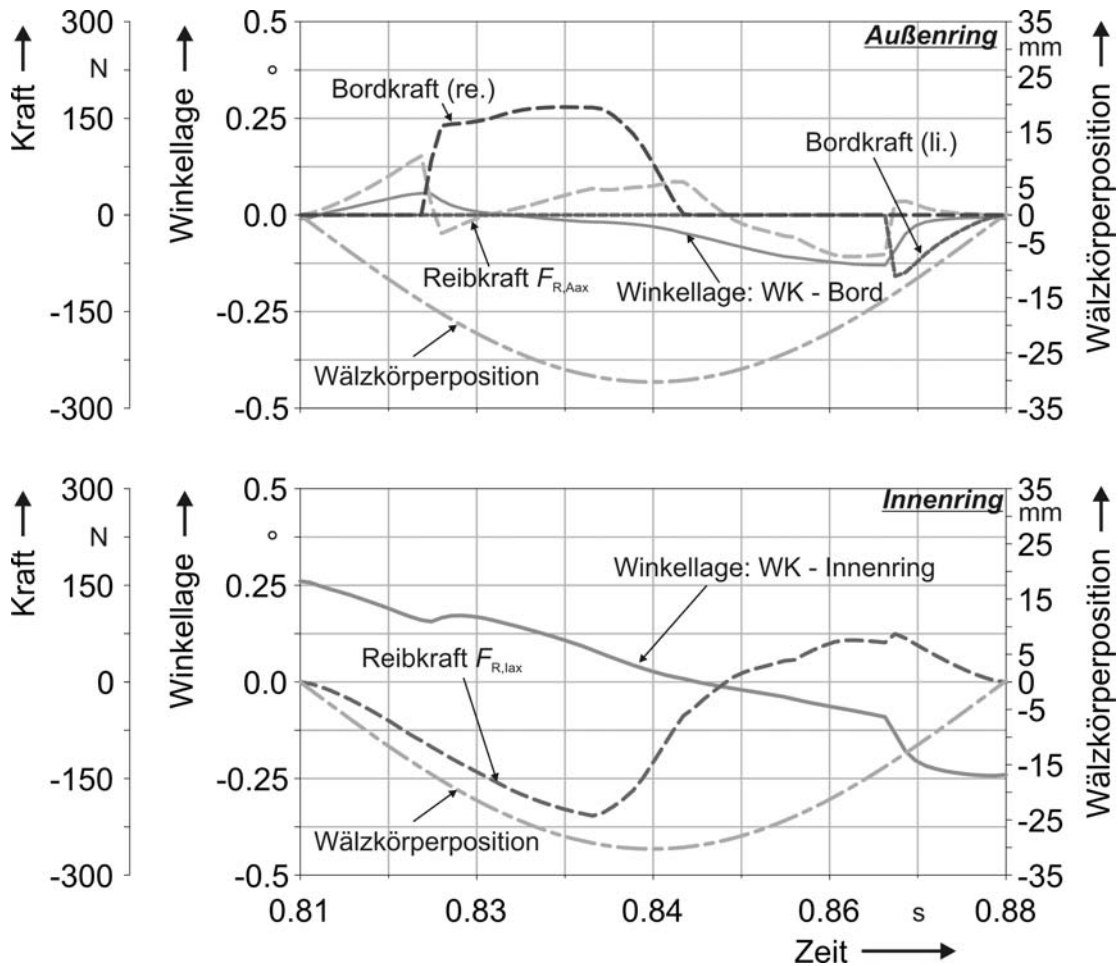


Abbildung 7-56: Reibkraftverhältnisse, NU-Lager, Kippen

Im weiteren Bewegungsverlauf wechselt der Schränkwinkel das „Vorzeichen“, so dass sich eine axiale Kraftkomponente in die entgegengesetzte Richtung entwickelt, die mit steigendem Schränkwinkel bis zum Anlaufen am entgegengesetzten Bord ansteigt. Infolge der Bordberührung sowie dem Austritt des Wälzkörpers aus der Lastzone wird die axiale Reibkraft zu null.

Entscheidend für die Ausprägung eines nach außen wirkenden Axialschubes ist die Tatsache, dass diese Vorgänge nicht vollständig symmetrisch zum Scheitelpunkt der Lastzone sind. Wäre dies der Fall, so würde nach außen keinerlei Axialkraft messbar sein. Die Ursache hierfür liegt zum Einen in der durch die Bordberührung hervorgerufenen „Verzögerung“ der Schränkwinkeländerung, sowie zum Anderen in der aus der Verkippung resultierenden Komponente der Hangabtriebskraft.

Für den Fall des Schränkens sind die Bewegungsverhältnisse weniger kompliziert. Vor Eintritt in die Lastzone ist der Wälzkörper rein verkippt. Der Schräglaufwinkel zwischen dem Wälzkörper und den Lagerringen ergibt sich allein aus dem Axialspiel des Wälzkörpers zwischen den Führungsborden des Außenrings. Während der weiteren Bewegung zum Scheitelpunkt der Lastzone ändert sich der Schränkwinkel des Wälzkörpers zunächst in gleichem Maße für den Innen- wie auch den Außenringkontakt. Wie schon zuvor kommt es aufgrund der unterschiedlichen Umfangsgeschwindigkeiten im Kontakt zwischen Wälzkörper und Innenring zu einer axialen Verschiebungsbewegung des Wälzkörpers in Richtung Bord. Aufgrund der Bordberührung richtet der Wälzkörper sich parallel zu diesem aus, so dass der Schränkwinkel zwischen Wälzkörper und Außenring zu Null wird, während der Schränkwinkel zwischen Wälzkörper und Innenring weiter ansteigt. Das axiale Kräftegleichgewicht wird in der Lastzone in diesem Fall aus der Reibkraftkomponente am Innenring- und der Bordkraft am Außenringkontakt des Wälzkörpers gebildet.

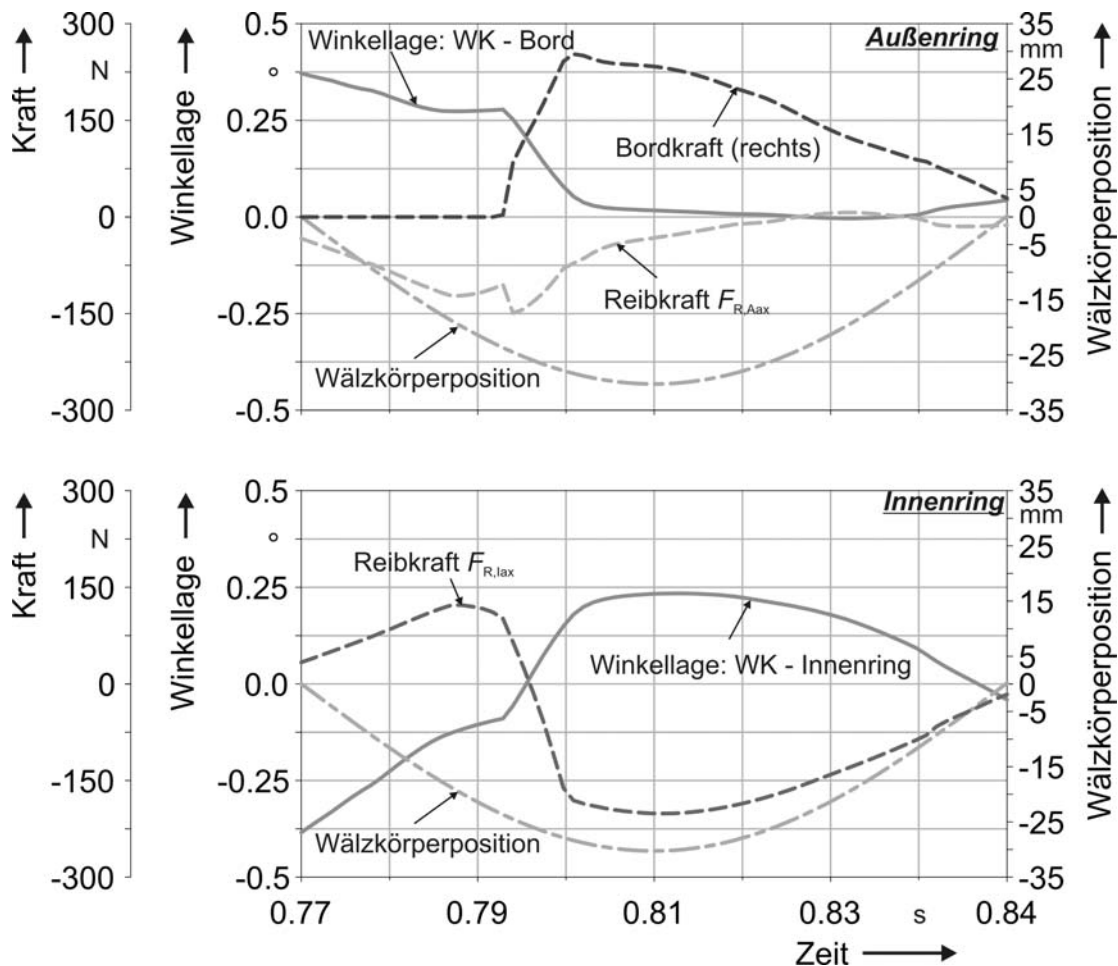


Abbildung 7-57. Reibkraftverhältnisse; NU-Lager, Schränken

Im Scheitelpunkt weisen sowohl der Schränkwinkel zwischen Innenring und Wälzkörper, die Bordkraft und die axiale Reibkraftkomponente am Innenringkontakt ihr Maximum auf. Auch beim verschränkten Lager treten axiale Reibkraftkomponenten in beide Richtung auf. Im Vergleich zum verkippten Lager ist die Unsymmetrie der axialen Kraftkomponenten jedoch größer, so dass sich nach außen ein größerer Axialschub entwickelt als in einem um den

