

Reihe 1

Konstruktions-
technik/
Maschinen-
elemente

Nr. 450

Dipl.-Ing. Univ. Katrin Heider,
Fürth

Berücksichtigung der Schmierstoffhydro- dynamik und der Käfigverformung in der Wälzlagerdynamik- simulation unter hohen Zentripetal- beschleunigungen

Berücksichtigung der Schmierstoffhydrodynamik und der Käfigverformung in der Wälzlagerdynamiksimulation unter hohen Zentripetalbeschleunigungen

Der Technischen Fakultät
der Friedrich-Alexander-Universität
Erlangen-Nürnberg
zur
Erlangung des Doktorgrades Dr.-Ing.

vorgelegt von
Katrin Heider geb. Seiler
aus Marktredwitz

Als Dissertation genehmigt
von der Technischen Fakultät
der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg.

Tag der mündlichen Prüfung:	11. Januar 2019
Vorsitzender des Promotionsorgans:	Prof. Dr.-Ing. Reinhard Lerch
Gutachter:	Prof. Dr.-Ing. Sandro Wartack Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Hannes Hick

Fortschritt-Berichte VDI

Reihe 1

Konstruktionstechnik/
Maschinenelemente

Dipl.-Ing. Univ. Katrin Heider,
Fürth

Nr. 450

Berücksichtigung der
Schmierstoffhydro-
dynamik und der
Käfigverformung in
der Wälzlagerdynamik-
simulation unter
hohen Zentripetal-
beschleunigungen

VDI verlag

Heider, Katrin

Berücksichtigung der Schmierstoffhydrodynamik und der Käfigverformung in der Wälzlagerdynamiksimulation unter hohen Zentripetalbeschleunigungen

Fortschr.-Ber. VDI Reihe 1 Nr. 450 . Düsseldorf: VDI Verlag 2019.

176 Seiten, 114 Bilder, 17 Tabellen.

ISBN 978-3-18-345001-5 ISSN 0178-949X,

€ 62,00/VDI-Mitgliederpreis € 55,80.

Für die Dokumentation: Hydrodynamik – Wälzlager – Rollenlager – Dynamiksimulation – Mehrkörpersimulation – Käfigelastizität – Fliehkraft – Konstruktion – Produktentwicklung

Die vorliegende Arbeit wendet sich an Ingenieure und Wissenschaftler aus dem Bereich der Entwicklung von Wälzlagern und der Dynamiksimulation. Unter hoher Zentripetalbeschleunigung nimmt die Reibung in den Käfigkontakten zu. Aus diesem Grund integriert diese Arbeit die Schmierstoffhydrodynamik und die Käfigverformung in die Wälzlagerdynamiksimulation. Die rechenzeit-effiziente Berücksichtigung der Schmierstoffhydrodynamik erfolgt mit Hilfe analytischer Berechnungsansätze differenziert für jeden Käfigkontakt. Zusätzlich wird der Einfluss der Käfigverformung durch die Integration eines vollelastischen Käfigs in die Dynamiksimulation untersucht. Der Einfluss des neuen Berechnungsansatzes auf die Lagerdynamik und die Lagerreibung wird am Beispiel eines Pleuellagers vorgestellt. Das Lager wird hierbei in der Simulation mit Zentripetalbeschleunigungen von bis zu 5000 · g belastet.

Bibliographische Information der Deutschen Bibliothek

Die Deutsche Bibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliographische Daten sind im Internet unter www.dnb.de abrufbar.

Bibliographic information published by the Deutsche Bibliothek

(German National Library)

The Deutsche Bibliothek lists this publication in the Deutsche Nationalbibliographie (German National Bibliography); detailed bibliographic data is available via Internet at www.dnb.de.

© VDI Verlag GmbH · Düsseldorf 2019

Alle Rechte, auch das des auszugsweisen Nachdruckes, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe (Fotokopie, Mikrokopie), der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen, im Internet und das der Übersetzung, vorbehalten.

Als Manuskript gedruckt. Printed in Germany.

ISSN 0178-949X

ISBN 978-3-18-345001-5

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftliche Assistentin am Lehrstuhl für Konstruktionstechnik KTmfk der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg FAU. An dieser Stelle möchte ich meine Dankbarkeit gegenüber denjenigen aussprechen, die mich in dieser Zeit unterstützt und begleitet haben.

Zu Beginn danke ich meinem Doktorvater Prof. Sandro Wartzack für die Betreuung der Arbeit, für sein entgegengebrachtes Vertrauen, seine Förderung und seine stete Unterstützung.

Des Weiteren gilt mein Dank Prof. Hannes Hick, Leiter des Instituts für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik der TU Graz, für die Zweitbegutachtung dieser Arbeit, sowie meinem fachfremden Prüfer Prof. Peter Weidinger, Institut für allgemeine Werkstoffeigenschaften der FAU für das Interesse an meiner Arbeit. Prof. Harald Meerkamm, dem ehemaligen Ordinarius des KTmfk, danke ich für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes und seine wissenschaftliche Führung während meines gesamten Studiums.

Weiterer Dank gilt der Firma Schaeffler Technologies AG & Co. KG und meinen Projektpartnern für die herausfordernde Themenstellung, die Unterstützung und die zahlreichen, interessanten Diskussionen, die zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben. Insbesondere seien hier Oliver Graf-Goller, Dr.-Ing. Michael Plogmann und Bodo Hahn genannt.

Allen ehemaligen Kollegen des KTmfk möchte ich für die angenehme Arbeitsatmosphäre und den freundschaftlichen Umgang miteinander meinen Dank aussprechen. Mein besonderer Dank gilt meinem Gruppenleiter Dr.-Ing. Stephan Tremmel für seine Unterstützung, seine stets im richtigen Maß kritische Anleitung und die lehrreiche Zeit in der Arbeitsgruppe Wälzlagertechnik. Meinen Kollegen der Arbeitsgruppe Wälzlagertechnik David Hochrein, Michael Jüttner, Max Marian, Andreas Meinel, Matthias Müller, Alexander Pabst sowie Martin Weschta danke ich für die sehr gute Zusammenarbeit.

Ebenso danke ich allen Studierenden, die mit ihren studentischen Arbeiten und ihrer Arbeit als Hilfswissenschaftler einen Beitrag zum Gelingen meiner Arbeit geleistet

haben. Hierbei seien Marion Landkammer, Max Marian und Reinhardt Seidel namentlich erwähnt.

Meiner Familie danke ich von ganzem Herzen für ihre Unterstützung und Motivation während der gesamten Zeit. Hier möchte ich ganz besonders meine Mutter herausstellen, die mich und meine gesamte Ausbildung jederzeit gefördert hat und mir allzeit ein bedingungsloser Rückhalt war. Meinem Mann Johannes danke ich für sein entgegengebrachtes Verständnis, den zeitlichen Freiraum und seine liebevolle Unterstützung.

Fürth, im Januar 2019

Katrin Heider

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung.....	1
1.1	Motivation	1
1.2	Problemstellung	3
1.3	Aufgabenstellung und Aufbau der Arbeit	4
2	Stand der Forschung.....	6
2.1	Wälzlagerdynamiksimulation	6
2.1.1	2D-Modelle.....	7
2.1.2	3D-Modelle.....	7
2.2	Kontakt- und Reibungsberechnungsmethoden.....	9
2.3	Berücksichtigung der Schmierstoffhydrodynamik in den Käfigkontakten	11
2.4	Berücksichtigung elastischer Käfigverformungen	14
2.5	Handlungsbedarf.....	17
3	Theoretische Grundlagen	19
3.1	Reibung im Wälzlager.....	19
3.1.1	Reibungsanteile	19
3.1.2	Reibungszustände	21
3.2	Schmierung im Wälzlager	26
3.2.1	Schmierstoffeigenschaften.....	26
3.2.1.1	Viskosität.....	26
3.2.1.2	Rheologie	28
3.2.2	Schmierungstheorie	30
3.2.2.1	Die REYNOLDSSche Differenzialgleichung	31
3.2.2.2	Gleitlagertheorie.....	35
3.2.2.3	Elastohydrodynamische Schmierung	39
3.3	Kinematik im Wälzlager.....	41
3.3.1	Geschwindigkeiten und Drehzahlen.....	41
3.3.2	Schränken und Axialschub	44
3.3.3	Beschleunigungs- und Abbremsvorgänge	46

4	Methodik zur Berücksichtigung der Hydrodynamik in den Käfigkontakten	49
4.1	Kontaktmodelle.....	49
4.1.1	Käfig/Ring-Kontaktmodell	49
4.1.1.1	Kontaktberechnung an den Käfigführungsflächen	50
4.1.1.2	Kontaktberechnung an den Käfigstegen.....	56
4.1.2	Käfig/Wälzkörper-Kontaktmodell	59
4.1.2.1	Käfig/Wälzkörpermantel-Kontakt	60
4.1.2.2	Käfig/Wälzkörperstirnfläche-Kontakt	63
4.1.3	Käfig/Käfig-Kontaktmodell	66
4.2	Abgleich mit dem Gleitlagerprogramm COMBROS	68
4.2.1	Druckverlauf und Reibung am Käfigstirnring	69
4.2.2	Druckverlauf am geteilten Käfigstirnring	74
4.2.3	Einfluss der Käfigstege	77
5	Methodik zur Berücksichtigung der Käfigelastizität	28
5.1	Vorbereitung der Eingangsdateien.....	83
5.2	Käfig/Ring-Kontakt	86
5.2.1	Geometrierückführung und Kontaktberechnung	86
5.2.2	Kraftrückgabe.....	88
5.3	Abgleich mit AVL Excite™.....	90
5.3.1	Schmierfilmhöhe und Druckverlauf an der elastischen Käfigführungsfläche	90
5.3.2	Benötigte Moden- und Kontaktknotenanzahl	93
5.3.3	Vergleich zwischen starrer und elastischer Kontaktberechnung	95
5.4	Plausibilitätsprüfung des Käfigreibungsmoments	97
6	Einfluss der Berechnungsmethodik auf die Lagerdynamik	101
6.1	Anwendungsbeispiel Pleuellager	102
6.2	Einfluss der Schmierstoffhydrodynamik auf die Lagerdynamik	104
6.2.1	Gesamtlagerreibung	104
6.2.2	Käfigkinematik	110
6.3	Elastischer Käfig des Pleuellagers	116
6.4	Einfluss der Käfigelastizität auf die Lagerdynamik	117
6.4.1	Gesamtlagerreibungsmoment	118
6.4.2	Käfigkinematik	120
6.4.3	Käfigverformung.....	124
6.5	Einfluss der Elastohydrodynamik auf die Lagerdynamik	127
6.5.1	Gesamtlagerreibungsmoment	127
6.5.2	Käfigkinematik	130
6.5.3	Käfigverformung.....	133

6.6	Diskussion der Berechnungsmethoden.....	136
7	Zusammenfassung und Ausblick	139
8	Anhang	141
8.1	Rauheit von Wälzlagern	141
8.2	Richtwerte zur Reibungszahl μ	141
8.3	Viskosität des Schmierstoffs	142
9	Literaturverzeichnis.....	144

Nomenklatur

Abkürzungen

AR	Außenring
CMS	Component Mode Synthesis
EHD	Elastohydrodynamik, elastohydrodynamisch
E-Modul	Elastizitätsmodul
FE	Finite Elemente
FKR	Festkörperreibung
HD	Hydrodynamik, hydrodynamisch
IK	Innenkreis
IR	Innenring
K	Käfig
M	Moden
MK	Masterknoten
MKS	Mehrkörpersimulation
MP	Mittelpunkt
SKV	Starrkörperverschiebung
SP	Schwerpunkt
TF	Tragfaktor
WK	Wälzkörper

Formelzeichen

Lateinische Buchstaben

A	Fläche
a	Versatz zur symmetrischen Krafteinleitung; Hebelarm
a_{HERTZ}	Große Halbachse der Kontaktellipse
$A_{\text{Öl}}, B_V$	Schmierstoffparameter nach VOGEL
a_x	Position der Resultierenden

b	Kontaktbreite
B	Lagerbreite
B, C	Konstanten nach ZHOU
B_{50}, C_{50}	Schmierstoffparameter nach FVA
b_{HERTZ}	Kleine Halbachse der Kontaktellipse
b_i	Breite der Käfigunterteilung
b_r	Breite des Ersatzrings
b_s	Stegbreite
$C_{\eta 1 \dots 5}$	Schmierstoffparameter nach RODERMUND
C_0	Statische Tragzahl
C_V	Temperaturkonstante nach VOGEL
D	Durchmesser der Lagerschale/Außenring
d	Durchmesser des Lagerzapfens/Käfig
D_{pWK}	Teilkreisdurchmesser des Wälzkörpersatzes
D_{WK}	Durchmesser des Wälzkörpers
E	E-Modul
e	Exzentrizität
E_r	Reduzierter E-Modul
F	Last, Kraft
F	Tragkraft des Stirnrings
F_a	Axialkraft
F_d	Dämpfungskraft
F_{Ges}	Summe der Tragkräfte F und F_s
F_N	Normalkraft
F_r	Radialkraft
F_R	Reibungskraft
$F_{R \text{ fest}}$	Reibungskraft im Bereich der Festkörperreibung
$F_{R \text{ fest S}}$	Festkörperreibungskraft am Steg
$F_{R \text{ flüssig}}$	Reibungskraft im Bereich der Flüssigkeitsreibung
$F_{R \text{ flüssig S}}$	Flüssigkeitsreibungskraft am Steg
$F_{r \text{ min}}$	Mindestbelastung des Wälzlagers
$F_{R \text{ Misch}}$	Reibungskraft im Bereich der Mischreibung

F_{RS}	Reibungskraft am Steg
F_{S}	Tragkraft des Stegs
G	Schubmodul
g	Erdbeschleunigung
h	Schmierfilmhöhe
H	Relative Schmierfilmhöhe
h_{min}	Minimale Schmierfilmhöhe
i	Nummer der Kontaktscheibchen
I	Schmierstoffkennwert nach FALZ
I_{T}	Massenträgheitsmoment eines Käfigsegments
K	Kontaktknoten
K_{α}, K_{β}	Parameter zur Bestimmung der Übergangsschubspannung
K_{T}	Steifigkeitsmatrix eines Käfigsegments
L	Kontaktbreite
l_i	Länge der Käfigunterteilung
l_{S}	Steglänge
m	Parameter für die Anzahl der Schmierstoffbphrungen
M_{R}	Reibungsmoment
m_{T}	Masse eines Käfigsegments
n	Drehzahl
$n_{\text{kinematisch}}$	Theoretisch rechnerisch kinematische Drehzahl
N	Anzahl der Stege
p	Schmierfilmdruck
p_{max}	Maximaler Schmierfilmdruck
$p_{\text{max S}}$	Maximaler Schmierfilmdruck in der Stegmitte
Q	Lagerlast
R	Innenradius der Lagerschale/Außenring
r	Außenradius des Lagerzapfens/Käfig
$R_{(\text{x,z})}$	Resultierende
R_{a}	Arithmetischer Mittelwert der Rauheit
R_{AR}	Radius der Außenringlaufbahn
Re	REYNOLDS-Zahl

r_1	Radius eines Wälzkörperscheibchens
R_{IR}	Radius der Innenringlaufbahn
$r_{\text{Käfig}}$	Radius der Käfigtasche
R_q	Quadratischer Mittelwert der Rauheit
r_r	Radius des Ersatzrings
R_x, R_y	Krümmungsradius in xy und yz-Ebene
s	Lagerspiel
S	Berechnungspunkt auf dem Spline
S	Schlupf
S_0	Viskositäts-Temperatur-Index nach ROELANDS
t	Zeit
u	Relative Umfangsgeschwindigkeit zwischen Käfig und AR
u, v, ω	Geschwindigkeit in x, z und y-Richtung
v_r	Relative radiale Geschwindigkeit zwischen Käfig und AR
$u_{\text{rel, WK-IR}}$	Relative Geschwindigkeit zwischen WK und IR
$u_{\text{theoretisch}}$	Theoretisch rechnerisch kinematische Drehzahl
v_y	Geschwindigkeit in y-Richtung
v_{yK}	Geschwindigkeit des Kraftrückgabeknotens in y-Richtung
v_{yS}	Geschwindigkeit des Berechnungspunkts auf dem Spline in y-Richtung
$w(x, z)$	Verformung
x, y, z	Kontaktrichtung
z	Breite, Lagerbreite
Z, Z_r	Viskositäts-Druck-Index nach ROELANDS

Griechische Buchstaben

α	Dimensionsloser Parameter
α	Schränk-, Kippwinkel
α	Winkel des Kreisbogens
α_B	Betriebsberührungswinkel
α_q	Druck-Viskositäts-Koeffizient nach BARUS
β_1, β_2	Winkel zur Lage der Käfigunterteilung
$\dot{\gamma}$	Schergefälle

γ	Verkipfungswinkel des Wälzkörpers zur z-Achse
δ	Verlagerungswinkel
$\dot{\delta}$	Winkelgeschwindigkeit
$\delta(x, z)$	Geometriebedingte Schmierspaltänderung
ε	Relative Exzentrizität
$\dot{\varepsilon}$	Annäherungsgeschwindigkeit
η	Dynamische Viskosität
η_0	Dynamische Viskosität bei Atmosphärendruck
θ	Umfangswinkel
ϑ	Temperatur
ρ	Schmierstoffdichte
Λ	Schmierfilmdickenparameter
λ	Festkörperlasttraganteil
$\mu_{\text{R Fest}}$	Festkörperreibungszahl
Π	Dimensionslose Druckkennzahl
τ	Schubspannung
τ_E	Übergangsschubspannung
τ_L	Grenzschubspannung
ν	Kinematische Viskosität
$\nu_{1,2}$	Querdehnzahl des Körpers 1 bzw. 2
φ	Umfangswinkel
$\varphi_{y,z}$	Kippwinkel des WK um die y-, z-Achse
ψ	Relatives Lagerspiel
Ω	Dimensionsloser Parameter
ω	Rotationsgeschwindigkeit
$\tilde{\omega}$	Mittlere Rotationsgeschwindigkeit

Indizes

a	Kontaktpartner 1, z.B. Lagerschale, Außenring
AR	Außenring
b	Kontaktpartner 2, z.B. Wellenzapfen, Käfig
IK	Innenkreis

IR	Innenring
K	Käfig
r	Ersatzring
R	Reibung
WK	Wälzkörper
x	Komponente in x-Richtung
y	Komponente in y-Richtung
z	Komponente in z-Richtung

Zusammenfassung

In vielen technischen Anwendungen ist zur Verbesserung der Energieeffizienz die Reibung in Wälzlagerungen zu reduzieren. Wälzlager, die hohen Zentripetalbeschleunigungen ausgesetzt sind, können eine stark erhöhte Reibung an den Käfigkontakten aufweisen, da der bordgeführte Käfig gegen den Außenring gedrückt und verformt wird. Zur gezielten Entwicklung neuer reibungsarmer Lagerlösungen ist in solchen Anwendungsfällen sowohl die Schmierstoffhydrodynamik in den Käfigkontakten als auch die Käfigelastizität in der Wälzlagerdynamiksimulation zu berücksichtigen.

Die Berücksichtigung der Schmierstoffhydrodynamik erfolgt mit Hilfe analytischer Berechnungsansätze differenziert für jeden Käfigkontakt. Die Kontaktberechnung bleibt damit weiterhin recheneffizient, numerisch stabil und für die Dynamiksimulation von Wälzlagern geeignet. Eine Umsetzung dieses Ansatzes erfolgt im Wälzlagerdynamiksimulationsprogramm CABA3D. Eine ausreichend hohe Genauigkeit der hydrodynamischen Berechnung wird durch den Abgleich mit dem validierten Gleitlagerprogramm COMBROS sichergestellt. Es kann gezeigt werden, dass die Berücksichtigung der Schmierstoffhydrodynamik einen großen Einfluss auf die Käfig- und Lagerkinematik sowie das Reibungsmoment haben kann und bei Lagern unter Zentripetalbeschleunigung berücksichtigt werden sollte.

Zusätzlich wird der Einfluss der Käfigverformung durch die Integration eines elastischen Käfigs in die Dynamiksimulation untersucht. Hierzu ist die Rückführung der verformten Kontaktgeometrie des Käfigs aus einzelnen, verschobenen Käfigknoten nötig. Anschließend können wiederum die hydrodynamischen Ansätze zur Berechnung der Kontaktkräfte und des Reibungsmoments eingesetzt werden. Die Ergebnisse der elastohydrodynamischen Kontaktberechnung mit Hilfe von CABA3D werden mit Ergebnissen des Gleitlagerprogramms AVL Excite™ verglichen. Es zeigt sich, dass die Käfigelastizität einen deutlichen Einfluss auf den Druckverlauf des Schmierfilms und damit auch auf das Käfigreibungsmoment hat. Die Kopplung der Hydrodynamik in den Käfigkontakten und der Käfigelastizität sollte daher für Lager, die hohen Zentripetalbeschleunigungen ausgesetzt sind, ebenfalls betrachtet werden.

Der Einfluss des neuen Berechnungsansatzes auf die Lagerdynamik und die Lagerreibung wird am Beispiel eines Pleuellagers vorgestellt. Das Lager wird hierbei in der Simulation mit Zentripetalbeschleunigungen von bis zu $5000 \cdot g$ belastet.

Abstract

Friction must be reduced in a lot of bearing applications to raise the power efficiency. Rolling bearings that run under high centripetal acceleration show increased friction in their cage contacts. The cage is pushed against the outer ring and is deformed under high centripetal accelerations. Hence, the hydrodynamics as well as the deformation of the cage have to be taken into consideration in rolling element bearing dynamics simulations for the systematic development of new, power efficient bearing applications.

The hydrodynamic of the lubrication in the cage contacts is considered in the dynamics simulation program for rolling element bearings CABA3D by the use of analytical, differentiated calculation approaches. That leads to a time-efficient contact calculation, which is numerical stable and can be used in the dynamics simulation. The accuracy of the hydrodynamic calculation is shown by comparing these results to results of the journal bearing program COMBROS. The consideration of the lubricant's hydrodynamics has an immense influence on the cage's and bearing's kinematics as well as the friction torque. Therefore, the hydrodynamics should not be neglected under unsteady conditions.

The deformation of the cage is considered in addition by integrating a full-elastically modelled cage in the dynamics simulation for rolling element bearings. The deformed contact geometry is reconstructed from the deformed and displaced cage's finite element nodes. After that the hydrodynamic approaches are used to calculate the contact forces and the friction torque. The results of the elastohydrodynamic contact calculation are compared to results of the journal bearing calculation program AVL ExciteTM. The cage's elasticity has a significant influence on the pressure distribution and the friction torque between cage and outer ring. Therefore, the hydrodynamics and the cage's elasticity should not be neglected in rolling bearing dynamics simulations for bearings that run under high centripetal accelerations.

The influence of the new calculation approach on the bearing's dynamics and friction is presented by the example of a piston rod bearing. The bearing is loaded in the simulation with a centripetal acceleration up to $5000 \cdot g$.

1 Einleitung

1.1 Motivation

Knapper werdende Ressourcen bei steigendem Mobilitätsbedarf sowie das Streben nach Reduzierung des Schadstoffausstoßes bei Verbrennungskraftmaschinen erfordern die Steigerung der Energieeffizienz in der Fahrzeugtechnik. Dies kann beispielsweise durch die Verringerung von Reibungsverlusten erreicht werden.

So wird zum Beispiel derzeit die Substitution von Gleitlagern durch reibungsärmere Wälzlager in Verbrennungsmotoren diskutiert (siehe [1], [2] und [3]). Zahlreiche Forschungsarbeiten fokussieren sich auf die Reibungsreduzierung durch den Einsatz einer wälzgelagerten Kurbelwelle [4] oder den Ersatz der Pleuegleitlager durch Pleuelwälzlager [5]. Die in einem PKW-Ottomotor auftretenden Reibungsanteile sind in Bild 1.1 dargestellt. Es wird deutlich, dass im gleitgelagerten Motor die Hauptlager einen beträchtlichen Anteil an der auftretenden Reibung besitzen. Aber auch die Pleuellager tragen etwa ein Zehntel zur Gesamtreibung bei [6]. Eine Reduzierung der Reibung durch die Substitution der Gleitlager mit Wälzlagern erscheint daher vielversprechend [7]. Zudem können die Energieverluste der Ölpumpe reduziert werden, da durch den geringeren Schmierstoffbedarf der Wälzlager kleinere Aggregate verwendet werden können [8]. Des Weiteren sind Wälzlager vorteilhaft beim Einsatz der immer weiter verbreiteten Start-Stopp-Systeme. Aufgrund ihrer günstigeren Notlaufeigenschaften sind sie im Vergleich zu Gleitlagern unempfindlicher gegenüber Verschleiß im Mischreibungszustand beim Starten und Hochfahren des Motors (vergleiche [9] und [10]). Bei hohen Drehzahlen wirken jedoch auf die Pleuellager erhebliche Fliehkräfte, die den Reibungsvorteil von Wälzlagern gegenüber Gleitlagern aufheben können. Durch eine gezielte Optimierung des Käfigs, etwa durch spezielle Bauformen oder Beschichtungen [11], können die Reibungsverluste der Wälzlager jedoch möglicherweise reduziert werden.

Automatikgetriebe mit hohen Gangzahlen tragen ebenfalls deutlich zur Kraftstoff- und Schadstoffreduzierung im Straßenverkehr bei. Hohe Gangzahlen werden dabei zum Beispiel durch mehrere Planetenradsätze im Stufenautomatikgetriebe realisiert (siehe [12] und [13]). Jeder Planet ist durch einen Nadelkranz auf dem Planetenträger gelagert. Da in einem Stufenautomatikgetriebe somit eine hohe Anzahl an Planetenradlagerungen benötigt wird, sollten diese energieeffizient gestaltet sein [12]. Zusätzlich treten in den Planetenradlagerungen hohe Massenkkräfte auf, die aus der Rotation

des Planetenträgers resultieren. Diese Kräfte stellen eine zusätzliche Belastung für die Lagerkomponenten dar und führen zu erhöhten Reibungsverlusten [14]. Die Reibungsverluste können bei hohen Steg- und Lagerdrehzahlen auch den Hauptanteil am Gesamtschleppmoment des Getriebes ausmachen [15]. Die Zentripetalbeschleunigung übersteigt in Planetengetrieben nach [12] und [13] nicht selten das 5 000-fache der Erdbeschleunigung.

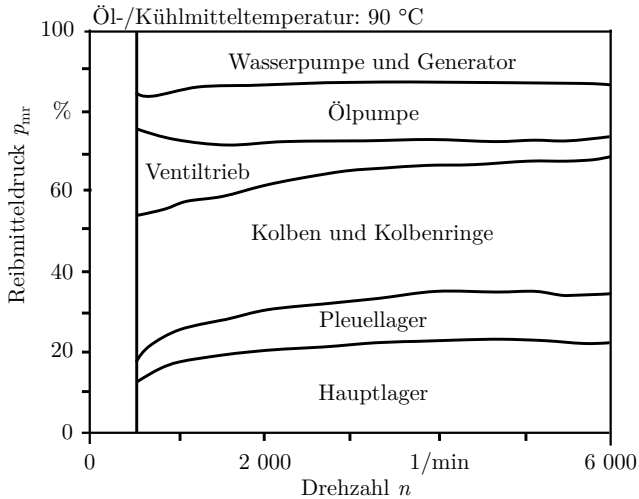


Bild 1.1: Reibungsanteile der einzelnen Motorbestandteile an der Gesamtreibung nach [6]

Zur Optimierung der vorgestellten Lageranwendungen, die hohen Zentripetalbeschleunigungen ausgesetzt sind, sollten die zusätzlichen Kräfte und Reibungseinflüsse möglichst genau berücksichtigt werden. Bereits 1941 bestimmte HAMMP in theoretischen Untersuchungen die Reibungsverluste und Bewegungsverhältnisse in Rollenlagern einer Pleuelanwendung [16]. Durch die rasante Entwicklung der Rechnerleistungen und numerischen Berechnungsmethoden werden heutzutage beispielsweise zur Bestimmung der Lagerkinematik und der Reibungsverluste Dynamiksimulationen eingesetzt. Der Einfluss der Zentripetalbeschleunigung auf die Bewegungen der einzelnen Lagerkomponenten sowie auf die auftretenden Kräfte kann mit Hilfe der Dynamiksimulation sichtbar und begreifbar gemacht werden, während die Vorgänge im Lagerinneren der Anwendung oder im Prüfstand in der Regel im Verborgenen bleiben. Beispielsweise kann so mit Hilfe der Wälzlagerdynamiksimulation das Auftreten hoher Käfigkontaktkräfte, Käfigschwirren oder kritischer Schlupfzustände bereits in frühen Entwicklungsphasen überprüft werden. Durch das hierdurch gewonnene Verständnis für die maßgeblichen Einflussgrößen und Wirkmechanismen ist eine gezielte Entwicklung neuer, reibungs- und verschleißärmerer

Lagerlösungen möglich. Zugleich können durch den Einsatz der Dynamiksimulation Entwicklungszeiten reduziert und dadurch Entwicklungskosten eingespart werden.

1.2 Problemstellung

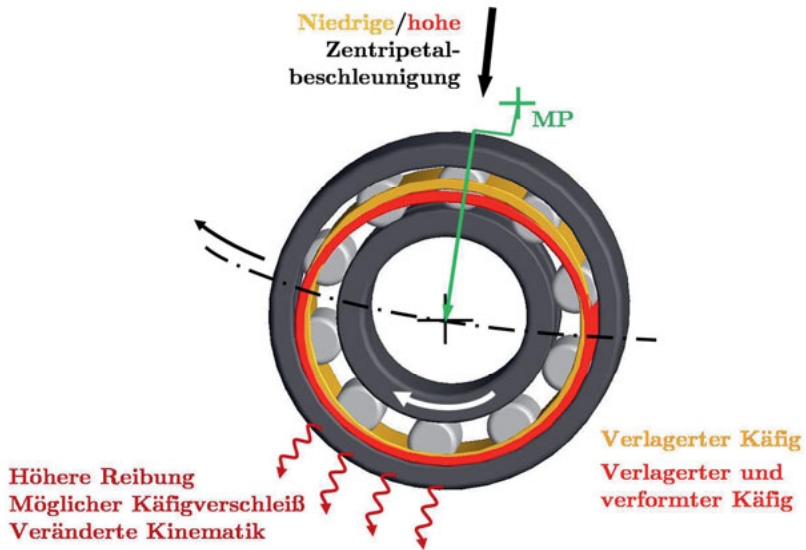


Bild 1.2: Prinzipielle Vorgänge in einem Wälzlager unter hoher Zentripetalbeschleunigung

Wälzlager, die wie in den vorgenannten Anwendungen hohen Zentripetalbeschleunigungen ausgesetzt sind, werden häufig als Zylinderrollen- oder Nadellager ausgeführt. Aus diesem Grund beschränkt sich die vorliegende Arbeit auf diese beiden Lagerausführungen. Wälzlager die Zentripetalbeschleunigungen erfahren besitzen in den meisten Fällen einen außenringgeführten Käfig. Bild 1.2 zeigt am Beispiel eines Zylinderrollenlagers, welche prinzipiellen Vorgänge im Lagerinneren unter einer hohen Volumenkraft auftreten, die auf den sinnbildlich dargestellten Käfig wirkt. Das Lager bewegt sich auf einer Umlaufbahn um den Mittelpunkt MP. Diese entspricht beispielsweise der Umlaufbahn des Planetenträgers oder der Bewegungsbahn des Pleuels. Hieraus resultiert eine Zentripetalbeschleunigung, die auf alle Wälzlagerkomponenten wirkt und den Käfig gegen den Außenring drückt. Bei hohen Zentripetalbeschleunigungen besitzt somit der Kontakt zwischen den Führungsflächen des Käfigs und dem Außenring den höchsten Einfluss auf das Gesamtlagerreibungsmoment. Mit ansteigender Zentripetalbeschleunigung nimmt zudem die Verformung des Käfigs zu. Der Käfig schmiegt sich in den Außenring hinein, wodurch die Kontaktfläche zwischen

Käfig und Außenring zunehmend vergrößert wird [17]. In weiterer Folge steigt die Lagerreibung deutlich an und der Käfigverschleiß nimmt bei unzureichender Schmierung möglicherweise zu. Die höheren Reibungskräfte können wiederum die Käfig- und Lagerkinematik beeinflussen und führen zu einem Anstieg der Lagertemperatur. Diese kann sich wiederum negativ auf den Schmierzustand und die Schmierstoffgebrauchsdauer auswirken. [18]

Die Dynamiksimulation von Wälzlagern unter üblichen Betriebsbedingungen wird in der Produktentwicklung häufig eingesetzt und liefert realistische und validierte Ergebnisse. Bei Lagern, die hohen Zentripetalbeschleunigungen ausgesetzt sind, treten jedoch deutlich höhere Kräfte in den Käfigkontakten auf, die in der Dynamiksimulation zu wesentlich höheren Reibungsverlusten führen. Aus diesem Grund wird zum einen eine genaue Berücksichtigung der Schmierungsverhältnisse bei der Berechnung der Käfigkontakte benötigt. Zum anderen wirkt sich die aus der Zentripetalbeschleunigung resultierende Verformung des Käfigs auf die Lagerdynamik aus und sollte daher in der Wälzlagerdynamiksimulation berücksichtigt werden.

1.3 Aufgabenstellung und Aufbau der Arbeit

Das Ziel dieser Arbeit ist es, Berechnungsmethoden für die Dynamiksimulation von Wälzlagern zu entwickeln, mit denen sich die zusätzlichen Reibungsanteile, wie sie bei Lagern unter hoher Zentripetalbeschleunigung wirksam werden, genauer als bisher bestimmen lassen.

Um das Gesamtreibmoment und die Dynamik von Wälzlagern unter Zentripetalbeschleunigung realitätsnäher berechnen zu können, ist zum einen die Hydrodynamik des Schmierstoffs in den Käfigkontakten genauer darzustellen. Zum anderen ist die elastische Verformung des Käfigs zu berücksichtigen. Beide Effekte beeinflussen sich gegenseitig. Der hydrodynamische Druck führt zu einer Verformung des Käfigs und der verformte Käfig beeinflusst wiederum die Schmierfilmhöhe und dadurch den Schmierfilmdruck.

Zudem müssen die Berechnungsmethoden zur Berücksichtigung der Hydrodynamik in den Käfigkontakten und der Käfigverformung zwei gegenläufigen Anforderungen gerecht werden. Zum einen sollen die Berechnungsergebnisse möglichst genau sein. Zum anderen sind die Berechnungsmethoden im Hinblick auf die Simulationszeit möglichst recheneffizient zu gestalten. Für die Berechnungsmodelle eignen sich analytische Ansätze, die einen guten Kompromiss zwischen Genauigkeit und Effizienz erwarten lassen. Jedoch ist in diesem Fall eine Verifizierung der analytischen Berechnungsmodelle mit aufwändigeren und validierten Berechnungsmodellen unabdingbar.

Aus der Aufgabenstellung ergibt sich der Aufbau der vorliegenden wissenschaftlichen Arbeit, wie er in Bild 1.3 dargestellt ist. Zunächst wird der aktuelle Stand der

Forschung in der Wälzlagerdynamiksimulation dargestellt und der erforderliche Handlungsbedarf abgeleitet. Danach werden die wichtigsten theoretische Grundlagen in Bezug auf Reibung und Schmierung im Wälzlager ausgeführt. Anschließend wird die Berechnungsmethode zur Berücksichtigung der Hydrodynamik eingeführt. Für die einzelnen Käfigkontakte werden unterschiedliche Berechnungsmodelle vorgestellt, die in das Wälzlagerdynamiksimulationsprogramm CABA3D implementiert werden. Anschließend wird ein erster Abgleich mit dem validierten Gleitlagerprogramm COMBROS durchgeführt. In Kapitel 5 wird das Kontaktmodell zur Berücksichtigung der Käfigelastizität erläutert. Hierzu werden die vorher präsentierten Modelle zur Berechnung der Schmierstoffhydrodynamik mit einer Kontaktberechnung für elastische Käfige kombiniert. Die Ergebnisse der daraus resultierenden elastohydrodynamischen Berechnungsmethode werden im nächsten Schritt mit dem ebenfalls validierten Gleitlagerprogramm AVL ExciteTM abgeglichen. Anhand eines Anwendungsbeispiels werden anschließend in Kapitel 6 die Einflüsse der Schmierstoffhydrodynamik in den Käfigkontakten und der Käfigelastizität auf die Wälzlagerdynamik erläutert. Zudem werden die Auswirkungen der Kombination beider Berechnungsmethoden auf die Lagerdynamik genauer betrachtet. Abschließend werden die unterschiedlichen Berechnungsmethoden diskutiert und bewertet, die Arbeit zusammengefasst und ein Ausblick auf mögliche zukünftige Forschungsaktivitäten gegeben.

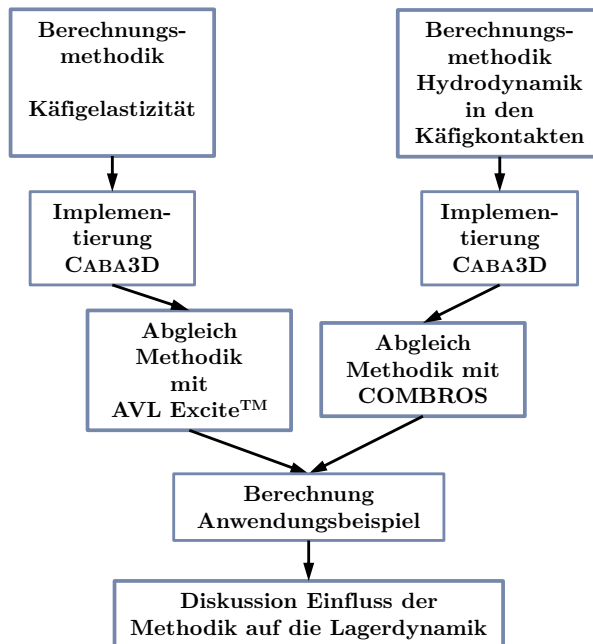


Bild 1.3: Aufbau der Arbeit

2 Stand der Forschung

Durch Einsatz der Wälzlagerdynamiksimulation ist es möglich, die dynamischen Vorgänge im Lagerinneren sichtbar und besser begreifbar zu machen. Aus diesem Grund begann man bereits in den 1970er Jahren mit der Entwicklung von Wälzlagerdynamiksimulationsprogrammen [19]. Diese wurden und werden sukzessive weiterentwickelt, um die Realität immer genauer und detaillierter abbilden zu können. Durch den Einsatz von Wälzlagerdynamiksimulationen können Lager gezielt ausgewählt, optimiert oder Schadenursachen, die auf die Dynamik im Lager zurückgehen, identifiziert werden. Mit Hilfe der Wälzlagerdynamiksimulation können kostenintensive Versuche reduziert und dadurch Entwicklungskosten minimiert werden [20].

2.1 Wälzlagerdynamiksimulation

Wälzlagerdynamiksimulationsprogramme bilden das Lager als zwei- oder als dreidimensionales Modell ab. Zweidimensionale Modelle zeichnen sich vor allem durch geringere Rechenzeiten und eine geringere benötigte Rechenleistung aus. Mit gesteigerter Rechenleistung traten sie immer weiter in den Hintergrund und werden heute nur noch in seltenen Fällen eingesetzt. Dreidimensionale Wälzlagerdynamikmodelle sind mittlerweile bei Wälzlagerherstellern und Forschungseinrichtungen weit verbreitet. Hierbei werden zwei unterschiedliche Entwicklungsansätze verfolgt. Zum einen werden vor allem bei den Wälzlagerherstellern eigene, meistens nur intern zur Verfügung stehende Dynamiksimulationsprogramme entwickelt, die exakt auf die Anwendung Wälzlager abgestimmt sind. Zudem wird eine möglichst realistische Reibungsberechnung [21] und ein effizienter Kontaktalgorithmus [22] eingesetzt. Zum anderen basiert ein Ansatz auf der Verwendung kommerzieller Mehrkörpersimulationsprogramme, die wiederum durch eine auf das Wälzlager angepasste Kontaktberechnung erweitert werden müssen [23].

Zudem sind die Wälzlagermehrkörpersimulationsprogramme von den quasi-statischen Berechnungsprogrammen abzugrenzen. Bei der quasi-statischen Berechnung gilt der Grundsatz, dass sich das System stets im Kräfte- und Momentengleichgewicht befindet [24]. Aufgrund der äußeren Lasten kommt es daher zu einer Verschiebung der jeweiligen Positionen der Lagerbauteile. Die Trägheiten und Beschleunigungen werden in der Regel nur vereinfacht berücksichtigt. In der Mehrkörpersimulation (MKS) hingegen führen die Kontaktkräfte zur Beschleunigung der Lagerbauteile unter Berücksichtigung deren Trägheit. Die Bewegungsdifferentialgleichungen besitzen keine

geschlossene Lösung. Daher werden numerische Verfahren zur Lösung der Gleichungen eingesetzt [25].

2.1.1 2D-Modelle

Eines der ersten zweidimensionalen Wälzlagerdynamiksimulationsmodelle stammt von POTHOF und ermöglicht die Simulation käfigloser, vollrolliger Zylinderrollenlager. Durch die Verwendung von Näherungsgleichungen werden die zwischen den elastohydrodynamischen Kontakten im Schmierpalt resultierenden Kräfte berücksichtigt. Diese sind jedoch nur für ein bestimmtes Schmieröl gültig. [26]

SIEPMANN und LIANG führen POTHOFs Arbeit weiter und erweitern das Modell um den Käfig und dessen Elastizität unter Nutzung von Einflusszahlen [27] und einem Käfigersatzring [28] (vergleiche Abschnitt 2.4). Die Ergebnisse münden im Wälzlagerdynamiksimulationsprogramm RLSI (Rollenlagersimulation).

Aufgrund der stetig steigenden Rechnerleistungen werden auf zweidimensionalen Modellen beruhende Wälzlagerdynamiksimulationsprogramme heute immer seltener eingesetzt. Dennoch kann die 2D-Simulation das Mittel der Wahl sein, um rechenzeitintensive Untersuchungen, beispielsweise im Bereich der Vibrationsanalyse von Wälzlagerschäden (siehe beispielsweise [29] und [30]), durchzuführen.

2.1.2 3D-Modelle

Die ersten Ansätze zur quasi-statischen Dynamiksimulation von Wälzlagern werden bereits in den 1970er-Jahren unter anderem von GUPTA vorgestellt. Dessen zahlreiche Arbeiten münden in das Dynamiksimulationsprogramm ADORE (Advanced Dynamics Of Rolling Elements) [31]. Dieses wird mehrere Jahre stetig weiterentwickelt und anhand zahlreicher experimenteller Untersuchungen validiert. Das Programm berücksichtigt unter anderem einen Ansatz zur Berechnung der Verschleißrate in feststoffgeschmierten Kugellagern [32] und ermöglicht die frühzeitige Identifizierung von Käfiginstabilitäten [33].

CONRY entwickelt für die NASA ein Dynamiksimulationsprogramm zur Berechnung schnelldrehender und gering belasteter Zylinderrollenlager. Im Vergleich zu GUPTA werden jedoch nicht alle sechs Freiheitsgrade der starren Wälzlagerelemente berücksichtigt. Beispielsweise berücksichtigt die Berechnung nur die translatorische Käfigbewegung sowie ausschließlich die Drehbewegung um die eigene Rotationsachse. Die radiale Verschiebung sowie die dynamische Änderung des Schrägwinkels der Wälzkörper werden vernachlässigt [34]. Die Ergebnisse der Simulation sind in [35] dargestellt.

Andere wichtige Arbeiten im Bereich der quasi-statischen Dynamiksimulation gehen auf MEEKS et al. zurück [36]. Er berücksichtigt in seinen Simulationen den Käfig und dessen Interaktion mit den Wälzkörpern sowie den Wälzkörperschlupf und führt im

Simulationsprogramm SEPDYN (separator dynamics computer program) Designstudien zur optimalen Käfiggeometrie von feststoffgeschmierten Turbinenlagern durch [37].

Aufgrund gestiegener Rechnerleistung ist es ab Anfang der 1990er-Jahre möglich, die Vielzahl an Kontaktberechnungen zu jedem Zeitschritt neu durchzuführen, so dass die ersten Dynamikmodelle für die Wälzlagersimulation in Echtzeit gelöst werden können [19]. GUPTA führt seine Arbeiten fort und entwickelt sein Programm ADORE als voll-dynamisches Simulationsprogramm weiter, das heißt die Bewegungsdifferentialgleichungen werden zeitabhängig gelöst. ADORE ermöglicht die Berechnung von Kugel-, Zylinder- und Kegelrollenlagern in Echtzeit und ist eines der wenigen kommerziell verfügbaren Dynamiksimulationsprogramme für Wälzlager. [19]

Weitere 3D-Modelle für Wälzlager sind CABA3D und BEAST der Wälzlagerhersteller *Schaeffler* und *SKF*. Diese werden jedoch unternehmensintern eingesetzt und stehen nicht kommerziell zur Verfügung.

CABA3D steht für Computer Aided Bearing Alyser 3 Dimensional. Alle Arten von Wälzlagern können damit modelliert und berechnet werden. Der Käfig wird in der Berechnung mit abgebildet. Jedes Lagerbauteil wird als starrer Körper mit all seinen sechs Freiheitsgraden berücksichtigt [38]. Die Kontakt- [20] und Reibungsberechnung [21] ist speziell auf Wälzlager zugeschnitten sowie umfangreich validiert [39] und wird in den folgenden Kapiteln näher betrachtet.

Auch das Dynamiksimulationsprogramm BEAST (Bearing Simulation Tool) ist durch seine allgemeine Modellbeschreibung für alle Lagerarten unter Berücksichtigung des Käfigs als Simulationswerkzeug einsetzbar [40]. Da sich Ungenauigkeiten in der Kontaktberechnung stark auf die Berechnungsergebnisse sowie die Rechenzeit und Rechenstabilität auswirken [22] wird auch in BEAST eine möglichst genaue Kontaktberechnung durchgeführt. Diese benötigt auch Parallelisierung der Rechenabläufe [41].

Das Programm CAGEDYN der Firma *TIMKEN* weist eine reduzierte Anzahl an Freiheitsgraden auf, um den Entwicklern ein sehr rechenzeiteffizientes Berechnungswerkzeug zur Verfügung zu stellen. Pro Wälzkörper werden zwei Freiheitsgrade und für den Käfig zwei translatorische und ein rotatorischer Freiheitsgrad berücksichtigt. Dadurch kann ein Verkippen des Käfigs oder ein Verschränken der Wälzkörper mit Hilfe des Dynamikprogramms nicht untersucht werden [42]-[44].

SAHETA entwickelt ein dynamisches Wälzlagermodell für Kugellager, welches aus starren Körpern mit jeweils sechs Freiheitsgraden besteht und zur Simulation der Lagerdynamik eingesetzt wird [45]. GAISAS et al. führen die Arbeit fort und erweitern das dynamische Lagermodell um die Berechnung von Zylinderrollenlagern [46].

In [47] erfolgt die Lösung der Bewegungsgleichungen und die Kontaktberechnungen eines dreidimensionalen Kugellagers im Programm MATLAB. Das Modell besitzt

jedoch keinen Käfig. Die Wälzkörper werden durch einen fest vorgegebenen Winkel auf Abstand gehalten und die Käfigkontaktkräfte werden vernachlässigt.

Neben den eigenentwickelten Dynamiksimulationsprogrammen für Wälzlager, werden auch kommerziell erhältliche Mehrkörpersimulationsprogramme, wie beispielsweise MSC.ADAMS [48] oder SIMPACK [49][50] eingesetzt. Diese müssen jedoch um eigenentwickelte Berechnungsroutinen [51] zur Bestimmung der Kontakt- und Reibungsbedingungen erweitert werden [52]. Dennoch kann in der Regel auf die hochentwickelten und stetig weiter optimierten Gleichungslöser, die benutzerfreundliche Oberfläche und die in der kommerziellen Software bereits vorhandenen Möglichkeiten zur Modellvorbereitung und Auswertung zurückgegriffen werden. Zudem können leichter ganze Lagersysteme oder weitere Anschlussbauteile in der MKS-Simulation zusätzlich berücksichtigt werden [49]. Häufig unterstützen die kommerziellen MKS-Programme die Anbindung elastischer Komponenten, wie zum Beispiel die Anbindung eines elastischen Außenrings oder Gehäuses [53].

2.2 Kontakt- und Reibungsberechnungsmethoden

Da sowohl Kugeln als auch profilierte Zylinderrollen in der Regel keinen konstanten Radius über die Wälzkörperlänge aufweisen, muss der variierende Radius in der Kontaktberechnung berücksichtigt werden. Daher unterteilt bereits GUPTA die Rollen im Wälzkörper/Laufbahn-Kontakt in mehrere sogenannte Scheibchen. Für jedes Scheibchen wird die Kontaktberechnung unabhängig voneinander durchgeführt. Integriert man die lokalen Kontaktkräfte an den Scheibchen auf, so erhält man die auf den Wälzkörper wirkende Gesamtkraft. [31]

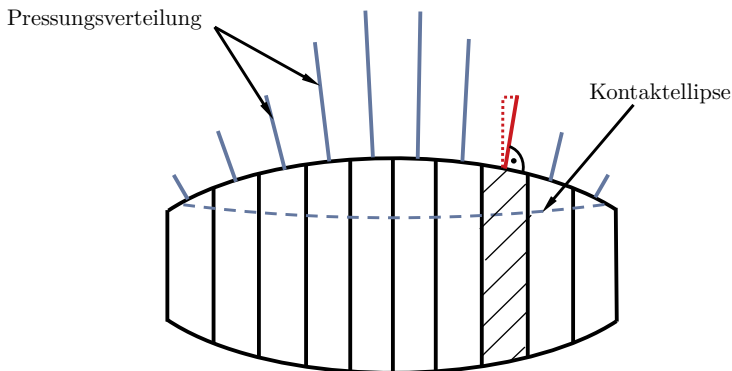


Bild 2.1: Scheibchenmodell und Kraftrückgabe nach [38]

Auch VESSELINOV greift für das Dynamiksimulationsprogramm CABA3D auf das oben dargestellte Scheibchenmodell zurück [38]. Zur Kontaktberechnung wird das Scheib-

chen auf den Kreis der Scheibchenmittelebene reduziert. Der Gegenkörper wird wiederum als Fläche behandelt, wodurch sich die Kontaktberechnung auf ein rein geometrisches Problem zur Bestimmung der Schnittpunkte reduziert. Anhand der Schnittpunkte kann die Durchdringung des Scheibchens mit der Fläche des Gegenkörpers berechnet werden [38], die wiederum nach HERTZ [54] eine der Durchdringung entgegenwirkende Kontaktkraft erzeugt. Die für jedes Scheibchen ermittelte Kontaktkraft wirkt senkrecht zur Wälzkörperoberfläche (vergleiche Bild 2.1), wodurch auch Axialkräfte aus einer rein radialen Belastung resultieren können [38].

Da die Reibung wiederum die Kinematik des Lagers beeinflusst, wird das Fluidverhalten des Schmierstoffs möglichst realistisch berücksichtigt. Zum einen werden die Schubspannungen, die aus der Schmierstoffscherung resultieren, in den diskretisierten EHD-Kontakten (ElastoHydroDynamischer Kontakt) nach EYRING (vergleiche Abschnitt 3.2.1.2) berechnet, da das NEWTONsche Schubspannungsgesetz in EHD-Kontakten zu hohen Schubspannungen führen kann [55]. Zum anderen wird die Schmierstofferwärmung im Kontakt und deren Einfluss auf die Viskosität anhand der spezifischen Verlustleistung berücksichtigt [56].

TEUTSCH entwickelt das Scheibenmodell, welches auf DIN ISO 281 Beiblatt 4 basiert, weiter und ermöglicht durch die Berücksichtigung von Einflussfaktoren eine genauere Berechnung der Spannungsverteilung [57]. Seine Arbeit führt unter anderem AUL V. für vollröllige Zylinderrollenlager fort [58]. Hierbei wird vor allem die Berechnung der Wälzlagerreibung im Kontakt zwischen Zylinderrolle und Laufbahn und zwischen den Zylinderrollen optimiert. Hierzu wird ein allgemeines Tangentialkraftmodell, welches zwischen den Tangentialkräften bei Haftung und Gleiten unterscheidet, eingeführt. Die Bestimmung der Gleitreibung erfolgt mit einer geschwindigkeitsabhängigen Reibungszahl, die Haftreibung wiederum hängt von der Tangentialverschiebung des Wälzkörpers ab. Durch diesen Berechnungsansatz können sowohl bei sehr niedrigen wie auch bei höheren Drehzahlen die Reibungskräfte realistischer bestimmt werden [59].

KIEKBUSCH führt diese Arbeiten zu einer vom Lagertyp unabhängigen Kontaktberechnung zusammen. Die Kontaktberechnung umfasst die Bestimmung der Durchdringung, des Kontaktpunkts und der Kontaktnormale zwischen den Kontaktpartnern. Abhängig vom Wälzlagerkontakt und dem Lagertyp können unterschiedliche Kontaktmodelle verwendet werden. Neben einer undiskretisierten Berechnung, kann die Kontaktfläche als Scheibenmodell (1D-Diskretisierung) oder als Zellenmodell (2D-Diskretisierung) beschrieben werden. Mit Hilfe selbstprogrammierter Berechnungsroutinen werden die Normal-, die Dämpfungs- und die Reibungskräfte in allen Kontakten des Wälzlagers berücksichtigt [60].

2.3 Berücksichtigung der Schmierstoffhydrodynamik in den Käfigkontakten

GUPTA berücksichtigt die Schmierstoffhydrodynamik in den Käfigkontakten, da die hydrodynamischen Tragkräfte bei Anwendungen mit höchsten Drehzahlen einen nicht vernachlässigbaren Einfluss auf die Lagerdynamik haben können [31]. Im Kontakt zwischen Wälzkörper und starrem Käfig werden analytische Ansätze zur Berechnung der Trag- und Reibungskraft aus der Theorie des unendlich langen Gleitlagers abgeleitet. Für die Berechnung der Hydrodynamik im Käfig/Außenring-Kontakt wird die Verwendung der Kurzgleitlagertheorie vorgeschlagen, deren Umsetzung jedoch nicht näher ausgeführt [31].

Einen ähnlichen Ansatz verfolgen unabhängig voneinander NELIAS et al. [61] und GOU [62] in ihren quasi-statischen Berechnungsprogrammen. Beide Arbeiten berücksichtigen ebenfalls die Hydrodynamik des Schmierstoffs in der Kraftberechnung nach der Theorie des unendlich langen Gleitlagers im Kontakt zwischen Wälzkörper und starrer Käfigtasche. Zudem greifen sie im Käfig/Außenring-Kontakt auf einen analytischen Ansatz zur Berechnung der Hydrodynamik, basierend auf der Kurzgleitlagertheorie, zurück.

In [63] bestimmt HOCH den hydrodynamischen Schmierfilmdruck p zwischen Käfig und Bord mit der für kurze Gleitlager vereinfachten Form der REYNOLDSSchen Differenzialgleichung (vergleiche Abschnitt 3.2.2.1):

$$p = -\frac{3}{4} \left(\frac{b_z}{r_r} \right)^2 \frac{1}{h^3} \frac{dh}{d\theta} (1 - z^2). \quad 2.1$$

Der Schmierfilmdruck wird für einen Ersatzring mit der Breite b_z und dem Radius r_r , der den Käfig repräsentiert, über die Breite z und den Umfang θ abhängig von der Schmierfilmhöhe h und der Schmierfilmhöhenänderung dh bestimmt. Eine Berechnung nach Gleichung 2.1 bietet den Vorteil, dass zugleich die mittels des Differenzenverfahrens bestimmte Verformung des einfachen Ersatzringes zu einer Änderung der Schmierfilmhöhe führt, die berücksichtigt werden kann [63].

STEINERT gibt in [64] analytische Berechnungsgleichungen zur Bestimmung des Reibungsmoments eines Kugellagers zur Verwendung in einem quasi-statischen Berechnungsprogramm an. Die Reibungsmomente, resultierend aus der Hydrodynamik in den Kontakten zwischen Käfig und Lagerringen sowie Käfig und Kugeln, werden für den Fall der Vollschröierung des Lagers bei der Berechnung des Gesamtlagerreibungsoments berücksichtigt.[64]

ASHMORE et al. [65] betrachten die Hydrodynamik im Kontakt zwischen Innenring und innenringgeführten Käfig eines Rillenkugellagers unter Mangelschröierung in

einer zweidimensionalen Dynamiksimulation. Anders als für den Käfig/Außenring-Kontakt empfiehlt ASHMORE, Kavitation für die Berechnung des Schmierfilmdrucks am Innenring zu berücksichtigen. Die Annahme, dass ausreichend Schmierstoff zur Ausbildung der Hydrodynamik zur Verfügung steht, sei für den vorliegenden Anwendungsfall, aufgrund des hohen Käfigverschleißes an den Führungsflächen des Innenrings, nicht mehr zulässig. Da die Lösung der REYNOLDSSchen Differenzialgleichung mittels Finite-Differenzen-Verfahrens zu jedem Zeitschritt einen sehr hohen Rechenaufwand darstellt wird in [65] ein für Mangelschmierung erweitertes, analytisches Berechnungsmodell, unter Vereinfachung der Kurzgleitlager-Theorie, entwickelt. Dieses Käfigmodell wird nach SUM et al. vereinfacht als zwei starr miteinander verbundene Kurzgleitlager betrachtet [66]. Der Schmierfilmdruck $p(\theta, z)$ berechnet sich demnach mit Gleichung 2.2 unter Berücksichtigung der dynamischen Viskosität η , dem Lagerspiel s sowie der relativen Exzentrizität ε und der Kontaktbreite L . Ω und α sind dimensionslose Parameter, deren Berechnung in [65] erläutert wird und die die kinematischen Verhältnisse im Kontakt berücksichtigen.

$$p(\theta, z) = \frac{6\eta}{h^3} \left[\Omega s \varepsilon \sin(\theta - \alpha) - mh \right] \left(\frac{L^2}{8} - \frac{z^2}{2} \right) \quad 2.2$$

Die Schmierstoffversorgung erfolgt im Anwendungsfall über Schmierstoffbohrungen im Innenring. Das Berechnungsmodell sieht vor, dass sich der Schmierstoffdruck nur an den Schmierstoffbohrungen ausbildet. Das analytische Modell zur Berechnung der Hydrodynamik im Kontakt Käfig/Innenring beinhaltet daher einen zusätzlichen Parameter m , der für die Anzahl der Schmierstoffbohrungen und damit für die Anzahl der Druckanstiege und -abfälle steht [65]. Der detaillierte Ablauf der Reibungsberechnung und Ergebnisse zur Validierung des Modells sind jedoch nicht bekannt.

Ein wesentlicher Bestandteil der Arbeit von HAHN [67] ist die Berücksichtigung der hydrodynamischen Reibung in den Käfigkontakten von Kugellagern. Der Kontakt zwischen Wälzkörper und Käfigtasche wird in Breitenrichtung in i Scheibchen und in Umfangsrichtung φ in j Bogensegmente diskretisiert. Die Berechnung der Schmierspalthöhen h_0 am Bogensegmentanfang und h_1 am Ende des Bogensegments wird in [67] dargestellt. Das Reibungsmoment M_R wird mit dem Kugelradius r_1 und der Rotationsgeschwindigkeit um eine Achse in der xy-Ebene ω_{xy} berechnet:

$$M_R = \sum_i \sum_j \frac{r_1^3(x) \eta \omega_{xy}}{h_1(x, \varphi) - h_0(x, \varphi)} \cdot \left(-6 \frac{h_0(x, \varphi) \cdot h_1(x, \varphi)}{h_0(x, \varphi) + h_1(x, \varphi)} \left(\frac{1}{h_1(x, \varphi)} - \frac{1}{h_0(x, \varphi)} \right) - 2 \ln \frac{h_1(x, \varphi)}{h_0(x, \varphi)} \right) \cdot \Delta \varphi_j \Delta x_i \quad 2.3$$

Das Reibungsmoment zwischen Käfig und Außenring wird in ähnlicher Weise, durch eine Diskretisierung des Spalts über den Umfang, ermittelt. Die Reibungskraft jedes Segments wird wiederum nach der Theorie des unendlich breiten Gleitschuhs bestimmt und dies führt zur folgenden Gleichung für das Reibungsmoment im Kontakt Käfig/Außenring:

$$M_R = \sum_j \frac{b R_1^3 \eta \omega}{h_1 - h_0} \left(-6 \frac{h_0 h_1}{h_0 + h_1} \left(\frac{1}{h_1} - \frac{1}{h_0} \right) - 2 \ln \frac{h_1}{h_0} \right) \cdot \Delta \varphi_j \quad 2.4$$

Hierbei ist b die Breite der tragenden Führungsfläche, R_1 der Außendurchmesser der Führungsbode und ω die Rotationsgeschwindigkeit [67].

Die Schmierstoffdämpfung in der Käfigtasche und an der Käfigführungsfläche berücksichtigt HAHN ebenfalls. Die Dämpfung im Kontakt Käfig/Wälzkörper wird entweder als einfaches Kugel-Platte-Modell oder für jedes Scheibchen des Wälzkörpers separat sowie auch für den Kontakt Käfig/Außenring nach der Theorie des zylindrischen Ringdämpfers bestimmt [67].

Durch den Vergleich mit aus der Literatur bekannten Werten aus experimentellen Untersuchungen oder theoretischen Berechnungsansätzen wurden die beschriebenen Reibungs- und Dämpfungsmodelle validiert. Eine Berücksichtigung der aufgrund des hydrodynamischen Drucks auftretenden Tragkräfte wird jedoch in [67] nicht beschrieben.

BOVET et al. stellen in [68] eine „hybride“ Kontaktberechnung zwischen Käfig und Außenring vor. Die hydrodynamische Tragkraft wird auf Basis der Kurzgleitlagertheorie bestimmt. Zusätzlich wird eine Gewichtungsfunktion, die vor allem von der Exzentrizität zwischen Käfig und Außenring abhängt, berechnet. Die Gewichtung der Tragkraftanteile für trockene und geschmierte Kontaktbedingungen führt zu einer numerisch stabilen Kontaktberechnung im Mischreibungsbereich.

HOUPERT betrachtet in [69] das Reibungsmoment im Kontakt zwischen Käfigtasche und Wälzkörper näher. Abhängig von der vorhandenen Schmierfilmhöhe zwischen den beiden Kontaktpartnern wird der Kontakt entweder bei großen Schmierfilmhöhen als isoviskos-starr oder bei kleinen Schmierfilmhöhen als piezoviskos-starr, das heißt mit druckabhängiger Viskosität, betrachtet. Treten jedoch hohe Kontaktkräfte auf führt HOUPERT eine piezoviskos-elastische Kontaktberechnung durch, was üblicherweise als EHD-Berechnung bezeichnet wird. Auf diese Weise können für Linien- und Punktkontakte die Kontaktkräfte und das Reibungsmoment berechnet werden. Zudem ist die Berücksichtigung von Mangelschmierungseffekten qualitativ in der Berechnung enthalten [69]. In einer weiteren Arbeit [70] berücksichtigt HOUPERT den Einfluss der Schmierfilmhöhe in den EHD-Kontakten zwischen Wälzkörper/Laufbahn und Wälzkörper/Käfigtasche auf die Lastberechnung.

2.4 Berücksichtigung elastischer Käfigverformungen

Die Berücksichtigung elastischer Verformungen stellt bereits im Wälzlagerdynamikprogramm von POTHOF ein wichtiges Thema dar [26]. Die Ermittlung der ebenen Verformungen der Lagerbauteile erfolgt entweder durch eine vorgeschaltete Finite-Elemente-Simulation (FE) oder mit Hilfe sogenannter Einflusszahlen. Durch SIEPMANN wird die Käfigverformung mit Hilfe der radialen und tangentialen Verschiebungen von Käfigknotenpunkten erfasst [27]. Die Knotenverschiebungen werden direkt durch eine zeitaufwändige FE-Berechnung bestimmt oder durch in vorgeschalteten FE-Berechnungen ermittelte Einflusszahlen repräsentiert. Die Einflusszahlen müssen jedoch für jeden Käfig neu berechnet werden. Dieses Vorgehen erscheint aufgrund langer Simulationszeiten und der zeitaufwändigen Vorarbeiten, die für jeden Käfig erneut durchgeführt werden müssen, für den Arbeitsalltag wenig geeignet. Aus diesem Grund führt LIANG [28] ein Ersatzmodell für den Käfig ein und reduziert diesen auf einen Käfigersatzring gleicher Masse und Breite. Durch die Unterteilung des Ersatzrings in gekrümmte Balken wird dessen Steifigkeit berücksichtigt.

CAVALLARO et al. stellen in [71] eine recheneffiziente Methode zur analytischen Berücksichtigung der Ringverformung vor. Mit Hilfe des Modells werden die Verformung der Ringe anhand dreier geometrischer Parameter und die Steifigkeitskoeffizienten für drei harmonische Schwingungen berechnet. Die sich aufgrund der berechneten Ringverformung einstellende Lastverteilung weicht nur in geringem Maße von der Lastverteilung, die sich mit einer vergleichenden FE-Berechnung ergibt, ab. Das Modell erweitern LEBLANC et al. in [72], indem die Ringaufweitung unter Fliehkraft und die Verformung der Ringe unter der Lastverteilung der Wälzkörper berücksichtigt wird. In [73] wird das quasi-statische Berechnungsmodell auch direkt mit einem FE-Modell gekoppelt. Dadurch wird sowohl die Verformung der Ringe als auch die Deformation an den Wälzkörper/Laufbahn-Kontakten berücksichtigt.

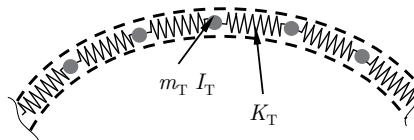


Bild 2.2: Teilelastischer Käfig nach [67]

HAHN stellt in [67] einen teilelastischen Käfig vor. Der Käfig wird dabei in mehrere Segmente (siehe Bild 2.2) unterteilt. Jedes Segment besitzt eine eigene Masse m_T und ein eigenes Massenträgheitsmoment, von Hahn als I_T bezeichnet, das auf das Koordinatensystem der Käfigtasche bezogen wird. Die Steifigkeitseigenschaften eines einzelnen Segments werden mit der FE-Methode bestimmt. Die so ermittelte Steifigkeitsmatrix K_T repräsentiert die Eigenschaften des Feder-Dämpfer-Elements, mit denen

die einzelnen Segmente verbunden sind. Dieses Käfigmodell wird unter anderem auch in [74] und [75] genutzt.

Ein ähnliches Käfigmodell zur Abbildung der Elastizität des Käfigs wird auch von GRILLENBERGER et al. in [76] zum Detektieren von Käfiginstabilitäten eingesetzt. Der Käfig wird in der Mitte der Käfigstege unterteilt und die einzelnen Segmente werden mit Feder- und Dämpferelementen verbunden. Diese beschreiben die Verformungseigenschaften des Käfigs und werden mit Hilfe von FE-Berechnungen bestimmt.

Dem teilelastischen Käfig von HAHN stellen WOHLGEMUTH et al. in [23] einen voll-elastischen Käfig gegenüber. Der Käfig wird in einem FE-Programm mit Hilfe der Reduktionsmethode nach CRAIG-BAMPTON auf wenige Freiheitsgrade reduziert und es werden sogenannte Kopplungspunkte definiert, an denen Zwangsbedingungen und Kräfte eingeleitet werden können. Anschließend wird der elastische Käfig über eine Schnittstelle in das kommerzielle MKS-Programm MSC.ADAMS integriert. Dieses Verfahren ist nicht nur für die Berücksichtigung elastischer Käfige in der Wälzlagerdynamiksimulation geeignet, sondern, wie in [53] gezeigt, auch für die elastischen Ringe. In [77] nutzt QIAN das gleiche Vorgehen für die Anbindung eines elastischen Käfigs an das MKS-Programm SIMPACK. KIEKBUSCH stellt in [60] die Kontaktberechnung mit elastischen Laufbahnen und einem elastischen Käfig vor. Im Kontakt zwischen elastischer Laufbahn und Wälzkörper beziehungsweise Käfigführungsfläche und Laufbahn wird die Oberfläche der verformten Körper in der Dynamiksimulation aus den Kopplungsknoten bestimmt. Zusätzlich wird mit Hilfe eines durch die Kopplungsknoten gelegten Splines, der Krümmungsradius im Kontakt bestimmt. Nach der Kontaktberechnung werden die Kräfte wiederum an die im Kontaktbereich befindlichen Kopplungsknoten zurückgegeben. Die Kontaktberechnung zwischen elastischem Käfigsteg und dem Wälzkörper in der Käfigtasche erfolgt vereinfacht über einen einzelnen Kopplungsknoten.

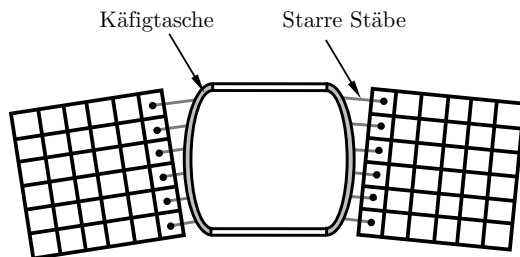


Bild 2.3: Anbindung der starren Käfigtasche an den elastischen Käfig nach [78]

WEINZAPFEL et al. stellen in [78] eine weitere Variante zur Berücksichtigung elastischer Käfige in der Wälzlager-MKS vor. Das Modell besteht aus starren Käfigtaschen, die über diskretisierte Käfigbrücken miteinander verbunden sind. Die starre

Modellierung der Käfigtaschen ermöglicht es, dass die Kontaktberechnung zwischen Käfigtasche und Wälzkörper wesentlich einfacher durchgeführt werden kann. Die Käfigtaschen bindet WEINZAPFEL über masselose starre Stäbe an die Schwerpunkte der benachbarten diskreten Elemente an, wie in Bild 2.3 dargestellt. Die Käfigtaschenkräfte werden so über die starren Stäbe an den elastischen Käfig weitergegeben.

Das Käfigmodell nach WEINZAPFEL vergleichen ASHTEKAR et al. in [79] mit einem vollelastischen Käfig. Der Käfig wird hierbei als Finite-Elemente-Modell explizit gelöst und mit dem Wälzlagerdynamikmodell über einen neuartigen Kontaktalgorithmus gekoppelt. Dieser ermöglicht die Kontaktfindung zwischen dem FE-Netz und den starren Körpern. Die Durchdringung von Kugel und Tetraeder liefert die HERTZsche Kraft, die wiederum auf die benachbarten Knoten abhängig vom Abstand zur Kraftresultierenden verteilt wird. Im Vergleich zur Käfigmodellierung nach WEINZAPFEL [78] treten in der Simulation nach [79] etwas niedrigere Käfigtaschenkräfte auf. Jedoch werden in beiden Fällen wesentlich höhere Taschenkräfte als in der Simulation mit einem starren Käfig bestimmt.

CAO et al. untersuchen in [80] den Einfluss der Verformung des Lagergehäuses auf die Wälzlagerdynamik. Hierzu wird die Verformung des Lagergehäuses mit Hilfe der expliziten Finite-Elemente-Methode bestimmt und mit der Dynamiksimulation von Wälzlagern mit starren Körpern nach [45] gekoppelt. Die Kopplung erfolgt mit Hilfe eines recheneffizienten Kontaktalgorithmus, der auf der Penalty-Methode basiert, zwischen dem elastischen Lagergehäuse und dem starren Außenring. Dadurch tritt eine Durchdringung zwischen dem Lagergehäuse und dem Außenring auf, die proportional zur Kontaktnormalkraft ist.

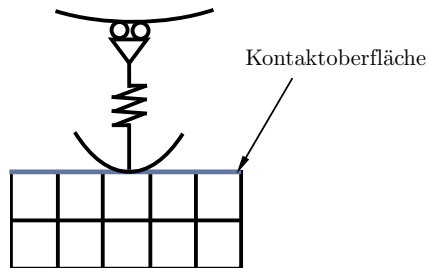


Bild 2.4: Der EHD-Kontakt zwischen Wälzkörper und elastischer Laufbahn nach WENSING [81]

WENSING entwickelt zur Untersuchung des Einflusses von Welligkeiten an Ringen und Wälzkörpern auf das Geräuschverhalten von Wälzlagern in [81] eine Dynamiksimulation. Der Innenring und die Wälzkörper werden als starr angenommen. Die Welle, das Gehäuse und der Außenring werden als FE-Modell im

Programm ANSYS modelliert. Anschließend folgt die Reduzierung der elastischen Komponenten mittels CMS-Methode (component mode synthesis), so dass die Bewegungsgleichungen der Dynamikberechnung recheneffizient gelöst werden können. Die Modellierung des sich stetig durch die Bewegung der Wälzkörper auf den Ringen verändernden EHD-Kontakts, erfolgt als vereinfachtes Feder-Dämpfer-System, vergleiche Bild 2.4. Die Verteilung der Kontaktkräfte auf die beteiligten Knoten kann zu Diskretisierungsfehlern führen. Zu deren Beseitigung benötigt man ein sehr feines Netz mit einer Netzgröße, die im Bereich der Kontaktzone liegt. Dieser Ansatz ist aufgrund der resultierenden, sehr großen FE-Modelle nicht praktikabel. Daher wird die Verformung der Kontaktoberfläche mit glatten, kontinuierlichen Polynomfunktionen abgebildet, welche die radiale und axiale Verformung der Laufbahn wiedergeben. Ein elastischer Käfig wird bislang nicht berücksichtigt.

NAKHIMOVSKI stellt in [82] eine Möglichkeit zur Integration elastischer Komponenten von Wälzlagern in die Mehrkörpersimulation vor. Das Verfahren wird in das Wälzlagerdynamikprogramm BEAST integriert. Zudem erfolgt die Parallelisierung der Simulation, um die Recheneffizienz zu steigern. Auch die Erweiterung um eine Co-Simulation mit anderen Simulationswerkzeugen, wie beispielsweise MSC.ADAMS, wird dargelegt. Dadurch können die Lager direkt innerhalb ihrer Anwendung, zum Beispiel eine gesamte Radlagereinheit, effizient berechnet werden. Die „angepasste“ Kontaktberechnung zwischen den elastischen Komponenten wird jedoch nicht weiter beschrieben.

2.5 Handlungsbedarf

Der Stand der Forschung zeigt, dass sowohl bei der Berücksichtigung der Hydrodynamik in den Käfigkontakten als auch bei der Integration elastischer Bauteile in die Dynamiksimulation noch Handlungsbedarf besteht.

Die Schmierstoffhydrodynamik in den Käfigkontakten wird häufig nur in quasi-statischen Berechnungen genauer beschrieben. Ausnahmen hiervon stellen die Arbeiten von HAHN und ASHMORE dar. Allerdings führt HAHN keine Berechnung des Schmierfilmdrucks und der daraus resultierenden Tragkraft durch. ASHMORE wiederum berücksichtigt die Schmierstoffreibung nicht genauer. Viele Modelle zur Beschreibung der Hydrodynamik in der Käfigführung basieren auf der Kurzgleitlager-Theorie und berücksichtigen lediglich die seitlichen Führungsflächen. Die Hydrodynamik an den Käfigstegen kann jedoch, je nach Käfigbauart, ebenfalls einen signifikanten Einfluss auf den Druckaufbau und damit auf Reibung und Traglast haben. Die Käfigstege werden komplett vernachlässigt.

Die Elastizität der Ringe und des Käfigs werden bereits häufig in zweidimensionalen Modellen oder quasi-statischen Berechnungsansätzen in vereinfachter Weise berücksichtigt. Eine recheneffiziente Modellierung stellt ein teilelastischer Käfig dar,

beispielsweise nach HAHN. Dieser in mehrere starre Segmente diskretisierte Käfig, bildet die Verformung jedoch immer weniger genau ab als ein komplett elastischer Käfig. Kommerzielle Mehrkörpersimulationsprogramme ermöglichen eine einfache Integration elastischer Lagerelemente, allerdings müssen dann die Kontaktberechnungsalgorithmen sehr genau an die Belange der Wälzlagerdynamiksimulation angepasst werden. Wie in Abschnitt 2.4 vorgestellt, gibt es bisher nur wenige Mehrkörpersimulationsprogramme für Wälzlager, welche die Dynamiksimulation mit elastischen Wälzkörpern, Laufbahnen und Gehäusen ermöglichen. Allerdings wird häufig auch in diesen der Käfig als elastisches Bauteil komplett vernachlässigt. Eine Ausnahme hiervon stellt beispielsweise die Arbeit von KIEKBUSCH dar. In [60] wird eine neue Methode zur Berücksichtigung des Kontakts zwischen elastischem Käfig und Lagerring vorgestellt, die mit der in der vorliegenden Arbeit entwickelten Kontaktberechnung vergleichbar ist.

Der in den hydrodynamischen Kontakten auftretende Schmierfilmdruck kann bei höheren Kontaktkräften, wie zum Beispiel bei unter Zentripetalbeschleunigung betriebenen Lagern, ebenfalls wieder zu einer Verformung der elastischen Lagerbauteile führen. Man kann daher die Käfigkontakte auch als EHD-Kontakt bezeichnen. Zur Abbildung der EHD-Kontakte ist die Kopplung aus HD-Berechnung mit elastischen Lagerbauteilen, wie etwa dem Käfig, unabdingbar. Die Kopplung der Hydrodynamik in den Käfigkontakten mit der Käfigelastizität in der Dynamiksimulation von Wälzlagern wird jedoch in keiner der bekannten Arbeiten durchgeführt.

3 Theoretische Grundlagen

3.1 Reibung im Wälzlager

Die Gesamtreibung innerhalb eines Wälzlagers kann aufgrund der Vielzahl an unterschiedlichen Kontaktstellen nur mit größerem Aufwand genau berechnet werden. Analytische Berechnungsmethoden, die beispielsweise in [83] aufgeführt sind und maßgeblich auf PALMGREN [84] zurückgehen, ermöglichen lediglich eine vereinfachte Reibungsberechnung. Für eine detaillierte, auf elementaren physikalischen Effekten beruhende Berechnung, müssen in jedem Kontakt unterschiedliche Reibungsanteile berücksichtigt werden. Zudem besitzt der jeweilige Schmierungszustand einen hohen Einfluss auf die in den einzelnen Wälzlagerkontakten auftretende Reibung.

3.1.1 Reibungsanteile

Die Gesamtlagerreibung eines Wälzlagers setzt sich aus mehreren Reibungsanteilen zusammen. Neben der Roll- und Gleitreibung treten bei geschmierten Wälzlager auch Schmierstoffreibung und bei abgedichteten Lagern Dichtungsreibung auf. Das Gesamtlagerreibungsmoment ist daher von der jeweiligen Wälzlagerbauart abhängig und die einzelnen Reibungsanteile sollten möglichst genau berücksichtigt werden.

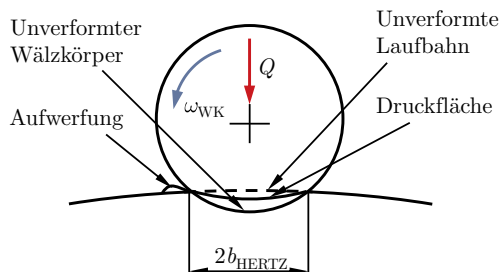


Bild 3.1: Elastische Werkstoffhysterese als Teil der Rollreibung nach [83]

Rollreibung

Rollreibung tritt im Kontakt zwischen den Wälzkörpern und den Laufbahnen des Innen- und des Außenrings auf (siehe Bild 3.1). Sie resultiert zum einen aus der elastischen Werkstoffhysterese des Lagerwerkstoffs im Bereich der HERTZschen

Berührungsfläche. Diese führt dazu, dass die Verformungsenergie des Wälzkörpers und der Laufbahn im Kontakt nach der Belastung nicht wieder vollständig in die Rollbewegung umgesetzt wird. Ein Teil der elastischen Verformungsenergie wird in Wärme umgewandelt. Zum anderen tritt im EHD-Kontakt eine Kompression des Schmierstoffs auf, die ebenfalls einen Reibungsanteil der Rollreibung darstellt (vergleiche Abschnitt 3.2.2.3).