gleichen Betrag verkippten Lager. Qualitativ ist das Bewegungsverhalten der Wälzkörper für die beiden Schiefstellungsarten Kippen und Schränken in Abbildung 7-58 dargestellt. Die Darstellung für das verkippte Lager ist aus der Arbeit von *Teutsch* [61] entnommen. Das Besondere bei der Lagerbauform NU ist, dass unter Schiefstellung alle Wälzkörper auf ihrem Weg durch die Lastzone ein praktisch identisches Bewegungsverhalten aufweisen.

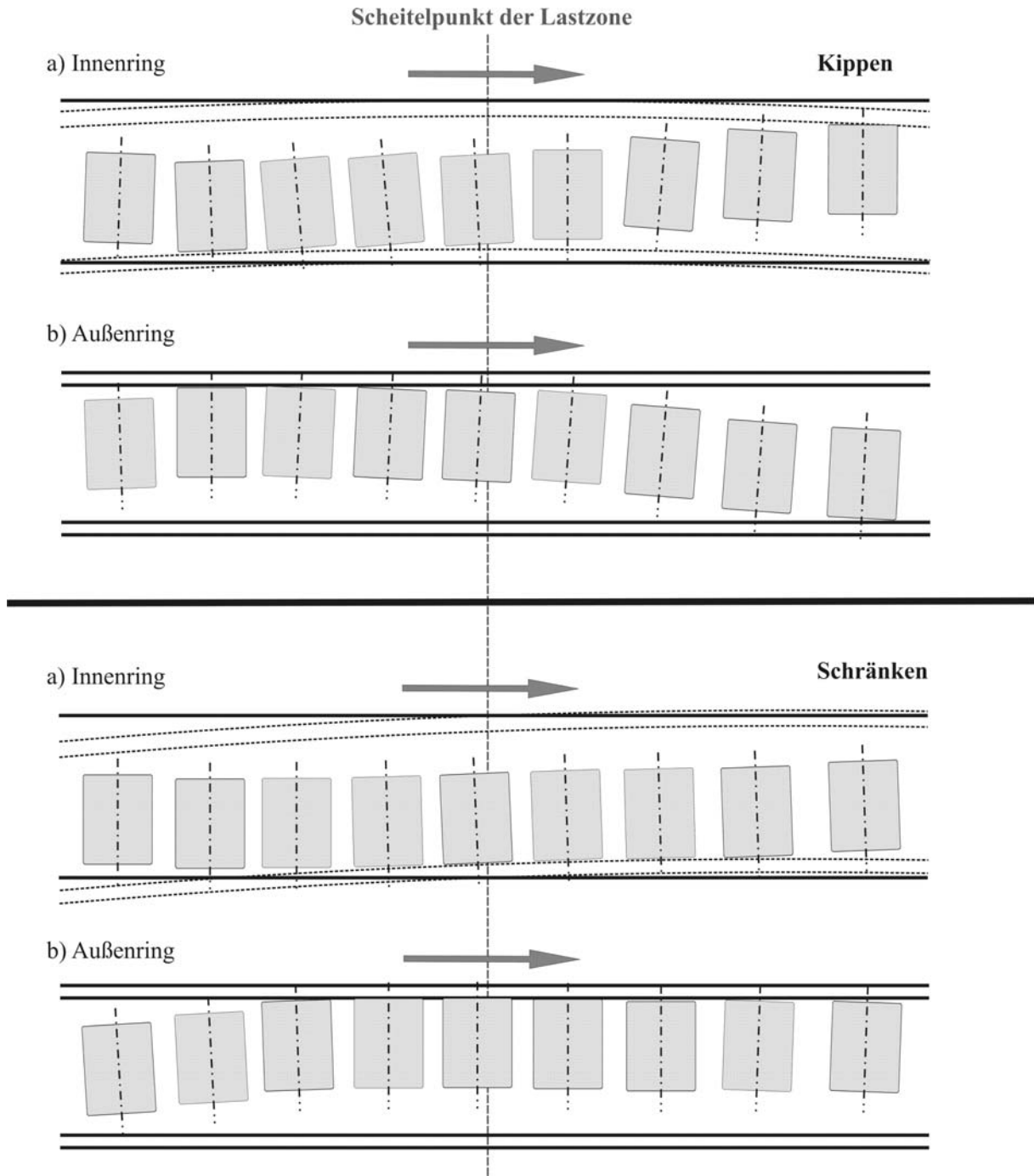


Abbildung 7-58: Qualitative Darstellung der Wälzkörperbewegung beim Durchlaufen der Lastzone für die Lagerbauform NU a) Ansicht normal auf die Innenringoberfläche; b) Ansicht normal auf die Außenringoberfläche

Lagerbauform: N

Zylinderrollenlager der Bauform N haben bei den experimentellen Untersuchungen ein abweichendes Verhalten unter Schiefstellung gezeigt. Dies liegt darin begründet, dass in Zylinderrollenlagern der Wälzkörpersatz üblicherweise dem „bordführenden Ring“ folgt. Im Folgenden soll mithilfe des MKS-Modells versucht werden, dies besser zu verstehen. Bei allen im Rahmen der Untersuchungen durchgeführten Versuchen wurde der Außenring festgehalten bzw. stand im Gehäuse still und der Innenring rotierte. Im Falle des NU-Lagers ergibt sich daraus, dass der Schräglauf / Querschlupf primär zwischen dem antreibenden Innenring und den von den Borden des Außenringes geführten Wälzkörpern vorliegt. Dies führt dazu, dass jeder Wälzkörper auf identische Weise in die Lastzone des Lagers einläuft und die zuvor beschriebenen Bewegungsabläufe vollführt.

Etwas anders sieht dies nun für Zylinderrollenlager der Bauform N aus. Dadurch, dass der Innenring antreibt und der Wälzkörpersatz –durch die am Innenring liegenden Borde – praktisch eine Einheit bildet, stellt sich hier die Schiefstellung primär zwischen dem Außenring und dem Wälzkörpersatz ein. Die Folge davon ist, dass zwischen dem antreibenden Innenring und den Wälzkörpern beim Eintritt in die Lastzone nicht immer identische Winkelverhältnisse vorliegen. Auch können die Wälzkörper nur innerhalb des Axialspiels zwischen den Borden des Innenringes schränken.