Gleitreibung

Zusätzlich zur Rollreibung entsteht zwischen Wälzkörper und der Laufrille der Ringe Gleitreibung. Die senkrechte Krümmung der Laufrille zur Rollrichtung führt dazu, dass sich unterschiedliche Umfangsgeschwindigkeiten am Wälzkörper, siehe Bild 3.2, aufgrund der unterschiedlichen Abstände der Kontaktpunkte zur Kugeldrehachse ausbilden. An den Punkten D und D' tritt reines Wälzen auf. An den äußeren Bereichen der Kugel kommt es zu einer Gleitbewegung in Rollrichtung, die auch als Differenzialschlupf bezeichnet wird. Im Bereich zwischen den Punkten D und D' ist der Gleitvorgang entgegengerichtet zur Rollrichtung.

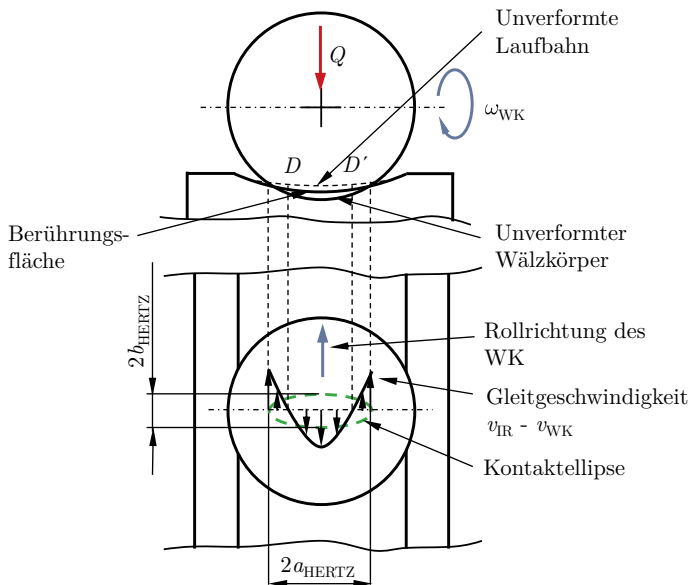


Bild 3.2: Gleitgeschwindigkeitsprofil im Kontakt Kugel/Laufbahn nach [83]

In axial belasteten Kugellagern, Pendelrollenlagern und Axial-Rollenlagern kommt es zudem zu Bohrschlupf. Der Wälzkörper dreht sich bei Betriebsberührungswinkeln

größer Null um seine Kontaktnormale. Diese gleitende Drehbewegung stellt einen weiteren Anteil der Gleitreibung dar.

Gleitreibung tritt ebenso an den Kontaktstellen zwischen Käfig und Wälzkörpern sowie bei Rollenlagern mit Borden zwischen den Borden und den Wälzkörpern auf. Bei Lagern mit bordgeführtem Käfig findet Gleiten auch zwischen der Führungsfläche des Käfigs und den Borden des Innen- oder Außenrings statt. Die auftretende Gleitreibung resultiert aus den Kontaktkräften, die sich beispielsweise aus dem Käfiggewicht und der Käfigverlagerung oder dem Abbremsen und Beschleunigen der Wälzkörper beim Aus- und Eintritt in die Lastzone ergeben. Sind die Kontaktstellen ausreichend geschmiert, so ist die Gleitreibung unter normalen Betriebsverhältnissen als gering einzuschätzen. Liegt dagegen stellenweise eine Mangelschmierung oder Verschmutzung vor oder werden die Lager unter Zentripetalbeschleunigung oder Schwingungen betrieben, so kann die Gleitreibung in den Kontakten deutlich ansteigen. [83][85]

Im Falle vollrolliger und vollkugelliger Wälzlager tritt Gleitreibung außerdem zwischen den direkt aneinander liegenden Wälzkörpern auf. Die Gleitreibung zwischen den Wälzkörpern übersteigt die Reibung zwischen Wälzkörpern und Käfig, da die entgegengesetzte Drehbewegung an den Kontaktstellen den Schmierstoffaufbau behindert [86].

Schmierstoffreibung

An den Kontaktstellen kommt es aufgrund der Schmierstoffscherung zu einer inneren Reibung des Schmierstoffs (vergleiche Abschnitt 3.2.2.2). Zusätzlich treten vor allem bei höheren Drehzahlen – abhängig von der Art des Schmierstoffs (Öl, Fett) – Plansch- oder Walkverluste auf. Insbesondere die Planschverluste hängen von der Schmierstoffmenge, der Viskosität sowie der Gestaltung des Wälzlagers ab.

Dichtungsreibung

Die Dichtungsreibung sich berührender Dichtungen spielt vor allem bei niedrig belasteten Wälzlager eine bedeutende Rolle, da hier die übrigen Reibungsanteile verhältnismäßig gering ausfallen. In diesem Fall sollte die Dichtungsreibung nach [83] unter Berücksichtigung der Adhäsions- und der Reibungskraft resultierend aus der Verformung sowie der Reibungskraft aus der Hydrodynamik bestimmt werden. Da die in der vorliegenden Arbeit untersuchten Wälzlager jedoch keine integrierten Dichtungen besitzen wird hierauf nicht näher eingegangen.

3.1.2 Reibungszustände

Die Reibungszustände, die in den einzelnen Kontakten eines Wälzlagers auftreten können, hängen in geschmierten Lagern vor allem vom Schmierungszustand ab. Sie werden in Grenz-, Misch- und Flüssigkeitsreibung unterschieden und werden durch

die Viskosität des Schmierstoffs und die Relativgeschwindigkeit der Kontaktpartner bestimmt. Die Reibungszustände lassen sich anhand von STRIBECK-Kurven [87] darstellen. Diese gibt die Reibungszahl über der Relativgeschwindigkeit wieder und ist exemplarisch in Bild 3.3 dargestellt. Im Stillstand liegen die größte Reibungszahl und damit die höchste Reibung vor. Mit zunehmender Relativgeschwindigkeit gelangt man aus dem Gebiet der Grenzreibung in das Gebiet der Mischreibung. Die Reibungszahl nimmt kontinuierlich ab, bis das Minimum am sogenannten Ausklinkpunkt erreicht wird. Dort befindet sich der Übergang von Misch- zur Flüssigkeitsreibung. Mit zunehmender Relativdrehzahl steigt die Reibungszahl aufgrund der größeren Schmierstoffschерung langsam wieder an.

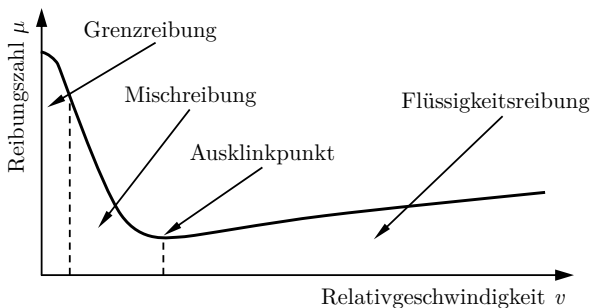


Bild 3.3: STRIBECK-Kurve und Reibungszustände nach [83]

Grenzreibung

Grenzreibung tritt dann auf, wenn entweder die Relativgeschwindigkeit zwischen den beiden Kontaktpartnern oder die Viskosität des Schmierstoffs zu gering sind oder eine Mangelschmierung vorliegt. In diesem Fall baut sich kein der Oberflächen trennender Schmierfilm auf und es kommt zum Festkörperkontakt zwischen den Kontaktpartnern. Bei ausreichend hohen Flächenpressungen und Temperaturen in den Festkörperkontakten bildet sich unter Zuhilfenahme additiver Schmierstoffe eine dünne Grenzschicht (siehe Bild 3.4) auf den Metalloberflächen aus. Diese mindern oder verhindern Verschweißungen an den Rauheitsspitzen und somit Verschleiß der Kontaktpartner und reduziert zudem die Reibung [88].

Mischreibung

Im Bereich der Mischreibung ist bereits ein dünner Schmierfilm vorhanden, der jedoch noch keine vollständige Trennung der beiden Kontaktpartner bewirkt. Einzelne Rauheitsspitzen der Kontaktpartner durchdringen den Schmierfilm, siehe Bild 3.5. Es liegen somit sowohl Festkörperreibung als auch Flüssigkeitsreibung vor.

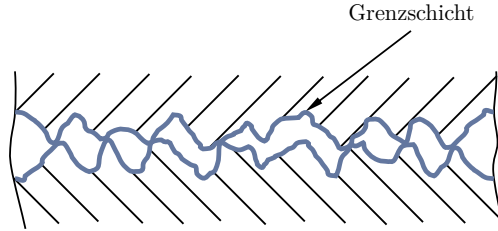


Bild 3.4: Grenzreibung mit Grenzschichtbildung nach [83]

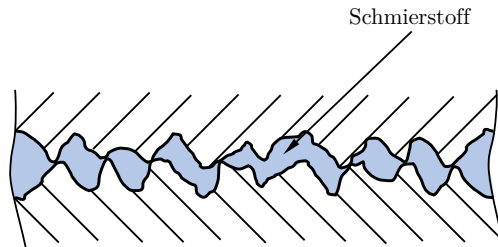


Bild 3.5: Mischreibung mit Festkörperkontakt der Rauheitsspitzen nach [83]

Zur Bestimmung der Reibungskraft im Mischreibungsgebiet $F_{R \text{ Misch}}$ existieren verschiedene Mischreibungsmodelle. Dabei werden die Anteile der Festkörper- $F_{R \text{ fest}}$ und der Flüssigkeitsreibung $F_{R \text{ flüssig}}$ addiert [56]:

$$F_{R \text{ Misch}} = \lambda F_{R \text{ fest}} + (1 - \lambda) F_{R \text{ flüssig}} . \quad 3.1$$

Der Festkörperlasttraganteil λ gibt den Anteil der Festkörperreibung an der Mischreibung an und hängt von der Oberflächengüte der Kontaktpartner und der Höhe des Schmierstofffilms ab. Er kann beispielsweise nach ZHOU ermittelt werden [89]. Hierzu wird nach [90] der Schmierfilmdickenparameter Λ aus der Höhe des minimalen Schmierstofffilms h_{\min} und den quadratischen Mittelwerten der Rauheit R_q der beiden Kontaktpartner bestimmt. Die quadratischen Mittelwerte der Rauheit können nach [91][92][93] auch aus den arithmetischen Mittenrauheiten mit $(1,25 \dots 1,3) \cdot R_a$ berechnet werden. Typische Rauheitskennwerte für unterschiedliche Lagertypen sind im Anhang 8.1 aufgeführt. Sind die Rauheiten der beiden Kontaktpartner statistisch voneinander unabhängig, dann ergibt sich die Standardabweichung σ des Summenrauheitsprofils aus den Standardabweichungen der Rauheit der beiden Kontaktpartner

$$\Lambda = \frac{h_{\min}}{\sigma} = \frac{h_{\min}}{\sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}} . \quad 3.2$$

Ein größerer Schmierfilmdickenparameter führt daher auch zu einem höheren Traganteil des Schmierfilms. Ab $\lambda > 3$ wird davon ausgegangen, dass die Kontaktpartner vollständig voneinander getrennt sind und eine hohe Lebensdauer aufgrund des geringen Verschleißes an den Kontaktflächen erzielt werden kann. Ist der Schmierfilmdickenparameter jedoch deutlich kleiner, so kann es zu Grübchenbildung und weiteren Oberflächenschäden kommen (vergleiche Bild 3.6). Ist der Schmierfilmdickenparameter kleiner 1 tritt Verschleiß in Form von Adhäsion und Abrasion an den Kontaktflächen auf. [91]

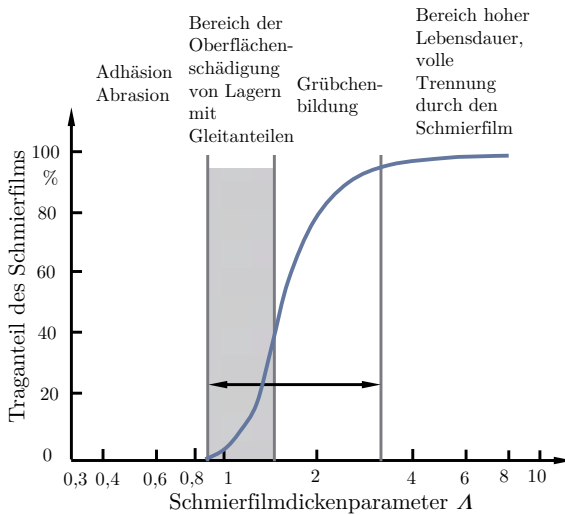


Bild 3.6: Einfluss des Schmierfilmdickenparameters auf den Traganteil des Schmierfilms nach [91]

Kleinere Schmierfilmdickenparameter führen zu einem höheren Festkörperlasttraganteil, der mit

$$\lambda = e^{-B\lambda^C} \quad 3.3$$

berechnet wird [89]. Der Festkörperlasttraganteil wird abhängig vom Schmierfilmdickenparameter für drei unterschiedliche Oberflächengüten von ZHOU in [89] bestimmt. Die Konstanten B und C spiegeln den exponentiellen Verlauf dieser Abhängigkeit wieder und sind in Tabelle 3.1 aufgeführt.

Tabelle 3.1: Konstanten B und C nach [55]

Oberflächengüte	σ	B	C
Standard-Oberfläche	0,35 μm	1,3	0,75
Speziell nachbehandelte Oberfläche	0,1 μm	2,1	0,85
Optisch glatte Oberfläche		4,0	0,6

Flüssigkeitsreibung

Im Zustand der Flüssigkeitsreibung sind die Kontaktpartner durch einen zusammenhängenden, tragenden Schmierfilm voneinander getrennt. Wie Bild 3.7 zeigt, befinden sich selbst die Rauheitsspitzen nicht mehr in Kontakt. Dies führt zu einer geringen Reibung. Mit zunehmender Relativgeschwindigkeit nimmt die Höhe des Schmierfilms zu und es wird mehr Schmierstoff im Kontakt geschert. Dies führt zum leichten Anstieg der Reibungszahl, der in der STRIBECK-Kurve in Bild 3.3 beobachtet werden kann.

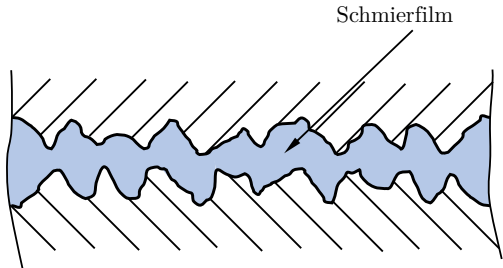


Bild 3.7: Trennender Schmierfilm im Zustand der Flüssigkeitsreibung nach [83]

Tabelle 3.2: Reibungszahl μ abhängig von Reibungsart und Reibungszustand nach [91]

Reibungsart	Reibungszustand	Reibungszahl μ
Gleitreibung	Festkörperreibung	0,1...>1
	Grenzreibung	0,01...0,2
	Mischreibung	0,01...0,1
	Flüssigkeitsreibung	0,001...0,01
	Gasreibung	0,0001
Rollreibung	Mischreibung	0,001...0,005

Abhängig von der Reibungsart und dem Reibungszustand stellen sich somit unterschiedliche Reibungszahlen ein. Tabelle 3.2 gibt hierzu einen ersten Anhaltswert. Weitere Reibungszahlen können nach [94] Anhang 8.2 abhängig von der Materialpaarung der Kontaktpartner entnommen werden.

3.2 Schmierung im Wälzlager

3.2.1 Schmierstoffeigenschaften

Schmierstoffe unterscheiden sich in zahlreichen Eigenschaften wie beispielsweise der Wärmeleitfähigkeit, der Kompressibilität, der Viskosität, der Dichte und der Abhängigkeit vom Schergefälle. Für die Berücksichtigung der Hydrodynamik und der Elastohydrodynamik in der Wälzlagerdynamiksimulation sind vor allem die drei letztgenannten maßgeblich und werden in den folgenden Abschnitten näher erläutert.

3.2.1.1 Viskosität

Die Viskosität kann als dynamische Viskosität und als kinematische Viskosität beschrieben werden. Die kinematische Viskosität ν wird aus dem Verhältnis aus dynamischer Viskosität η und der Dichte des Schmierstoffs ρ , durch den Zusammenhang $\nu = \eta/\rho$ bestimmt. Zudem ist die Viskosität sowohl von der vorliegenden Temperatur als auch vom vorhandenen Druck abhängig. Die mathematische Beschreibung dieser Abhängigkeiten wurde und wird in zahlreichen Arbeiten diskutiert. Im Folgenden sollen jedoch nur einige grundlegende Arbeiten genannt werden. [90]

Temperaturabhängigkeit

Zur Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit wird vor allem der Berechnungsansatz nach VOGEL verwendet, da dieser auch bei etwas geringeren Temperaturen das Viskositätsverhalten sehr gut abbildet [90]. Die Berechnung der dynamischen Viskosität erfolgt somit nach DIN 53017:

$$\eta(\vartheta) = A_{01} \cdot e^{\frac{B_V}{(C_V + \vartheta)}} \quad 3.4$$

Anhand von drei Viskositätsmessungen bei drei unterschiedlichen Temperaturen können die Schmierstoffparameter A_{01} und B_V sowie die Temperaturkonstante C_V nach [95] bestimmt werden. In [88] sind für einige SAE-Öle die Schmierstoffparameter aufgeführt. In [96] finden sich die Schmierstoffparameter für FVA-Öle. Typische Werte für B_V und C_V sind nach [97] $B_V \approx 1\,000\,^\circ\text{C}$ und $C_V \approx 100\,^\circ\text{C}$.

Die temperaturabhängige Viskosität der Referenzöle Nr. 1 bis 4 der Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA) ist nach [98] mit den Schmierstoffparametern B_{50}

und C_{50} sowie der dynamischen Viskosität bei 50 °C mit einem der VOGEL-Gleichung verwandten Ansatz zu berechnen.

$$\eta(\vartheta) = \eta_{50} \cdot e^{\frac{B_{50}}{C_{50} + \vartheta} \frac{50 - \vartheta}{50}} \quad 3.5$$

Eine weitere Möglichkeit zur Berechnung der temperaturabhängigen Viskosität stellt der Ansatz nach FALZ dar [99]:

$$\eta(\vartheta) = \eta_0 \left(\frac{\vartheta}{\vartheta_0} \right)^{-I} \quad 3.6$$

Neben der dynamischen Viskosität, die sich auf die Temperatur ϑ_0 bezieht, geht in die Gleichung nach FALZ der Schmierstoffkennwert I abhängig von der ISO VG Klasse des Schmierstoffs ein [100].

Druckabhängigkeit

BARUS gibt zur Bestimmung der druckabhängigen Viskosität folgenden Zusammenhang an [93]:

$$\eta(p) = \eta_0 \cdot e^{\alpha_\eta p} \quad \text{mit} \quad \alpha_\eta = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{\partial \eta}{\partial p} \quad 3.7$$

Hierbei gehen die dynamische Viskosität bei Atmosphärendruck η_0 sowie der Druck-Viskositäts-Koeffizient α_η ein. α_η ist für unterschiedliche Schmierstoffe in Anhang 8.3 aufgeführt. Unter hohen Drücken ergibt sich aus der Gleichung nach BARUS jedoch häufig eine zu große Viskosität [90][101].

Der Ansatz nach ROELANDS führt bei hohen Drücken zu einer realistischeren Viskosität, daher wird er bei hochbelasteten EHD-Kontakten verwendet [102].

$$\log \eta + 1,200 = (\log \eta_0 + 1,200) \left(1 + \frac{p}{2000} \right)^Z \quad 3.8$$

Der dimensionslose Viskositäts-Druck-Koeffizient Z ist in [102] beschrieben.

Temperatur- und Druckabhängigkeit

Der Einfluss der Temperatur und des Drucks auf die Viskosität des Schmierstoffs lässt sich durch die Kombination der Gleichungen von VOGEL und BARUS abbilden. Dies führt zu folgendem Berechnungsansatz:

$$\eta(\vartheta, p) = A_{01} \cdot e^{\frac{B_V}{(C_V + \vartheta)} + \alpha_\eta \cdot p} \quad 3.9$$

ROELANDS gibt in [102] neben einem temperatur- und einem druckabhängigen Viskositätsmodell auch ein Modell zur Berücksichtigung beider Abhängigkeiten an.

$$\log \eta + 1,200 = G_0 \frac{\left(1 + \frac{p}{2000}\right)^{Z_r}}{\left(1 + \frac{\vartheta}{135}\right)^{S_0}} \quad \text{mit } G_0 = \log \eta_{0,0^\circ C} + 1,200 \quad 3.10$$

Die Schmierstoffparameter zur Berücksichtigung der Temperatur- und Druckabhängigkeit S_0 und Z_r sind ebenfalls in [102] angegeben.

Eine weitere Alternative zur Bestimmung der Viskosität stellt Gleichung 3.11 nach RODERMUND dar:

$$\eta(\vartheta, p) = C_{\eta 1} \cdot e^X \quad \text{mit } X = \left[\frac{C_{\eta 2}}{C_{\eta 3} + \vartheta} \cdot \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\left(C_{\eta 4} + C_{\eta 5} \cdot \frac{C_{\eta 2}}{C_{\eta 3} + \vartheta} \right)} \right] \quad 3.11$$

Die Parameter $C_{\eta 1}$ bis $C_{\eta 5}$ können messtechnisch ermittelt werden oder sind für FVA-Schmierstoffe in [103] angegeben.

Weitere Anhaltswerte für die Viskosität von Motoren- und Getriebschmierstoffe sind im Anhang 8.3 aufgeführt.

3.2.1.2 Rheologie

Innere Reibung in der Flüssigkeit tritt bei der Scherung der Flüssigkeit auf. Die vorhandenen Reibungsschubspannungen in der Flüssigkeit sind vom vorhandenen Schergefälle abhängig, welches dem Verhältnis aus Geschwindigkeitsdifferenz und Schmier-spalthöhe entspricht. Die Schmierstoffmoleküle haften an der Oberfläche des bewegten Bauteils an und werden mitbewegt und beschleunigt. Zum stillstehenden oder langsamer bewegten Gegenkörper tritt somit ein Geschwindigkeitsgefälle im Schmier-spalt auf. Im Fall NEWTONscher Fluide, wie zum Beispiel Wasser, besteht eine lineare Abhängigkeit der Schubspannungen zum Schergefälle $\tau = \eta \dot{\gamma}$ [90]. Die Viskosität nimmt bei üblichen Schmierstoffen hingegen bei hohen Schergefällen ab, da sich die Schmierstoffmoleküle zueinander ausrichten. Die inneren Reibungsschubspannungen nähern sich asymptotisch an eine Grenzs Schubspannung τ_L an (vergleiche Bild 3.8). [90]

Es existieren zahlreiche Fließgesetze mit deren Hilfe das Fließverhalten von Schmierstoffen abgebildet werden kann [104]. Im Folgenden soll auf einige wichtige kurz eingegangen werden.

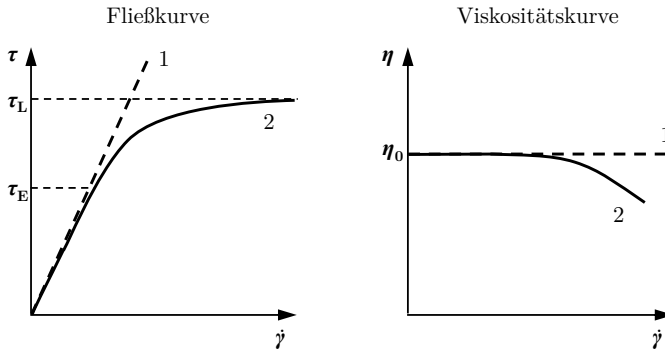


Bild 3.8: Abhängigkeit der Reibungsschubspannungen und der Viskosität vom Schergefälle nach [90]; 1 = NEWTON'sches Fluid; 2 = Nicht NEWTON'sches Fluid

Eines der ersten Fließmodelle wurde von EYRING entwickelt [105]. Zunächst führt der Ansatz nach EYRING zu einem linearen Anstieg der Schubspannung. Ab einem bestimmten Schubspannungswert τ_E (vergleiche Bild 3.8) beginnt das nichtlineare Fließverhalten [92].

$$\dot{\gamma} = \frac{\tau_E}{\eta} \cdot \sinh\left(\frac{\tau}{\tau_E}\right) \quad \text{mit} \quad \tau_E = \frac{\tau_L}{3} \quad 3.12$$

Ab der Übergangsschubspannung τ_E nimmt die Schubspannung mit zunehmendem Schergefälle weiterhin kontinuierlich zu. Schmierstoffe besitzen jedoch eine kritische Grenzs Schubspannung τ_L ab der sich der Schmierstoff plastisch verhält und kein weiterer Anstieg der Schubspannungen auftritt [25]. Die Übergangsschubspannung kann nach [55] und [106] auch mit den schmierstoffabhängigen Parametern K_α und K_β

$$\tau_E(p) = \tau_{E \min} + K_\alpha \cdot p^{K_\beta} \quad 3.13$$

bestimmt werden. Das Modell nach EYRING wird, aufgrund seiner numerischen Berechenbarkeit, sehr häufig eingesetzt [90].

BAIR und WINER sowie GECIM und WINER berücksichtigen den Einfluss der Grenzs Schubspannung τ_L auf das Fließverhalten durch folgende Gleichungen [107]:

$$\dot{\gamma} = \frac{\tau_L}{\eta} \cdot \ln \left(1 - \frac{\tau}{\tau_L} \right)^{-1} \quad 3.14$$

$$\dot{\gamma} = \frac{\tau_L}{\eta} \cdot \tanh^{-1} \left(\frac{\tau}{\tau_L} \right). \quad 3.15$$

Die Bestimmung der Übergangs- und Grenzschubspannung erfolgt unter anderem experimentell und wird beispielsweise in [108] beschrieben.

Nach [109] sind die aufgeführten Fließmodelle, wie zum Beispiel der Ansatz nach EYRING, zur Bestimmung der Schubspannungen bei geringeren Drücken zutreffend, wie sie in typischen HD-Kontakten (hydrodynamischen Kontakten) vorkommen. Treten hohe Drücke wie in typischen EHD-Kontakten auf, verhält sich der Schmierstoff viskoelastisch und es sind entsprechende Fließmodelle zu verwenden [109]. Diese berücksichtigen die elastischen Eigenschaften des Schmierstoffs durch einen zusätzlichen elastischen Term, in den der Schubmodul G eingeht [90].

Für höher belastete Kontakte leiten JOHNSON und TEVAARWERK auf Basis der EYRING-Gleichung folgenden Ansatz ab und berücksichtigen die Zeitabhängigkeit der Schubspannungen $\tau(t)$:

$$\dot{\gamma} = \frac{1}{G} \frac{d\tau}{dt} + \frac{\tau_E}{\eta} \cdot \sinh \left(1 - \frac{\tau}{\tau_E} \right) \quad 3.16$$

Auch BAIR und WINER berücksichtigen das elastische Schmierstoffverhalten, indem sie das Fließmodell nach Gleichung 3.14 zu

$$\dot{\gamma} = \frac{1}{G} \frac{d\tau}{dt} - \frac{\tau_L}{\eta} \cdot \ln \left(1 - \frac{\tau}{\tau_L} \right) \quad 3.17$$

weiterentwickeln. Nach [110] stimmen die so ermittelten Schubspannungen relativ gut mit Ergebnissen aus Zwei-Scheiben-Versuchen überein. Für Rollkontakte wird empfohlen, anstatt der Schubspannungen τ und dem Schergefälle $\dot{\gamma}$ jeweils die arithmetischen Mittelwerte $\bar{\tau}$ und $\bar{\dot{\gamma}}$ zu verwenden, wodurch eine nochmals bessere Übereinstimmung zwischen den gemessenen und berechneten Schubspannungsverläufen erzielt werden kann [110].

3.2.2 Schmierungstheorie

Unter der Annahme, dass im Wälzlager ausreichend Schmierstoff zur Verfügung steht, liegt in den Kontaktstellen eines Wälzlagers entweder hydrodynamische Schmierung oder elastohydrodynamische Schmierung vor. Mit der hydrodynamischen

Schmierungstheorie lassen sich die Schmierverhältnisse vor allem für die leicht belasteten Käfigkontakte beschreiben. Hierunter fallen die Kontakte zwischen Käfig und Wälzkörpern, Käfig und Innen- oder Außenring bei bordgeführten Lagern sowie der Kontakt zwischen Wälzkörperstirnfläche und Käfig (vergleiche Bild 3.9). Die elastohydrodynamische Schmierungstheorie berücksichtigt zusätzlich zur HD-Theorie noch die elastische Verformung der Kontaktpartner. Aus diesem Grund wird diese zur Beschreibung der Schmierungsverhältnisse in den hochbelasteten Kontakten, wie den Kontakten zwischen Wälzkörpern und Laufbahn oder den Wälzkörper/Bord-Kontakten verwendet. [83]

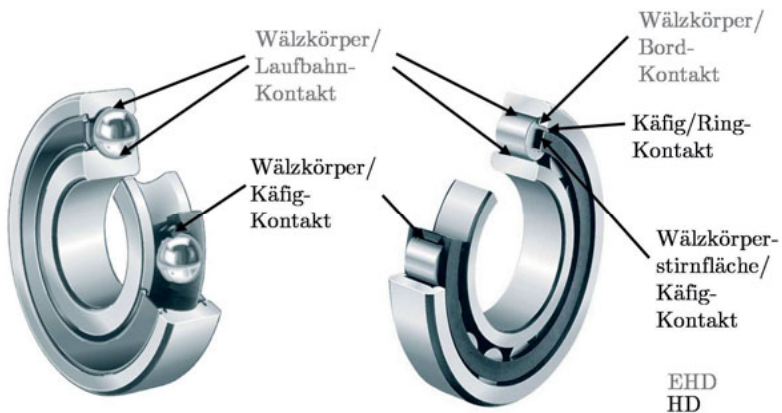


Bild 3.9: HD- und EHD-Kontakte im Wälzlager nach [111]

Werden die Wälzlager selbst auf einer umlaufenden Kreisbahn bewegt, wirkt unter Umständen eine hohe zusätzliche Volumenkraft auf die Lagerkomponenten ein. Dadurch steigen die in den Käfigkontakten auftretenden Kräfte an und es tritt eine Verformung des Käfigs auf. In diesen Fällen sollten die Käfigkontakte ebenfalls als elastohydrodynamische Kontakte behandelt und somit die Hydrodynamik in Verbindung mit der Käfigverformung berücksichtigt werden.

3.2.2.1 Die REYNOLDSSche Differenzialgleichung

Abhängig von den Schmierstoffeigenschaften, der Relativbewegung zwischen den Kontaktpartnern sowie der Kontaktgeometrie, die einen sich verengenden Schmier-spalt erzeugt, resultiert ein hydrodynamischer Kontaktdruck im Schmierstoff, der die beiden Kontaktpartner voneinander trennt. Der hydrodynamische Druck kann mit Hilfe der Kontinuitätsgleichung und den NAVIER-STOKES-Gleichungen bestimmt werden, die in [112] nachvollzogen werden können. Die Lösung dieser Gleichungen ist nur numerisch mit relativ hohem Rechenaufwand möglich. Ihr Einsatz in den Kontaktmodellen der Wälzlagerdynamiksimulation ist daher nicht zielführend. Aus diesem

Grund sind einige Annahmen und Vereinfachungen zu treffen, siehe beispielsweise [88] und [25], die schließlich zur bekannten REYNOLDSSchen Differenzialgleichung zur Bestimmung der hydrodynamischen Druckverteilung führen. So wird eine vollständige Füllung des Spalts mit Schmierstoff vorausgesetzt [113]. Die Herleitung der REYNOLDSSchen Differenzialgleichung kann beispielsweise in [93] oder [97] nachvollzogen werden. Die REYNOLDSSche Differenzialgleichung lautet

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h (u_a + u_b)}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h (v_a + v_b)}{2} \right) \\ &+ \rho (w_a - w_b) - \rho u_a \frac{\partial h}{\partial x} - \rho v_a \frac{\partial h}{\partial z} + \frac{\partial \rho h}{\partial t} \end{aligned} \quad 3.18$$

ρ	Schmierstoffdichte
h	Schmierstoffhöhe
p	Schmierstoffdruck
η	Dynamische Viskosität
x, y	Kontakttrichtung
u_a, u_b	Geschwindigkeit der Kontaktpartner in x-Richtung
v_a, v_b	Geschwindigkeit der Kontaktpartner in z-Richtung
w_a, w_b	Geschwindigkeit der Kontaktpartner in y-Richtung
t	Zeit

und berücksichtigt die in Bild 3.10 dargestellte Bewegung der Kontaktpartner.

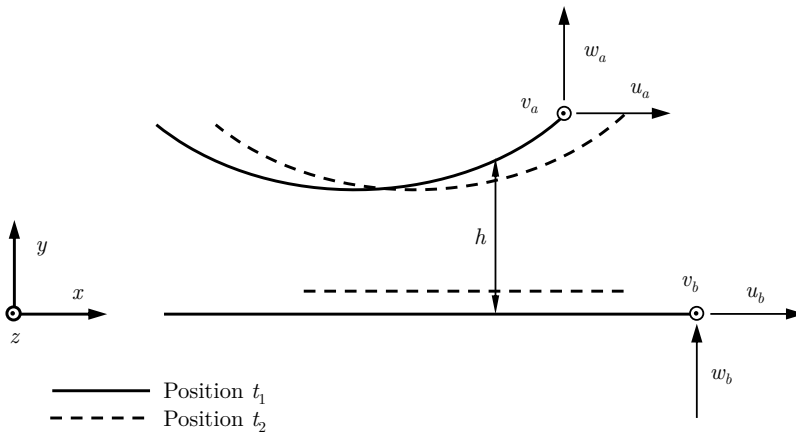


Bild 3.10: In der REYNOLDSSchen Differenzialgleichung berücksichtigte Bewegung der Kontaktpartner nach [25]

Die ersten beiden Terme sind die POISEUILLE-Terme und geben den Schmierstofffluss aufgrund des Druckgradienten an. Der dritte und vierte Term werden als COUETTE-Terme bezeichnet und berücksichtigen den Schmierfilmfluss, resultierend aus den Oberflächengeschwindigkeiten der Kontaktpartner. Der fünfte, sechste und siebte Term beschreiben die Schmierstoffdämpfung durch die Bewegung der Kontaktpartner. Der letzte Term gibt den Schmierstofffluss aufgrund der lokalen Expansion des Schmierstoffs an. Tritt eine rein tangentielle Bewegung auf, dann gilt [25]

$$w_a = u_a \frac{\partial h}{\partial x} + v_a \frac{\partial h}{\partial z} \quad \text{und} \quad w_b = 0, \quad (3.19)$$

und Gleichung 3.18 kann wiederum zu folgender Gleichung reduziert werden, die beispielsweise für elastohydrodynamische Kontakte angewendet wird [25]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \tilde{u} \frac{\partial (\rho h)}{\partial x} + \tilde{v} \frac{\partial (\rho h)}{\partial z} \quad (3.20)$$

$$\text{Mit: } \tilde{u} = \frac{u_a + u_b}{2} = \text{const} \quad \text{und} \quad \tilde{v} = \frac{v_a + v_b}{2} = \text{const} .$$

Für hydrodynamische Schmierbedingungen ist die Annahme gerechtfertigt, dass die Schmierstoffdichte ρ konstant ist. Liegt zudem reines Gleiten und damit $\tilde{v} = 0$ vor, so ergibt sich [25]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 12\eta \tilde{u} \frac{\partial h}{\partial x}. \quad (3.21)$$

Der erste Term der Gleichung 3.21 gibt den Schmierfilmdruck in Bewegungsrichtung der Gleitfläche wieder, während der zweite Term den Schmierfilmdruck in Breitenrichtung des Lagers bestimmt. Ist der Druck von x und z abhängig, so ist eine analytische Berechnung kaum möglich. Ist die Gleitfläche sehr breit, so kann die seitliche Leckage des Schmierstoffs vernachlässigt werden. Dadurch ergibt sich folgender Zusammenhang, der zum Beispiel für sehr breite Gleitlager verwendet wird [25]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 12\eta \left(\tilde{u} \frac{\partial h}{\partial x} \right). \quad (3.22)$$

Ist die Gleitfläche sehr schmal ausgeführt, wie beispielsweise in sehr kurzen Gleitlagern, so ist der seitliche Schmierstoffabfluss dominant und es gilt [25]:

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 12\eta \left(\tilde{u} \frac{\partial h}{\partial x} \right). \quad (3.23)$$

Die partielle Differenzialgleichung wird somit als gewöhnliche Differenzialgleichung behandelt, das heißt als Gleichung, deren Funktion nur von einer unabhängigen Variable abhängt [114]. Die Differenzialgleichung wird zweifach integriert. Dadurch ergeben sich zwei Integrationskonstanten, die durch die Wahl geeigneter Randbedingungen bestimmt werden können. In einem sehr kurzen Lager sind der Druckgradient in der Lagermitte und der Druck an den seitlichen Enden des Lagers, bei der halben Lagerbreite $b/2$, gleich Null [88] (siehe Bild 3.11).

$$\begin{aligned} \frac{dp}{dz}(z=0) &= 0 \\ p\left(z = \pm \frac{b}{2}\right) &= 0 \end{aligned} \quad 3.24$$

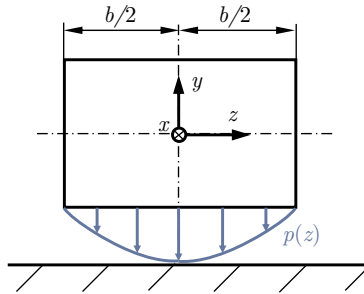


Bild 3.11: Druckverlauf über die Lagerbreite z

Nach der Bestimmung der Integrationskonstanten ergibt sich folgende Gleichung zur Berechnung des Schmierfilmdrucks:

$$p = \frac{3\eta}{h^3} \left(\frac{b}{2}\right)^2 \left((u_a + u_b) \frac{dh}{dx} \right) (1 - z^2). \quad 3.25$$

Soll zusätzlich noch die Schmierstoffdämpfung aufgrund der Annäherung der beiden Kontaktpartner berücksichtigt werden, erweitert sich Gleichung 3.25 zu:

$$p = \frac{3\eta}{h^3} \left(\frac{b}{2}\right)^2 \left((u_a + u_b) \frac{dh}{dx} + 2(w_a - w_b) \right) (1 - z^2). \quad 3.26$$

Die relative Annäherungsgeschwindigkeit aus $w_a - w_b$ kann auch als zeitliche Änderung der Schmierfilmhöhe dh/dt beschrieben werden [97].

3.2.2.2 Gleitlagertheorie

Der hydrodynamische Kontakt zwischen Käfigführungsfläche und Außenring im Wälzlager gleicht einem Gleitlagerkontakt. Hierbei entsprechen der Außenring der Lagerschale mit dem Innenradius R und der Käfig dem Gleitlagerzapfen mit dem Außenradius r . Im Schmierpalt zwischen den Kontaktpartnern wird eine laminare Strömung vorausgesetzt. Diese Voraussetzung ist erfüllt, wenn die dimensionslose REYNOLDSzahl Re folgende Bedingung erfüllt [115]:

$$Re = \frac{\rho \cdot u_b \cdot \frac{s}{2}}{\eta} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_b \cdot \frac{s}{2}}{\nu} \leq 41,3 \cdot \sqrt{\frac{D}{s}} \quad 3.27$$

Hierbei geht das Lagerspiel s mit $s = D - d = 2(R - r)$ ein.

In der Gleitlagertheorie ist es üblich anstelle der kartesischen Koordinaten ein zylindrisches Koordinatensystem zu verwenden, welches im Mittelpunkt der Lagerschale verankert ist (vergleiche Bild 3.12) [88]. Durch die Transformation der Koordinaten mit $\varphi = x/R$ und $\bar{z} = z/(b/2)$ sowie dem Zusammenhang $u_a + u_b \approx R(\omega_a + \omega_b) = R\bar{\omega}$ ergibt sich nach [88] aus der REYNOLDSgleichung folgender Zusammenhang:

$$\frac{1}{R} \cdot \frac{\partial}{\partial \varphi} \left[h^3 \frac{\partial p}{R \partial \varphi} \right] + \frac{2}{B} \cdot \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[h^3 \frac{2}{B} \cdot \frac{\partial p}{\partial \bar{z}} \right] = 6\eta \left[R\bar{\omega} \frac{\partial h}{R \partial \varphi} + 2 \frac{\partial h}{\partial t} \right] \quad 3.28$$

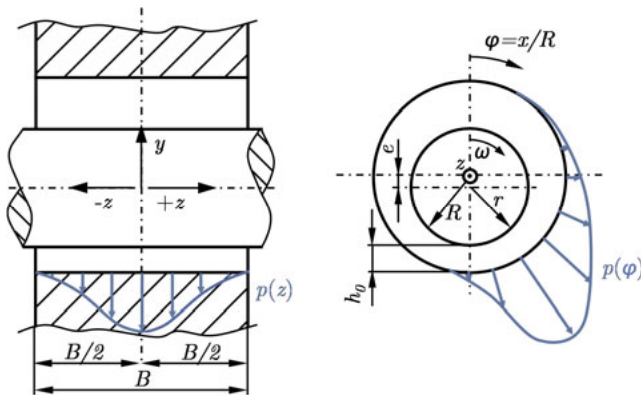


Bild 3.12: Kreiszylindrisches Radialgleitlager nach [88]

In der Gleitlagertechnik werden in der Regel folgende dimensionslose Größen eingesetzt [88]:

- Breitenverhältnis B/D
- Relatives Lagerspiel $\psi = (R - r)/R$
- Relative Exzentrizität $\varepsilon = e/(R - r) = e/(R\psi)$
- Relative Schmierfilmhöhe $H = h/(R - r) = h/(R\psi)$
- Druckkennzahl $\Pi = (p\psi^2)/(\eta\bar{\omega})$

Die Druckkennzahl wird auch als Sommerfeldzahl bezeichnet.

Durch einige Umformungen erhält man schließlich aus Gleichung 3.28 die am häufigsten verwendete Form der REYNOLDSschen Differenzialgleichung für Radialgleitlager

$$\frac{\partial}{\partial\varphi}\left(H^3\frac{\partial\Pi}{\partial\varphi}\right) + \left(\frac{D}{B}\right)^2\frac{\partial}{\partial\bar{z}}\left(H^3\frac{\partial\Pi}{\partial\bar{z}}\right) = 6\left[\frac{\partial H}{\partial\varphi} + \frac{2}{\bar{\omega}}\frac{\partial H}{\partial t}\right] \quad 3.29$$

mit der Spaltfunktion $H = 1 + \varepsilon \cdot \cos\varphi$ [88].

Zur Lösung der Differenzialgleichung werden Randbedingungen benötigt, die das Druckverhalten wiedergeben. In axialer Lagerrichtung gilt für den Schmierfilmdruck p sowie gleichermaßen für die dimensionslose Druckkennzahl Π , dass der Druck an den seitlichen Rändern auf Null abfällt:

$$p(\varphi; \bar{z} = \pm 1) = 0 \quad 3.30$$

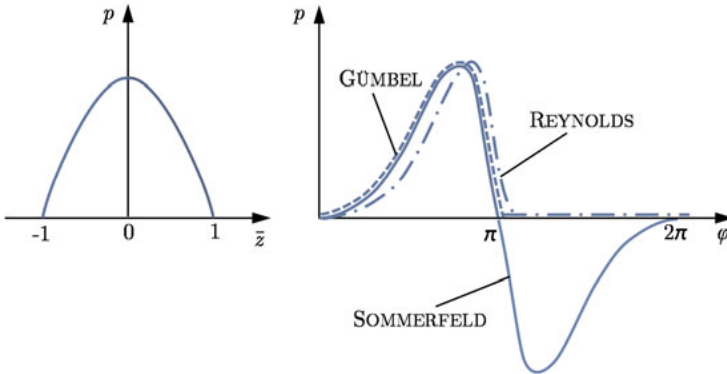


Bild 3.13: Randbedingungen zur Lösung der REYNOLDSgleichung nach [88]

In Umfangsrichtung existieren mehrere unterschiedliche Ansätze für die Randbedingungen wie die SOMMERFELDSchen, die GÜMBELschen und die REYNOLDSchen Randbedingungen (vergleiche Bild 3.13) [88]. Die SOMMERFELD-Randbedingungen führen zu einem punktsymmetrischen Druckverlauf. Allerdings können vom Schmier-

stoff keine Zugkräfte im divergierenden Schmier spalt aufgenommen werden. Aus diesem Grund setzt GÜMBEL den negativen Druck im Kavitationsbereich gleich Null und ermöglicht damit weiterhin eine analytische, mathematische Lösung der Gleichung mit den Randbedingungen

$$\begin{aligned} p(\varphi, \bar{z}) &= p(\varphi + 2\pi, \bar{z}) \\ \text{mit } p &= 0 \text{ für } p < 0 \end{aligned} \quad 3.31$$

Die GÜMBELschen Randbedingungen werden daher auch als halbe SOMMERFELD-Lösung bezeichnet [25][117]. Allerdings tritt somit eine Unstetigkeit bei $\varphi = \pi$ auf, die der Kontinuitätsgleichung widerspricht. Dieser Unstimmigkeit wird in den REYNOLDSSchen Randbedingungen Rechnung getragen. Jedoch ist damit nur noch eine numerische Lösung der Differenzialgleichung möglich [88].

Die analytische Lösung von Gleichung 3.29 kann wiederum nur für die zwei Sonderfälle des unendlich breiten und des sehr kurzen Radialgleitlagers gewonnen werden. So ergibt sich für das stationäre, unendlich breite Gleitlager durch die Vernachlässigung des Schmierstoffflusses in \bar{z} -Richtung [25]

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(H^3 \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} \right) = 6 \frac{\partial H}{\partial \varphi} \quad 3.32$$

Die Vereinfachung ist für Gleitlager mit einem Breitenverhältnis größer vier gültig [88]. Für das sehr kurze, stationäre Radialgleitlager ist der seitliche Schmierstoffabfluss dominierend [25] und es gilt für Lager mit einem Breitenverhältnis kleiner $\frac{1}{4}$ [88]

$$\left(\frac{D}{B} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(H^3 \frac{\partial \Pi}{\partial \bar{z}} \right) = 6 \frac{\partial H}{\partial \varphi} \quad 3.33$$

Die Lösung der Differenzialgleichungen kann in [88] nachvollzogen werden. Durch Anwendung der GÜMBELschen Randbedingungen erhält man schließlich jeweils eine analytische Lösung für die die Druckkennzahl. Diese lautet nach [88] und [25]

$$\begin{aligned} \Pi(\varphi) &= \frac{6\varepsilon \sin \varphi (2 + \varepsilon \cos \varphi)}{(2 + \varepsilon^2)(1 + \varepsilon \cos \varphi)^2} \text{ für das unendlich breite Radialgleitlager} \\ \Pi(\varphi, \bar{z}) &= 3 \left(\frac{B}{D} \right)^2 \frac{\varepsilon \sin \varphi}{(1 + \varepsilon \cos \varphi)^3} (1 - \bar{z}^2) \text{ für das sehr kurze Radialgleitlager} \end{aligned} \quad 3.34$$

Im instationären Radialgleitlager treten zusätzlich Dämpfungskräfte aufgrund der Schmierstoffdämpfung auf. Für diese Fälle gibt [88] folgende, modifizierte Form der REYNOLDSSchen Differenzialgleichung an, welche die Dämpfung des Schmierstoffs

abhängig von der Annäherungsgeschwindigkeit $\dot{\varepsilon}$ und der Winkelgeschwindigkeit $\dot{\delta}$ berücksichtigt, siehe Bild 3.14.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left((1 + \varepsilon \cos \varphi)^3 \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} \right) + \left(\frac{D}{B} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left((1 + \varepsilon \cos \varphi)^3 \frac{\partial \Pi}{\partial \bar{z}} \right) = \\ = -6 \left[\varepsilon \sin(\varphi - \delta) - 2 \frac{\varepsilon \dot{\delta}}{\omega} \sin(\varphi - \delta) - 2 \frac{\dot{\varepsilon}}{\omega} \cos(\varphi - \delta) \right] \end{aligned} \quad 3.35$$

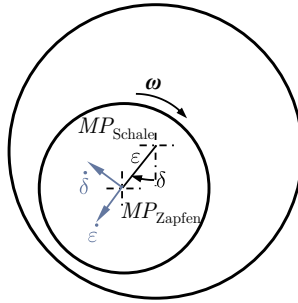


Bild 3.14: Exzentrische Verlagerungen und Auslenkungsgeschwindigkeiten nach [88]

Aus der Definition der Druckkennzahl wird schließlich der Schmierfilmdruck p mit

$$p(\varphi, \bar{z}) = \frac{\Pi(\varphi, \bar{z}) \eta \tilde{\omega}}{\psi^2} = \frac{\Pi(\varphi, \bar{z}) \eta \bar{\omega}}{\left(\frac{R-r}{R} \right)^2} \quad 3.36$$

bestimmt und die daraus resultierende Traglast durch Integration über den Umfang und die Lagerbreite ermittelt [88].

Die Lagerreibung resultiert aus den im Schmierpalt auftretenden Schubspannungen. Diese sind nach [88]

$$\tau = \frac{\eta \Delta u}{h} + \frac{h}{2R} \cdot \frac{dp}{d\varphi}. \quad 3.37$$

Der erste Term stellt die NEWTONsche Reibung (vergleiche Abschnitt 3.2.1.2) dar, der zweite Term berücksichtigt die Schubspannungen resultierend aus dem Druckgradient in Umfangsrichtung. Im Fall des sehr kurzen Radialgleitlagers ist der Druckgradient in Umfangsrichtung wiederum vernachlässigbar, da der seitliche Ölstrom

dominiert. Daher verbleibt für die Berechnung der Schubspannungen nur der erste Term der Gleichung. [88]

Treten im Gleitlager bei hohen Belastungen Verformungen im Druckbereich auf, nimmt die Tragfähigkeit des verformten Gleitlagers verglichen mit der Tragfähigkeit eines unverformten Gleitlagers zu. Die Verformung wirkt sich in diesem Fall wie eine Verkleinerung des Lagerspiels auf die Tragfähigkeit des Gleitlagers aus. [116]

3.2.2.3 Elastohydrodynamische Schmierung

In höher belasteten Kontakten, beispielsweise ab 0,5 GPa [25], treten höhere Schmierstoffdrücke auf, die zur Verformung der elastischen Kontaktkörper führen und die Schmierspaltgeometrie beeinflussen. Die Schmierfilmhöhe $h(x, z)$ im zweidimensionalen EHD-Kontakt setzt sich daher nach [97] oder [101] aus der Schmierfilmhöhe im unverformten Zustand der Kontaktpartner h_{c0} , der geometriebedingten Schmierspaltänderung $S(x, z)$ und der Änderung der Schmierfilmhöhe aufgrund der Verformung $w(x, z)$ zusammen:

$$h(x, z) = \underbrace{h_{c0} + S(x, z)}_{h(x, z)} + w(x, z) \quad 3.38$$

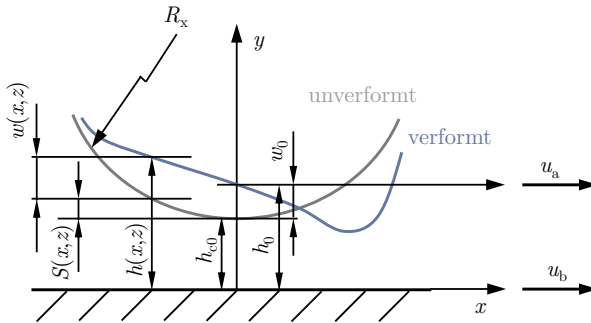


Bild 3.15: Verformte Schmierspaltgeometrie nach [97]

Für den Fall eines zweifach gekrümmten Körpers im Kontakt mit einer Ebene (vergleiche Bild 3.15) wird die unverformte Spaltgeometrie mit

$$S(x, z) = \frac{x^2}{2R_x} + \frac{z^2}{2R_z} \quad 3.39$$

beschrieben. R_x und R_z sind hierbei die Krümmungsradien in der xy - und yz -Ebene. Liegt ein HERTZscher Kontakt zwischen zwei Körpern vor, die nur durch einen

dünnen EHD-Schmierfilm getrennt sind, kann die Abweichung von der unverformten Schmierfilmhöhe mit

$$w(x, z) = \frac{1}{E_r} \iint_A \frac{p(x_1, z_1) dx_1 dz_1}{\sqrt{(x - x_1)^2 + (z - z_1)^2}} \quad 3.40$$

$$\text{mit } \frac{1}{E_r} = \frac{1}{\pi} \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)$$

berücksichtigt werden [101]. Der reduzierte Elastizitätsmodul (E-Modul) E_r berücksichtigt die unterschiedlichen Werkstoffe der Kontaktkörper mittels den E-Modulen E_1 und E_2 und der Querdehnzahlen ν_1 und ν_2 . Der Druck $p(x_1, z_1)$ kann über der kleinen Teilfläche $dx_1 dz_1$ als konstant angenommen werden und führt an jedem Punkt (x, z) zu einer Verformung abhängig vom Schmierfilmdruck [97].

Aufgrund der höheren Schmierstoffdrücke wird in der Regel die Druckabhängigkeit der Viskosität nach Abschnitt 3.2.1.1 und die Temperaturänderung im Kontakt mit Hilfe der Energiegleichung, siehe beispielsweise [97], berücksichtigt.

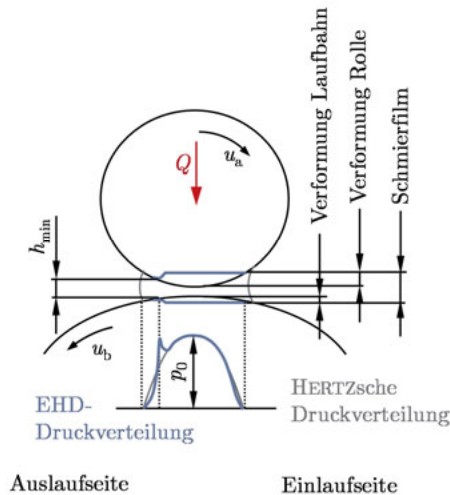


Bild 3.16: EHD-Kontakt nach [118]

Die Berücksichtigung der Verformung in hochbelasteten Kontakten führt zu einer Änderung der Geometrie des Schmierspalts. Die Schmierfilmhöhe beeinflusst wiederum den im Kontakt auftretenden Schmierfilmdruck. Bild 3.16 stellt die Schmierfilmhöhe und den Schmierfilmdruck exemplarisch für einen typischen,

elastohydrodynamischen Kontakt dar, beispielsweise zwischen einer Wälzkörperrolle und der Laufbahn eines Wälzlagers. Der Kontakt ist mit einer Last Q belastet und der an den Oberflächen anhaftende Schmierstoff wird durch die Drehbewegung in den Kontakt hineingedrückt. Ist die Relativgeschwindigkeit ausreichend hoch, bildet sich ein tragfähiger Schmier-spalt aus. Die Zunahme der Viskosität unter hohem Druck unterstützt den Aufbau des tragenden Schmierfilms zusätzlich. [118]

Wie Bild 3.16 zeigt ist die Schmierfilmhöhe im Kontakt über einen weiten Bereich nahezu gleich hoch. An der Auslaufseite tritt eine Verengung zu h_{\min} auf. Dementsprechend stellt sich im Vergleich zur HERTZschen Druckverteilung ein veränderter Schmierfilmdruck ein. Der Druck nimmt an der Einlaufseite langsam zu und steigt auf den maximalen Druck p_0 in der Kontaktmitte an. Anschließend fällt der Schmierfilmdruck ab. Im Bereich der Einschnürung des Schmierfilms auf der Auslaufseite des Kontakts tritt eine mehr oder minder ausgeprägte Druckspitze auf, die auch PETRUSEVIC-Spitze genannt wird, siehe [119] und [120]. Die Höhe der Druckspitze nimmt bei höheren Gleitgeschwindigkeiten zu, zudem verschiebt sie sich in Richtung der Kontaktmitte, da hydrodynamische Effekte dominieren [121].

3.3 Kinematik im Wälzlager

Die Kinematik des Wälzlagers resultiert hauptsächlich aus der Geometrie und den Abmessungen des Lagers und kann daher mittels analytischer Gleichungen beschrieben werden. In der Realität treten jedoch beispielsweise Schlupf an den Wälzkörpern (vergleiche Abschnitt 3.1.1), Schränken der Wälzkörper sowie Beschleunigungs- und Abbremsvorgänge im Lager auf, die die Dynamik des Wälzlagers beeinflussen.

3.3.1 Geschwindigkeiten und Drehzahlen

Da der drehende Wälzkörperring die Wälzkörper antreibt, die wiederum die Käfigbewegung bedingen, können die im Betrieb auftretenden Geschwindigkeiten und Drehzahlen im Wälzlager abhängig von der Drehzahl des Innen- und/oder Außenrings sowie der Lagergeometrie bestimmt werden. Bild 3.17 zeigt die in Kegelrollen- und Schrägkugellagern auftretenden geometrischen Verhältnisse. Die geometrischen Abmessungen hängen hierbei vom Teilkreisdurchmesser des Wälzkörpersatzes D_{pWK} , dem Wälzkörperdurchmesser D_{WK} sowie dem Betriebsberührungswinkel α_{B} mit $\alpha_{\text{B}} = (\alpha_{\text{IR}} + \alpha_{\text{AR}}) / 2$ ab [118]. Der Berührungspunkt zwischen Wälzkörper und Innenring befindet sich bei einem Radius R_{IR} und zwischen Wälzkörper und Außenring bei R_{AR} . Dreht sich der Innenring mit einer Drehzahl n_{IR} , so ergibt sich am Berührungspunkt mit dem Wälzkörper folgende Innenringgeschwindigkeit v_{IR} [118]:

$$v_{\text{IR}} = 2\pi n_{\text{IR}} \frac{(D_{\text{pWK}} - D_{\text{WK}} \cos \alpha_{\text{B}})}{2}. \quad 3.41$$

Wird hingegen der Außenring mit der Drehzahl n_{AR} angetrieben, so ergibt sich für die Außenringgeschwindigkeit v_{AR} [118]:

$$v_{AR} = 2\pi n_{AR} \frac{(D_{pWK} + D_{WK} \cos \alpha_B)}{2}. \quad 3.42$$

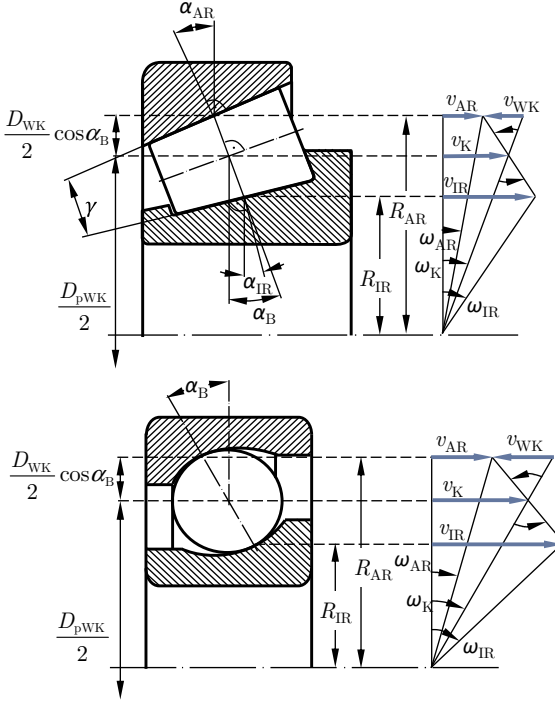


Bild 3.17: Geometrische Verhältnisse im Kegelrollen- und Schrägkugellager nach [118]

Der Käfig bewegt sich mit der Umfangsgeschwindigkeit der Wälzkörpermittelpunkte. Betrachtet man das Geschwindigkeitsprofil in Bild 3.17, so wird deutlich, dass die Käfiggeschwindigkeit der arithmetische Mittelwert aus den Umfangsgeschwindigkeiten von Außen- und Innenring ist [122]:

$$v_K = \frac{v_{IR} + v_{AR}}{2}. \quad 3.43$$

Des Weiteren kann die Käfiggeschwindigkeit abhängig von der Käfigdrehzahl n_K beschrieben werden

$$v_K = 2\pi n_K \frac{D_{pWK}}{2}. \quad 3.44$$

Aus den Gleichungen 3.41 bis 3.44 ergibt sich damit für die Käfigdrehzahl [83]:

$$n_K = \frac{n_{IR}}{2} \left(1 - \frac{D_{WK}}{D_{pWK}} \cos \alpha_B \right) + \frac{n_{AR}}{2} \left(1 + \frac{D_{WK}}{D_{pWK}} \cos \alpha_B \right). \quad 3.45$$

In den meisten Anwendungsfällen dreht sich jedoch nur ein Ring mit der Drehzahl n , während der andere still steht. In diesem Fall vereinfacht sich die Berechnung nach [118] zu

$$\begin{aligned} n_K &= \frac{n}{2} \left(1 \mp \frac{D_{WK}}{D_{pWK}} \cos \alpha_B \right) \quad \text{und} \\ v_K &= \pi D_{pWK} \frac{n}{2} \left(1 \mp \frac{D_{WK}}{D_{pWK}} \cos \alpha_B \right). \end{aligned} \quad 3.46$$

mit – bei rotierendem Innenring
 + bei rotierendem Außenring

Die Wälzkörperumfangsgeschwindigkeit v_{WK} ist die Differenz aus der Außenringgeschwindigkeit und der Käfiggeschwindigkeit im Berührungspunkt am Außenring, also $v_{WK} = v_{AR} - v_K$. Ersetzt man die Käfiggeschwindigkeit durch die Winkelgeschwindigkeit oder die Drehzahl des Käfigs, so erhält man nach [85] und [118]:

$$v_{WK} = v_{AR} - \omega_K \cdot R_{AR} = v_{AR} - 2\pi n_K \cdot R_{AR}. \quad 3.47$$

Setzt man Gleichung 3.42 und 3.46 in diese Gleichung ein kann die Wälzkörperdrehzahl n_{WK} mit

$$n_{WK} = \frac{n_{AR} - n_{IR}}{2} \cdot \left(\frac{D_{pWK}}{D_{WK}} - \frac{D_{WK}}{D_{pWK}} \cos^2 \alpha_B \right) \quad 3.48$$

berechnet werden. Steht einer der beiden Ringe still gilt [122]:

$$\begin{aligned} n_{WK} &= \mp \frac{n}{2} \cdot \left(\frac{D_{pWK}}{D_{WK}} - \frac{D_{WK}}{D_{pWK}} \cos^2 \alpha_B \right) \\ \text{mit} \quad &\text{– bei rotierendem Innenring} \\ &\text{+ bei rotierendem Außenring} \end{aligned} \quad 3.49$$

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden ausschließlich Nadel- und Zylinderrollenlager betrachtet. Der Betriebsberührungswinkel α_B ist in diesem Fall gleich Null und die vorher genannten Gleichungen vereinfachen sich entsprechend.

3.3.2 Schränken und Axial Schub

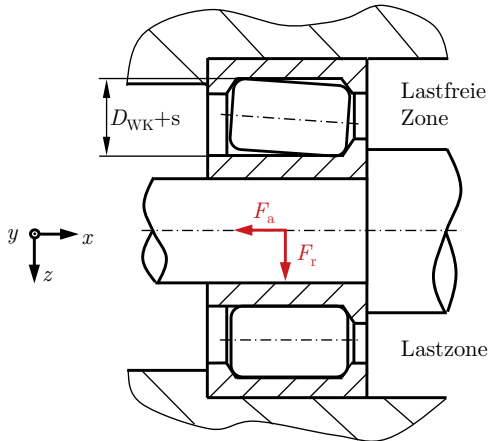


Bild 3.18: Kombiniert belastetes Zylinderrollenlager mit verkipptem Wälzkörper außerhalb der Lastzone nach [55]

Abhängig von der Wälzkörperform kommt es bei kombiniert belasteten Zylinder- und Pendelrollenlagern sowie bei unsymmetrisch belasteten Nadellagern zum Verkippen und Schränken der Wälzkörper. Bild 3.18 zeigt ein kombiniert belastetes Zylinderrollenlager. Der Außenring ist im Gehäuse fest gelagert. Der Innenring wird mit der Welle in Richtung der Radialkraft F_r und der Axialkraft F_a verschoben. Aufgrund des radialen Betriebsspiels und der Einfederung der Wälzkörper stellt sich in der lastfreien Zone des Lagers ein Spiel s zwischen Innen- und Außenring ein, in dem der Wälzkörper verkippt. Der Wälzkörper verkippt um den Kippwinkel φ_y so weit, bis sich alle auf ihn einwirkenden Momente und Kräfte im Gleichgewicht befinden. [55]

Zwischen den Borden der Lagerringe und dem Wälzkörper treten Normalkräfte F_N und Reibungskräfte F_R aufgrund der axialen Belastung auf. Die Reibungskräfte erzeugen ein negatives Moment um die z -Achse des Wälzkörpers (vergleiche Bild 3.19) und dieser verschränkt sich um den Schränkswinkel φ_z (siehe Bild 3.20). Eine Verkipfung des Innenrings auf der Welle, beispielsweise durch deren Durchsenkung, kann das Schränkungsmoment noch vergrößern oder ihm entgegenwirken. [55]

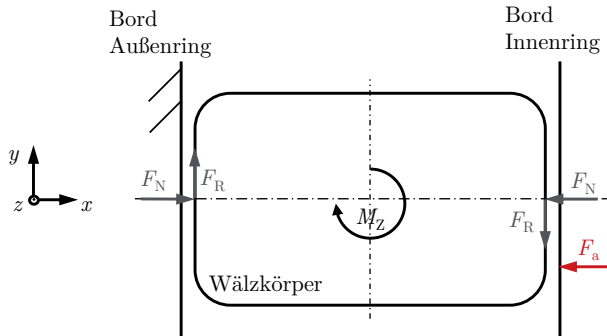


Bild 3.19: Normal- und Reibkräfte am nicht geschränkten Wälzkörper nach [55]

Wie Bild 3.20 zeigt, verschieben sich durch das Schränken des Wälzkörpers die Kraftangriffspunkte zwischen Bord und Wälzkörper. Der Wälzkörper verschränkt so weit, bis die Normalkräfte durch die exzentrische Lage ein gleich großes Gegenmoment zum Moment resultierend aus den Reibkräften verursachen. Die Schränkung des Wälzkörpers gegenüber der Laufbahn führt zu einer um den Schränkungswinkel verkippten Umfangsgeschwindigkeit des Wälzkörpers u_{WK} . Somit stellt sich eine axiale Relativbewegung $u_{rel, WK-IR}$ zwischen Wälzkörper und Innenring ein, der als Axial Schub bezeichnet wird. [55]

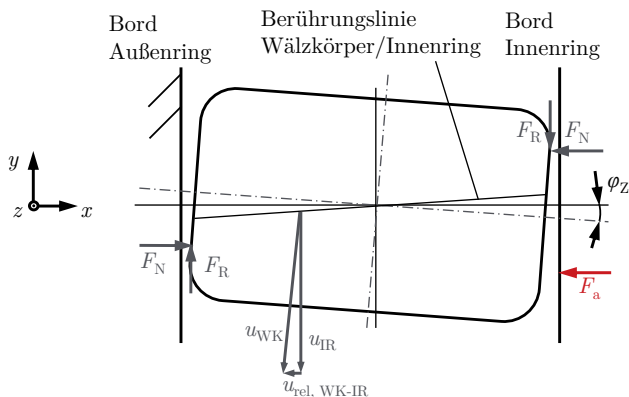


Bild 3.20: Relativgeschwindigkeiten zwischen Wälzkörper und Innenringlaufbahn nach [55]

Axial Schub tritt auch in Nadellagern, wie beispielsweise Planetenradlagerungen (vergleiche Bild 3.21), auf. Ist der Innen- zum Außenring aufgrund einer unsymmetrischen Krafteinleitung verkippt oder treten bei schrägverzahnten Planeten Axialkräfte

auf, so verschränken die Nadelrollen und der auftretende Axialschub schiebt wiederum den Käfig und die Wälzkörper gegen den Bord oder eine Anlaufscheibe. Im Kontakt tritt Gleitreibung auf, die das Gesamtlagerreibungsmoment erhöht. Sind der Kipp- und der Schrängwinkel kleiner als 4° , ist der auftretende Axialschub kleiner als 1,5 % der Radialkraftbelastung und kann bei der Lagerauslegung vernachlässigt werden. [123]

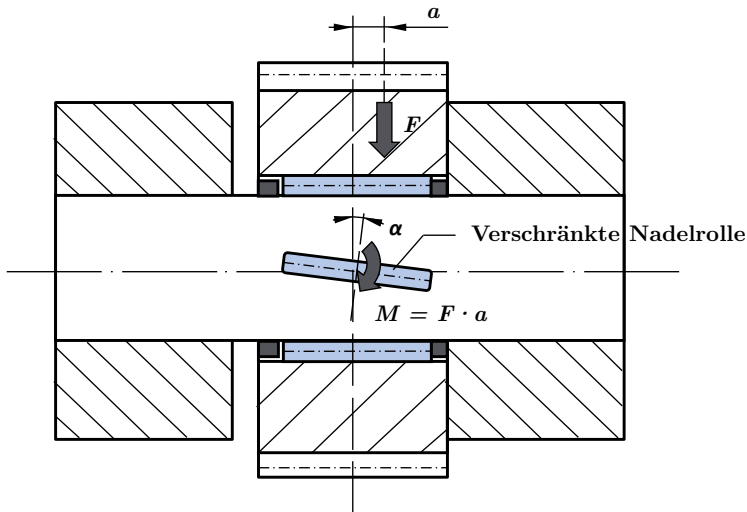


Bild 3.21: Verschränkte Nadelrolle bei unsymmetrischer Belastung nach [123]

3.3.3 Beschleunigungs- und Abbremsvorgänge

In radial belasteten Wälzlager drehen sich die Wälzkörper innerhalb einer Käfigumdrehung mit einer variierenden Drehzahl. Bild 3.22 zeigt die Lastzone, die sich bei radialer Belastung in einem Kugellager einstellt. Innerhalb der Lastzone bewegen sich die Wälzkörper mit der rechnerischen, kinematischen Drehzahl und Geschwindigkeit aus Gleichung 3.48. In der Lastzone liegen die Wälzkörper an der Vorderseite der Käfigtasche an und treiben den Käfig voran. Verlässt der Wälzkörper die Lastzone, verändern sich die Kontaktbedingungen. Der Drehbewegung des Wälzkörpers wirkt zum einen das Reibungsmoment entgegen, zum anderen erzeugt das Eigengewicht des Wälzkörpers ein Moment, das der Bewegungsrichtung entgegengesetzt ist [124]. Aus diesen Gründen wird der Wälzkörper abgebremst und die Wälzkörperdrehzahl nimmt langsam ab. Dieser Bremseffekt tritt in Lagern, die unter hoher Zentripetalbeschleunigung betrieben werden, aufgrund der zusätzlichen Fliehkräfte verstärkt auf. Dadurch wird der Wälzkörper vom Käfig überholt und er wandert von der vorderen Seite der Käfigtasche zur hinteren Seite der Käfigtasche. Außerhalb der Lastzone schiebt daher

der Käfig die Wälzkörper weiter voran und zwischen den Lagerringen und den Wälzkörpern nimmt der Schlupf zu, der zu Anschmierungen führen kann (siehe [125] bis [127]). Als kinematischer Schlupf wird demnach die relative Abweichung der realen Drehzahl von der kinematisch korrekten Drehzahl beziehungsweise Geschwindigkeit bezeichnet [128]:

$$S = \left(1 - \frac{v(t)}{v_{\text{theoretisch}}} \right) \cdot 100 \% = \left(1 - \frac{n(t)}{n_{\text{theoretisch}}} \right) \cdot 100 \%. \quad 3.50$$

In Extremfällen kann der Schlupf des Wälzkörpers 100 % betragen, das heißt der Wälzkörper wird bis zum Stillstand abgebremst [128].

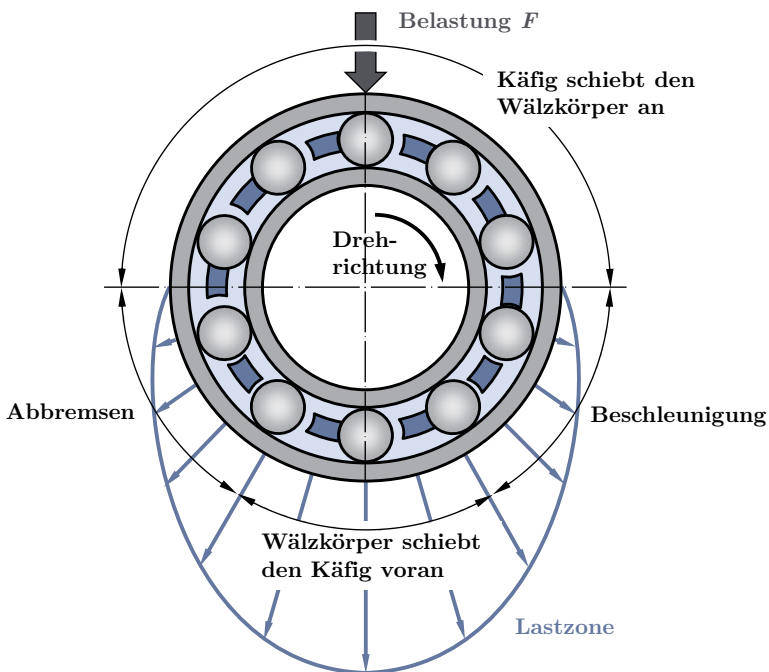


Bild 3.22: Beschleunigungsvorgänge der Wälzkörper bei einer Umdrehung des Wälzkörpersatzes

Tritt der vom Käfig geführte Wälzkörper im weiteren Verlauf wieder in die Lastzone ein, so wird er auf die kinematische Drehzahl beschleunigt und bewegt sich wiederum von der hinteren Seite der Käfigtasche zur vorderen Seite der Käfigtasche. Die Beschleunigung des Wälzkörpers auf die kinematisch korrekte Drehzahl ist in Bild 3.23 exemplarisch dargestellt.

Bei einer zu geringen Lagerbelastung kann auch innerhalb der Lastzone Wälzkörperschlupf auftreten. Dadurch dreht der Wälzkörper auch innerhalb der Lastzone nicht mit der kinematisch korrekten Drehzahl und man spricht von Wälzkörpersatzschlupf. Aus diesem Grund sollte beispielsweise nach [83] und [128] eine Mindestbelastung des Wälzlagers $F_{r \min} = C_0 / (60 \dots 100)$ eingehalten werden.

Die Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgänge der Wälzkörper wirken sich wiederum auf die Käfigkinematik aus. Die auftretenden Kontaktkräfte zwischen den Wälzkörpern und der Käfigtasche können unter bestimmten Betriebsbedingungen zu einer instationären Käfigbewegung führen, welche auch als Käfigschwirren bezeichnet wird (vergleiche beispielsweise [76],[129] oder [130]). Ist das Käfigtaschenspiel relativ groß, kommt es häufiger zu Stößen zwischen dem Käfig und den Wälzkörpern, die den Käfig aus seiner kreisrunden Bewegungsbahn auslenken.

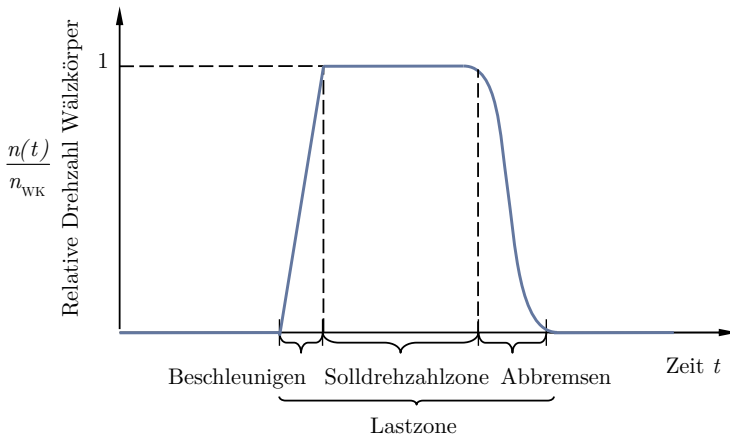


Bild 3.23: Drehzahl eines Wälzkörpers in einem Lager unter hoher Zentripetalbeschleunigung bei einer Wälzkörpersatzumdrehung

4 Methodik zur Berücksichtigung der Hydrodynamik in den Käfigkontakten

Wie in Abschnitt 1.2 beschrieben steigen unter hoher Zentripetalbeschleunigung die Kräfte in den Käfigkontakten an und können zu hohen, zusätzlichen Reibungsverlusten führen. Aus diesem Grund muss die Hydrodynamik des Schmierstoffs in den Käfigkontakten in der Wälzlagerdynamiksimulation berücksichtigt werden.

In den Gleitkontakten des Wälzlagerkäfigs bildet sich unter der Annahme, dass im Lager ausreichend Schmierstoff zur Verfügung steht, ein tragender und zugleich dämpfender, hydrodynamischer Schmierfilm aus. Zur genauen Berechnung des Reibungsmoments oder der Lagerkinematik in der Dynamiksimulation sind daher für jeden Käfigkontakt differenziert die vorhandenen Normal-, Reibungs- und Dämpfungskräfte zu bestimmen. Im Folgenden werden daher für den Käfig/Ring-Kontakt, den Käfig/Wälzkörper-Kontakt und – im Fall geteilter Käfige – den Käfig/Käfig-Kontakt Berechnungsverfahren vorgestellt.

Da die Kontaktberechnung zu jedem Simulationszeitschritt mehrfach durchgeführt wird, werden ausschließlich analytische und damit recheneffiziente Modelle zur Beschreibung hydrodynamischer Effekte in der Kontaktberechnung verwendet. Dadurch können lange Rechenzeiten vermieden und der regelmäßige Einsatz der Wälzlagerdynamiksimulationen weiterhin gewährleistet werden.

Neben der Recheneffizienz muss in den analytischen Kontaktmodellen jedoch auch die Realität hinreichend genau abgebildet werden. Aus diesem Grund ist in Abschnitt 4.2 ein Vergleich mit den Ergebnissen der Kontaktberechnung zwischen Käfig und Ring mit dem validierten Gleitlagerprogramm COMBROS der *Forschungsvereinigung Antriebstechnik FVA* und *Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen FVV* dargestellt [100]. Die einzelnen Kontaktmodelle wurden hierzu im Dynamiksimulationsprogramm CABA3D implementiert (vergleiche Abschnitt 2.1.2).

4.1 Kontaktmodelle

4.1.1 Käfig/Ring-Kontaktmodell

Wie Bild 4.1 zeigt besteht ein typischer Käfig eines Lagers, welches Zentripetalbeschleunigung ausgesetzt ist, vereinfacht aus zwei seitlichen Stirnringen, die als Führungsflächen zum Außenringbord wirken. Die Führungsflächen sind durch die

Stege, die die Wälzkörper voneinander separieren, verbunden. Sowohl an den seitlichen Führungsflächen als auch an den Käfigstegen bildet sich ein tragender Schmierstofffilm bei der Bewegung des Käfigs relativ zum Außenring aus. Beide Käfigbestandteile werden im Kontaktmodell getrennt betrachtet, was wiederum eine analytische und daher recheneffiziente Berechnung der Schmierstoffhydrodynamik im Kontakt zwischen Käfig und Außenring erlaubt.