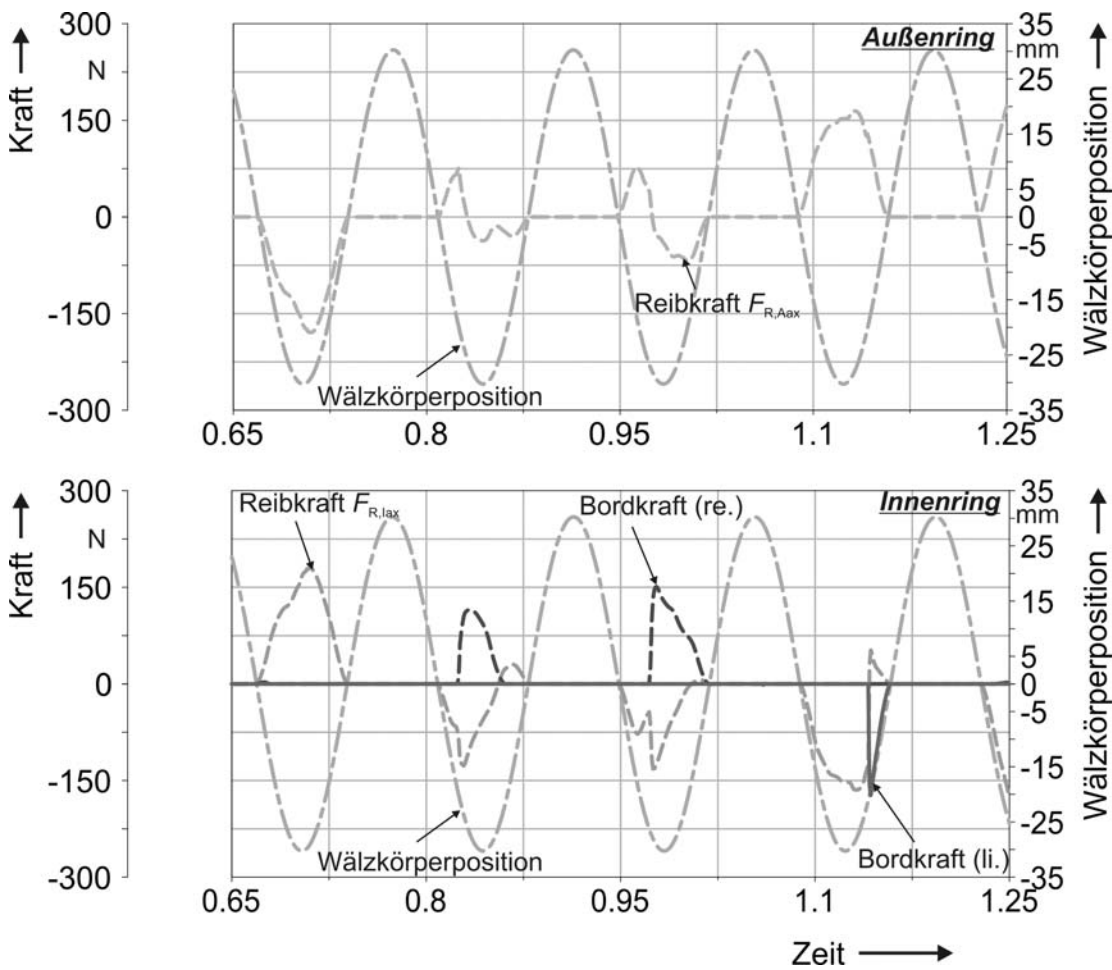


Abbildung 7-59: Reibkraftverhältnisse; N-Lager; Kippen

Im Gegensatz zu der zuvor bei den NU-Lagern betrachteten Konditionierung der Wälzkörper hängt es hier nun eher vom Zufall ab, wie die Ausrichtung des jeweiligen Wälzkörpers beim Eintritt in die Lastzone ist. Das bei den NU-Lagern gezeigte Bewegungsverhalten beim Durchlaufen der Lastzone mit dem immergleichen Anlaufen jedes Wälzkörpers an den Borden erfolgt hier nicht. Das Bewegungsverhalten ist zum Teil eher chaotischer Natur.

Dies zeigt sich auch im axialen Reibkraftverlauf sowie den wirkenden Bordkräften, wenn man mehrere Umläufe eines einzelnen Wälzkörpers betrachtet (Abbildung 7-59). Zwar entwickelt jeder Wälzkörper eine mehr oder weniger stark ausgeprägte axiale Kraftkomponente. Die Richtung, in die diese wirkt, ist jedoch von den Winkelverhältnissen beim Eintritt in die Lastzone abhängig welche nicht für jeden Wälzkörper gleich sind. Als Folge davon kompensieren sich die Axialkraftkomponenten der einzelnen Wälzkörper mit dem Ergebnis, dass der „Summenaxialschub“ des Gesamtlagers minimal wird. Dies gilt beim N-Lager sowohl für den Fall des Kippens als auch für den Fall des Schränkens (Abbildung 7-60).