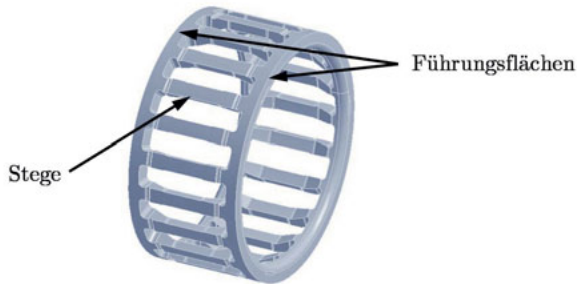


Bild 4.1: Aufteilung des Käfigs in Führungsflächen und Stege

4.1.1.1 Kontaktberechnung an den Käfigführungsflächen

Kontaktgeometrie

Der Käfig wird entsprechend Bild 4.2 durch eine hohe Volumenkraft, die aus der Zentripetalbeschleunigung resultiert, gegen den Außenring gedrückt. Es stellt sich die Exzentrizität e zwischen den beiden Kontaktpartnern ein. Dadurch bildet sich ein sich verengender Schmierpalt mit der minimalen Schmierfilmhöhe h_{\min} aus. Durch die Drehung des Käfigs mit der Winkelgeschwindigkeit ω zum Außenring wird kontinuierlich Schmierstoff in den Kontakt hineingefördert. Es baut sich ein hydrodynamischer Druck und somit ein tragender Schmierfilm zwischen der Käfigführungsfläche (in Bild 4.2 blau dargestellt) und dem Außenring (grau) auf. Der Außenradius der Käfigführungsfläche wird mit r , der Innenradius des Außenringbords wird mit R bezeichnet. Die Lagertemperatur ϑ wird als bekannt und konstant vorausgesetzt. Neben der Winkelgeschwindigkeit bewegt sich der Käfig auch mit einer radialen Mittelpunktschwindigkeit \dot{e} sowie einer Mittelpunktschwindigkeit in Umfangsrichtung $\dot{\delta}$. Die Positionen der Kontaktpartner sowie deren Bewegungsgeschwindigkeiten sind in der Dynamiksimulation mit starren Körpern zu jedem Zeitschritt bekannt. Dadurch kann der hydrodynamische Druck im Kontakt zwischen Käfig und Außenring für jeden Berechnungsschritt bestimmt werden.

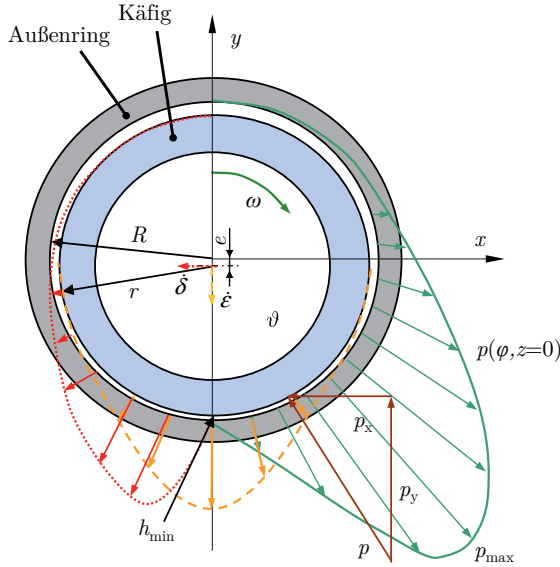


Bild 4.2: Kontaktgeometrie und Druckverteilung zwischen Käfigführungsfläche und Außenring

Berechnung der Druckverteilung

Die Breite b der seitlichen Führungsflächen des Käfigs ist im Vergleich zu typischen Gleitlagern sehr schmal. Aus diesem Grund kann die auf Basis der Kurzgleitlagertheorie gewonnene Gleichung 3.35 auf folgende analytische Gleichung reduziert und wie folgt gelöst werden

$$\Pi(\varphi, z) = 3 \left(\frac{b}{2R} \right)^2 \frac{(1 - z^2)}{(1 + \varepsilon \cos \varphi)^3} \left(\underbrace{\varepsilon \sin \varphi}_{\text{Umfangsrichtung}} - \underbrace{2 \frac{\varepsilon \dot{\delta}}{\omega} \sin \varphi}_{\substack{\text{Dämpfung aus} \\ \text{MP-Geschw.} \\ \text{in Umfangsrichtung}}} - \underbrace{2 \frac{\dot{\varepsilon}}{\omega} \cos \varphi}_{\substack{\text{Dämpfung aus} \\ \text{MP-Geschw.} \\ \text{in radialer Richtung}}} \right). \quad 4.1$$

Mit der relativen Exzentrizität ε nach Abschnitt 3.2.2.2 wird die Druckfunktion Π in die dimensionslose Breitenrichtung z und in Umfangsrichtung φ bestimmt. Zudem werden die Dämpfungseigenschaften des Schmierstoffs, die der Bewegung des Käfigmittelpunkts (MP) entgegenwirken, direkt mit berücksichtigt. Die vereinfachte Berechnung nach der Kurzgleitlagertheorie führt nach [88] für Breitenverhältnisse b/d von bis zu $1/4$ – wie sie im vorliegenden Fall gegeben sind – zu realistischen Ergebnissen.

Anschließend wird aus der Druckfunktion der hydrodynamische Druck p nach Gleichung 3.36 bestimmt:

$$p(\varphi, z) = \frac{\Pi(\varphi, z) \cdot \eta(p, \vartheta) \cdot \omega}{\left(\frac{R-r}{R}\right)^2}. \quad 4.2$$

Die Druck- und Temperaturabhängigkeit der dynamischen Viskosität $\eta(p, \vartheta)$ wird gemäß dem Berechnungsansatz nach ROELANDS (siehe Abschnitt 3.2.1.1) berücksichtigt.

Der daraus resultierende hydrodynamische Druckverlauf ist in Bild 4.2 schematisch abgebildet. Der Druck, der aus der Drehbewegung des Käfigs resultiert, ist in grün dargestellt. Er baut sich stetig auf, erreicht sein Maximum und fällt zur minimalen Schmierfilmhöhe hin zügig ab. Die Schmierstoffdämpfung führt zu einem kosinusförmigen Druckverlauf (gelb dargestellt), abhängig von der radialen Käfigmittelpunktsgeschwindigkeit $\dot{\epsilon}$. Die Umfangsmittelpunktsgeschwindigkeit $\dot{\delta}$ bedingt den sinusförmigen, rot dargestellten Druckverlauf.

Berechnung der Normal- und Dämpfungskräfte

Anschließend erfolgt die Berechnung der Kontaktnormalkraft F . Hierzu wird der hydrodynamische Druck in die Richtungsanteile p_x und p_y zerlegt und über die Breite von -1 bis 1 und den Umfang von 0 bis 2π integriert. Negative Drücke werden gemäß der GÜMBEL-Randbedingungen (vergleiche Abschnitt 3.2.2.2) gleich Null gesetzt. Dadurch ergeben sich die Kraftkomponenten F_x und F_y :

$$\begin{aligned} F_x &= \frac{(R+r)}{2} \cdot \frac{b}{2} \int_0^{2\pi} \int_{-1}^1 p_x(\varphi, z) \cdot dz \cdot d\varphi \quad \text{und} \\ F_y &= \frac{(R+r)}{2} \cdot \frac{b}{2} \int_0^{2\pi} \int_{-1}^1 p_y(\varphi, z) \cdot dz \cdot d\varphi \quad . \end{aligned} \quad 4.3$$

Die Schmierstoffdämpfung wird direkt in der Druckberechnung in Gleichung 4.1 berücksichtigt, so dass keine weitere Dämpfungskraft bestimmt wird.

Berechnung der Reibungskraft

Für die Berechnung der Reibungskraft wird zum einen die Flüssigkeitsreibung berechnet, die aus der Scherung des Schmierstoffs resultiert. Zum anderen wird die Festkörperreibung, für den Fall bestimmt, dass die Schmierfilmhöhe nicht ausreicht um die Rauheitsspitzen der Kontaktpartner vollständig voneinander zu trennen.

Der Schmierstoff wird im Kontakt zwischen Käfig und Außenring aufgrund der Relativgeschwindigkeit zwischen den Kontaktpartnern geschert. Dies führt im Schmierstoff zu Schubspannungen $\tau(\varphi, z)$, die der Drehbewegung des Käfigs entgegen gerichtet sind (siehe Bild 4.3). Die Ermittlung der Schubspannungen erfolgt nach dem Ansatz nach EYRING (vergleiche Abschnitt 3.2.1.2), da ein NEWTONsches Modell bei hohen Scherraten die Schubspannungen zu hoch bestimmt.

$$\tau = \tau_E \left(p(\varphi, z) \right) \sinh \left(\frac{\tau(p, \varphi, z, \vartheta)}{\tau_E(p(\varphi, z))} \right) \quad 4.4$$

mit $\tau_E(p(\varphi, z)) = \tau_{E \min} + K_\alpha \cdot p(\varphi, z)^{K_\beta}$

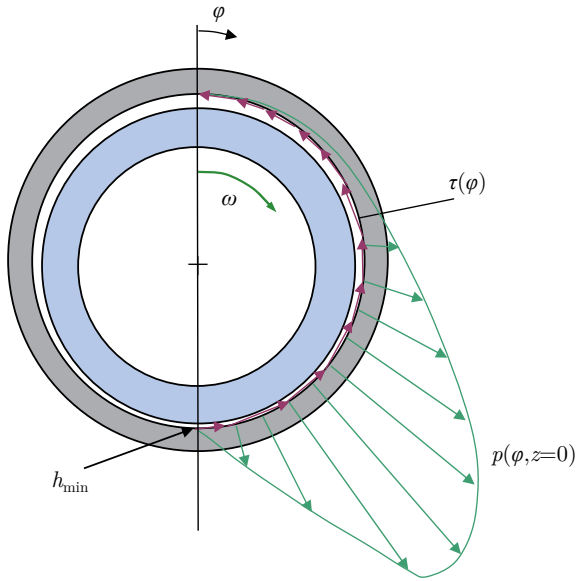


Bild 4.3: Schubspannungen resultierend aus der Schmierstoffscherung

Die Schubspannungen werden wiederum über die Breite und den Umfang der Käfigführungsfläche integriert. Daraus resultiert die Flüssigkeitsreibungskraft $F_{R \text{ flüssig}}$:

$$F_{R \text{ flüssig}} = \left(\frac{R+r}{2} \right) \frac{b}{2} \int_0^{2\pi} \int_{-1}^1 \tau_E(p, \varphi, z) \sinh \left(\frac{\tau(p, \varphi, z, \vartheta)}{\tau_E(p, \varphi, z)} \right) \cdot dz \cdot d\varphi. \quad 4.5$$

Die Schubspannungen werden im sehr kurzen Gleitlager durch $\tau = \eta u/h$ berechnet, da die Schubspannungen resultierend aus dem Massenstrom in Umfangrichtung vernachlässigt werden können (vergleiche Gleichung 3.37). Mit der Viskosität η und der Relativgeschwindigkeit u ergibt sich somit zur Berechnung der Flüssigkeitsreibung:

$$F_{\text{R flüssig}} = \left(\frac{R+r}{2} \right) \frac{b}{2} \int_0^{2\pi} \int_{-1}^1 \left(1 - \lambda(h, \varphi, z, R_q) \right) \tau_E(p, \varphi, z) \sinh \left(\frac{\eta(p, \varphi, z, \vartheta)}{\tau_E(p, \varphi, z)} \frac{u}{h(\varphi)} \right) \cdot dz \cdot d\varphi \quad 4.6$$

Die Festkörperreibungskraft $F_{\text{R fest}}$ ist das Produkt aus der Kontaktnormalkraft und einer konstanten Reibungszahl $\mu_{\text{R fest}}$. Die Reibungszahl repräsentiert beispielsweise bei einem Stahlkäfig die Reibung eines geschmierten Stahl/Stahl-Kontakts; sie sollte je nach Werkstoffpaarung experimentell – etwa mit Hilfe eines Stift-Scheibe-Tribometers – ermittelt werden. Da die Normalkraft aus dem Kontaktdruck resultiert wird die Festkörperreibungskraft mit

$$F_{\text{R fest}} = \mu_{\text{R fest}} \left(\frac{R+r}{2} \right) \frac{b}{2} \int_0^{2\pi} \int_{-1}^1 \lambda(h, \varphi, z, R_q) p(\varphi, z) \cdot dz \cdot d\varphi \quad 4.7$$

berechnet.

Beide Reibungsanteile werden abhängig von der im Kontakt vorhandenen Schmierfilmhöhe $h(\varphi)$ und den Rauheiten der Kontaktpartner – ausgedrückt über R_q – über den Festkörperlasttraganteil $\lambda(h, \varphi, z, R_q)$ nach ZHOU (vergleiche Abschnitt 3.1.2) anteilig in den Gleichungen 4.6 und 4.7 berücksichtigt. Die nun auf Grundlage elementarer physikalischer Effekte berechnete Reibungskraft im Kontakt zwischen Käfigführungsfläche und Außenring ist schließlich die Summe aus Flüssigkeits- und Festkörperreibungskraft:

$$F_{\text{R}} = F_{\text{R flüssig}} + F_{\text{R fest}} \quad 4.8$$

Berücksichtigung der Käfigteilung

Aufgrund der einfacheren Montage werden die als Pleuellager eingesetzten Nadelkränze derzeit häufig geteilt ausgeführt. Der Käfig besteht hierbei aus zwei identischen Käfigsegmenten. An den Enden der Käfigsegmente kommt es geometrisch bedingt zu einer Beeinträchtigung des hydrodynamischen Schmierfilmdruckaufbaus. An der Teilung bricht der Tragdruck schlagartig zusammen. Aus diesem Grund sollte der Einfluss der Teilung im Kontaktmodell nicht vernachlässigt werden.

Durch die Anpassung der Integrationsgrenzen wird in vereinfachter Form ein verzögerter Druckaufbau oder ein verfrühter Druckabfall in der Kontaktberechnung berücksichtigt. Die Berechnung der Trag- und Reibungskraft erfolgt in diesem Fall

nicht von 0 bis 2π , sondern je nach Lage der Käfigsegmente von $0+\beta_1$ bis $\pi-\beta_2$ (siehe Bild 4.4):

$$F = \int_{0+\beta_1}^{\pi} \int_{-1}^1 \dots \cdot dz \cdot d\varphi \quad F_{R \text{ flüssig/fest}} = \int_{0+\beta_1}^{\pi} \int_{-1}^1 \dots \cdot dz \cdot d\varphi \text{ bzw.}$$

$$F = \int_0^{\pi-\beta_2} \int_{-1}^1 \dots \cdot dz \cdot d\varphi \quad F_{R \text{ flüssig/fest}} = \int_0^{\pi-\beta_2} \int_{-1}^1 \dots \cdot dz \cdot d\varphi .$$

4.9

Dies führt dazu, dass die Druckbereiche, die aufgrund der Exzentrizität außerhalb des jeweiligen Käfigsegments liegen würden, nicht mit berücksichtigt werden. Diese Vereinfachung der Druckberechnung führt dazu, dass weiterhin die analytische und recheffiziente Kontaktberechnung auf Basis der Kurzgleitlagertheorie, wie oben beschrieben, verwendet werden kann.

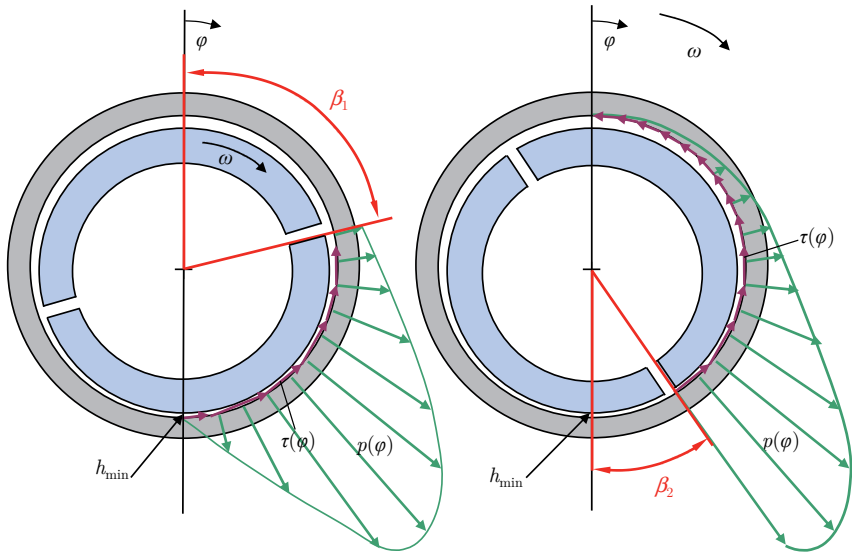


Bild 4.4: Berücksichtigung der Käfigteilung durch Anpassung der Integrationsgrenzen

Kraftrückgabe

Die berechneten Normal- und Reibungskräfte und die daraus resultierenden Momente wirken in der Dynamiksimulation auf den Käfig ein. Der Außenring erfährt die entsprechenden Gegenkräfte. Dies führt zu einer Beschleunigung der Kontaktkörper, wodurch sich eine neue Exzentrizität und damit eine neue Schmierfilmhöhe einstellen.

Daraus resultieren wiederum ein veränderter Schmierfilmdruck und abweichende Kontaktkräfte. Die Kontaktberechnung wird so lange durchgeführt bis sich ein Kräftegleichgewicht aus Kontaktbelastung und Tragkraft einstellt und alle Zeitschritte der Dynamiksimulation berechnet sind.

4.1.1.2 Kontaktberechnung an den Käfigstegen

Wie in [131] dargestellt, baut sich auch an den Käfigstegen ein hydrodynamischer Druck auf, der je nach Lage des Stegs zum Außenring den Schmierfilmdruck an den seitlichen Führungsflächen übersteigen kann. Daher wird im Folgenden das Kontaktmodell zur Berechnung der Hydrodynamik an den Stegen vorgestellt.

Kontaktgeometrie

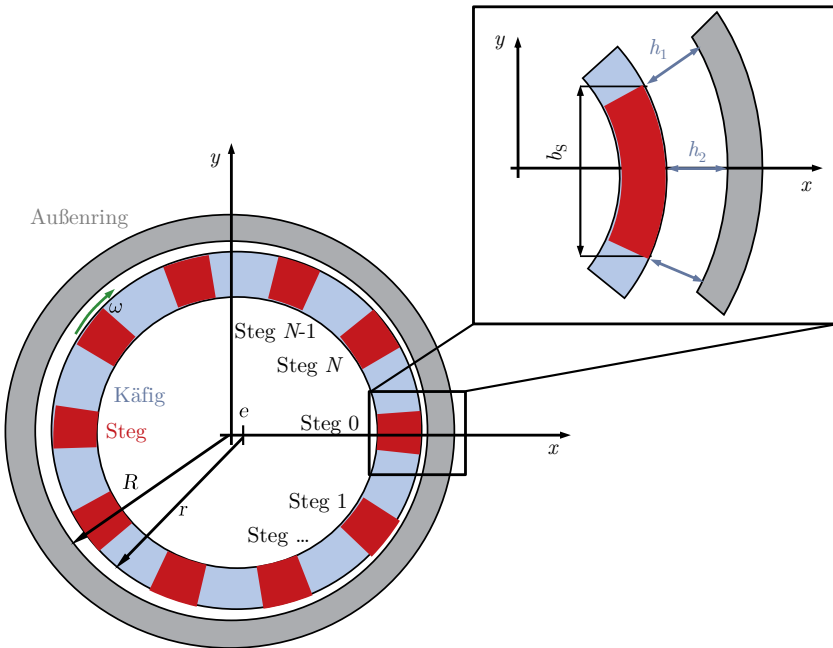


Bild 4.5: Kontaktberechnung zwischen Käfigsteg und Außenring

Der Käfig besitzt N Stege mit der Stegbreite b_s und der Steglänge l_s . Wie im Kontakt zwischen Käfigführungsfläche und Außenring dreht sich der um die Exzentrizität e verlagerte Käfig mit der Winkelgeschwindigkeit ω . Es baut sich ein tragender Schmierfilm vor allem an dem Käfigsteg auf, der am nächsten zum Außenring liegt (in Bild 4.5 ist dies beispielsweise der Käfigsteg 0). Die Positionen und Geschwindigkeiten der Kontaktpartner sind wiederum zu jeden Zeitschritt in der Dynamiksimula-

tion bekannt. Dadurch kann der Abstand zwischen dem Stegbeginn und dem Außenring sowie zwischen der Stegmitte und dem Außenring bestimmt werden. Unter der Annahme, dass ausreichend Schmierstoff im Kontakt zur Verfügung steht, entsprechen die so ermittelten Abstände den Schmierfilmhöhen h_1 und h_2 .

Berechnung der Druckverteilung

Die Käfigstege sind sehr schmal und der Schmierstoff kann an den Stegenden in Breitenrichtung ungehindert abfließen. Daher dominiert der Schmierstoffabfluss über die Stegbreite den Druckaufbau und analog zur Kurzgleitlagertheorie kann der Druckaufbau in Längsrichtung des Stegs vernachlässigt werden, sofern das Stegbreiten-Verhältnis b_s/d wiederum kleiner $\frac{1}{4}$ ist. Somit kann der maximale Schmierfilmdruck in der Stegmitte bei $z = 0$ mit Hilfe von Gleichung 3.26 folgendermaßen bestimmt werden:

$$p_{\max S} = \frac{3\eta(p, \vartheta)}{h_2^3} \left(\frac{b_s}{2} \right)^2 \left[u \frac{dh}{dy} + 2v_r \right] \quad 4.10$$

mit: $\frac{dh}{dy} = \frac{|h_2 - h_1|}{b_s / 2}$

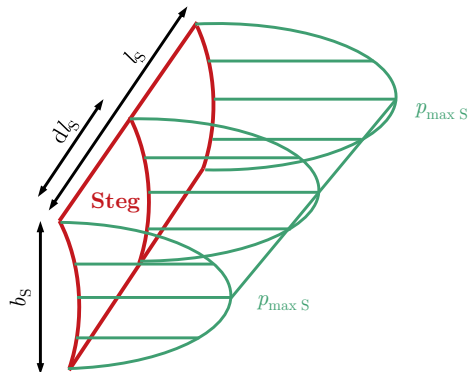


Bild 4.6: Hydrodynamischer Druck am Käfigsteg

Der maximale Schmierfilmdruck $p_{\max S}$ in der Stegmitte ist demnach wie bei der Kontaktberechnung zwischen Käfigführungsfläche und Außenring von der druck- und temperaturabhängigen, dynamischen Viskosität $\eta(p, \vartheta)$ abhängig, berechnet beispielsweise nach ROELANDS. Zudem wird der Druck durch die Stegbreite b_s , die relative Umfangsgeschwindigkeit u zwischen Käfig und Außenring und die relative radiale

Geschwindigkeit v_t zwischen Käfig und Außenring beeinflusst. Die Schmierfilmhöhen h_2 in der Stegmitte und h_1 am Steganfang ergeben sich aus der Kontaktgeometrie.

Der Stegkontakt mit der Steglänge l_s wird weiterhin in kleine Teilstrecken dl_s unterteilt (siehe Bild 4.6) und für jeden dieser Abschnitte wird der maximale hydrodynamische Druck berechnet. Auf diese Weise kann das Verkippen des Käfigs zum Außenring und der Einfluss auf die vorhandene Schmierfilmhöhe und den Schmierfilmdruck berücksichtigt werden.

Berechnung der Normal- und Dämpfungskräfte

Nach der Kurzgleitlagertheorie baut sich über dem Käfigsteg ein parabelförmiger, hydrodynamischer Druck auf (vergleiche Bild 4.6). Mit Hilfe eines Parabelansatzes wird abhängig vom maximalen Druck $p_{\max S}$ in der Stegmitte die auf dl_s wirkende Normalkraft berechnet. Die Normalkraft des Kontakts F_s ergibt sich somit durch die Integration der Normalkraft über die Steglänge l_s :

$$F_s = \int_{l_s} \frac{2}{3} p_{\max S} b_s \cdot dl_s \quad 4.11$$

Die Dämpfung des Schmierstoffs bei einer Annäherung zwischen Steg und Außenring wird direkt in Gleichung 4.10 über die relative radiale Geschwindigkeit v_t zwischen Käfig und Außenring berücksichtigt. Entfernt sich der Käfigsteg vom Außenring werden die Dämpfungskräfte gleich Null gesetzt, da der Schmierstoff keine Zugkräfte aufnehmen kann. Auf diese Weise wird Kavitation – wenngleich vereinfacht – berücksichtigt.

Berechnung der Reibungskraft

Die Berechnung der Reibungskraft erfolgt analog zur Berechnung der Reibungskraft am Kontakt zwischen Käfigführungsfläche und Außenring (vergleiche Abschnitt 4.1.1.1). Die im geschmierten Kontakt auftretenden Schubspannungen, die der Drehbewegung des Käfigs entgegengerichtet sind, werden nach dem Ansatz von EYRING abhängig vom maximalen Druck bestimmt. Durch die Integration der Schubspannungen über die Steglänge l_s und die Multiplikation mit der Stegbreite b_s ergibt sich folgende Gleichung zur Berechnung der Flüssigkeitsreibungskraft am Käfigsteg $F_{R \text{ flüssig } S}$:

$$F_{R \text{ flüssig } S} = b_s \int_{l_s} \left(1 - \lambda(h, l, R_q) \right) \tau_E(p_{\max S}, l) \sinh \left[\left(\frac{\eta(p_{\max S}, \vartheta, l)}{\tau_E(p_{\max S}, l)} \right) \frac{u}{h(l)} \right] \cdot dl \quad 4.12$$

Die Festkörperreibungskraft $F_{R \text{ fest } S}$ resultiert aus der Multiplikation der Normalkraft mit der Reibungszahl $\mu_{R \text{ fest}}$

$$F_{R \text{ fest S}} = \mu_{R \text{ fest}} \cdot \int_{l_S} \lambda(h, l, R_q) \cdot \frac{2}{3} \cdot p_{\max S} \cdot b_S \cdot dl \quad (4.13)$$

Auch im Kontakt zwischen Käfigsteg und Außenring werden beide Reibungsanteile nach ZHOU über den Festkörperlasttraganteil $\lambda(h, l, R_q)$ gewichtet und zur Gesamtreibungskraft am jeweiligen Käfigsteg $F_{R S}$ aufsummiert:

$$F_{R S} = F_{R \text{ flüssig S}} + F_{R \text{ fest S}} \quad (4.14)$$

Kraftrückgabe

Die auf diese Weise an jedem einzelnen Steg ermittelten Stegkräfte, bestehend aus Normal-, Dämpfungs- und Reibungskraft, werden kumuliert und wirken wiederum auf den Käfig ein. Die entsprechenden Gegenkräfte werden an den Außenring zurückgegeben. Zudem werden die aus den Kräften resultierenden Momente bestimmt und berücksichtigt.

4.1.2 Käfig/Wälzkörper-Kontaktmodell

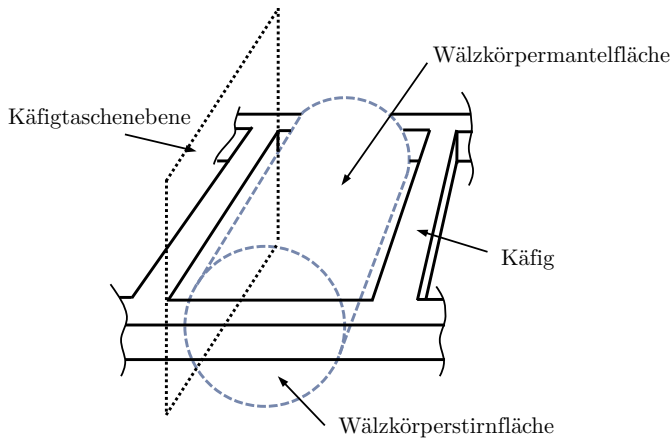


Bild 4.7: Kontakt zwischen Wälzkörper und Käfig

Bei hohen Volumenkräften können die Kontaktkräfte auch in den Kontakten zwischen Wälzkörpern und Käfig ansteigen. Daher sollte für diese Anwendungen die Hydrodynamik in allen Käfigkontakten möglichst genau berücksichtigt werden. Die Wälzkörper drehen sich zum einen in den Käfigtaschen wodurch es zu einer Gleitbewegung zwischen Käfig und Wälzkörper kommt. Unter der Annahme, dass im Lager ausreichend Schmierstoff zur Verfügung steht, führt diese Bewegung zu Schmierstoffreibung. Zum anderen treten aufgrund der Wälzlagerkinematik immer wieder Stöße

zwischen dem Käfig und den Wälzkörpern auf (vergleiche Abschnitt 3.3.3). Aufgrund der Geometrie des Wälzkörpers bietet sich die Aufteilung der Kontaktberechnung in die Kontakte zwischen Käfig/Wälzkörpermantel sowie Käfig/seitliche Wälzkörperstirnfläche an (siehe Bild 4.7).

4.1.2.1 Käfig/Wälzkörpermantel-Kontakt

Die Wälzkörper sind in der Dynamiksimulation in mehrere dünne Scheibchen diskretisiert (vergleiche Abschnitt 2.2), wodurch beispielsweise die Profilierung oder eine Verkipfung der Wälzkörper berücksichtigt werden können. Diese Diskretisierung wird für die Kontaktberechnung zwischen Käfig und Wälzkörpermantel genutzt.

Kontaktgeometrie

Die Position und Geschwindigkeit jedes Scheibchens i sind zu jedem Zeitschritt der Dynamiksimulation bekannt. Daher kann der Abstand zwischen Wälzkörperscheibchen und Käfigtaschenebene bestimmt werden. Unter der Annahme, dass Vollschmierung vorliegt, entspricht der so ermittelte Abstand der minimalen Schmierfilmhöhe h_{0i} (siehe Bild 4.8). Da der Schmierstoff an den seitlichen Enden des Scheibchens durch die benachbarten Scheibchen nicht wie in einem kurzen Gleitlager ungehindert abfließen kann, dominiert im Kontakt zwischen Wälzkörperscheibchen und Käfig der Schmierstofffluss in Umfangsrichtung. Aus diesem Grund gleicht der hydrodynamische Druck an einem Wälzkörperscheibchen in der Wälzkörpermitte eher dem eines sehr langen radialen Gleitlagers. Daher werden zur Berechnung der Kontaktkräfte die in Gleichung 4.15 aufgeführten Gleichungen nach [25] für den Kontakt zwischen einem unendlich langen Zylinder und einer Ebene verwendet.

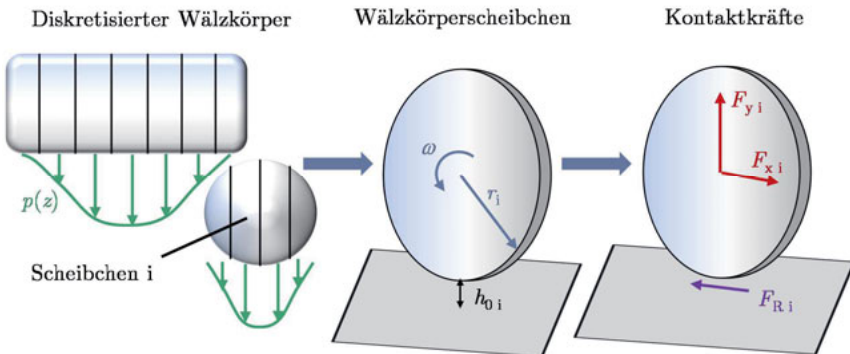


Bild 4.8: Kontakt zwischen Käfig und Wälzkörpermantel

Kontaktkräfte

Nach HAMROCK [25] kann für jedes Wälzkörperscheibchen mit dem Radius r_i die Tragkraft $F_{x\,i}$ und $F_{y\,i}$ sowie die Reibungskraft $F_{R\,i}$ mit

$$\begin{aligned} F_{x\,i} &= 4,58\eta(p_0, \vartheta) u \left(\frac{r_i}{h_{0\,i}} \right)^{\frac{1}{2}} \\ F_{y\,i} &= 2,44\eta(p_0, \vartheta) u \frac{r_i}{h_{0\,i}} \\ F_{R\,i} &= -\frac{F_{x\,i}}{2} - 2,84\eta(p_0, \vartheta) u \left(\frac{r_i}{h_{0\,i}} \right)^{\frac{1}{2}}. \end{aligned} \quad 4.15$$

berechnet werden. Zudem wird die relative Gleitgeschwindigkeit zwischen Käfig und Wälzkörperscheibchen u mit $u = \omega \cdot r_i$ benötigt. Die dynamische Viskosität η berücksichtigt die Temperaturabhängigkeit des Schmierstoffs. Die Druckabhängigkeit wird aufgrund der fehlenden Druckberechnung zunächst vernachlässigt.

Die Berechnung der Dämpfungskraft $F_{d\,i}$ bei Annäherung des Wälzkörperscheibchens, an die Käfigtasche (siehe Bild 4.9) findet sich ebenfalls bei HAMROCK [25]. Die Berechnung der Schmierstoffdämpfung zwischen einem langen Zylinder mit dem Radius r_i zu einer Ebene ist dort folgendermaßen angegeben:

$$F_{d\,i} = \frac{3\pi\eta(p_0, \vartheta) v r_i}{h_{0\,i}} \left(\frac{2r_i}{h_{0\,i}} \right)^{\frac{1}{2}}. \quad 4.16$$

Abhängig von der Annäherungsgeschwindigkeit v , der vorhandenen Schmierfilmhöhe $h_{0\,i}$ und der dynamischen Viskosität wird die Dämpfungskraft für jedes Wälzkörperscheibchen berechnet. Entfernt sich der Wälzkörper von der Käfigtasche wird die Dämpfungskraft zur Berücksichtigung der Kavitation im Schmierstoff auf Null gesetzt.

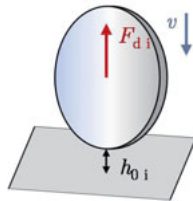


Bild 4.9: Bestimmung der Dämpfungskraft im Kontakt Wälzkörpermantel/Käfig

Die Gleichungen 4.15 und 4.16 sind nur für den Kontakt zwischen zylinderförmigen Scheibchen und einer Kontaktebene gültig. Häufig sind die Käfigtaschen eines Wälzlagers jedoch selbst gekrümmt. In diesem Fall können die realen Krümmungsverhältnisse über einen reduzierten Krümmungsradius r_{ri} anstatt des Scheibchenradius r_i berücksichtigt werden (vergleiche [9] und [132]). Der reduzierte Krümmungsradius wird abhängig vom Krümmungsradius der Käfigkontaktfläche $r_{Käfig}$ folgendermaßen bestimmt:

$$\frac{1}{r_{ri}} = \frac{1}{r_i} \pm \frac{1}{r_{Käfig}}$$

$$\rightarrow r_{ri} = \frac{r_i \cdot r_{Käfig}}{r_i + r_{Käfig}} \quad \text{für konvexe Kontaktbedingungen} \quad 4.17$$

$$\rightarrow r_{ri} = \frac{r_i \cdot r_{Käfig}}{r_i - r_{Käfig}} \quad \text{für konkave Kontaktbedingungen}$$

Die Trag-, Reibungs- und Dämpfungskräfte werden für jedes Wälzkörperscheibchen bestimmt und über die Scheibchenanzahl kumuliert. Die Kräfte und die daraus resultierenden Momente werden in der Dynamiksimulation auf die Kontaktkörper zurückgegeben.

Die Gleichungen 4.15 und 4.16 weisen für sehr kleine Schmierfilmhöhen eine numerische Singularität auf. Geht die Schmierfilmhöhe gegen Null, das heißt es tritt ein Festkörperkontakt zwischen Käfig und Wälzkörper auf, so werden die Kontaktkräfte unendlich groß, da die Schmierfilmhöhe mit $1/h_{0i}$ eingeht. Daher ist es nötig, die Schmierfilmhöhe h_{0i} auf eine minimale Schmierfilmhöhe $h_{0\min}$ zu begrenzen. Die minimale Schmierfilmhöhe wird beispielsweise abhängig von den quadratischen Mittelwerten der Rauheit R_q der Kontaktpartner und dem Schmierstoffparameter A (vergleiche Abschnitt 3.1.2) mit

$$h_{0\min} = A \cdot \sqrt{R_{qK}^2 + R_{qWK}^2} \quad 4.18$$

abgeschätzt. Der Schmierstoffparameter repräsentiert den Übergang zwischen reiner Flüssigkeitsreibung zur Mischreibung und wird dementsprechend zwischen 3 und 5 gewählt (vergleiche Abschnitt 3.1.2). Beim Unterschreiten der minimalen Schmierfilmhöhe werden die hydrodynamischen Kontaktkräfte auf Null gesetzt. Tritt schließlich eine Durchdringung zwischen den beiden Kontaktpartnern auf, wird der reine Festkörperkontakt, wie in der Dynamiksimulation üblich (siehe Abschnitt 2.2), ohne Berücksichtigung hydrodynamischer Effekte berechnet.

4.1.2.2 Käfig/Wälzkörperstirnfläche-Kontakt

Die Wälzkörperstirnfläche rotiert relativ zur parallelen Käfigtasche und legt sich aufgrund der vorherrschenden Kräfte in der Regel an einer der beiden Käfigstirnflächen an. Aufgrund der Kontaktgeometrie entsteht ein sich verengender Schmierpalt nur bei einer Verkipfung des Wälzkörpers oder bei balligen Stirnflächen. Zudem ist die Relativgeschwindigkeit nahe der Rotationsachse des Wälzkörpers sehr klein. Daher ist nicht zu erwarten, dass sich ein tragender Schmierfilm aufbaut, der eine größere Tragkraft bedingt. Daher wird die hydrodynamische Tragkraft im Kontakt zwischen Käfig und Wälzkörperstirnfläche vernachlässigt und die Kontaktberechnung nutzt einen reinen Festkörperkontakt, der auf der Durchdringung der Kontaktpartner basiert. Im Schmierpalt der zum Festkörperkontakt gegenüberliegenden Wälzkörperseite erfolgt ausschließlich die Berücksichtigung der Reibungs- und bei Bewegungen des Wälzkörpers innerhalb der Käfigtaschenbreite die Bestimmung der Dämpfungskräfte in der Kontaktberechnung.

Kontaktgeometrie

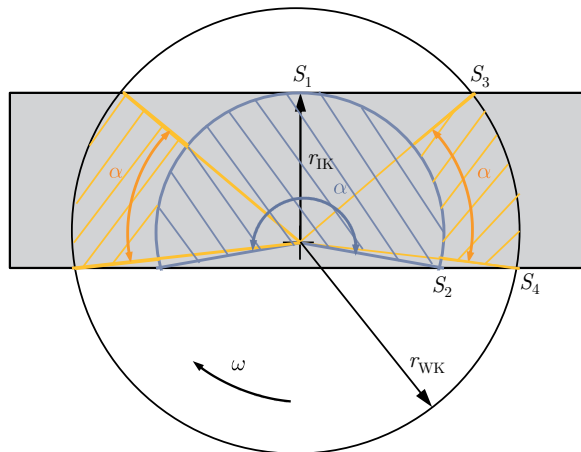


Bild 4.10: Bestimmung der Kontaktfläche im Kontakt Wälzkörperstirnfläche/Käfig

Bei den meisten Lagertypen stützt der Käfig den Wälzkörper nicht auf seiner gesamten Wälzkörperstirnfläche ab. Nur in dem Bereich, in dem sich Käfig und Wälzkörperstirnfläche überschneiden, stellt sich eine Reibungs- und Dämpfungskraft unter Vollschmierung ein. Daher ist zunächst die Überschneidung zwischen Käfig und Wälzkörperstirnfläche festzulegen, die im Folgenden als Tragfaktor TF bezeichnet wird. In Bild 4.10 liegt die Überschneidung der Kontaktflächen beispielsweise bei et-

wa 40 bis 50 %. Der Tragfaktor wird daher für das Beispiel zwischen 0,4 und 0,5 festgelegt.