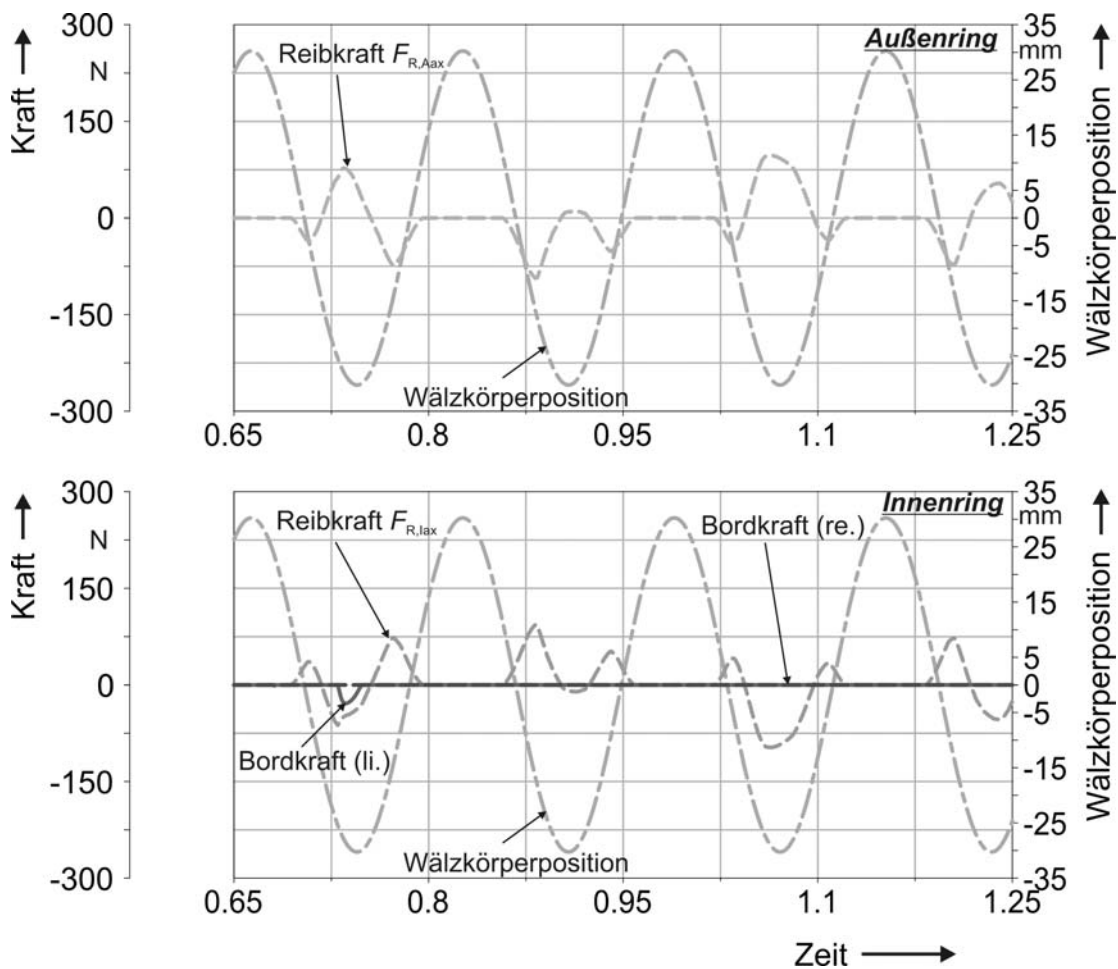


Abbildung 7-60: Kräfteverhältnisse; N-Lager, Schränken

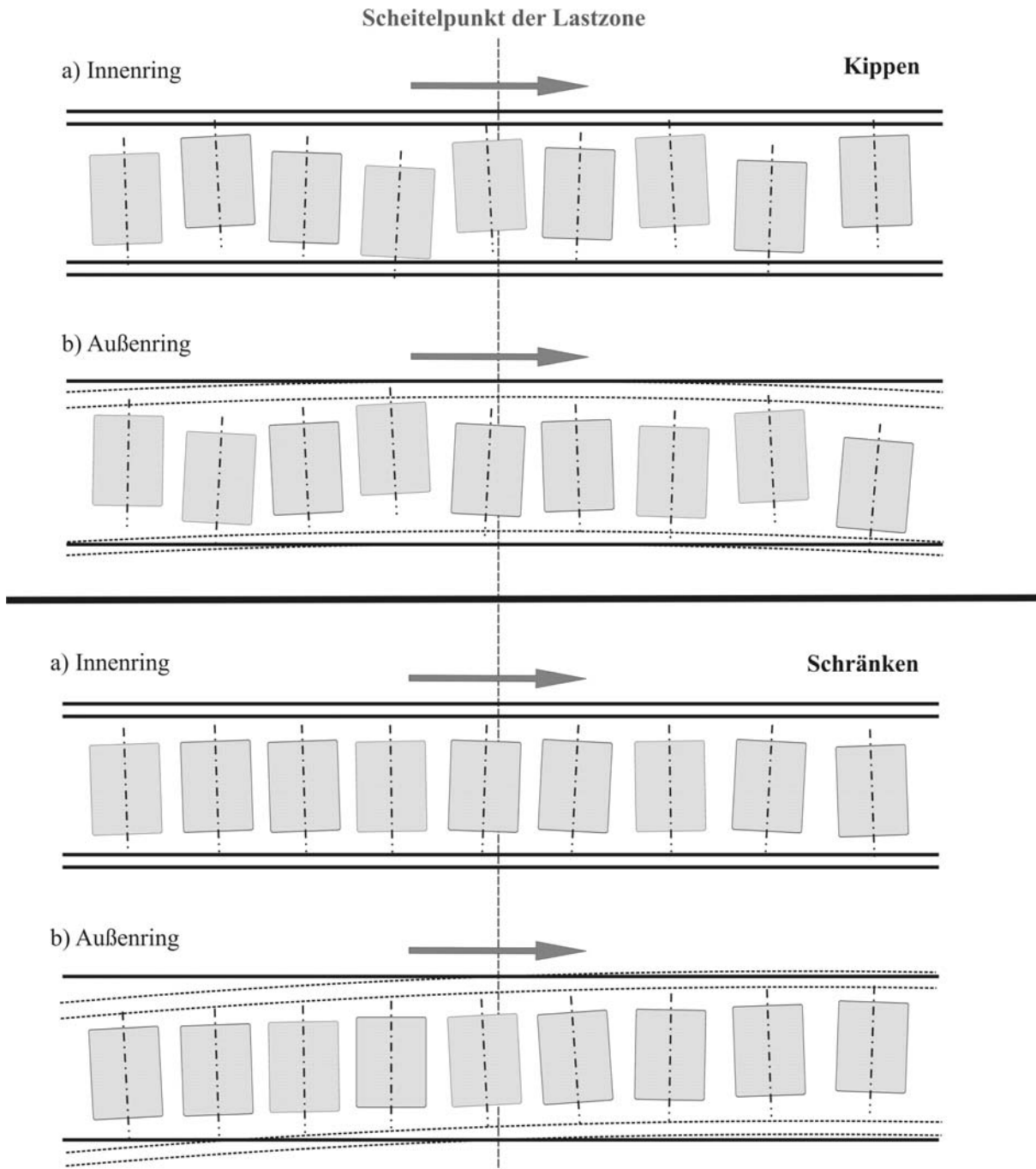


Abbildung 7-61: Qualitative Darstellung der Wälzkörperbewegung beim Durchlaufen der Lastzone für die Lagerbauform N, a) Ansicht normal auf die Innenringlauffläche; b) Ansicht normal auf die Außenringlauffläche

8 Zusammenfassung

Toleranzen und elastische Verformungen bedingen, dass bei der Lagerung von Wellen in der Realität immer mehr oder weniger große Fluchtungsfehler zwischen Welle und Gehäusebohrung auftreten. Damit entsteht auch eine Schiefstellung zwischen der inneren und äußeren Laufbahn von Wälzlagern. Im Design von Zylinderrollenlagern wird dies durch entsprechende Profilierung der Wälzkörper bzw. der Ringe berücksichtigt.

Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Dauerlaufuntersuchungen sollten klären, welche Folgen ein Überschreiten der von den Herstellern angegebenen Schiefstellungsgrenzen hat. Insgesamt wurden mehr als 50 Zylinderrollenlager untersucht. Um die Auswirkungen der Schiefstellung deutlich hervortreten zu lassen, wurden die Betriebsbedingungen so definiert, dass die Versuche unter Mischreibung erfolgten. Nur dadurch war es möglich, Lagerausfälle bzw. messbaren Verschleiß innerhalb der Laufzeit von 500 h zu erzeugen. Die hier gezeigten Ergebnisse gelten nur für Premium-Lager, die technologisch dem aktuellsten Stand der Technik entsprechen. Sie können nicht grundsätzlich auf alle am Markt verfügbaren Lagerqualitäten übertragen werden. Führt man entsprechende Versuche mit Zylinderrollenlagern durch, die an der unteren Grenze des handelsüblichen Fertigungs- und Qualitätsspektrums liegen, kommt es in den allermeisten Fällen vorzeitig zum Lagerausfall, verursacht durch eine unzureichende Innengeometrie (mangelnde Profilierung) und / oder übermäßigem Laufflächenverschleiß [39].

Der Einfluss der Schiefstellung auf die Betriebstemperatur ist absolut betrachtet gering. Die Betriebstemperatur schiefgestellter NU-Lager liegt durchweg oberhalb derer nicht schief gestellter, jedoch beträgt die Temperaturdifferenz lediglich 2-8 K, wobei eine Differenzierung zwischen verkipptem und geschränktem Lager nicht eindeutig möglich ist. Bedenkt man jedoch, dass der Temperaturanstieg im Lager letztendlich einem Reibungsanstieg proportional ist, entsprechen die besagten Temperaturanstiege einer Reibungserhöhung um bis zu 40 %.

Für Zylinderrollenlager der Bauform N ergibt sich ein komplett anderes Bild. Bei diesen kommt es unter Schiefstellung zu keiner signifikanten Temperatur und damit Reibungserhöhung im Vergleich zum nicht schief gestellten Betrieb.

Die durchgeführten experimentellen Grundlagenuntersuchungen dienen dazu, das grundsätzliche Verhalten von Zylinderrollenlagern unter Schiefstellung festzustellen und den dabei auftretenden Axial Schub zu ermitteln.

Die Abhängigkeit des Axial Schubes von einer Vielzahl an Einflussgrößen kann mit dem neu entwickelten und aufgebauten Versuchsstand gezeigt werden. Festgehalten werden kann dabei, dass der Axial Schub im Allgemeinen erst ab höheren Radialbelastungen von Bedeutung ist. Bei nominell gleichem Schiefstellungswert produziert ein verschränktes Zylinderrollenlager einen deutlich größeren Axial Schub als verkipptes Lager. Darüber hinaus kann gezeigt werden, dass sich Zylinderrollenlager der Bauformen NU und N auch in ihrem grundsätzlichen Axial Schubverhalten deutlich unterscheiden.

Für den Betriebszustand stehendes Gehäuse und rotierende Welle zeigt sich, dass N-Lager deutlich unempfindlicher auf Schiefstellung reagieren als NU-Lager. Unabhängig davon ob verkippt, geschränkt oder nicht schief gestellt, zeigt das N-Lager ein Axial Schubverhalten, welches in etwa dem eines nicht „schiefgestellten NU-Lagers“ entspricht.

Das am MEGT der Universität Kaiserslautern entwickelte Mehrkörpersimulationsmodell konnte mithilfe der experimentellen Ergebnisse erfolgreich verifiziert werden. Nicht nur das qualitative Verhalten von Zylinderrollenlagern unter Schiefstellung im Ganzen, sondern darüber hinaus auch das Bewegungsverhalten der Wälzkörper wird, wie der Vergleich zwischen Simulation und Versuche gezeigt hat, im Modell richtig wiedergegeben.

Durch die Erarbeitung eines Reibungsmodellansatzes auf Basis der Deformationstheorie konnte das Modell dahin gehend erweitert werden, dass es auch quantitativ zu einer guten Übereinstimmung zwischen gemessenen und berechneten Axial Schubwerten kommt.

Basis hierfür bildeten ausgiebige experimentelle Grundlagenuntersuchungen an einem Zweischeibenversuchsstand unter Verwendung der auch in den Lagerversuchen genutzten Schmierstoffe sowie vergleichbaren Lastbedingungen.

Mithilfe des MKS-Modells können die Ursachen für das unterschiedliche Verhalten der beiden Zylinderrollenlagerbauformen N und NU unter Schiefstellung klar aufgezeigt werden.

Als Fazit kann festgehalten werden, dass eine allgemeingültige Funktionsgrenze bezüglich zulässiger Fluchtungsfehler zwischen Innen- und Außenring von Zylinderrollenlagern nicht gezogen werden kann. Die im Rahmen der Arbeiten durchgeführten Untersuchungen lassen vielmehr den Schluss zu, dass diese Grenze sehr stark durch die tatsächlichen Betriebsbedingungen bzw. durch die Mikrogeometrie des Lagers beeinflusst wird. Dies wird durch die Ergebnisse der Dauerlaufversuche verdeutlicht. Bei der Verkipfung ist die Grenze sicherlich dort zu ziehen, wo es aufgrund der ungleichmäßigen Lastverteilung über der Wälzkörperlänge zu Kantenspannungen kommt. Durch entsprechende Profilierung ist es möglich, den Pressungsverlauf entlang der Wälzkörperachse zu beeinflussen und so höhere Schiefstellungen zu ermöglichen. Die Wälzkörperprofilierung ist jedoch immer auch ein Kompromiss zwischen Tragfähigkeit und Empfindlichkeit gegenüber Fluchtungsfehlern.

Ungünstige Schmierungsbedingungen im Bereich der Mischreibung vermindern den Bereich der zulässigen Schiefstellung, da der Querschlupf der schräg laufenden Wälzkörper zu nicht tolerierbarem Laufflächen- und Bordverschleiß führt.

Aus der Analyse der Wälzkörperbewegung im Simulationsmodell wird deutlich, dass das Axialspiel der Wälzkörper zwischen den Borden Einfluss auf das Lagerverhalten hat. Experimentelle Untersuchungen im Rahmen des FVA-Vorhabens 412 II [39] haben gezeigt, dass eine Vergrößerung des Axialspiels sich dabei jedoch weniger in einem steigenden Axial Schub, als vielmehr in einem zunehmenden unsymmetrischen Lagerverhalten widerspiegeln. Änderungen der Drehrichtung oder der Einbauposition bewirken dann vor allem im Bereich kleiner Wälzgeschwindigkeiten Unterschiede im Axial Schubverhalten.

Eine weitere Grenze bezüglich der zulässigen Schiefstellung liegt sicherlich auch darin begründet, inwieweit der Axialschub, der ja vom zugehörigen Festlager aufgenommen werden muss, bei dessen Auslegung berücksichtigt worden ist.

Der Gesamtaxialschub F_{ax} des Lagers ergibt sich primär durch Summierung – nach Betrag und Richtung – der einzelnen axialen Reibkräfte F_{Rax} der sich in der Lastzone befindlichen Wälzkörper. Die Reibkraft resultiert aus dem infolge der Schiefstellung auftretenden Querschlupf zwischen den Wälzkörpern und den Laufflächen am Innen- und Außenring.

Ein geringer Anteil des Gesamtaxialschubes resultiert unter Verkippung auch aus der geometrischen Kraftzerlegung der auf den einzelnen Wälzkörper wirkenden Radialkraft. Das Kräftegleichgewicht für den einzelnen Wälzkörper in axialer Richtung wird aus den infolge des Querschlupfes entstandenen axialen Reibkräften im Innen- und Außenringkontakt gebildet, sowie bei Anlaufen der Wälzkörper am Führungsbord, zusätzlich aus der auf den Wälzkörper wirkenden Bordkraft.

Um das Auftreten eines nach außen wirksamen Axialschubes zu vermeiden bzw. zu minimieren, empfiehlt es sich bei den Los-Lager-Bauformen N und NU den bordführenden Ring auf die rotierende Komponente zu legen. Dadurch wird der nach außen wirksame Axialschub minimiert. Zwar kommt es auch in diesem Fall immer noch zu einer Querschlupfbewegung eines jeden einzelnen Wälzkörpers, jedoch ist diese nicht immer gleichgerichtet, so dass sich die einzelnen Anteile aufgrund unterschiedlicher Wirkrichtungen nach Außen hin aufheben oder zumindest minimieren.

9 Literatur

- [1] Andreason, St.: On load distribution in rolling bearing arrangements with special reference to the influence of bearing misalignment. Diss., TH Göteborg, 1973.
- [2] Albert, M.; Kötritsch, H.: Wälzlager. Wien New York: Springer-Verlag, 1987
- [3] Bauer, P.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen zu tribologisch relevanten Betriebsgrößen an verkanteten Zylinderrollenlagern. Dissertation RWTH, Aachen, 1987.
- [4] Bowden, F.P.; Tabor, D.: Reibung und Schmierung fester Körper. Springer Verlag, 1959
- [5] Bair, S.; Winer, W.O.: A rheological model for EHL contacts based on primary laboratory data. Transactions of the ASME, Journal of TRIBOLOGY; Vol 112, 1990
- [6] Bertsche, B.; Haas, W.: Oberflächenbeurteilung – Rauheitsmessung – Allgemeines Praktikum Maschinenbau und Hauptfachversuch, Universität Stuttgart
- [7] Brändlein, J.: Die Beanspruchung von Zylinder- und Kegelrollenlagern unter dem Einfluss von Winkelfehlern. TZ für praktische Metallbearbeitung, Heft 11, 1969.
- [8] Brändlein; Eschmann; Hasbargen; Weigand: Die Wälzlagerpraxis – Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen. Dritte Auflage, Vereinigte Fachverlage GmbH, 1995
- [9] Bredow von, B.: Optimierte Mikrogeometrie bei modernen Zylinderrollenlagern. VDI-Zeitschrift 128, Nr. 12, 1986.
- [10] Carter, F.W.: On the action of a Locomotive Driving wheel. Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Vol. 112, No. 760, 1926
- [11] Czichos, H.; Habig, K.-H.: Tribologie Handbuch, Reibung und Verschleiß. Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2003
- [12] Dauber, O.: Elastohydrodynamische Rollreibung in Stahl-Keramik-Kontakten. Diss. Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau, Uni-Karlsruhe, 2001
- [13] DIN ISO 281 Beiblatt 4: Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer-Verfahren zur Berechnung der modifizierten Referenzlebensdauer für allgemein belastete Wälzlager. Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2003
- [14] DIN ISO 13656-2 Beschreibung von Oberflächen mit schichtartigen funktionsrelevanten Eigenschaften Teil 2, Beschreibung der Höhe mittels linearer Materialtraganteilkurve Berlin: Beuth Verlag GmbH, 1994 (Entwurf)
- [15] DIN 50323 Tribologie: Teil1; Begriffe. Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2003 (zurückgezogen)
- [16] DIN 50323-3 Tribologie Teil 3, Reibung; Begriffe, Arten, Zustände, Kenngrößen Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2003 (zurückgezogen)

- [17] DIN 4768: Ermittlung der Rauheitskenngrößen R_a , R_z , R_{max} mit elektrischen Tastschnittgeräten. Berlin: Beuth Verlag GmbH, 1990
- [18] Dowson, D.; Toyoda, S.: A central film thickness formula for elastohydrodynamic line contacts. Proc. 5th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Leeds, 1978
- [19] Engel, S.: Reibungs- und Ermüdungsverhalten des Rad-Schiene-Systems mit und ohne Schmierung. Dissertation; Institut für Maschinenkonstruktion Magdeburg, 2002
- [20] Eyring, H.: Viscosity, Plasticity and Diffusion as Examples of absolute reaction rates. Journal Chem. Phys. Band 4, S:283-291, 1936
- [21] FAG Wälzlager Katalog. WL 41 520/3 DB, FAG Kugelfischer Georg Schäfer AG
- [22] Fromm, H.: Berechnung des Schlupfes beim Rollen deformierbarer Scheiben. Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik, Bd.7, Nr.1, 1927
- [23] Gesellschaft für Tribologie (GFT): GFT-Arbeitsblatt 3, Wälzlagerschmierung, 2006
- [24] Gesellschaft für Tribologie (GFT): GFT-Arbeitsblatt 7, Tribologie Definition, Begriffe, Prüfung. 2002
- [25] Gold, P.W.; J. Loos; C. Aßmann: Funktionsgerechte Oberflächenanalyse am Beispiel von Wälzlagern. Tribologie und Schmierungstechnik 48. Jahrgang, 6/2001
- [26] Hamrock, B.J.; D. Brewe: Simplified Solution for Stresses and deformations. ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 105, pp. 171-177, 1983
- [27] Harris, T.A.: The Effect of Misalignment on the Fatigue Life of Cylindrical Roller Bearings Having Crowned Rolling Members. ASME J. Lubr. Technol., 1969.
- [28] Houper, L.; P. Leenders: A Study of Mixed Lubrication Conditions in modern Deep-Groove Ball Bearings. Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Mixed Lubrication und Lubricated Wear, Paper III, pp. 55-63, 1985
- [29] Illmann, A.; Obst H.K.: Wälzlager in Eisenbahnwagen und Dampflokomotiven. Verlag Wilhelm Ernst und Sohn, 1957
- [30] Jacobson, B.: Nano-Meter Film Rheology and Asperity Lubrication. ASME Journal of Tribology, Vol 124, pp. 595-599, 2002
- [31] Johnson, K.L.: Tangential Traction and Micro-Slip in Rolling Contact. Proceedings of the Symposium on Rolling Contact Phenomena, ed. J.B. Bidwell, Elsevier, 1962
- [32] Johnson, K.L.; Greenwood ; S.Y. Poon: A Simple Theory of Asperity contact in elastohydrodynamic Lubrication. Wear Vol. 19; pp 91-108, 1972.
- [33] Johnson, K.L.; Tevaarwerk, J.L.: Shear behaviour of elastohydrodynamic oil film. Proceedings of royal society, London, series A, Vol. 356, 1977
- [34] Johnson, K.L.: Contact mechanics. Cambridge University Press, 1985
- [35] Jürgensmeyer, W.: Die Wälzlager. Verlag von Julius Springer, Berlin, 1937