Die außenliegenden Wälzkörperscheibchen mit dem Radius r_{WK} repräsentieren die Wälzkörperstirnfläche. Deren Position und damit auch die Lage des Mittelpunkts sowie die Winkelgeschwindigkeit sind für jeden Zeitschritt in der Dynamiksimulation bekannt. Wie Bild 4.10 zeigt wird zunächst der größte Abstand vom Mittelpunkt der Wälzkörperstirnfläche zum Ende des Käfigbords ermittelt und damit der Schnittpunkt S_1 bestimmt. Der Abstand zwischen dem Schnittpunkt und dem Scheibchenmittelpunkt entspricht dem Radius r_{IK} , der den innenliegenden, blauen Kreis der Kontaktfläche umfasst. Ein weiterer Kontaktbereich, in Bild 4.10 orange dargestellt, wird zwischen dem Innenkreisradius r_{IK} und dem Wälzkörperradius r_{WK} im Bereich des Käfigbords aufgespannt. Durch die weitere Bestimmung der Schnittpunkte S_2 bis S_4 können die Winkel α der Kontaktflächen und damit die Kontaktfläche über die Kreisbogenlänge ermittelt werden. Eine einfache Alternative zur Bestimmung von α bietet die Berücksichtigung des Tragfaktors TF bei der Berechnung der Kontaktkräfte.

Der Abstand zwischen den Seiten der Käfigkontaktfläche und den Wälzkörperscheibchen wird bestimmt. Dieser entspricht, unter der Annahme, dass im Lager ausreichend Schmierstoff zur Verfügung steht, den vorhandenen Schmierfilmhöhen h_1 und h_2 (vergleiche Bild 4.11). Tritt in der Dynamik eine Verkipfung des Wälzkörpers um den Winkel γ gegenüber der Käfigkontaktfläche auf, so stellt sich im Kontakt keine konstante Schmierfilmhöhe ein. In diesem Fall wird die mittlere Schmierfilmhöhe h_0 mit $h_0 = (h_1 + h_2)/2$ für die Berechnung der Kontaktkräfte verwendet.

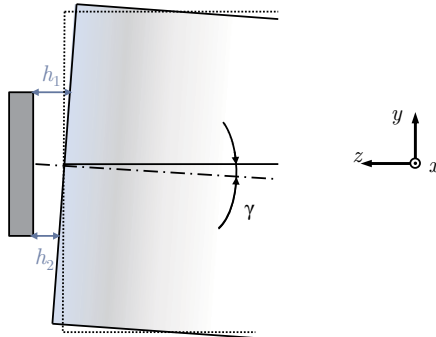


Bild 4.11: Bestimmung der Schmierfilmhöhe bei verkipptem Wälzkörper

Kontaktkräfte

Die Reibungskraft resultiert aus der Scherung des Schmierstoffs im Schmierpalt und den dadurch auftretenden Schubspannungen τ . Die Schubspannungen werden mit $\tau = \eta u / h_0$ berechnet (vergleiche Abschnitt 3.2.2.2). Die relative Geschwindigkeit u zwischen Käfig und Wälzkörper ergibt sich aus dem Zusammenhang $u = \omega r$. Integriert man die Schubspannungen über die in Bild 4.10 ermittelte Fläche der Kreisbögen erhält man die Reibungskräfte $F_{R\ 0 \rightarrow IK}$ und $F_{R\ IK \rightarrow WK}$. Die Gesamtreibungskraft F_R ist schließlich die Summe aller vorhandenen Reibungskräfte:

$$F_{R\ 0 \rightarrow IK} = \int_A \tau \cdot dA = \int_0^{r_{IK}} \left(\frac{\eta \Delta u}{h_0} \right) \cdot \underbrace{\pi r \frac{\alpha}{180^\circ}}_{\text{Kreisbogen}} \cdot dr = \int_0^{r_{IK}} \left(\frac{\eta \omega r}{h_0} \right) \cdot \pi r \frac{\alpha}{180^\circ} \cdot dr =$$

$$\int_0^{r_{IK}} \frac{\eta \cdot \omega}{h_0} \cdot \pi \frac{\alpha}{180^\circ} r^2 \cdot dr = \frac{1}{3} \frac{\eta \cdot \omega}{h_0} \cdot \pi \frac{\alpha}{180^\circ} r_{IK}^3 \quad 4.19$$

$$F_{R\ IK \rightarrow WK} = \int_A \tau \cdot dA = \int_{r_{IK}}^{r_{WK}} \left(\frac{\eta \Delta u}{h_0} \right) \cdot \underbrace{\pi r \frac{\alpha}{180^\circ}}_{\text{Kreisbogen}} \cdot dr = \int_{r_{IK}}^{r_{WK}} \frac{\eta \omega}{h_0} \cdot \pi \frac{\alpha}{180^\circ} r^2 \cdot dr =$$

$$\frac{1}{3} \frac{\eta \cdot \omega}{h_0} \cdot \pi \frac{\alpha}{180^\circ} (r_{WK}^3 - r_{IK}^3) \quad 4.20$$

Die dynamische Viskosität $\eta(p, \vartheta)$ berücksichtigt die Temperaturabhängigkeit von der Schmierstofftemperatur ϑ bei vernachlässigbarem Kontaktdruck. Daneben müssen die Kontaktflächenwinkel α bekannt sein. Alternativ kann α vereinfacht mit dem Tragfaktor durch $360^\circ \cdot TF$ abgeschätzt werden.

Das Reibungsmoment ist wiederum vom Abstand des Kreisbogens zum Wälzkörpermittelpunkt r abhängig und folgt aus

$$M_R = \int \int_A \tau \cdot dA \cdot dr. \quad 4.21$$

Daher ergibt sich für das Reibungsmoment der jeweiligen Kontaktflächen $M_{R\ 0 \rightarrow IK}$ und $M_{R\ IK \rightarrow WK}$:

$$M_{R\ 0 \rightarrow IK} = \frac{1}{4} \frac{\eta(p_0, \vartheta) \omega}{h_0} \cdot \pi \frac{\alpha}{180^\circ} r_{IK}^4 \quad 4.22$$

$$M_{R\ IK \rightarrow WK} = \frac{1}{4} \frac{\eta(p_0, \vartheta) \omega}{h_0} \cdot \pi \frac{\alpha}{180^\circ} (r_{WK}^4 - r_{IK}^4). \quad 4.23$$

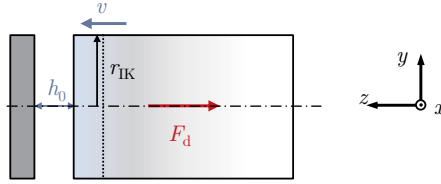


Bild 4.12: Dämpfungskraft zwischen zwei runden Scheiben

Bewegt sich der Wälzkörper seitlich mit der relativen Annäherungsgeschwindigkeit v auf die Käfigtasche zu, tritt in Folge der Schmierstoffverdrängung im Kontakt zwischen Käfig und Wälzkörperstirnfläche an dieser Stelle die Dämpfungskraft F_d auf. Der Berechnung der Dämpfungskraft liegt das einfache Modell zweier sich annähernder, runder Scheiben mit dem Radius r_{IK} zu Grunde (siehe Bild 4.12). Nach HAM-ROCK [25] wird die Dämpfungskraft demnach mit

$$F_d = \frac{3\pi\eta(p_0, \vartheta)r_{IK}^4 v}{2h_0^3} \cdot TF \quad 4.24$$

ermittelt. Der Tragfaktor TF reduziert abhängig von der Überschneidung der Kontaktflächen die Dämpfungskraft zwischen den zwei vollen, runden Platten. Bewegt sich der Wälzkörper hingegen von der Käfigtasche weg, wird die Dämpfungskraft nicht berücksichtigt und damit ein einfaches Kavitationsmodell in der Kontaktberechnung verwendet.

Wie schon im Kontakt zwischen Käfig und Wälzkörpermantel tritt eine numerische Singularität der Kraftberechnung bei sehr kleinen Schmierfilmhöhen auf. Geht die Schmierfilmdicke gegen Null, dann werden sowohl die Reibungskräfte als auch das Reibungsmoment aufgrund der $1/h_0$ -Abhängigkeit unendlich groß. Selbes gilt für die Dämpfungskraft, die von $1/h_0^3$ abhängt. Daher wird wiederum eine minimale Schmierfilmdicke $h_{0\min}$ nach Gleichung 4.18 vorgegeben, die für die hydrodynamische Kontaktberechnung nicht unterschritten werden darf. Ist $h_0 < h_{0\min}$ so erfolgt keine Berücksichtigung der Reibungs- und Dämpfungskräfte. In diesem Fall kommt es schließlich zur Durchdringung der beiden Kontaktpartner und der Kontakt wird als reiner Festkörperkontakt behandelt.

4.1.3 Käfig/Käfig-Kontaktmodell

Wird im Wälzlager anstatt eines ganzen Käfigs ein geteilter Käfig mit zwei Käfigsegmenten verwendet, muss zusätzlich der Kontakt zwischen den beiden Käfigsegmenten in der Dynamiksimulation berücksichtigt werden. Abhängig von der relativen Lage der Schwerpunkte der Käfigsegmente zum Mittelpunkt der Kreisbewegung, kommt es zwischen den Enden der Käfigsegmente zu einem Stoß, da beispielsweise

das Käfigsegment in der Lastzone auf das Käfigsegment außerhalb der Lastzone aufläuft. Wird im Lager ausreichend Schmierstoff vorausgesetzt, so wird der Schmierstoff beim Zusammenstoß aus dem Spalt zwischen den Käfigsegmenten hinausgedrückt und der Stoß aufgrund der Schmierstoffdämpfung abgemindert.

Kontaktgeometrie

Die Berechnung der Schmierstoffdämpfung basiert auf dem einfachen Modell zweier sich aufeinander zu bewegendender rechteckiger Platten. Die Kontaktflächen des Käfigs sind in der Dynamiksimulation wiederum in mehrere schmale, rechteckige Bereiche mit der Länge l_i unterteilt. Die Breite b_i der rechteckigen Unterteilungen hängt von der Geometrie des Käfigs ab und kann variieren (vergleiche Bild 4.13). Zu jedem Zeitschritt der Dynamiksimulation sind die Geschwindigkeiten und Positionen der beiden Käfigsegmente bekannt. Daher können aus den Winkelgeschwindigkeiten der Käfigsegmente unmittelbar vor dem Stoß die Bewegungsgeschwindigkeiten der Käfigsegmente v_{K1} und v_{K2} berechnet werden. Daraus ergibt sich die relative Annäherungsgeschwindigkeit $\Delta v = v_{K2} - v_{K1}$ zwischen den beiden Käfigsegmenten. Aus der Käfigposition wird der Abstand zwischen den einzelnen rechteckigen Unterteilungen i ermittelt. Bei Vollschmierung im Lager entspricht der Abstand jeweils der vorhandenen Schmierfilmhöhe h_{0i} .

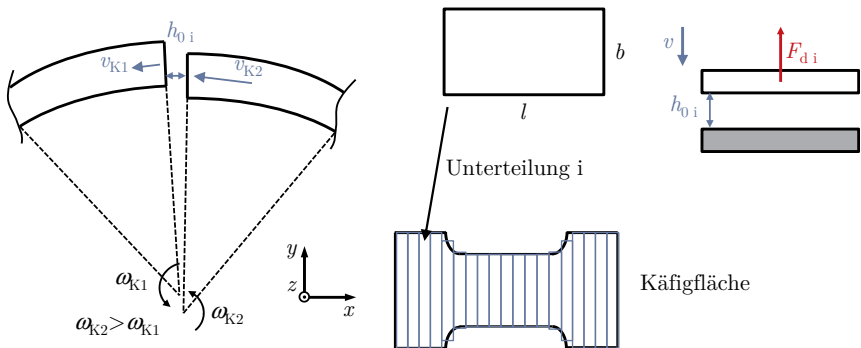


Bild 4.13: Hydrodynamischer Kontakt zwischen zwei Käfigsegmenten

Kontaktkräfte

Nach [25] wird die Dämpfungskraft zwischen zwei sich mit der Geschwindigkeit v annähernden, rechteckigen Platten mit folgender Gleichung ermittelt:

$$F_{di} = \frac{\eta(p_0, \vartheta) b_{li}^3 v}{h_{0i}^3}. \quad 4.25$$

Damit ergibt sich für jede Käfigunterteilung eine Dämpfungskraft F_{di} , die über alle Rechtecke aufsummiert wird. Die Dämpfung hängt zudem von der dynamischen Viskosität ab, die von der Temperatur und dem Normaldruck p_0 beeinflusst wird. Die Schmierstoffdämpfung wird nur bei der Annäherung der beiden Käfigsegmente berücksichtigt. Bewegen sich die Käfigsegmente auseinander, wird die Dämpfungskraft gleich Null gesetzt. Auf diese Weise wird der Kavitationseffekt des Schmierstoffs auf vereinfachte Weise in der Kontaktberechnung berücksichtigt.

Wie schon in den vorherigen Abschnitten tritt bei sehr kleinen Schmierfilmhöhen, aufgrund der $1/h_{0i}^3$ -Abhängigkeit der Gleichung 4.25, eine numerische Instabilität auf. Daher wird wiederum bei einem Unterschreiten der minimalen Schmierfilmhöhe nach Gleichung 4.18 die Schmierstoffhydrodynamik nicht weiter berücksichtigt und die Kontaktberechnung abhängig von der Durchdringung der Käfigoberflächen als reiner Festkörperkontakt berechnet.

Anhand der vorgestellten Kontaktmodelle kann die Schmierstoffhydrodynamik in allen Käfigkontakten in der Dynamiksimulation berücksichtigt werden. Die Kontaktmodelle sollen die Hydrodynamik jedoch nicht nur recheneffizient sondern auch möglichst realistisch berücksichtigen. Daher ist der Vergleich der Ergebnisse der Kontaktberechnung mit anderen validierten Berechnungsprogrammen unerlässlich.

4.2 Abgleich mit dem Gleitlagerprogramm COMBROS

Das gewählte Modell zur Berücksichtigung hydrodynamischer Effekte im Kontakt zwischen Käfig und Außenring wirkt sich unter hohen Zentripetalbeschleunigungen deutlich auf die Ergebnisse von Dynamiksimulationen aus (vergleiche Abschnitt 6.1). Daher ist ein sorgfältiger Abgleich der Ergebnisse der Kontaktberechnung mit denen validierter Programme geboten. Da der Kontakt zwischen Käfig und Außenring auf der Gleitlagertheorie basiert, bietet sich für den Abgleich das Gleitlagerberechnungsprogramm COMBROS an [100]. COMBROS basiert unter anderem auf der Dissertation von HAGEMANN [133] und ist umfangreich validiert.

In COMBROS werden die statischen und dynamischen Lagerkennwerte unter Berücksichtigung der Schmierstoffzuführung und -verteilung sowie der Temperaturverteilung bestimmt. Zunächst erfolgt im Programm die Ermittlung des mechanischen

Gleichgewichts und des Strömungsfelds des Schmierstoffs anhand einer verallgemeinerten REYNOLDSgleichung. Die Schmierstoffdichte in Richtung der Schmierspalthöhe wird als konstant angenommen. Zudem werden Turbulenzen über entsprechende Korrekturfaktoren berücksichtigt. Die Berechnung der Viskosität erfolgt rein temperaturabhängig beispielsweise nach dem Modell nach FALZ (siehe Abschnitt 3.2.1.1). Anschließend wird das thermische Gleichgewicht aufgestellt und das Lager berechnet. Neben der Schmierfilmdruckverteilung kann beispielsweise die Reibleistung im Gleitlager berechnet werden. [100]

Zur Verifizierung der Ergebnisse zwischen der Kontaktberechnung im Kontakt zwischen Käfig und Außenring in CABA3D und dem Gleitlagerberechnungsprogramm COMBROS dient der Käfig eines Nadelkranzes aus einer typischen Motorrad-Pluellageranwendung mit einem Bohrungsdurchmesser von 48 mm. Der Käfig ist zudem für die einfachere Montage geteilt. Zur Schmierung wird Öl der Klasse ISO VG 32 mit einer Zuführtemperatur von 60 °C eingesetzt. Der Käfig und der Außenring sind aus Stahl. Für die Reibungszahl wird ein Wert von 0,07 festgesetzt, der die Reibung einer geschmierten Stahl/Stahl-Paarung repräsentiert.

Im Folgenden werden zunächst an einer einzelnen seitlichen Käfigführungsfläche der Druckverlauf und die Schmierfilmhöhe im Kontakt zwischen Käfig und Außenring abgeglichen. Anschließend ist der Einfluss der Führungsflächengeometrie, der Drehzahl und der Volumenkraft dargestellt, die aus der Zentripetalbeschleunigung resultiert. Zudem wird der Einfluss der Teilung des Nadelkranzes und der Käfigstege auf den hydrodynamischen Schmierfilmdruck untersucht.

4.2.1 Druckverlauf und Reibung am Käfigstirning

Zunächst wird ein einfacher einzelner Käfigstirning im Kontakt zum Außenring modelliert. Die Drehzahl des Käfigstirnings mit einer Breite von 5,3 mm beträgt relativ zum stillstehenden Außenring 3 890 min⁻¹. Der Käfigstirning stellt die Führungsfläche des Käfigs zum Außenring dar, der einen Innendurchmesser von 63 mm besitzt. Das relative Lagerspiel beträgt 3,67 ‰. Das einfache Modell wird sowohl im Gleitlagerberechnungsprogramm COMBROS als auch im Wälzlagerdynamiksimulationsprogramm CABA3D aufgebaut und die Ergebnisse werden miteinander verglichen.

Zunächst werden Lasten von 250 N und 500 N vorgegeben. Die Last von 500 N entspricht in etwa der Volumenkraft, die bei einer Zentripetalbeschleunigung von $3\,000 \cdot g$ auf das Käfiggewicht einwirkt. Durch die vorgegebene Belastung stellt sich die Exzentrizität zwischen Außenring und Käfigstirning beziehungsweise die Schmierfilmhöhe so ein, dass Belastung und Traglast des Schmierfilms im Gleichgewicht sind. Aus der Schmierfilmhöhe resultiert wiederum der vorhandene Schmierfilmdruck.

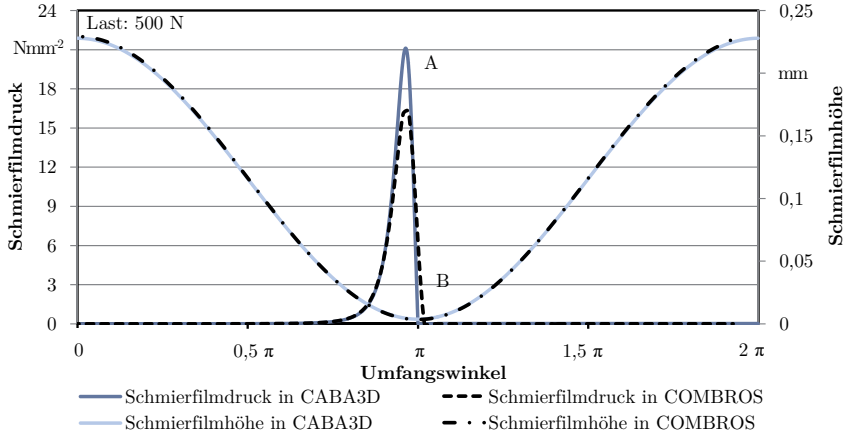


Bild 4.14: Schmierfilmdruck und Schmierfilmhöhe, jeweils berechnet in CABA3D und COMBROS bei 500 N Last

Bild 4.14 zeigt zunächst die Schmierfilmhöhe und den Schmierfilmdruck in der Kontaktmitte bei $z = 0$ über den Umfang des Käfigstirnrings bei einer Last von 500 N. Sowohl Schmierfilmhöhe als auch Schmierfilmdruck stimmen qualitativ sehr gut überein. Das analytische Kontaktmodell zur Berechnung der Hydrodynamik führt in CABA3D jedoch zu einem etwas höheren Maximaldruck (siehe A). Zudem fällt der Schmierfilmdruck, aufgrund der GÜMBELschen Randbedingungen, ab einem Umfangswinkel $\varphi = \pi$ steil auf Null ab. COMBROS berücksichtigt dagegen den Kavitationsalgorithmus nach ELROD [100]. Aus diesem Grund ergibt sich ein langsamer abfallender Schmierfilmdruck über die minimale Schmierfilmhöhe bei π hinaus (siehe B).

Die Ergebnisse der Druckberechnung weichen bei hohen Lasten stärker voneinander ab. In Bild 4.15 sind der Druckverlauf und die Schmierfilmhöhe bei einer Last von 250 N, berechnet in CABA3D und COMBROS, dargestellt. Es wird deutlich, dass die absolute Abweichung am Druckmaximum geringer ist. Hohe Lasten führen zu einer großen Exzentrizität beziehungsweise einer sehr kleinen Schmierfilmhöhe zwischen Käfig und Außenring. Die Kurzgleitlagertheorie, die in CABA3D genutzt wird, weicht dann zunehmend von der allgemeinen Lösung der REYNOLDSgleichung ab, da der Einfluss des Schmierstoffflusses in Umfangsrichtung zunimmt. Sofern die Käfigführungsfläche jedoch sehr schmal und damit das Breitenverhältnis sehr klein ist, liegen die Abweichungen vermutlich auch bei hohen Volumenkräften im zulässigen Rahmen.

Die Berechnung der Reibungskraft erfolgt in CABA3D abhängig von Schmierfilmdruck und Schmierfilmhöhe. Aufgrund der höheren Schmierfilmdrucke wird daher in CABA3D ein etwas höheres Reibungsmoment als in COMBROS ermittelt, vergleiche

Tabelle 4.1. Bei höheren Lasten nehmen also auch beim Reibungsmoment die Abweichungen weiter zu.

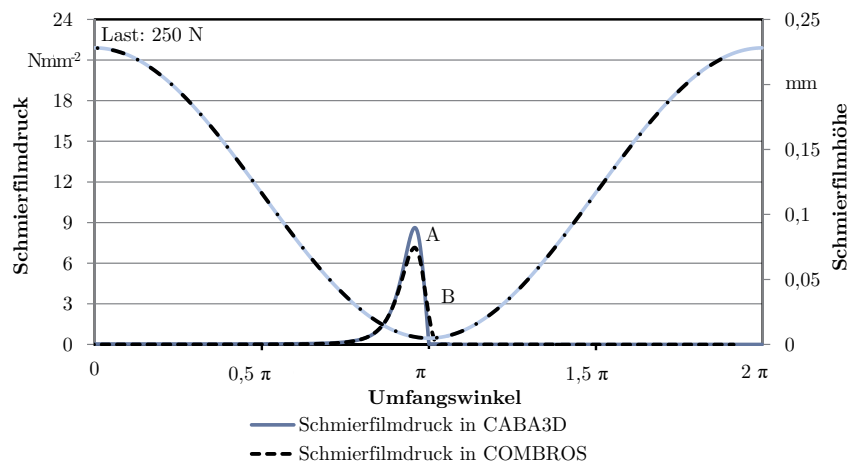


Bild 4.15: Schmierfilmdruck und Schmierfilmhöhe, jeweils berechnet in CABA3D und COMBROS bei 250 N Last

Tabelle 4.1: Reibungsmoment bei 250 N und 500 N, jeweils berechnet in CABA3D und COMBROS

Last	Programm	Reibungsmoment in Nmm	Abweichung von COMBROS in %
250 N	CABA3D	145	+17
	COMBROS	124	
500 N	CABA3D	178	+19
	COMBROS	150	

Zudem resultieren die Abweichungen in CABA3D und COMBROS auch aus unterschiedlichen Viskositätsmodellen. In COMBROS wird das rein temperaturabhängige Viskositätsmodell nach FALZ verwendet (vergleiche Abschnitt 3.2.1.1). Im Gegensatz dazu wird in CABA3D standardmäßig das druck- und temperaturabhängige Viskositätsmodell nach ROELANDS eingesetzt. Gibt man in der CABA3D-Berechnung ebenfalls das Viskositätsmodell nach FALZ vor, so nähern sich die Druckmaxima etwas an (siehe Bild 4.16) und der Einfluss des Viskositätsmodells wird deutlich.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde mit CABA3D und COMBROS eine Parameterstudie durchgeführt, um das Verhalten des Kontaktmodells zwischen Käfigführungsfläche

und Außenring bezüglich der Einflussgrößen Drehzahl, Last, Breite und Lagerdurchmesser auf die Zielgröße maximaler Schmierfilmdruck zu ermittelt. Die Ergebnisse sind im Folgenden aufgeführt und auf den jeweiligen maximalen Druck p_{\max} des zuvor betrachteten Referenzmodells bei einer Last von 500 N normiert (siehe Bild 4.14). Dadurch kann das Verhalten des analytischen hydrodynamischen Modells und die Auswirkungen auf den maximalen Schmierfilmdruck leichter qualitativ mit den Ergebnissen aus COMBROS verglichen werden.

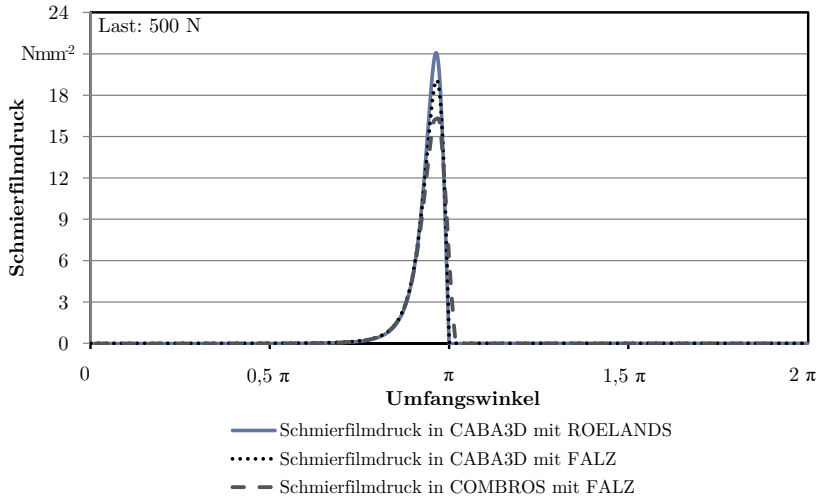


Bild 4.16: Schmierfilmdruck, jeweils berechnet mit dem Viskositätsmodell nach FALZ und ROELANDS

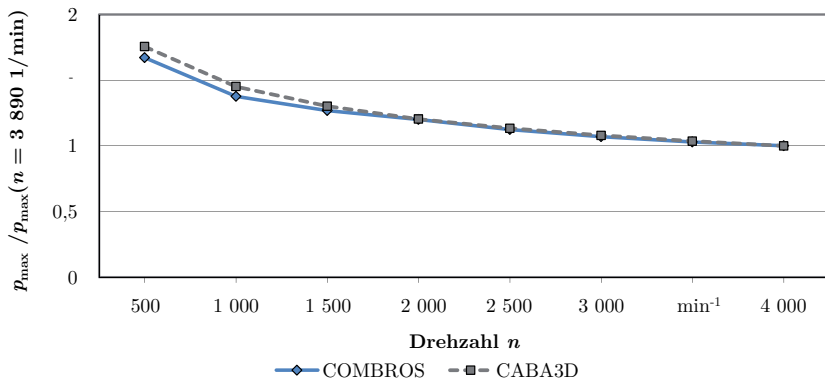


Bild 4.17: Einfluss der Drehzahl auf den maximalen Schmierfilmdruck

Eine Variation der Drehzahl des Käfigs relativ zum Außenring verdeutlicht, dass bei hohen Drehzahlen die Abweichungen zwischen den Ergebnissen von CABA3D und COMBROS über weite Drehzahlbereiche konstant sind (vergleiche Bild 4.17). Bei niedrigen Relativdrehzahlen beispielsweise bei $1\,000\text{ min}^{-1}$ treten höhere Maximaldrücke und damit größere Unterschiede zwischen der analytischen Kurzgleitlagerberechnung in CABA3D und der numerischen Berechnung der REYNOLDSSchen Differenzialgleichung in COMBROS auf. Der Einfluss der Drehzahl auf den Schmierfilmdruck wird somit im Vergleich zum validierten Programm COMBROS in CABA3D qualitativ richtig wiedergegeben.

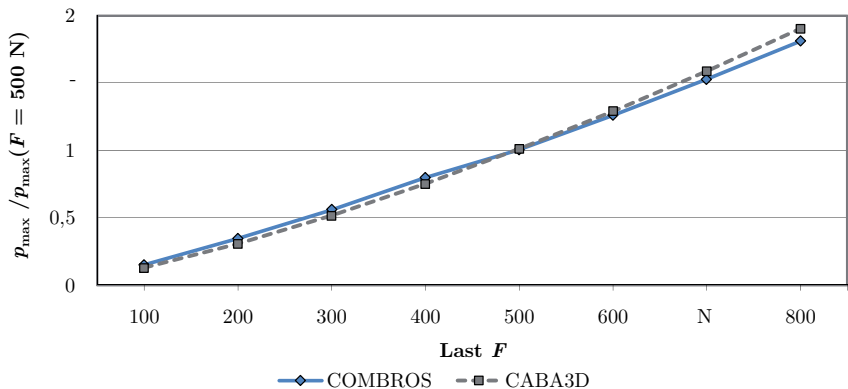


Bild 4.18: Einfluss der Last auf den maximalen Schmierfilmdruck

Bild 4.18 zeigt, dass der maximale Schmierfilmdruck über den gesamten untersuchten Lastbereich richtig abgebildet wird. Je höher die Belastung des hydrodynamischen Kontakts zwischen Käfig und Außenring ausfällt, desto größer wird der maximale Schmierfilmdruck und desto stärker weichen die Ergebnisse aus COMBROS und CABA3D voneinander ab.

Das analytische Kontaktmodell basiert auf der Kurzgleitlagertheorie. Daraus resultiert eine gute Übereinstimmung der Ergebnisse aus CABA3D und COMBROS bei kleinen Stirnringbreiten. Die Abweichungen zwischen den berechneten, maximalen Schmierfilmdrücken nehmen bei größeren Breiten zu, da der Schmierstofffluss in Breitenrichtung weniger dominant ist. In Bild 4.19 wird deutlich, dass das analytische Modell auch bei größeren Stirnringbreiten den Schmierfilmdruck hinreichend genau wiedergibt, da das Breitenverhältnis weiterhin kleiner als $\frac{1}{4}$ ist.

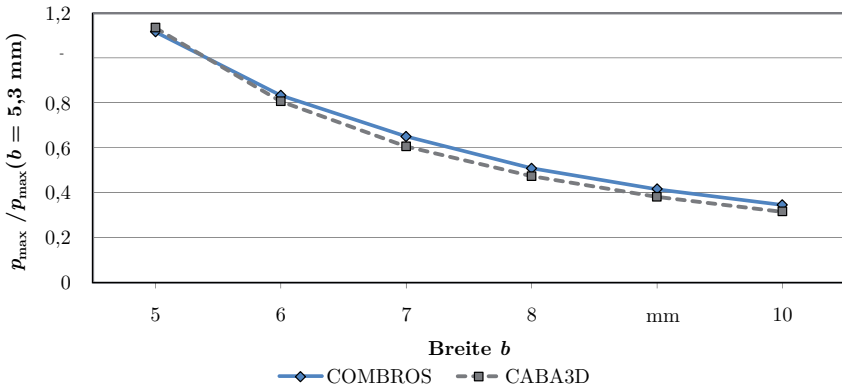


Bild 4.19: Einfluss der Breite auf den maximalen Schmierfilmdruck

Eine Variation des Lagerdurchmessers bei konstant gehaltenem Lagerspiel führt zu den in Bild 4.20 dargestellten Verläufen für den normierten maximalen Druck. Mit zunehmendem Radius verringert sich das Breitenverhältnis und die Übereinstimmung der Ergebnisse der analytischen Berechnung der Hydrodynamik auf Basis der Kurzgleitlagertheorie mit den Ergebnissen der Berechnung der numerisch gelösten REYNOLDSschen Differenzialgleichung nimmt weiter zu. Der maximale Schmierfilmdruck wird dennoch auch bei kleinen Käfigradien noch hinreichend genau ermittelt.

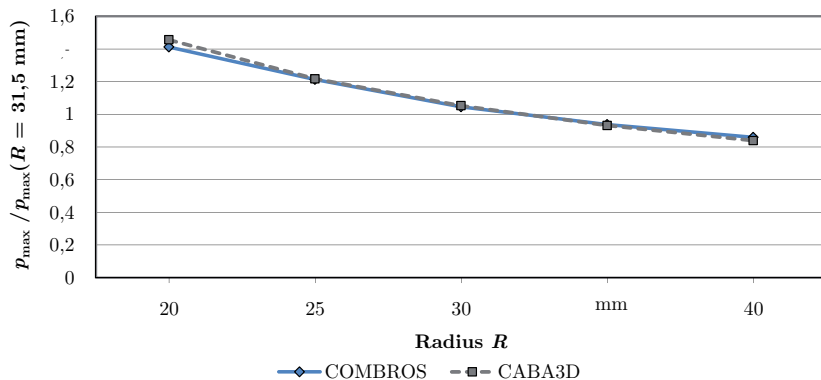


Bild 4.20: Einfluss des Radius auf den maximalen Schmierfilmdruck[111]

4.2.2 Druckverlauf am geteilten Käfigstirning

Zur Berücksichtigung der Käfigteilung werden in CABA3D die Integrationsgrenzen zur Druckberechnung, wie in Abschnitt 4.1.1.1 vorgestellt, angepasst, da die Teilung der

Käfige den Druckaufbau beeinträchtigt. Zum Abgleich der vereinfachten Berechnung mittels angepasster Integrationsgrenzen in CABA3D mit der Berechnung in COMBROS wird das COMBROS-Modell aus Abschnitt 4.2.1 erweitert. Die Enden der Käfigsegmente werden durch eine Vertiefung in der Lagerschale bei 90° und 270° über die gesamte Käfigstirnringbreite repräsentiert (vergleiche Bild 4.21). Diese Vertiefung erstreckt sich etwa über 1° des Lagerumfangs und führt analog zur Trennfuge zwischen den Käfigsegmenten zu einem Einbruch des Schmierfilmdrucks. Eine konstante relative Exzentrizität ε von 0,973 wird zwischen Käfigstirnring und Außenring vorgegeben, die sich im vorher behandelten Beispiel bei einer Volumenkraft von 500 N einstellt. Anschließend wird der Verlagerungswinkel δ des Käfigs variiert und dadurch die Lage der minimalen Schmierfilmhöhe und somit des Druckmaximums verschoben. Dadurch kann für unterschiedliche Käfigpositionen der Einfluss der Käfigteilung auf den hydrodynamischen Druck untersucht werden.

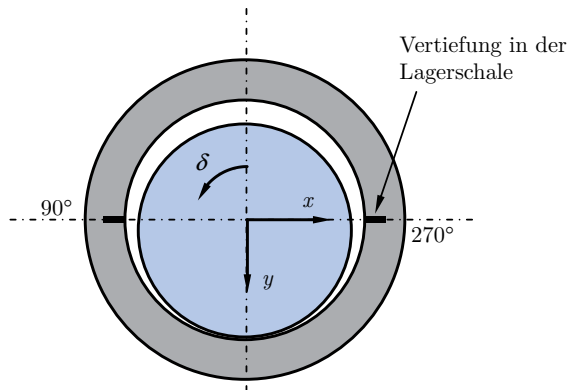


Bild 4.21: Berechnungsmodell in COMBROS

In Bild 4.22 sind die berechneten Druckverläufe aus CABA3D und COMBROS bei einem Verlagerungswinkel δ von 95° , 100° , 110° und 120° gegenübergestellt. Der Verlauf des hydrodynamischen Drucks wird in CABA3D durch die Trennfuge zwischen den Käfigsegmenten nicht beeinflusst. Die Integration des Schmierfilmdrucks erfolgt jedoch erst ab einem Umfangswinkel von 90° . Dies führt zu dem in Bild 4.22 dargestellten abrupten Druckbeginn. Durch die Berechnung auf Basis der REYNOLDSSchen Differenzialgleichung ergibt sich in COMBROS ein kontinuierlicher Druckaufbau nach der Vertiefung bei 90° . Befindet sich das Druckmaximum im Einflussbereich der Vertiefung, wie zum Beispiel bei einem Verlagerungswinkel von 100° , sind erwartungsgemäß größere Abweichungen zwischen der Druckberechnung in CABA3D und COMBROS festzustellen. Sobald die Vertiefung den Bereich des Druckaufbaus weniger beeinflusst, etwa bei den Verlagerungswinkeln 110° oder 120° , sind die Unterschiede zwischen der vereinfachten CABA3D-Berechnung und der Berechnung in

COMBROS bezüglich des maximalen Schmierfilmdrucks und des Druckverlaufs weniger stark ausgeprägt.

Aus dem Schmierfilmdruckverlauf resultiert die hydrodynamische Tragkraft des Kontakts zwischen Käfigstirnring und Außenring. In Tabelle 4.2 sind die aus dem Schmierfilmdruck resultierenden Tragkräfte, jeweils berechnet in CABA3D und COMBROS, für die untersuchten Verlagerungswinkel aufgeführt. Es wird deutlich, dass die Tragkraft vor allem dann stark abweicht, wenn die Käfigteilung bei einem Verlagerungswinkel von 95° oder 100° im Bereich des Druckmaximums liegt. Die absolute Abweichung ist jedoch relativ gering. Bei höheren Verlagerungswinkeln weicht die in CABA3D ermittelte Tragkraft wenig von der in COMBROS berechneten Tragkraft ab.

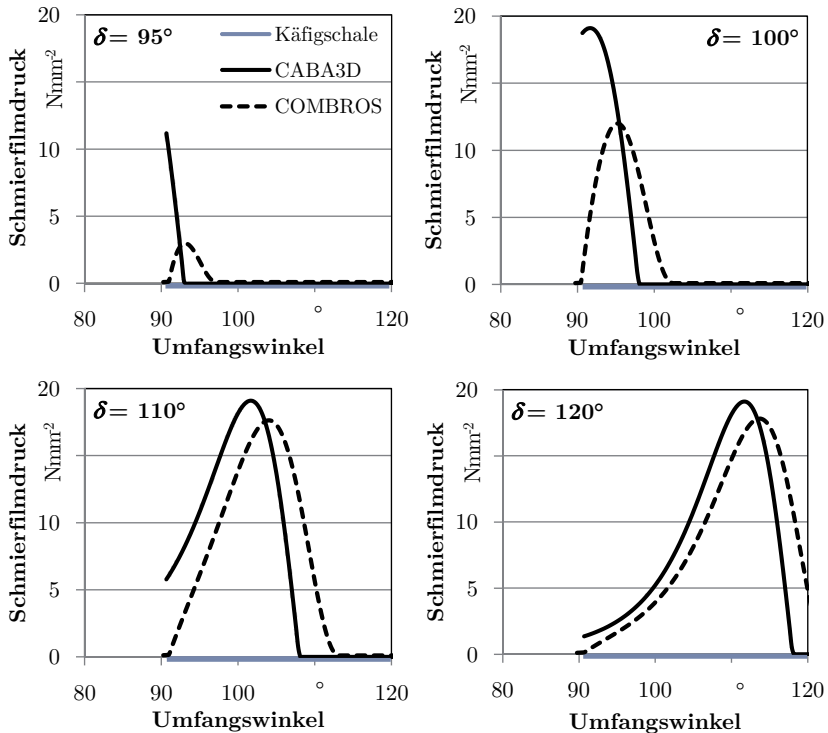


Bild 4.22: Druckverlauf am Käfigende bei Verlagerungswinkel 95° , 100° , 110° und 120°

Tabelle 4.2: Tragkraft abhängig vom Verlagerungswinkel bei geteilten Käfigen

Verlagerungswinkel	95°	100°	110°	120°
Tragkraft in N CABA3D	29,5	197,0	426,4	482,4
COMBROS	21,4	163,5	419,3	492,0
Relative Abweichung zu COMBROS in %	+38	+21	+2	-2

Am anderen Ende des Käfigsegments bei 270° (vergleiche Bild 4.21) zeigen sich keine größeren Abweichungen. Die Druckintegration bricht in CABA3D schlagartig ab, sobald die angepasste Integrationsgrenze erreicht ist. In COMBROS fällt der Schmierfilmdruck aufgrund der Vertiefung ebenfalls sehr schnell auf Null ab.