- [36] Kaneta, M.: Effects of Surface Raughness in Elastohydrodynamic Lubrication. JSME Interantional Journal, Series III, Vol. 35, No. 4, S. 535-546, 1992
- [37] Kalker, J.J.: Rolling with Slip and Spin in the Presence of Dry Friction. Wear 9 S. 20-38, 1966
- [38] Kalker, J.J.: A Strip Theory for Rolling with Rolling Slip and Spin. Proceedings Koninklijke Nederlandse Akademie van Wetenschappen, Serie B (Physical Sciences), 1967
- [39] Keßler, A.: Zulässige Schiefstellung in Zylinderrollenlagern, Querschnittsuntersuchungen zum Betriebsverhalten von Zylinderrollenlagern unter Schiefstellung. Abschlussbericht FVA Forschungsvorhaben Nr. 412 /I+II, 2007
- [40] Korrenn, H.; Mauderer, V.: Axialschübe in verkantet eingebauten Radial-Zylinderrollenlagern. Klezig Fachberichte 78, 1970
- [41] Krimpmann, M.; V. Vesselinov, J. Weber: Numerische und experimentelle Analyse der Kinematik von Rollenlagern. VDI-Bericht 1706, 2002.
- [42] Kuhlmann, J.: Wälzlagerschmierung mit Fett bei dauerhaft niedrigen Temperaturen. Abschlussbericht FVA-Forschungsvorhaben Nr. 300 /Ib, 2004
- [43] Kuhlmann, J.: Tribologische Eigenschaften von Wälzlagerfetten bei dauerhaft niedrigen Temperaturen. Dissertation, Leibniz Universität Hannover, 2009
- [44] Kuss, E: Das Viskositäts-Druckverhalten im EHD-Kontakt, Tribologie, Reibung – Verschleiß – Schmierung, Band 11: Elastohydrodynamik, Meß- und Prüfverfahren, Bearbeitungsverfahren, Konstruktive Gestaltung, Springer Verlag, 1986
- [45] Loos, J.: Leistungsfähige Wälzlager für umweltverträgliche Schmierstoffe durch PVD-Verschleißschutzschichten. Dissertation RWTH Aachen, 2001
- [46] Lubenow, K.: Axialtragfähigkeit und Bordreibung von Zylinderrollenlagern. Abschlussbericht FVA-Forschungsvorhaben Nr. 305, 2002
- [47] Nypan, L.J.: Roller Skewing Behavior in Roller Bearings. Journal of Lubrication Technology Vol. 104, 1982
- [48] Oh, K.P.: Analysis of a Needle Bearing. Transactions of the ASME, Vol. 106, Heft 78, 1984
- [49] Poll, G. Der Einfluss der realen Systemeigenschaften auf die Kraftschluss-gesetze bei wälzender Relativbewegung. Diss, RWTH Aachen, 1983
- [50] Reusner, H.: Das logarithmische Profil – Qualitätsmerkmal moderner Zylinderrollenlager. SKF Kugellagerzeitschrift, Nr. 230, pp. 3-10, 1987
- [51] Ree, T.; Eyring, H.: Theory of non-Newtonian Flow I: Solid plastic system. Journal of applied physics 26, 1955
- [52] Sauer, B., Hahn, K., Teutsch, R.: Dynamiksimulation von Maschinenelementen mit Gleit-Wälz-Kontakten. Zeitschrift "Konstruktion", Springer Verlag, Teil 1: 07/08-2005 Teil 2: 09-2005
- [53] Schmidt, U.: Die Schmierfilmbildung in elastohydrodynamisch beanspruchten Wälzkontakten unter Berücksichtigung der Oberflächenrauheit. Dissertation Universität Hannover, 1985

- [54] Schipper, D.J.: Transitions in the Lubrication of concentrated contacts. Thesis Enschede, 1988
- [55] Sjö, A.: Numerical Aspects in Contact Mechanics and Rolling Bearing Simulation. Licentiate Thesis, Lund University, 1996
- [56] SKF Hauptkatalog, 5000 G, 2004
- [57] Skurka, J.: Elastohydrodynamic Lubrication of Roller Bearings. Paper 69-LUB-18, ASME, New York, 1969
- [58] Stauffert, G.: Die genaue parametrische Beschreibung von Profilschrieben technischer Oberflächen im Hinblick auf die Funktionsfähigkeit des Werkstücks. Dissertation, 1980
- [59] Tallian, T.E.: The Theory of Partial Elastohydrodynamic Contacts. *Wear*, Vol. 21, pp. 49-101, 1972
- [60] Teutsch, R.; Hahn K.; Aul E.; Sauer B.: Dynamische Simulation von Maschinenelementen unter Berücksichtigung der spezifischen Einbausituation. VDI-Bericht Nr. 1706, 2002
- [61] Teutsch, R.: Kontaktmodelle und Strategien zur Simulation von Wälzlagern und Wälzführungen. Dissertation, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Band 01 / 2005
- [62] Tevaarwerk, J.L.: Traction in Lubricated Contacts, Contact Mechanics and Wear of Rail / Wheel Systems. University of Waterloo Press, 1982
- [63] Tripp, J.H.: Hertzian Contact in Two and Three Dimensions. NASA Technical Paper Series, No. 2473, 1985
- [64] Ulezelski, J.C.; Evans, D.G.; Haka, R.J.; Malloy, J.D.: Needle Bearing Axial Trust Study. SAE Technical Paper Series, 1983
- [65] Volk, R.: Rauheitsmessung - Theorie und Praxis. Berlin, Beuth Verlag GmbH, 2005
- [66] Zhang, Y.: On the heavily loaded rolling-sliding elastohydrodynamic lubrication of rectangular contacts with two phase flow. Transactions of machine elements division, Lund Technical University, Sweden, 1984
- [67] Zhou, R.S; M.R. Hoeprich: Torque od Taper Roller bearings. *Journal of Tribology*, Vol. 113, pp.590-597, 1991

10 Anhang

Driftverhalten des 3-Komponentendynamometers

Für die verwendete Messplattform wird vom Hersteller für die Drift im statischen Messmodus ein Grenzwert von $\pm < 0,03 \text{ pC/s}$ bei 25°C angegeben. Mit den bekannten richtungsabhängigen Empfindlichkeiten der Messplattform lässt sich die maximal auftretende Drift rechnerisch abschätzen (Tabelle 10-1).

Koordinatenrichtung	Empfindlichkeit [pC/N]	max. Drift _{100 sec.} [N]
x	7,866	$\pm 0,38$
y	7,734	$\pm 0,38$
z	3,623	$\pm 0,82$

Tabelle 10-1: Drift des 3-Komponentendynamometers (Herstellerangabe)

Abbildung 10-1 zeigt die gemessene Nullpunktdrift der Kistler-Messplattform für alle drei Koordinatenrichtungen. Die größte Drift tritt in z-Richtung auf. Da dies jedoch auch die Hauptbelastungsrichtung ist, ist der Einfluss gering. Der Fehler liegt für den angegebenen Messzeitraum von 2000 s und unter Berücksichtigung der vorgesehenen Radiallasten im Bereich zwischen 0,1 – 0,5 %.

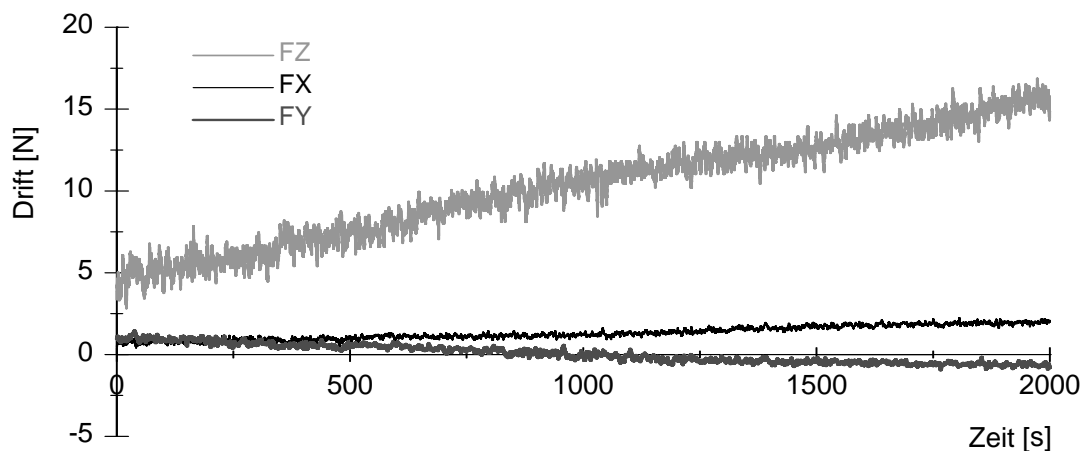


Abbildung 10-1: Nullpunktdrift des 3-Komponentendynamometers (gemessen)