Das vorgestellte Beispiel verdeutlicht, dass die einfache und recheneffiziente Berücksichtigung der Käfigteilung mittels einer Anpassung der Integrationskonstanten plausible Ergebnisse liefert. Abweichungen werden vor allem dann erwartet, wenn sich die Käfigteilung kurz vor dem rechnerischen Druckmaximum befindet. Da sich die Käfigsegmente und damit der Spalt zwischen den Käfigsegmenten jedoch kontinuierlich weiterbewegen, treten die beschriebenen Abweichungen stets nur zu einem relativ kleinen Zeitanteil innerhalb einer Wälzlagerdynamiksimulation auf. Die Berücksichtigung der Käfigteilung in der vorgestellten, vereinfachten Weise wird daher in der vorliegenden Arbeit als hinreichend genau eingeschätzt.

4.2.3 Einfluss der Käfigstege

Für den Abgleich der Hydrodynamikberechnung an den Käfigstegen wird in COMBROS das Modell aus Abschnitt 4.2.1 auf die gesamte Lagerbreite von 23,7 mm ausgedehnt. Die Käfigtaschen werden in COMBROS mittels sogenannter hydrostatischer Taschen modelliert [100] und gleichmäßig über den Umfang mit einer Ausdehnung von jeweils 15,5° verteilt. Die Breite der Schmiertaschen beträgt 19,5 mm. An den hydrostatischen Schmiertaschen kommt es zu einem Druckabfall, wie er auch an den Käfigtaschen erwartet wird. Zwischen zwei hydrostatischen Taschen stellt sich ein hydrodynamischer Druck über einen Umfangsbereich von 7° ein, der der Breite eines Käfigstegs entspricht.

Daraus folgen die in Bild 4.23 dargestellten Schmierfilmdruckverläufe über den Käfigstegen und den seitlichen Käfigstirnringen. Durch die Variation des Verlagerungswinkels δ wird die Bewegung des Stegs durch den Bereich der minimalen Schmierfilmhöhe simuliert. Bei -16° liegt die minimale Schmierfilmhöhe kurz nach dem Ende des Käfigstegs. Das Druckmaximum tritt nach Abschnitt 3.2.2.2 etwas vor der minimalen Schmierfilmhöhe auf, daraus resultiert ein hohes Druckmaximum über die gesamte Stegbreite. Bei -13° nimmt der maximale Druck am Steg ab. Der Schmierfilm-

druck nimmt umso weiter ab, je weiter sich der Steg vom Bereich der minimalen Schmierfilmhöhe entfernt. Bei einem Verlagerungswinkel von -6° befindet sich die Käfigtasche über der minimalen Schmierfilmhöhe und es bilden sich zwei kleinere Druckmaxima an den seitlichen Käfigstirnringen aus. Bei einem Verlagerungswinkel von 0° befindet sich die minimale Schmierfilmhöhe in der Stegmitte und der Schmierfilmdruck über dem Steg nimmt langsam wieder zu.

Somit wird deutlich, dass die Käfigstege, je nach momentaner Lage der Käfigstege und -taschen relativ zur Käfigverlagerung, zu einem signifikanten hydrodynamischen Druckaufbau beitragen können. Der Schmierfilmdruck an den Käfigstegen sollte daher nicht vernachlässigt werden, da der Anteil der Stege an der Kontaktkraft sogar den Beitrag der Stirnringe um ein Vielfaches übersteigen kann.

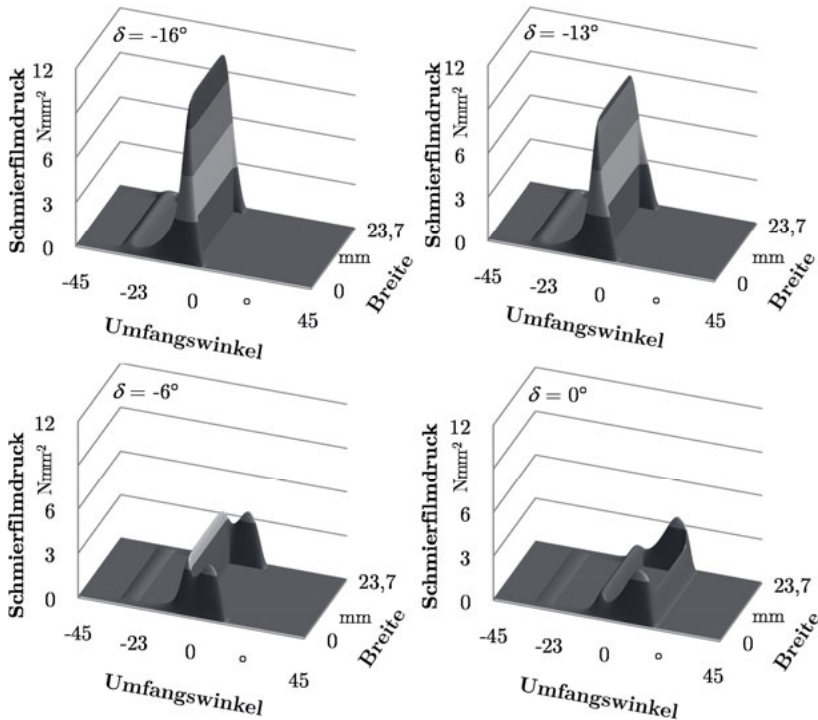


Bild 4.23: Schmierfilmdruck an den Käfigstegen und Käfigstirnringen, berechnet mit COMBROS

Zum Abgleich der Kontaktberechnung wurde in CABA3D ein Käfig mit identischer Geometrie um eine konstante relative Exzentrizität $\varepsilon = 0,973$ zum Außenring verla-

gert und der Verlagerungswinkel analog zur Berechnung in COMBROS variiert. Die vorgegebene Exzentrizität entspricht hierbei einer Volumenkraft von etwa 500 N, die auf den Käfig wirkt. Durch die Änderung des Verlagerungswinkels verschieben sich die Käfigstege durch den Bereich der minimalen Schmierfilmhöhe und die Drehbewegung des Käfigs wird abgebildet. Durch den variierenden Druckverlauf je nach Position des Käfigstegs zum Außenring ergibt sich im Kontakt keine konstante Tragkraft. Der Verlauf der Tragkraft über den Verlagerungswinkel wird mit den Ergebnissen aus COMBROS verglichen und ist in Bild 4.24 abgebildet. Der Käfigsteg befindet sich bei einem Verlagerungswinkel von -3° bis 3° im Bereich der minimalen Schmierfilmhöhe.

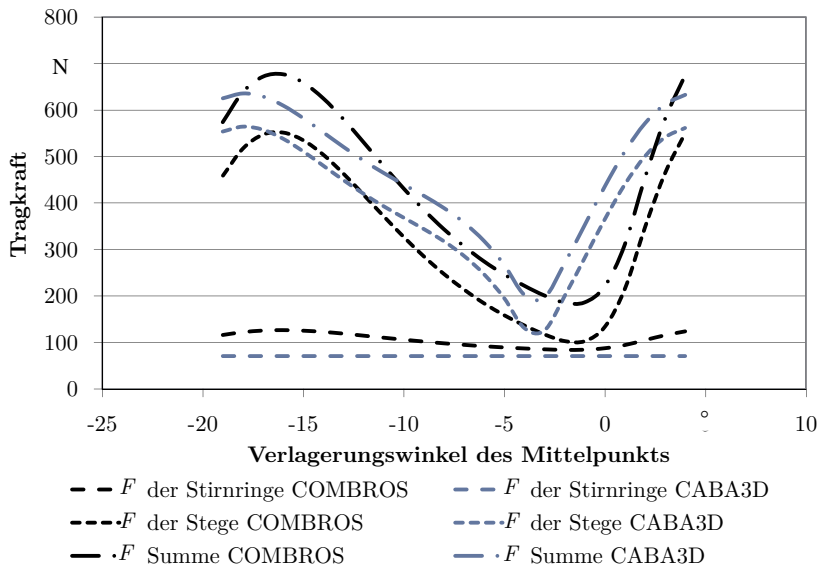


Bild 4.24: Vergleich der Tragkraft, jeweils berechnet mit CABA3D und COMBROS

Aufgrund der konstanten Exzentrizität bleibt der Anteil der seitlichen Stirnringe an der Traglast in CABA3D über den Verlagerungswinkel konstant. Der in COMBROS berechnete Traglastverlauf an den Käfigstirnringen zeigt hingegen eine sich mit dem Verlagerungswinkel periodisch ändernde Kraft, da sich der – mittels REYNOLDSscher Differenzialgleichung berechnete – Druck an den Stegen und der Schmierfilmdruck an den seitlichen Käfigstirnringen gegenseitig beeinflussen. In CABA3D können diese Wechselwirkungen aufgrund der voneinander unabhängig vorgenommenen Kontaktberechnungen an Käfigstirnringen und Stegen nicht erfasst werden.

Die hydrodynamische Tragkraft variiert periodisch für das dargestellte Beispiel je nach Lage der Käfigstege zum Außenring zwischen 100 N und 600 N. Der Verlauf der

Stegtragkraft ist jedoch aufgrund der unterschiedlichen Berechnungsansätze um etwa 2° verschoben. Die Gesamttragkraft F_{Ges} im Kontakt zwischen Käfig und Außenring resultiert aus der Summe der Tragkraft der Stege F_s und der Stirnringe F . Die Berechnungsergebnisse aus CABA3D und COMBROS stimmen qualitativ gut überein und der sich periodisch ändernde Verlauf der Tragkraft kann mit dem einfacheren Modell in CABA3D für die Wälzlagerdynamiksimulation hinreichend genau abgebildet werden.

Die Ergebnisse der Reibungsmomentberechnung in CABA3D und COMBROS werden einander in Bild 4.25 gegenübergestellt. Die Reibungsmomente stimmen qualitativ und quantitativ gut überein. Das Reibungsmoment variiert unabhängig vom Berechnungswerkzeug periodisch abhängig vom Verlagerungswinkel zwischen Käfig und Außenring. Der größte Fehler von nur etwa 6 % tritt dann auf, wenn sich die Käfigtasche im Bereich der minimalen Schmierfilmhöhe befindet.

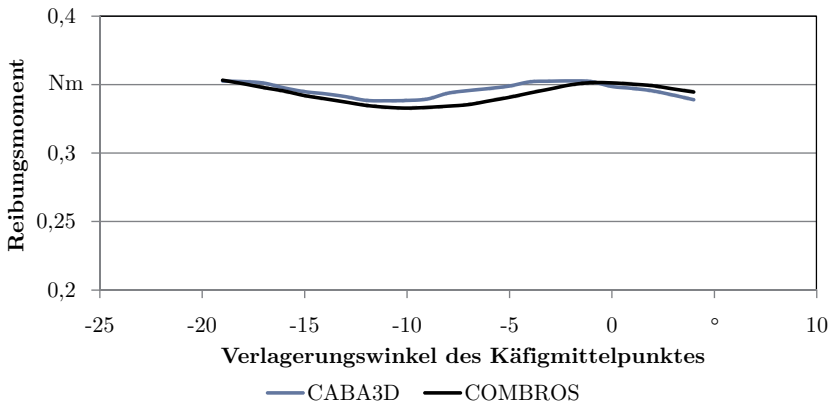


Bild 4.25: Vergleich des Reibungsmoments, jeweils berechnet mit CABA3D und COMBROS

Auf Ausführungen zum Abgleich der übrigen, in den Abschnitten 4.1.2 und 4.1.3 beschriebenen Kontaktmodelle mit Berechnungsergebnissen des Gleitlagerprogramms COMBROS, wie beispielsweise der Kontakt zwischen Käfig und Wälzkörper, wird verzichtet. Der Einfluss dieser Kontaktmodelle auf das Reibungsmoment ist gering, wie Abschnitt 6.2 zeigt.

Zusammenfassend kann gefolgert werden, dass die CABA3D- und COMBROS-Ergebnisse für Zentripetalbeschleunigungen bis $3\,000 \cdot g$ gut übereinstimmen. Die vorher dargestellten Abweichungen resultieren aus den unterschiedlichen Berechnungsansätzen der beiden Programme. Das analytische Modell zur Beschreibung der Hydrodynamik im Kontakt zwischen Käfig und Außenring, welches in CABA3D implementiert wurde, basiert auf wesentlichen Vereinfachungen, die bei der numerischen

Lösung der REYNOLDSSchen Differenzialgleichung nicht getroffen werden. Jedoch ermöglicht das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte und in CABA3D implementierte analytische Modell eine rechenzeiteffiziente Kontaktberechnung, wie sie für den Einsatz in der Dynamiksimulation von Wälzlagern zwingend nötig ist. Da die qualitativen wie auch quantitativen Abweichungen im tolerierbaren Bereich liegen, stellt das vorgestellte Modell zur Beschreibung der Hydrodynamik im Kontakt zwischen Käfig und Außenring eine gute Näherung dar. Mit Hilfe des vorgestellten Kontaktmodells kann somit erstmals die Schmierstoffhydrodynamik sowohl an den Käfigstirnringen als auch an den Käfigstegen in der Dynamiksimulation berücksichtigt werden.

5 Methodik zur Berücksichtigung der Käfigelastizität

Neben der Hydrodynamik in den Käfigkontakten hat auch die Käfigverformung, die unter anderem aus der Zentripetalbeschleunigung resultiert, einen großen Einfluss auf das Reibungsmoment des Wälzlagers. Aus diesem Grund wird im folgenden Abschnitt die Integration eines vollelastischen Käfigs in die Dynamiksimulation von Wälzlagern vorgestellt. Die Annahme eines vollelastischen Käfigs bedingt wiederum eine Anpassung der hydrodynamischen Kontaktberechnung, wie sie in Abschnitt 4.1 erarbeitet wurde, da diese starre Körper voraussetzt.

Durch die Modellierung eines vollelastischen Käfigs wird die Käfigverformung in der Wälzlagerdynamiksimulation in CABA3D realitätsnäher bestimmt. Die Schmierstoffhydrodynamik in den Käfigkontakten und die elastische Verformung des Käfigs beeinflussen sich gegenseitig. Daher können die Käfigkontakte auch als elastohydrodynamische Kontakte bezeichnet werden. Im Folgenden wird der Ansatz zur Berücksichtigung der Käfigelastizität näher erläutert.

Zur Berücksichtigung des elastohydrodynamischen Kontakts in der Wälzlagerdynamiksimulation sind die in Bild 5.1 dargestellten Schritte notwendig. Diese werden in den folgenden Abschnitten genauer erläutert. Die Entwicklung und Programmierung der elastischen Mehrkörpersimulation in CABA3D sowie der Modellreduktionsalgorithmus sind nicht im Rahmen der vorliegenden Arbeit entstanden, sondern wurden von der Firma *Schaeffler* in Zusammenarbeit mit dem *Institut für Mobile Systeme* der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg entwickelt. Die vorliegende Arbeit erweitert die elastische MKS um die für die Wälzlagerdynamiksimulation benötigte, elastohydrodynamische Käfigkontaktberechnung.

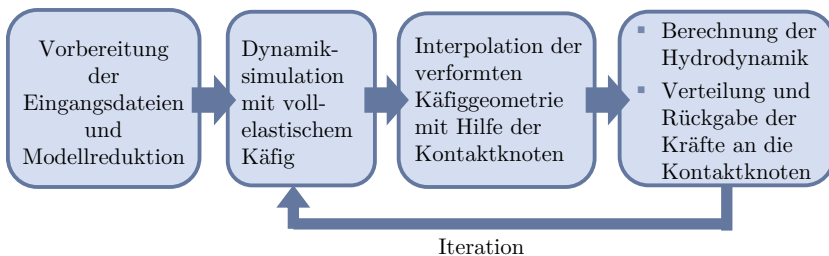


Bild 5.1: Methodik zur Berücksichtigung elastohydrodynamischer Kontakte

Wie in Abschnitt 6.2.1 dargelegt wird, hat die Berücksichtigung der Schmierstoffhydrodynamik in der Kontaktberechnung zwischen Käfig und Wälzkörpern nur einen geringen Einfluss auf das Gesamtlagerreibungsmoment. In einem ersten Schritt wird in der vorliegenden Arbeit daher ausschließlich der Kontakt zwischen elastischem Käfig und Außenring als elasto-hydrodynamischer Kontakt implementiert (siehe Abschnitt 5.2). Anschließend wird die Kontaktberechnung mit dem Gleitlagerprogramm AVL ExciteTM verifiziert.

5.1 Vorbereitung der Eingangsdateien

Zunächst werden das Modell des vollelastischen Käfigs erstellt und die Eingangsdaten für die Dynamiksimulation generiert. Hierzu wird ein CAD-Modell des Käfigs in ein FE-Programm geladen. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden die Programme *ANSYS Workbench 16.0* sowie *Abaqus 6.14* eingesetzt. Die spätere Kontaktberechnung in der Dynamiksimulation mit elastischem Käfig benötigt wiederum speziell vorbereitete Kontaktstellen am Käfig.

Definition des Käfig/Ring-Kontakts

In einem ersten Schritt werden sogenannte Kontaktknoten definiert. Diese sind sowohl für die Abbildung der verformten Geometrie als auch für die spätere Rückführung der Kontaktkraft zwischen Käfig und Außenring nötig. Die Verteilung der Kontaktknoten erfolgt äquidistant über jeden Stirnring des Käfigs, beispielsweise mittig jeweils auf Höhe der Stege.

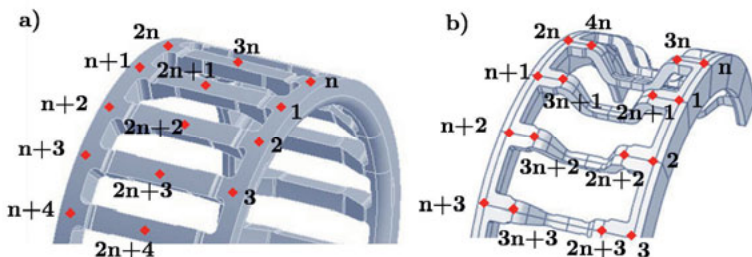


Bild 5.2: Verteilung und Nummerierung der Kontaktknoten a) in *ANSYS*
b) in *Abaqus*

In *ANSYS* wird mittels einer sogenannten „erzeugten Topologie“ [138] auf jeden Käfigsteg mittig und auf den seitlichen Stirnringen ein Kontaktknoten auf Höhe des Stegs platziert (vergleiche Bild 5.2 a). Als nächstes wird jedem Kontaktknoten eine feste Knotennummer zugewiesen [138], wodurch die Knoten in der späteren Dynamiksimulation eindeutig identifiziert und dem Stirnringkontakt und/oder der Stegkontaktberechnung zugeteilt werden können. Anschließend folgt die Vernetzung des

Käfigmodells im FE-Programm, wodurch auf jeder „definierten Topologie“ ein Netzknoten mit der zugeteilten Knotennummer als Kontaktknoten angelegt wird.

In *Abaqus* wird das Käfigmodell beispielsweise so unterteilt, dass an den Schnittstellen automatisch Knoten bei der Vernetzung angelegt werden (siehe Bild 5.2 b). Durch die Definition sogenannter „Node-Sets“ werden die Kontaktknoten manuell ausgewählt. Hierdurch werden die Knotennummern der Kontaktknoten in der Datei „model.inp“ vermerkt.

Zusätzlich erfolgt die Definition sogenannter „Masterknoten“ im FE-Modell für die spätere Reduktion des Modells. Zudem wird die Anzahl der nach der Reduktion zu berücksichtigenden Moden festgelegt. Anschließend können die für die Reduktion und die Dynamiksimulation benötigten Eingangsdaten aus dem FE-Programm ausgeleitet oder die Reduktion unter Nutzung der in den FE-Programmen enthaltenen Reduktionsansätze durchgeführt werden.

Im Programm *ANSYS* werden unter anderem die Massenmatrix in Form der Datei „MassFull.mmf“ und die Steifigkeitsmatrix in Form der Datei „StiffFull.mmf“, die das Verhalten des elastischen Käfigs abbilden, benötigt. Des Weiteren werden die Netzknoten in der Datei „node.txt“ abgespeichert. Die in der Datei „MapForward.txt“ enthaltene Transformationsmatrix ermöglicht die Umrechnung zwischen den benutzerdefinierten und den programminternen Netzknoten. Zusätzlich gibt die Datei „sparse_NOD2BCS.txt“ eine Transformationsmatrix für die Neuordnung der Knoten an. Dadurch werden die Freiheitsgrade auf die unabhängigen Freiheitsgrade beschränkt und eine schnellere Rechenzeit und geringerer Arbeitsaufwand ermöglicht.

Im Programm *Abaqus* werden die Datei „model.inp“, in der zum Beispiel die Randbedingungen und „Node-Sets“ gespeichert sind, sowie die Dateien „non_reduced_MASS2.mtx“ und „non_reduced_STIF2.mtx“ mit der nicht reduzierten Massen- und Steifigkeitsmatrix benötigt. Zudem werden die Dateien „reduced.mtx“ und „non_reduced.dat“ bei der Reduktion in *Abaqus* für die Simulation zur Verfügung gestellt.

Reduktion des Käfigmodells

Für den recheneffizienten Einsatz in der Dynamiksimulation sind die Massen- und die Steifigkeitsmatrix, welche im FE-Modell jeweils hunderttausende von Freiheitsgraden besitzen, auf wenige hundert Freiheitsgrade zu reduzieren. Hierbei dürfen sich die dynamischen Modelleigenschaften jedoch nicht verändern. Bauteile, die ein linear-elastisches Verformungsverhalten zeigen, können mit einfachen Reduktionsverfahren reduziert werden. Die Systemmatrizen, wie die Massen-, Dämpfungs- und Steifigkeitsmatrix, werden in der Regel durch die Definition externer (master) und interner (slave) Knoten in zwei Blöcke aufgeteilt, vergleiche beispielsweise [139] und [140].

Eine rein statische Reduktion ist für hohe Bewegungsfrequenzen ungeeignet. Daher wird für Dynamiksimulationen häufig ein gemischt statisch-modales Reduktionsverfahren, die sogenannte Component Mode Synthese (CMS) nach CRAIG-BAMPTON verwendet. Hierbei erfolgt die Bestimmung der ersten Eigenmoden des Modells, indem auf einen internen Knoten eine Einheitsverformung aufgebracht wird, während die Freiheitsgrade der externen Knoten blockiert werden. Die resultierenden Verschiebungen werden als Statikmoden (constraint modes) bezeichnet. Zusätzlich werden die Eigenmoden (normal modes) bestimmt, die das dynamische Verhalten beschreiben, siehe [141] und [142].

Führt man beispielsweise die CMS-Reduktion direkt im FE-Programm ANSYS durch, so erhält man zwei weitere Dateien „constraint_modes.mmf“ und „normal_modes.mmf“ als Eingangsdaten für die Dynamiksimulation.

Die Verformung des elastischen Körpers in Form der Knotenverschiebungen wird dann aus den Freiheitsgraden der externen Knoten und den bestimmten Moden superponiert. Dadurch stellt die gemischt-statisch modale Reduktionsmethode eine gute Möglichkeit zur näherungsweisen Bestimmung der Verformung elastischer Bauteile dar. Die Nutzung der CMS-Reduktionsmethode ist mittlerweile in vielen kommerziell verfügbaren FE-Programmen möglich. Allerdings müssen die externen Knoten nach [143] und [144] stets sinnvoll gewählt werden.

Die externen Knoten sind nach [142] und [145] für eine möglichst genaue Abbildung der Verformung nach folgenden Richtlinien zu positionieren:

- An Punkten, an denen große Verformungen zu erwarten sind.
- Alle wichtigen Verformungen sind nur mit den externen Knoten beschreibbar.
- Sie sind gleichmäßig über das Bauteil zu verteilen.
- An Punkten, an denen Kräfte angreifen und Randbedingungen definiert werden.
- An Punkten, die eine hohe konzentrierte Masse bei gleichzeitig kleiner Steifigkeit aufweisen.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit erfolgt die Reduktion direkt im FE-Programm unter Nutzung der dort zur Verfügung stehenden Reduktionsmethode.

Die Entwicklung neuer Reduktionsmethoden speziell für den Einsatz in der Dynamiksimulation von Wälzlager mit elastischen Körpern wird derzeit verstärkt zum Beispiel von MAKHAVIKOU [142] und [146] vorangetrieben. Die klassischen Reduktionsmethoden können unter Umständen zu längeren Rechenzeiten führen, da sich die Angriffspunkte der Kontaktkräfte an den elastischen Bauteilen ständig verändern, siehe [147] und [148]. Im Hinblick auf eine recheneffiziente Kontaktberechnung sollten daher diese weiteren Entwicklungen weiter verfolgt werden.

Nach erfolgter Reduktion stehen im Berechnungsmodell für die Dynamiksimulation – anders als bei starr modellierten Käfigen – keine Kontaktflächen oder Körperkanten mehr zur Verfügung. Diese müssen wiederum aus den zuvor definierten Kraßrückgabeknoten gewonnen werden.

5.2 Käfig/Ring-Kontakt

Für die Kontaktberechnung im Kontakt zwischen Käfig und beispielsweise dem Außenring erfolgt die Berechnung der Hydrodynamik wie auch schon in Abschnitt 4.1.1 getrennt für die Käfigstirnringe und die Käfigstege. Dadurch kann auf die bereits vorgestellten analytischen Berechnungsansätze zur Berücksichtigung der Hydrodynamik zurückgegriffen werden.

5.2.1 Geometrierückführung und Kontaktberechnung

In Form des reduzierten Käfigmodells stehen in der Dynamiksimulation zu jedem Zeitschritt die Positionen und Geschwindigkeiten v_{yKi} der zuvor definierten und dadurch identifizierbaren Kontaktknoten K_i zur Verfügung.

Käfigführungsflächen

Zunächst werden die äquidistant über den Stirnringumfang verteilten Kontaktknoten in die x - z -Ebene abgewickelt. Diese bilden die Stützstellen für die Beschreibung der verformten Geometrie, wobei bei einem geschlossenen Käfig die erste und die letzte Stützstelle aus demselben Kontaktknoten resultieren. Durch aufeinanderfolgende Stützstellen werden anschließend kubische Splines gelegt, also Polynome dritten Grades mit minimaler Gesamtkrümmung. Die periodisch interpolierenden Splines erfüllen hierbei die Bedingungen, dass sie zweimal stetig differenzierbar sind und durch die Stützstellen verlaufen. Zusätzlich stimmen Wert sowie erste und zweite Ableitung der ersten und letzten abgewickelten Stützstelle überein, vergleiche [149] bis [152]. Dadurch wird mit den kubischen Splines eine stetige, glatte und minimal gekrümmte Kurve erzeugt, die die verformte Geometrie des Stirnrings wiedergibt.

Die Berechnung der Hydrodynamik erfordert die Bestimmung weiterer Berechnungsknoten, da für die Druckberechnung die Anzahl der manuell im FE-Programm definierten Kontaktknoten nicht ausreicht. Hierzu werden in einem festen Abstand Δx zusätzliche Berechnungspunkte S_i auf dem kubischen Spline ermittelt. Die Knotengeschwindigkeiten v_{ySi} der zusätzlichen Berechnungspunkte werden aus den Geschwindigkeiten zweier benachbarter Kontaktknoten interpoliert. Anschließend wird, wie Bild 5.3 zeigt, an jedem Kontaktknoten und jedem Berechnungsknoten der Abstand zum Gegenkörper, zum Beispiel dem Außenring des Wälzlagers, bestimmt. Setzt man in der Kontaktberechnung voraus, dass keine Mangelschmierung im Kontakt vorliegt, entspricht der berechnete Abstand der Schmierfilmhöhe h_i .

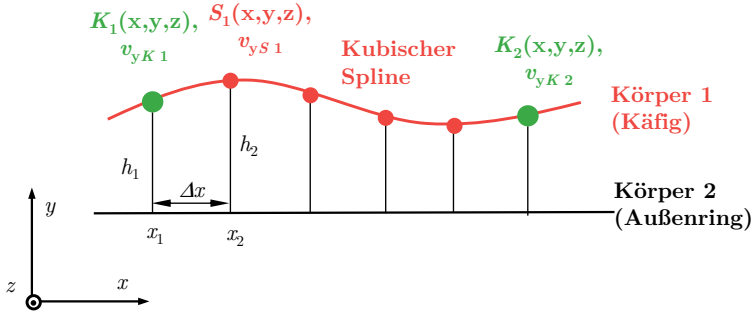


Bild 5.3: Rückführung der verformten Geometrie am Stirnring

Neben den Knotengeschwindigkeiten und den Schmierfilmhöhen sind in der Dynamiksimulation die Viskosität des Schmierstoffs η , die Breite des Stirnrings b und die relative hydrodynamische Geschwindigkeit zwischen den Kontaktpartnern u bekannt. Damit kann nach Gleichung 3.26 der Schmierfilmdruck zwischen dem Käfigstirnring und dem Außenring als

$$p(x, z) = \frac{3\eta(p, \vartheta)}{h(x)^3} \left(\frac{b}{2}\right)^2 \left[u \frac{\Delta h}{\Delta x} + 2v_y \right] (1 - z^2) \quad 5.1$$

mit: $\frac{\Delta h}{\Delta x} = \frac{h_2 - h_1}{x_2 - x_1}$

berechnet werden. Der Schmierfilmdruck wird über die Breite in z -Richtung integriert. Dadurch erhält man an jedem hydrodynamischen Berechnungsknoten die hydrodynamische Traglast F_i mit

$$F_i = \frac{b}{2} \int_{-1}^1 p(x, z) \cdot dz \cdot \Delta x \quad 5.2$$

Analog zur Berechnung der Reibungskraft in Abschnitt 4.1.1.1 erfolgt die Bestimmung der Flüssigkeits- und Festkörperreibungskraft für jeden Berechnungsknoten i gemäß:

$$F_{R \text{ flüssig } i} = \frac{b}{2} \int_{-1}^1 \left(1 - \lambda(h(x), R_q) \right) \tau_0 \sinh^{-1} \left[\left(\frac{\eta(p, \vartheta)}{\tau_0} \right) \frac{u}{h(x)} \right] \cdot dz \cdot \Delta x \quad 5.3$$

$$F_{R \text{ Fest } i} = \mu_{R \text{ fest }} \frac{b}{2} \int_{-1}^1 \lambda(h(x), R_q) p(x, z) \cdot dz \cdot \Delta x \quad 5.4$$

Käfigführungsflächen

Zwischen zwei benachbarten Kontaktknoten K_i und K_{i+1} werden die Traglast F_i und die Reibungskraft F_{Ri} resultierend aus dem Schmierfilmdruck $p(x, z)$ zur Resultierenden $R(x, z)$ integriert. Zusätzlich erfolgt die Ermittlung der Lage a_x der Resultierenden zwischen zwei benachbarten Kontaktknoten mit

$$a_x = \frac{1}{R(x, z)} \int_{x_{Ki}}^{x_{Ki+1}} p(x, z) \cdot x \cdot dx. \quad 5.5$$

Abhängig vom Abstand der Resultierenden zu den Kontaktknoten wird diese anteilig auf die beiden benachbarten Kontaktknoten aufgeteilt und die Kräfte an den elastischen Käfig zurückgegeben (siehe Bild 5.5).

$$R_i = \frac{R(x, z)}{1 - (a_x - x_{Ki})} \quad \text{und} \quad R_{i+1} = \frac{R(x, z)}{1 - (x_{Ki+1} - a_x)} \quad 5.6$$

Die eingeleiteten Kräfte führen wiederum zu einer Beschleunigung und Verschiebung der Kontaktknoten und somit zu einer neuen Käfigverformung.

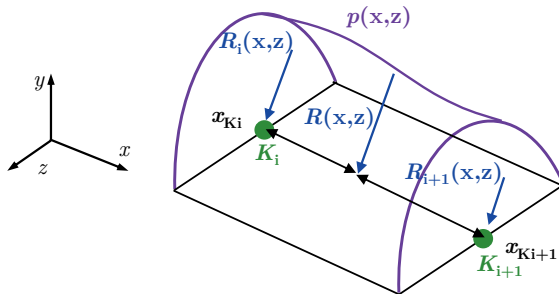


Bild 5.5: Berechnung der Resultierenden und Verteilung auf benachbarte Kontaktknoten

Käfigsteg

Die hydrodynamischen Kräfte am Käfigsteg werden auf den Kontaktknoten in der Stegmitte beziehungsweise an den Stegenden der Stegkontaktfläche zurückgegeben. Dies führt zu einer leichten Überschätzung der Stegverformung, da sich die Kraft in der Realität über die ganze Steglänge verteilt. Durch die manuelle Definition weiterer Kontaktknoten am Käfigsteg – zu Lasten der Recheneffizienz – kann die Kraft gleichmäßiger verteilt werden. Da jedoch die vorliegende Arbeit nicht die Auswertung der Käfigspannungen, sondern die Auswirkung der Käfigverformung fokussiert, wird diese Vereinfachung als hinreichend genau angenommen.

Nach der Rückgabe der Kräfte wird die Berechnung der Elastohydrodynamik erneut durchgeführt bis sich ein Gleichgewicht aus Belastung, Verformung und Traglast einstellt und alle Simulationszeitschritte berechnet wurden.

5.3 Abgleich mit AVL Excite™

AVL Excite™ Power Unit ist ein Dynamikprogramm, welches häufig in der Motorenentwicklung eingesetzt wird. Neben typischen Motorkomponenten können damit auch Gleitlager genau berechnet werden. Elastische Körper können hier in der Dynamiksimulation einfach berücksichtigt werden. Die elastischen Körper werden zunächst in einem FE-Programm modelliert. Über definierte Schnittstellen erfolgt die Einbindung der gemischt statisch-modal reduzierten Matrizen der elastischen Körper in die Simulation, wie die Massen-, Steifigkeits- und Dämpfungsmatrix. [157]

Die elastohydrodynamische Kontaktberechnung basiert in AVL Excite™ auf der Lösung der REYNOLDSgleichung unter Verwendung masseerhaltender Kavitationsalgorithmen [157]. Die Berechnung der Hydrodynamik ist mit der Berechnung der Elastizität gekoppelt, so dass die Elastohydrodynamik im Gleitlager und deren Auswirkung beispielsweise auf den Schmierfilmdruck, die Schmierfilmhöhe oder die vorhandene Schmierstoffschерung untersucht werden kann [158].

Aus diesem Grund wird AVL Excite™ zur Verifizierung der Kontaktberechnung an den elastischen Käfigführungsflächen in CABA3D verwendet. In beiden Programmen wird hierzu das gleiche Modell eines schmalen Rings aufgebaut, der die Käfigführungsfläche im Kontakt zum Außenring repräsentiert. Die exemplarische Führungsfläche ist 5,3 mm breit und besitzt einen Außendurchmesser von 62,775 mm. Der Ring ist 2 mm dick. Die Führungsfläche des Käfigs rotiert mit $3\,890\,\text{min}^{-1}$ im Außenring des Lagers. Der Außenring hat einen Innendurchmesser von 63 mm und ist entweder sehr steif oder starr ausgeführt, so dass zunächst keine elastische Verformung des Außenrings auftritt und nur die Elastizität des Käfigs berücksichtigt wird. Der elastohydrodynamische Kontakt ist mit Schmierstoff ISO VG 32 geschmiert. Als Betriebstemperatur werden $60\,^{\circ}\text{C}$ angenommen. Sowohl der Käfig als auch der Außenring bestehen aus Stahl. Für die Kontaktberechnung wird somit eine Festkörperreibungszahl von 0,07 angenommen, ein üblicher Wert für geschmierte Stahl-Stahl-Paarungen. Die Käfigführungsfläche erfährt zunächst eine Volumenkraft von 100 N. Diese Belastung wird von den Käfigführungsflächen bei einer Zentripetalbeschleunigung von $3\,000\,g$ (vergleiche Abschnitt 4.2.3) aufgenommen.

5.3.1 Schmierfilmhöhe und Druckverlauf an der elastischen Käfigführungsfläche

Die schmale Käfigführungsfläche verformt sich bei einer Belastung von 100 N bereits relativ stark. Dadurch werden die Schmierfilmhöhe und der daraus resultierende

Schmierfilmdruck stark beeinflusst. In Bild 5.6 werden diese Werte aus einer Berechnung mit dem Wälzlagerdynamiksimulationsprogramm CABA3D mit entsprechenden Ergebnissen aus AVL ExciteTM verglichen.

Es wird deutlich, dass der Verlauf der Schmierfilmhöhe und des Schmierfilmdrucks gut übereinstimmen. Die Schmierfilmhöhe wird stetig kleiner und erreicht bei etwa 240° des Kontaktumfangs ein Minimum. Kurz vor dem Kontaktauslauf zeigt sich die für EHD-Kontakte typische Einschnürung (vergleiche Abschnitt 3.2.2.3). Die Schmierfilmhöhe wird in AVL ExciteTM etwas niedriger als in CABA3D angegeben, da die elastische Kontaktberechnung in CABA3D den Schmierfilmdruck aufgrund der analytischen Druckberechnung auf Basis der Kurzgleitlagertheorie überschätzt. Dadurch stellt sich der hydrodynamische, tragende Schmierfilmdruck bereits bei größeren Schmierfilmhöhen ein. Zusätzlich ist zu berücksichtigen, dass wiederum aus der größeren Schmierfilmhöhe eine Unterschätzung des Reibungsmoments resultiert. Bei kleineren Lasten sind die Abweichungen wesentlich geringer (vergleiche Bild 5.7).

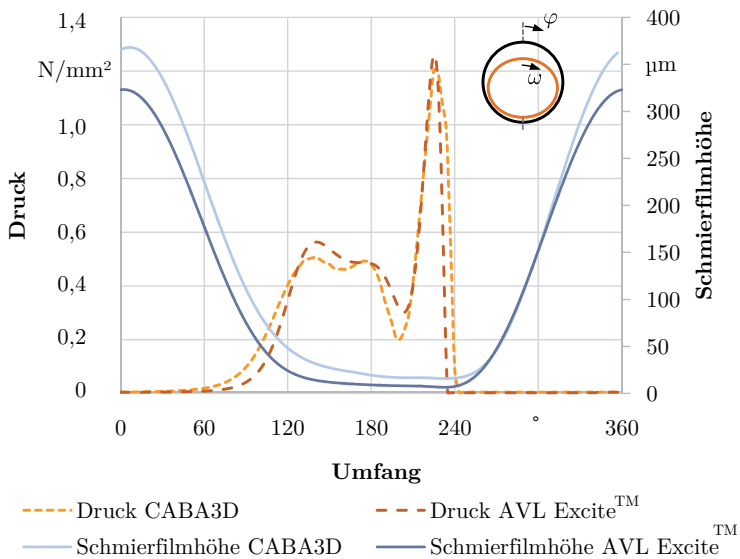


Bild 5.6: Vergleich der Schmierfilmhöhe und des Schmierfilmdrucks, jeweils berechnet in CABA3D und AVL ExciteTM bei 100 N Traglast [160]

Sollte sich während der zukünftigen, experimentellen Validierung der in dieser Arbeit präsentierten Kontaktberechnung die Genauigkeit der analytischen Kontaktberechnung aufgrund der Vereinfachungen als zu gering herausstellen, muss unter Umständen zu Lasten der Rechenzeit auf ein 2D-Finite-Differenzen-Verfahren zur Berech-

nung der Schmierstoffhydrodynamik zurückgegriffen werden (siehe [88],[149] und [159]).