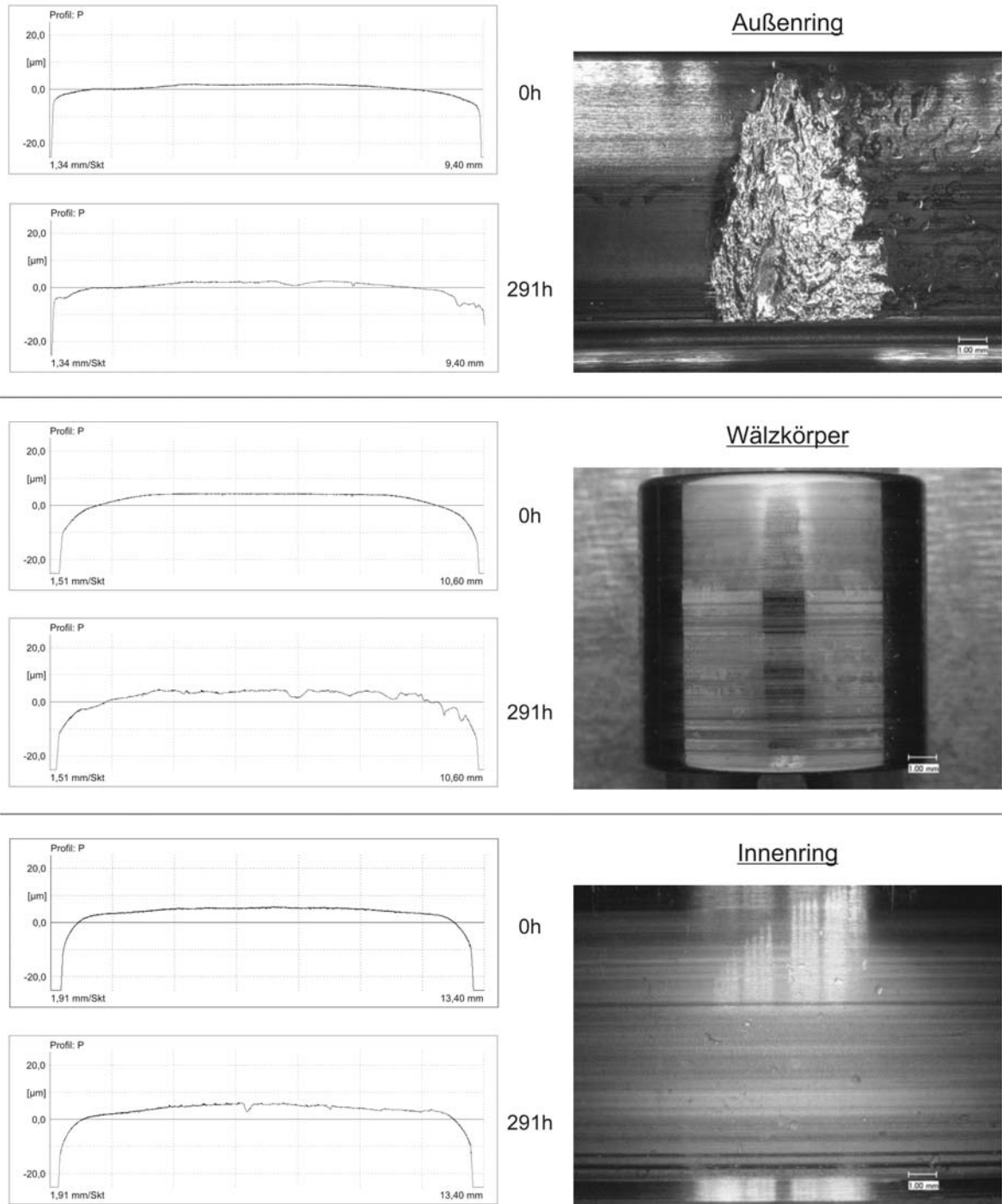


Abbildung 10-2: Oberflächenprofile Lager 038

Laufflächenverschleiß an den Kontaktstellen und Ermüdungsschaden am Außenring

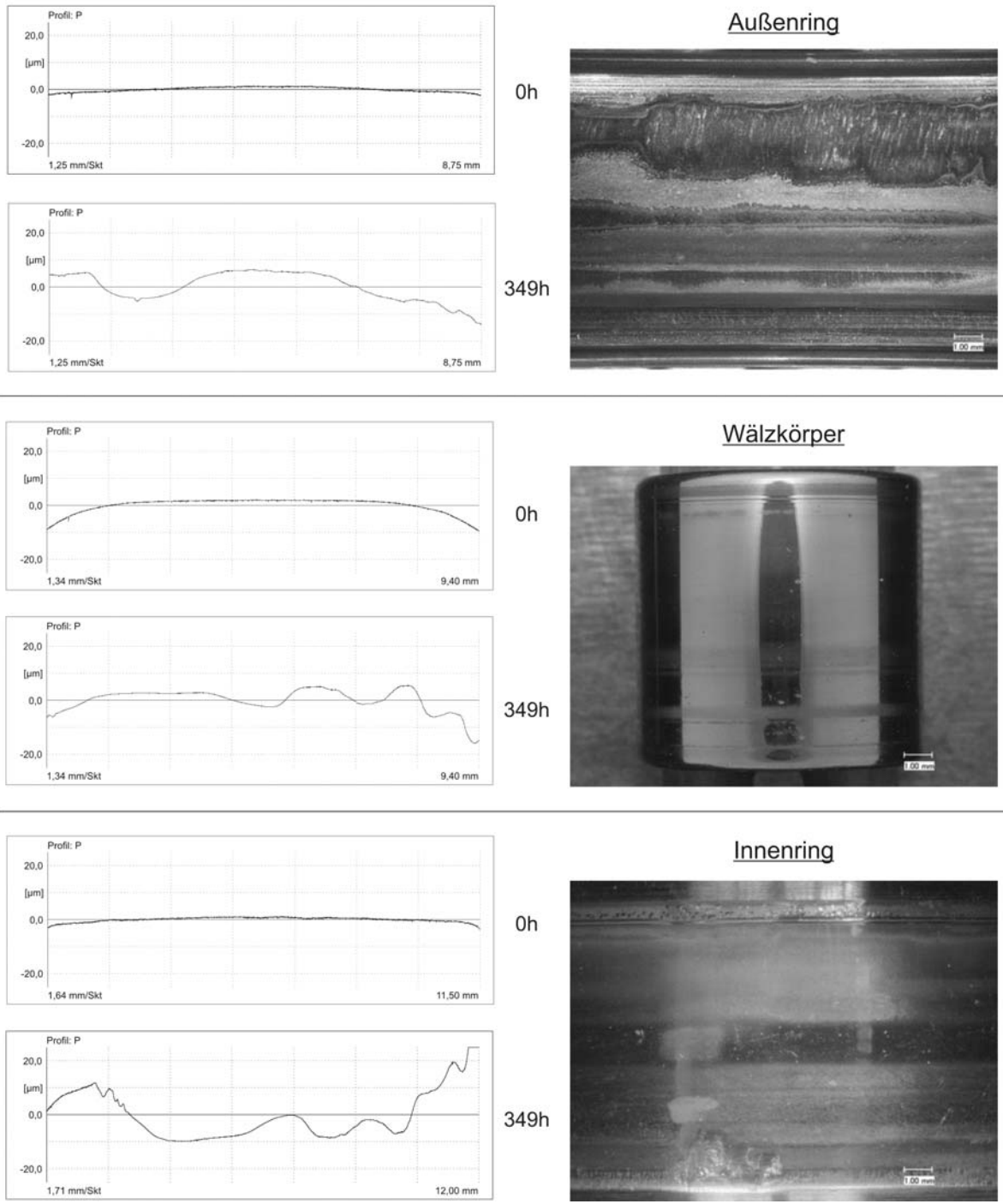


Abbildung 10-3: Oberflächenprofile Lager 044

Laufflächenverschleiß an den Kontaktstellen und Ermüdungsschaden am Innenring

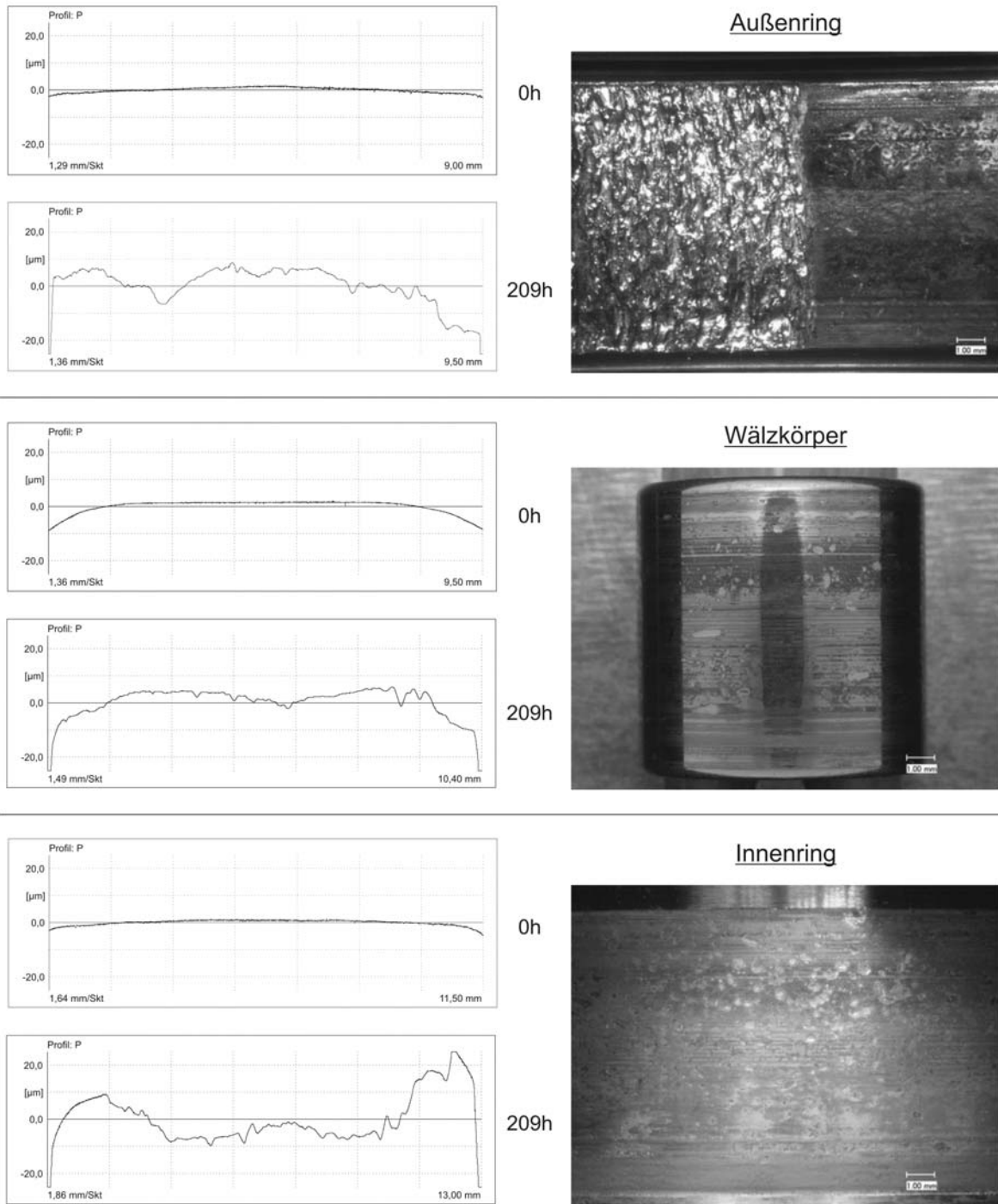


Abbildung 10-4: Oberflächenprofile Lager 046

Laufflächenverschleiß an den Kontaktstellen und Ermüdungsschaden am Außenring

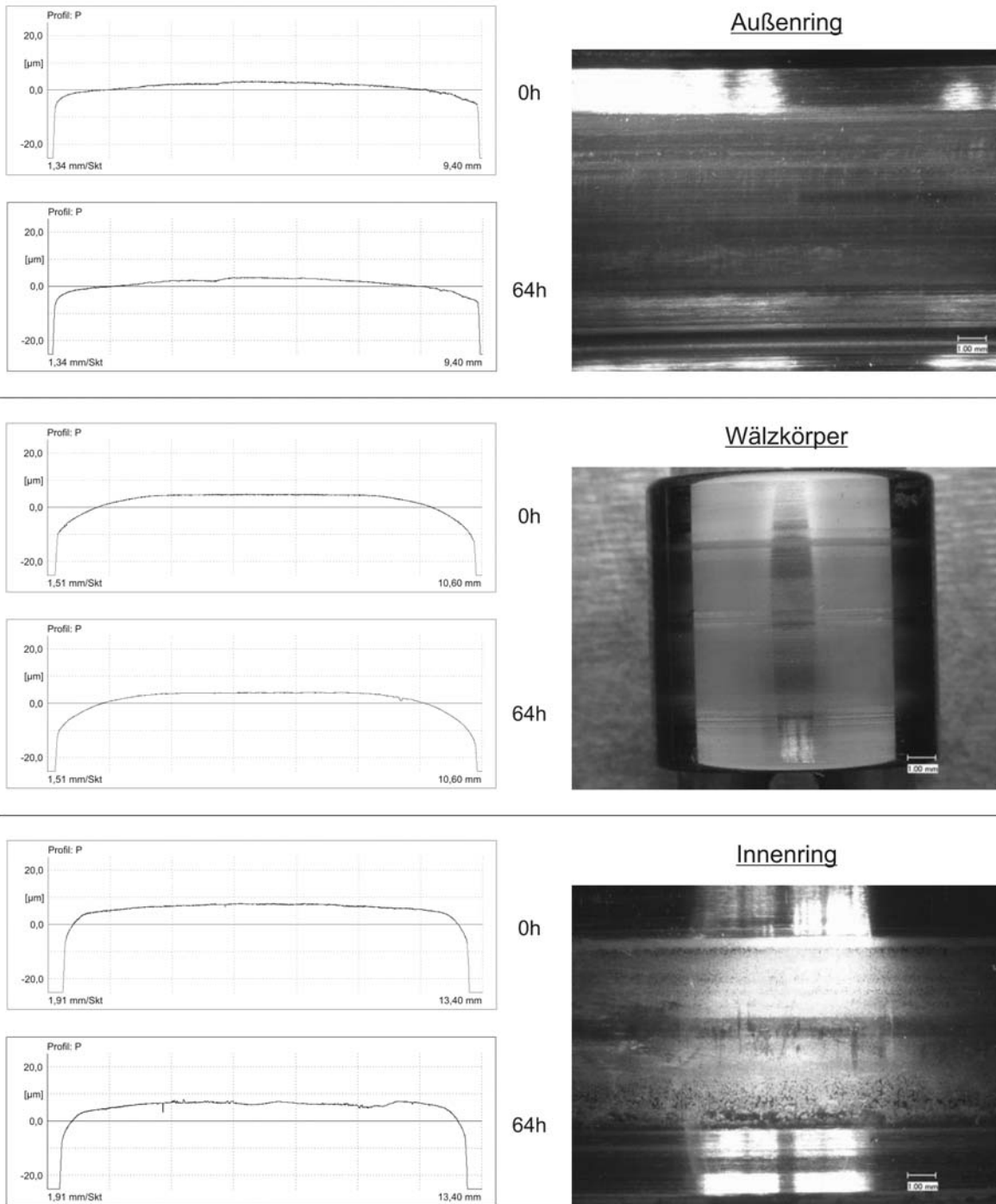


Abbildung 10-5: Oberflächenprofile Lager 068

Laufflächenverschleiß an den Kontaktstellen

Lebenslauf

Persönliche Daten

Andreas Keßler

geboren am 10.03.1974 in Hamburg

ledig

Berufstätigkeit

seit 09/2008 Entwicklungsingenieur in der Getriebeentwicklung, Volkswagen AG Wolfsburg

07/2002 – 06/2008 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie (IMKT), Universität Hannover

Studium

10/1994 – 05/2002 Studium des Maschinenbaus an der Universität Hannover, Fachrichtung Allgemeiner Maschinenbau
Abschluss: Diplomprüfung

04/1997 – 12/2000 Wissenschaftliche Hilfskraft am Institut für Werkstoffkunde (IW) Universität Hannover

Berufspraktika

02/2002 – 05/2002 Diplomarbeit bei der Volkswagen AG, Werk Wolfsburg

10/1999 – 02/2000 Fachpraktikum bei der Audi AG, Werk Neckarsulm

07/1994 – 09/1994 Grundpraktikum bei der STILL GmbH, Hamburg

Schulbildung

08/1990 - 06/1994 Lohmühlen Gymnasium Hamburg, Abschluss: Abitur

08/1986 - 07/1990 Kath. Realsch. Schmilinskystr. Hamburg, Abschluss: Mittlere Reife

08/1984 - 07/1986 Orientierungsstufe, Kath. Grundsch. Böhmestr. Hamburg

08/1980 - 07/1984 Kath.Grundsch. Böhmestr. Hamburg