Der Verlauf der Schmierfilmdrücke, berechnet in AVL ExciteTM und CABA3D, stimmt qualitativ und quantitativ gut überein. Es stellt sich ein ausgedehnter Druckverlauf zwischen einem Umfangswinkel von 60° und 240° ein. Die für EHD-Kontakte übliche Druckspitze ist in beiden Berechnungen am Kontaktauslauf deutlich erkennbar. Sie übersteigt den Druck in der Kontaktmitte. Dieser Effekt tritt aufgrund der geringen Steifigkeit der dünnen und schmalen Käfigführungsfläche auf und kann beispielsweise auch bei Folienlagern (vergleiche [88],[161] und [162]) beobachtet werden. In der Kontaktmitte sind zwei weitere, kleinere Druckspitzen sichtbar, die aus der Verformung der Käfigführungsfläche resultieren.

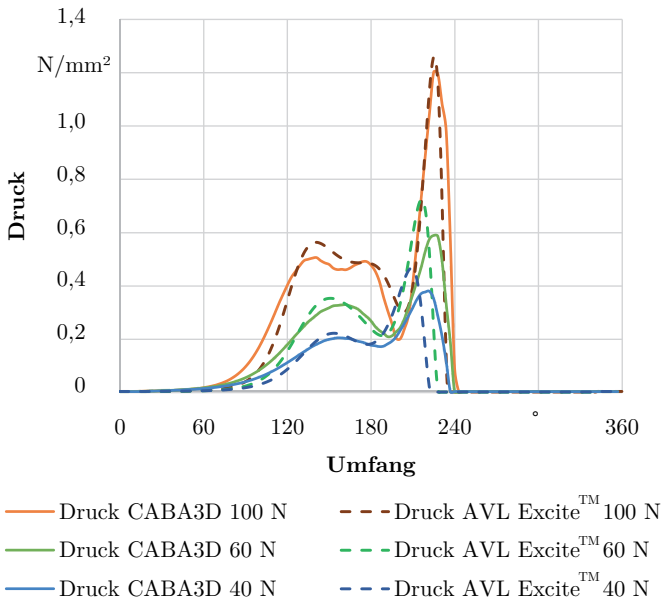


Bild 5.7: Schmierfilmdruck bei variierenden Lasten in CABA3D und AVL ExciteTM

Bei kleineren Lasten, beispielsweise 60 N oder 40 N, verformt sich die Käfigführungsfläche weniger stark. Dadurch verschmelzen die beiden Druckspitzen in der Kontaktmitte zu einer flacheren Druckspitze (siehe Bild 5.7). Aufgrund der geringeren Lasten stellt sich zum einen ein niedrigerer Schmierfilmdruck ein, zum anderen verschiebt sich das Druckmaximum am Kontaktauslauf in Richtung kleinerer Umfangswinkel. In CABA3D verschieben sich die Druckmaxima nur geringfügig, während in

AVL ExciteTM eine deutliche Verlagerung erkennbar ist. Dennoch stimmen die Ergebnisse aus CABA3D auch bei kleineren Lasten relativ gut mit den anhand der REYNOLDSgleichung numerisch berechneten Ergebnissen aus AVL ExciteTM überein.

5.3.2 Benötigte Moden- und Kontaktknotenanzahl

Bei der Reduktion der FE-Modelle der elastischen Körper wird die Anzahl an berücksichtigten Moden begrenzt. Eine zu starke Reduzierung führt dazu, dass die Verformung der Käfigführungsfläche in der elastischen Dynamiksimulation nicht hinreichend genau abgebildet werden kann. Werden hingegen zu viele Moden berücksichtigt, führt dies zu unnötig langen Rechenzeiten. Daher ist ein Kompromiss aus Genauigkeit und Rechenzeit für die gewählte Modenanzahl der elastischen Körper nötig.

Wie Bild 5.8 zeigt, weicht die Verformung und damit der Schmierfilmdruckverlauf der Käfigführungsfläche bei einer Anzahl von lediglich sechs berücksichtigten Moden sehr stark von dem in AVL ExciteTM berechneten Druckverlauf ab. So stellen sich bei einer Last von 100 N keine zwei Druckspitzen in der Kontaktmitte ein. Erst ab einer Modenzahl von 20 wird der Schmierfilmdruckverlauf in der elastischen Kontaktberechnung mit Hilfe von CABA3D hinreichend genau abgebildet, da sowohl die Lage, als auch die Höhen der Druckspitzen relativ gut übereinstimmen und die Abweichung meistens weniger als 0,1 N/mm² beträgt.

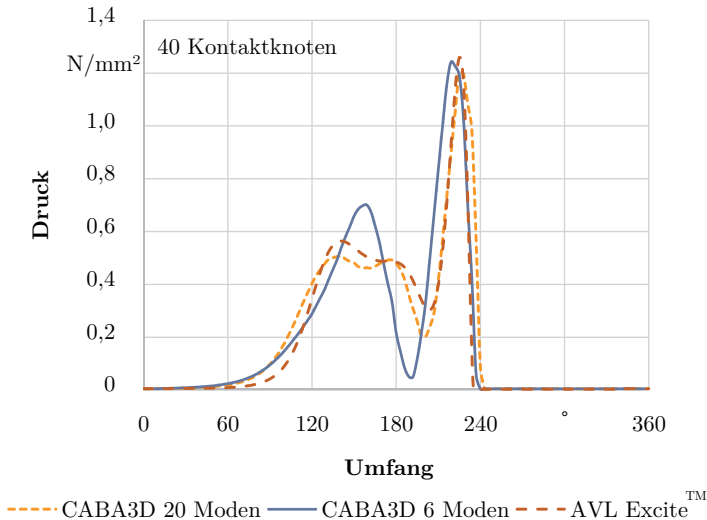


Bild 5.8: Einfluss der Modenanzahl auf den Schmierfilmdruckverlauf

Zudem beeinflusst die Anzahl der definierten Kontaktknoten die Verformung der Käfigführungsfläche. Im Bereich des Druckaufbaus wird eine Mindestanzahl an Kon-

taktknoten benötigt. Da die hydrodynamische Tragkraft auf die Kontaktknoten verteilt wird, führen zu wenig Kraftrückgabeknoten zu einer unrealistischen Verformung aufgrund der punktuell angreifenden, hohen Kräfte. Eine übermäßig hohe Anzahl an Kontaktknoten führt jedoch zu einem Anstieg der Rechenzeit und zu erhöhtem Arbeitsaufwand bei der Modellvorbereitung (siehe Abschnitt 5.1). Es ist daher wichtig, den Schmierfilmdruckverlauf berechnet in AVL Excite™ in der elastischen Dynamiksimulation in CABA3D mit möglichst wenig Kontaktknoten genau ermitteln zu können.

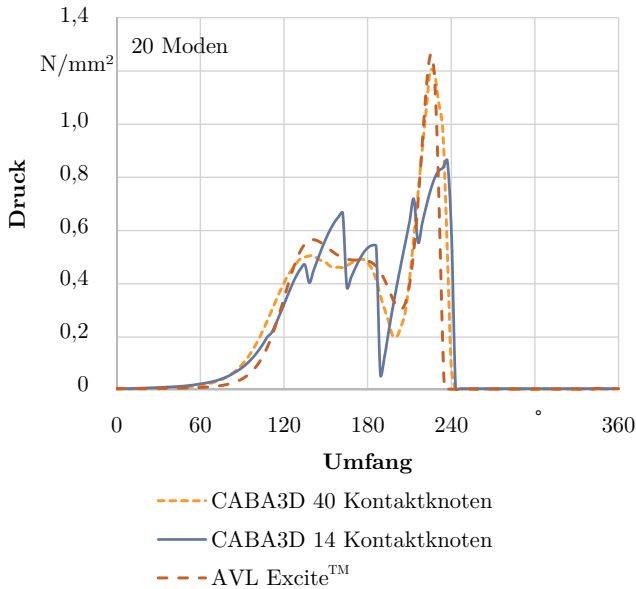


Bild 5.9: Benötigte Anzahl an Kontaktknoten in der elastischen Dynamiksimulation

Aus diesem Grund wird die Anzahl der Kontaktknoten variiert und der Einfluss auf den Druckverlauf bei 14, 20, 30 und 40 Kontaktknoten untersucht. Bild 5.9 zeigt, dass der Schmierfilmdruck bei nur 14 Kontaktknoten nicht genau bestimmt werden kann. Es treten unnatürliche Verformungen der Käfigführungsfläche auf, da sich im Bereich des Schmierfilmdrucks nur etwa acht Kontaktknoten befinden, an die die Tragkraft des Schmierstoffs zurückgegeben wird. Erst mit einer Anzahl von etwa 20 oder 30 Kontaktknoten kann ein ähnlicher Schmierfilmdruckverlauf wie in AVL Excite™ erreicht werden, der jedoch vor allem im Bereich der Druckmaxima noch kleine Abweichungen aufweist (vergleiche Bild 5.10). Die höchste Modellgüte stellt sich erst ab etwa 40 Kontaktknoten ein. Hier wird die vorher beschriebene Übereinstimmung zwischen der elastischen Dynamikberechnung und der Berechnung

in AVL Excite™ erzielt. Bei einer Anzahl von 40 auf die Käfigführungsfläche verteilten Kontaktknoten liegen im Druckbereich immer etwa 22 Kontaktknoten. Diese Zahl reicht aus um den stetigen Druckverlauf mit zwei Druckmaxima in der Kontaktmitte zu beschreiben.

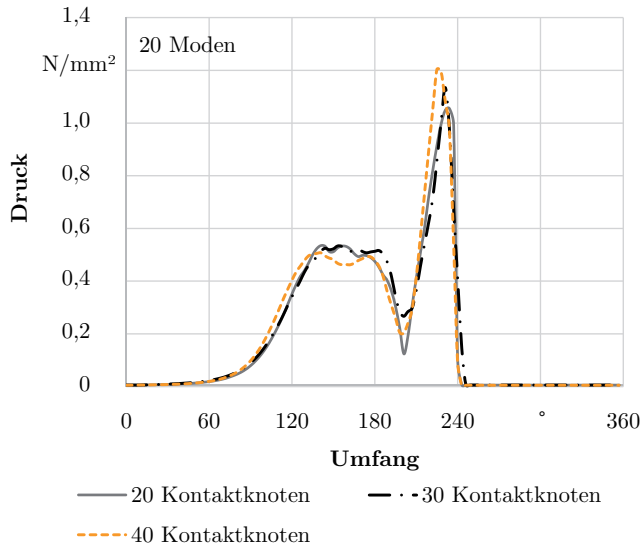


Bild 5.10: Schmierdruckverlauf mit 20, 30 und 40 Kontaktknoten in CABA3D

5.3.3 Vergleich zwischen starrer und elastischer Kontaktberechnung

Der Vergleich des Druckverlaufs an der elastischen Käfigführungsfläche mit dem des starren Berechnungsmodells aus Abschnitt 4.2.1 verdeutlicht den Einfluss der Verformung auf die Kontaktberechnung. Die Berechnung der Hydrodynamik auf Basis der vorgestellten analytischen Berechnungsansätze blieb hierbei unverändert. Der in Bild 5.11 dargestellte Einfluss auf den vorhandenen Schmierfilmdruck resultiert ausschließlich aus der zusätzlichen Berücksichtigung der Käfigverformung in der Dynamiksimulation bei einer Last von 100 N. Wird die Käfigführungsfläche starr modelliert und mit 100 N gleichmäßig verteilt belastet, hat der Schmierfilmdruckverlauf eine hohe Druckspitze, die nach der minimalen Schmierfilmhöhe bei 180° schnell auf Null abfällt. Der elastisch modellierte Käfigstirring verformt sich unter der hohen Belastung von 100 N und schmiegt sich in den Außenring hinein. Daraus resultiert ein wesentlich umfangreicherer Schmierfilmdruckverlauf, der sich bis zu einem Umfangswinkel von etwa 240° erstreckt. Da sich der Schmierfilmdruck auf einen größeren Bereich verteilt, sind die Druckmaxima wesentlich niedriger als bei der Berechnung mit einem starr modellierten Käfigstirring.

Die Verformung des Käfigstirrings zu einem Oval ist durch die 50-fach überhöhte Verschiebung der Knoten in Bild 5.12 dargestellt. Relativ zum Schwerpunkt maximal verformte Bereiche sind rot, unverformte oder gering verformte Knoten sind blau beziehungsweise grün dargestellt. Es wird deutlich, dass der hydrodynamische Schmierfilmdruck die Verformung des Käfigs vor allem im Bereich des Druckmaximas am Kontaktauslauf beeinflusst.

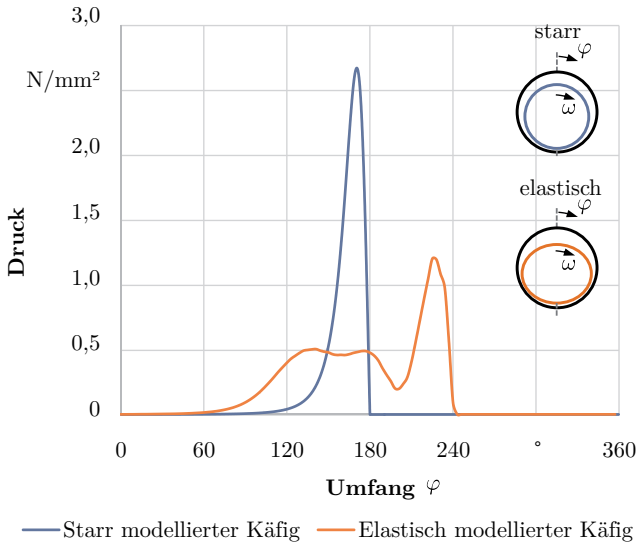


Bild 5.11: Vergleich des Druckverlaufs berechnet mit starrem und elastisch modelliertem Käfigstirring bei 100 N Last

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass die Ergebnisse der analytischen, elastoelastischen Kontaktberechnung aus CABA3D qualitativ gut mit den Ergebnissen aus AVL Excite™ übereinstimmen. Bei hohen Belastungen, wie beispielsweise in den Modellrechnungen bei $3\,000 \cdot g$, können die Schmierfilmdicken und der Schmierfilmdruck voneinander abweichen. Diese Abweichung ist durch die analytische Kontaktberechnung bedingt, die den Schmierfilmdruck bei hohen Belastungen überschätzt.

Bei der gemischt statisch-modalen Reduktion des Käfigmodells sind mindestens 20 Moden für eine realistische Abbildung der Käfigverformung zu berücksichtigen. Zudem sind zwischen 20 und 40 Kontaktknoten im FE-Programm bei der Modellvorbereitung manuell festzulegen, um die Elastoelastik im Kontakt zwischen Käfigführungsfläche und Außenring ausreichend genau zu beschreiben.

Die Käfigelastizität beeinflusst signifikant den Verlauf des Schmierfilmdrucks, verglichen mit den Berechnungsergebnissen bei einem starr modellierten Käfig. Daher sollte die kombinierte Berechnung von Hydrodynamik und Käfigverformung für Wälzlager, die beispielsweise hohen Zentripetalbeschleunigungen ausgesetzt werden, nicht vernachlässigt werden.

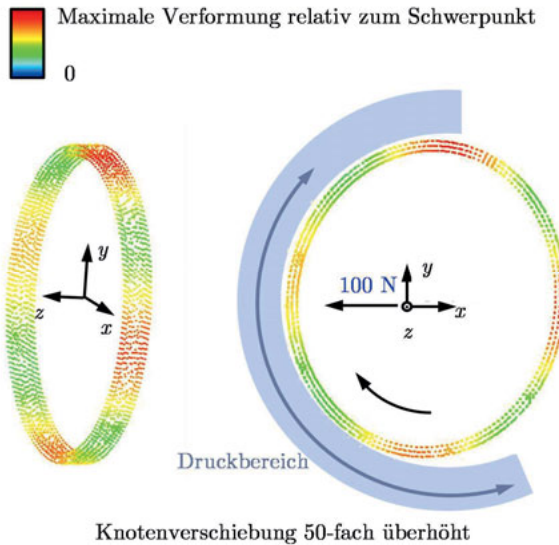


Bild 5.12: Verformung des elastisch modellierten Stirnrings mit 50-fach überhöhter Knotenverschiebung

5.4 Plausibilitätsprüfung des Käfigreibungsmoments

Zunächst wird der Einfluss der Käfigelastizität auf das Käfigreibungsmoment im Kontakt zwischen Käfig und Außenring auf Plausibilität überprüft. Hierzu wurde ein Käfig eines Nadellagers mit 14 Käfigtaschen und einem Durchmesser von 31,3875 mm modelliert. Die Käfigführungsflächen sind 2,1 mm breit. Der Nadelkranz dreht mit $3\,890\text{ min}^{-1}$ im stillstehenden Außenring. Die Käfigstege sind 17,4 mm lang und 3,85 mm breit. Es werden zum einen ein starrer und zum anderen ein elastischer Käfig modelliert. Die Berechnung der Schmierstoffhydrodynamik auf Basis der Kurzgleitlagertheorie erfolgt gleichermaßen in der Dynamiksimulation sowohl mit starrem als auch mit elastischem Käfig.

In Bild 5.13 wird deutlich, dass das Käfigreibungsmoment im Kontakt Käfig/Außenring mit steigender Käfigverformung zunimmt. Bei einer geringen Belastung von 20 N weicht das Reibungsmoment der Kontaktberechnung mit elastischem Käfig

kaum von dem Ergebnis der Kontaktberechnung mit starrem Käfig ab. Die kleinen Lasten führen zu geringen Kontaktkräften, die den elastisch modellierten Käfig kaum verformen. Mit zunehmender Last nimmt das Reibungsmoment berechnet mit einem starr modellierten Käfig langsam zu. Bei einer sehr hohen Volumenkraft von 500 N, die einer Zentripetalbeschleunigung von etwa 3 000- g entspricht, ist das Reibungsmoment in ungefähr doppelt so hoch wie bei einer Last von 20 N. Ist der Käfig jedoch elastisch modelliert steigt das Reibungsmoment wesentlich schneller an. Bei einer Käfiglast von 500 N beträgt das Reibungsmoment bereits etwa das 4,5-fache des Reibungsmoments bei 20 N. Absolut kann das Käfigreibungsmoment somit durchaus um mehrere Hundert Nmm von der Berechnung mit starrem Käfig abweichen.

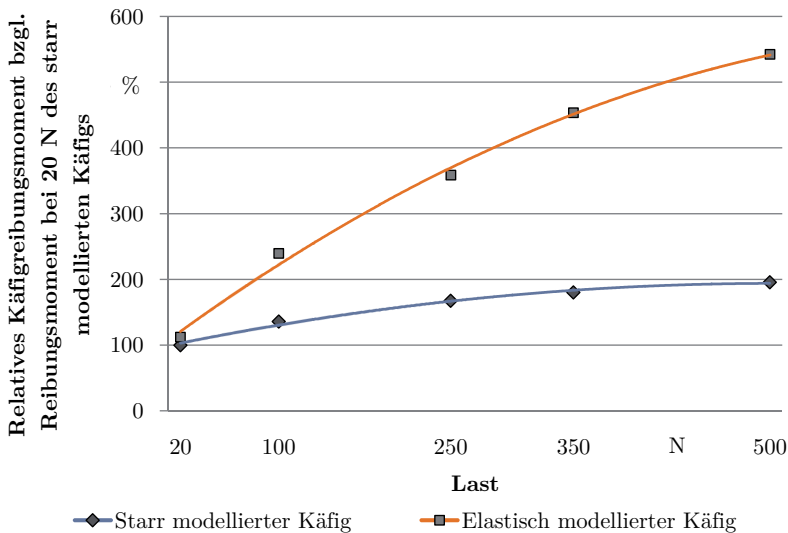


Bild 5.13: Käfigreibungsmoment mit starr und elastisch modelliertem Käfig

Der Vergleich zwischen starr und elastisch modelliertem Käfig zeigt, dass bei kleinen Lasten und im Betrieb ohne Zentripetalbeschleunigung die starre Modellierung des Käfigs hinreichend genaue Ergebnisse bezüglich des Käfigreibungsmoments liefert. Die relative Abweichung des Käfigreibungsmoments beträgt im Beispiel weniger als 12 % solange auf den Käfig eine Fliehkraft kleiner 20 N einwirkt. Die Dynamiksimulation mit starrem Käfig ist daher weiterhin für die meisten Wälzlageranwendungen geeignet.

Nimmt die Käfiglast, wie beispielsweise bei Lagern unter hoher Zentripetalbeschleunigung, deutlich zu, wird der Käfig immer weiter gegen den Außenring verschoben und die Verformung nimmt zu. Der Käfig schmiegt sich in den Außenring hinein und es stellt sich eine kleinere Schmierfilmhöhe und daraus resultierend ein

umfangreicherer Druckbereich über dem elastischen Kontaktbereich ein. Somit treten im Schmier spalt aufgrund der Schmierstoffsch erung über einen weiteren Bereich höhere Schubspannungen auf, die zu einem schnelleren Reibungsanstieg als bei einem starr modellierten Käfig führen. Obwohl die geringeren maximalen Schmierfilmdrücke (vergleiche Bild 5.11), die auch eine etwas geringere Viskosität im Kontakt bedingen, dem Reibungsanstieg entgegenwirken, überwiegt die Reibungszunahme aufgrund der über einen weiteren Umfangsbereich geringeren Schmierfilmhöhe.

Die Verschiebung der Käfigknoten ist in Bild 5.14 50-fach überhöht dargestellt. Es zeigt schematisch die Vorgänge, die sich im Lagerinneren bei hohen Käfiglasten abspielen. Rot eingefärbte Knotenpunkte sind bezüglich des Käfigschwerpunkts maximal verformt. Grün eingefärbte Knotenpunkte weisen nur eine geringe Verformung auf.

Der Vergleich zwischen starrem und elastischem Käfigmodell in der hydrodynamischen Kontaktberechnung zeigt, dass die Höhe des Käfigreibungs moments stark durch die Art der Käfigmodellierung beeinflusst wird. Die Käfigelastizität sollte daher bei hohen Volumenkräften berücksichtigt werden, da sich das Käfigreibungs moment wiederum auf das Gesamtlagerreibungs moment und die Käfigkinematik auswirkt.

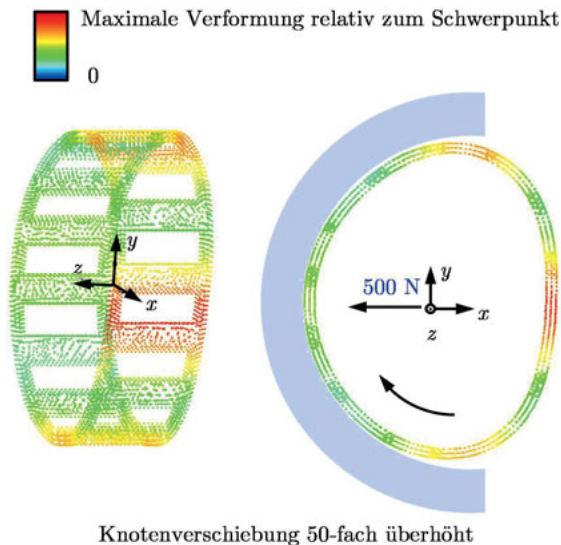


Bild 5.14: Verformung des elastisch modellierten Käfigs mit 50-fach überhöhter Knotenverschiebung

Mit Hilfe der vorgestellten Berechnungsmethodik ist es möglich die Käfigelastizität recheneffizient und realistisch in der Wälzlagerdynamiksimulation zu berücksichtigen. Dadurch wird der Einfluss der Käfigverformung auf die Lagerdynamik genauer als mit einem teilelastischen Käfig berechnet und die Kopplung der Verformung mit der Schmierstoffhydrodynamik ermöglicht beispielsweise eine genauere Betrachtung des Käfigverschleißes.

6 Einfluss der Berechnungsmethodik auf die Lagerdynamik

Anhand einer exemplarischen Pleuellageranwendung wird in Abschnitt 6.2 der Einfluss der Hydrodynamik in den Käfigkontakten auf die Ergebnisse der Dynamiksimulation dargestellt. Anschließend werden Simulationsergebnisse vorgestellt, die den Einfluss der Käfigelastizität auf die Wälzlagerdynamik zeigen. Durch die kombinierte Betrachtung der Schmierstoffhydrodynamik und der Käfigelastizität werden die Auswirkungen der Elastohydrodynamik auf die Simulationsergebnisse der Pleuellageranwendung dargestellt. Die Ergebnisse der neu entwickelten Berechnungsmethoden werden mit Ergebnissen der ursprünglichen CABA3D-Simulation verglichen, in der eine konstante, für Grenz- bzw. Mischreibung einer Stahl/Stahl-Paarung übliche Reibungszahl in den Gleitkontakten angesetzt wird. Diese ursprüngliche Berechnung wird im Folgenden als Methode I bezeichnet.

Die im Rahmen der vorliegenden Forschungsarbeit entstandenen und genutzten Berechnungsmethoden zur Berücksichtigung der Schmierstoffhydrodynamik in den Käfigkontakten und der Käfigelastizität sind in Tabelle 6.1 einander gegenübergestellt.

Tabelle 6.1: Vergleich der Berechnungsmethoden I bis IV

	Festkörper- reibung (FKR)	Hydrodynamik	Elastischer Käfig und FKR	Elastohydro- dynamik
Methode	I	II	III	IV
Käfigmodel- lierung	starr	starr	elastisch	elastisch
Kontaktbe- rechnung	$\mu = \text{const}$	HD	$\mu = \text{const}$	EHD

Der Einfluss der Berechnungsmethoden auf die Lagerdynamik wird in den folgenden Abschnitten erläutert. Abschließend werden die Ergebnisse der unterschiedlichen Berechnungsmethoden in Abschnitt 6.6 einander gegenübergestellt und diskutiert.

6.1 Anwendungsbeispiel Pleuellager

In CABA3D wird ein Modell für einen geteilten Nadelkranz (siehe Bild 4.1) erstellt. Dieser Nadelkranz wird beispielsweise als Pleuellager eingesetzt [135]. Der Bohrungsdurchmesser des Nadelkranzes beträgt 48 mm. Die Wälzkörper sind profiliert und haben einen Radius von 7,5 mm. Die Länge einer Nadelrolle beträgt 19,7 mm. Der Käfig separiert die einzelnen Nadelrollen voneinander. Die wichtigsten Abmessungen sind in Bild 6.1 aufgeführt. Der Nadelkranz überträgt die aus der Masse des Außenrings und der Zentripetalbeschleunigung resultierende Belastung auf den Innenring. Der Außenring ist auf dem Nadelkranz frei gelagert. Die axiale Bewegung des Außenrings wird jedoch durch zwei Anschläge rechts und links auf jeweils 0,05 mm eingeschränkt. Diese seitlichen Anschläge repräsentieren sogenannte Axialschubsensoren, wie sie in einem am *KTm/fk* entwickelten Prüfstand enthalten sind, vergleiche [136] und [137]. Da mit Hilfe dieses Prüfstands die vorgestellten Simulationsmodelle in zukünftigen Arbeiten validiert werden, sind diese Axialschubansschläge im Simulationsmodell bereits integriert.

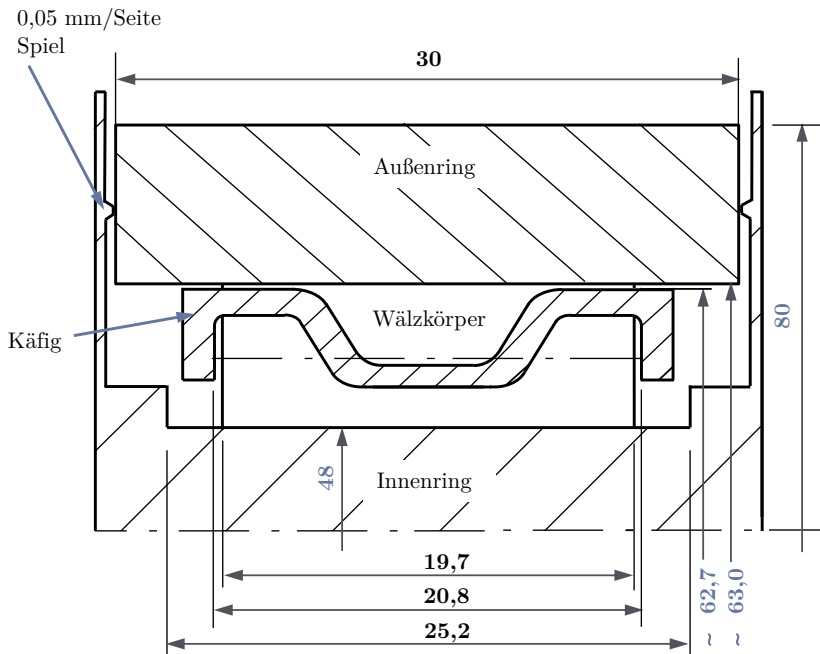


Bild 6.1: Abmessungen des simulierten Nadelkranzes

Tabelle 6.2 fasst die Betriebsparameter der Dynamiksimulation zusammen.

Tabelle 6.2: Betriebsparameter der Dynamiksimulation

Betriebsparameter	Eingabewert
Zentripetalbeschleunigung $\approx 3\,000 \cdot g$	
Radius der Umlaufbahn	120 mm
Drehzahl	4 700 min ⁻¹
Prüflager	
Drehzahl des Innenrings	9 000 min ⁻¹
Anzahl der Wälzkörperscheibchen zur Kontaktberechnung	100
Umgebungsbedingungen	
Schmieröl	ISO VG 32
Betriebstemperatur	60 °C
Erdbeschleunigung g	9,806 ms ⁻²

Bild 6.2 zeigt das Simulationsmodell in CABA3D. Der Innenring ist zur Übersichtlichkeit ausgeblendet. Der Außenring ist frei gelagert und bewegt sich in Richtung der Zentripetalbeschleunigung. Dadurch befindet sich die Lastzone im Bereich der schnelldrehenden, rot dargestellten Wälzkörper. Beim Verlassen der Lastzone werden die Wälzkörper abgebremst und werden aufgrund ihrer geringeren Drehzahl grün bis blau dargestellt. Beim Eintritt in die Lastzone werden die Wälzkörper wieder beschleunigt. Der Käfig des Pleuellagers besteht aus zwei Käfigsegmenten. Dadurch ist eine einfache Montage des Pleuellagers in der Motorenanwendung gewährleistet.

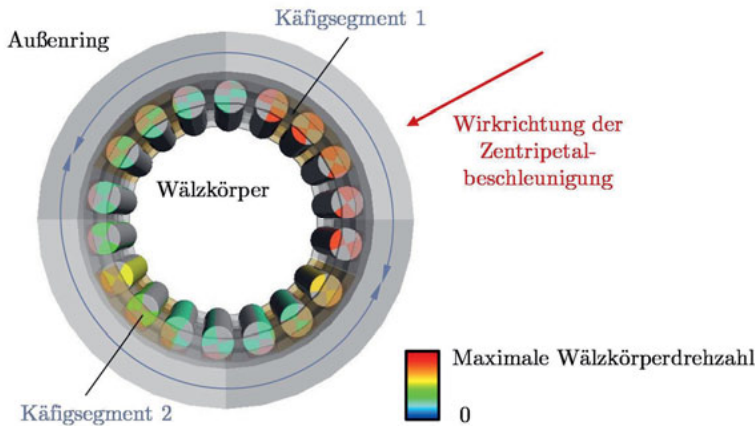


Bild 6.2: Simulationsmodell in CABA3D, Innenring ausgeblendet

6.2 Einfluss der Schmierstoffhydrodynamik auf die Lagerdynamik

Der Einfluss der neu entwickelten Kontaktmodelle mit Berücksichtigung hydrodynamischer Effekte in den Käfigkontakten (Methode II) auf die Lagerdynamik wird durch den Vergleich mit der ursprünglichen CABA3D-Simulation (Methode I) verdeutlicht. Die Simulationsergebnisse unter Nutzung der Methode I sind in den folgenden Diagrammen stets als schwarze Kurven abgebildet. Simulationsergebnisse, die unter Verwendung der hydrodynamischen Kontaktmodelle mit Methode II gewonnen wurden, sind blau dargestellt. Zunächst wird der Einfluss der HD-Kontakte auf das Gesamtlagerreibungsmoment vorgestellt. Zudem wird die Käfigkinematik durch die Berücksichtigung der Hydrodynamik in den Käfigkontakten beeinflusst. Die Käfigkinematik wird durch die Käfigdrehzahl, die Käfigverlagerung sowie die Käfigmittelpunktgeschwindigkeit repräsentiert.

Tabelle 6.3: Berücksichtigte HD-Kontakte bei Methode II

Methode	Kontakt Käfigstirnring/Außenring	Kontakt Wälzkörper/Käfig	Kontakt Käfigstege/Außenring
HD Stirnring	X		
HD Wälzkörper/Käfigkontakte	X	X	
HD Stege und Stirnringe	X		X

Zusätzlich wird die Schmierstoffhydrodynamik innerhalb der Methode II an unterschiedlichen Kontakten berücksichtigt, um so den Einfluss der diversen Käfigkontakte auf das Gesamtlagerreibungsmoment genauer bestimmen zu können. Die Hydrodynamik wird hierbei in folgenden Käfigkontakten (vergleiche Tabelle 6.3) berücksichtigt.

6.2.1 Gesamtlagerreibung

Bild 6.3 stellt das Gesamtlagerreibungsmoment, berechnet mit Methode I, dem Gesamtlagerreibungsmoment mit dem hydrodynamischen Modell an den Käfigstirnringen (dunkelblau) im Kontakt zwischen Käfig und Außenring gegenüber (siehe Abschnitt 4.1.1.1). Zusätzlich werden in einem weiteren Schritt die hydrodynamischen Berechnungsmodelle in den Käfigtaschenkontakten entsprechend Abschnitt 4.1.2 in die Berechnung integriert (hellblau dargestellte Kurven). Die Beschreibung der übrigen Wälzkörper/Laufbahn-Kontakte bleibt unverändert.

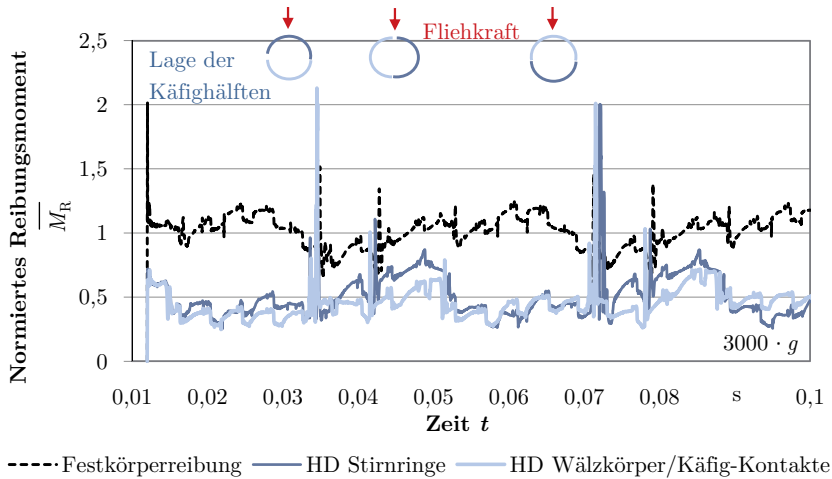


Bild 6.3: Einfluss der Hydrodynamik auf das Gesamtlagerreibungsmoment

Die Reibungsmomente sind jeweils zur einfacheren Vergleichbarkeit auf das mittlere Reibungsmoment der Berechnungsmethode I mit konstanter Reibungszahl in den HD-Kontakten normiert. Es gilt:

$$\overline{M_R} = \frac{M_R}{M_{R, \text{Methode I, Mittel}}} . \quad 6.1$$

Es wird deutlich, dass das Gesamtlagerreibungsmoment bei Berücksichtigung der Hydrodynamik in den Gleitkontakten der seitlichen Käfigstirnringe deutlich niedriger liegt. Das Reibungsmoment beträgt im Mittel nur etwa 50 % des Reibungsmoments, welches mit konstanter Reibungszahl in der Käfigführung ermittelt wird.

Zusätzlich zum Kontaktmodell an den Käfigstirnflächen führt die Berücksichtigung der Hydrodynamik in den Wälzkörper/Käfig-Kontakten zu einer weiteren Reduzierung des Gesamtlagerreibungsmoments gegenüber dem mit Methode I berechneten Gesamtlagerreibungsmoment. Allerdings ist der Einfluss der Wälzkörper/Käfig-Kontakte wesentlich geringer als der Einfluss des Käfigstirnring/Außenring-Kontakts und wirkt sich im Vergleich kaum auf das mittlere Reibungsmoment aus.

Zudem wird zusätzlich zur hydrodynamischen Kontaktberechnung an den Käfigstirnringen der Einfluss der Schmierstoffhydrodynamik an den Käfigstegen berücksichtigt. Das daraus resultierende, normierte Gesamtlagerreibungsmoment ist in Bild 6.4 hellblau dargestellt. Das Gesamtlagerreibungsmoment liegt etwas unterhalb des Reibungsmoments, welches ausschließlich die Hydrodynamik an den Stirnringen berücksichtigt. Der Einfluss auf das Gesamtlagerreibungsmoment ist jedoch relativ gering,

da zwei gegenläufige Effekte die Kontaktberechnung zwischen Käfig und Außenring beeinflussen. Zum einen tritt zusätzliche Reibung an den Käfigstegen auf. Zum anderen verteilt sich die hohe Belastung aufgrund der Zentripetalbeschleunigung sowohl auf die Käfigstirnringe als auch auf einige Käfigstege. Dadurch vergrößert sich die vorhandene Schmierfilmhöhe und der Schmierfilmdruck nimmt ab, was zu einer geringeren Reibung führt. Auch wenn daher die Berücksichtigung der Hydrodynamik an den Stegen bezüglich des Gesamtlagerreibungsmoments wenig sinnvoll erscheint, so wirkt sich der zusätzliche Kontakt dennoch auf die Schmierfilmhöhe und damit auf die Käfigkinematik (vergleiche Abschnitt 6.2.2) aus.

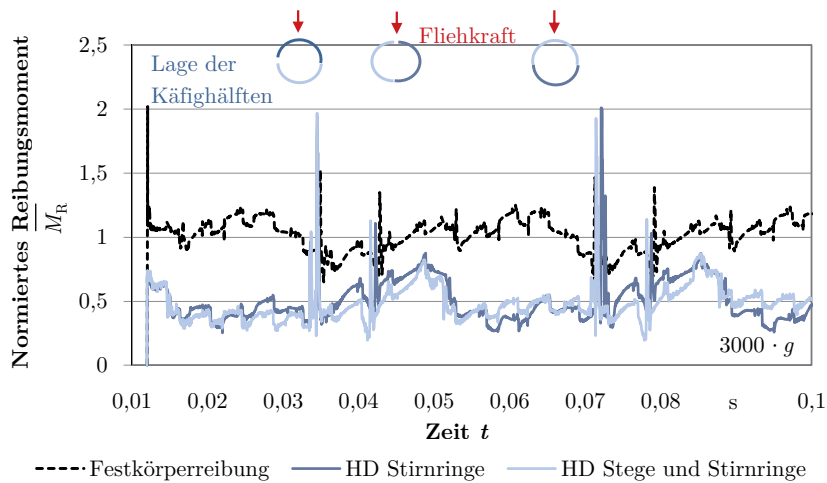


Bild 6.4: Einfluss der Hydrodynamik an Käfigstirnringen und -stegen auf das Gesamtlagerreibungsmoment

Die normierten mittleren Reibungsmomente der jeweils verwendeten Methode und deren Relation zur Berechnung mit Methode I sind in Tabelle 6.4 aufgeführt.

Tabelle 6.4: Gegenüberstellung der Gesamtlagerreibung abhängig von der Berücksichtigung der Hydrodynamik

Kontaktberechnung	Normiertes, mittleres Reibungsmoment bzgl. $\overline{M_R}$, Methode I, 3000g
Festkörperreibung mit $\mu = \text{const}$ (Methode I)	1,0
HD Stirnringe/AR-Kontakt	0,52
HD Stege und Stirnringe/AR-Kontakt	0,48
HD inkl. Wälzkörper/Käfig-Kontakt	0,45

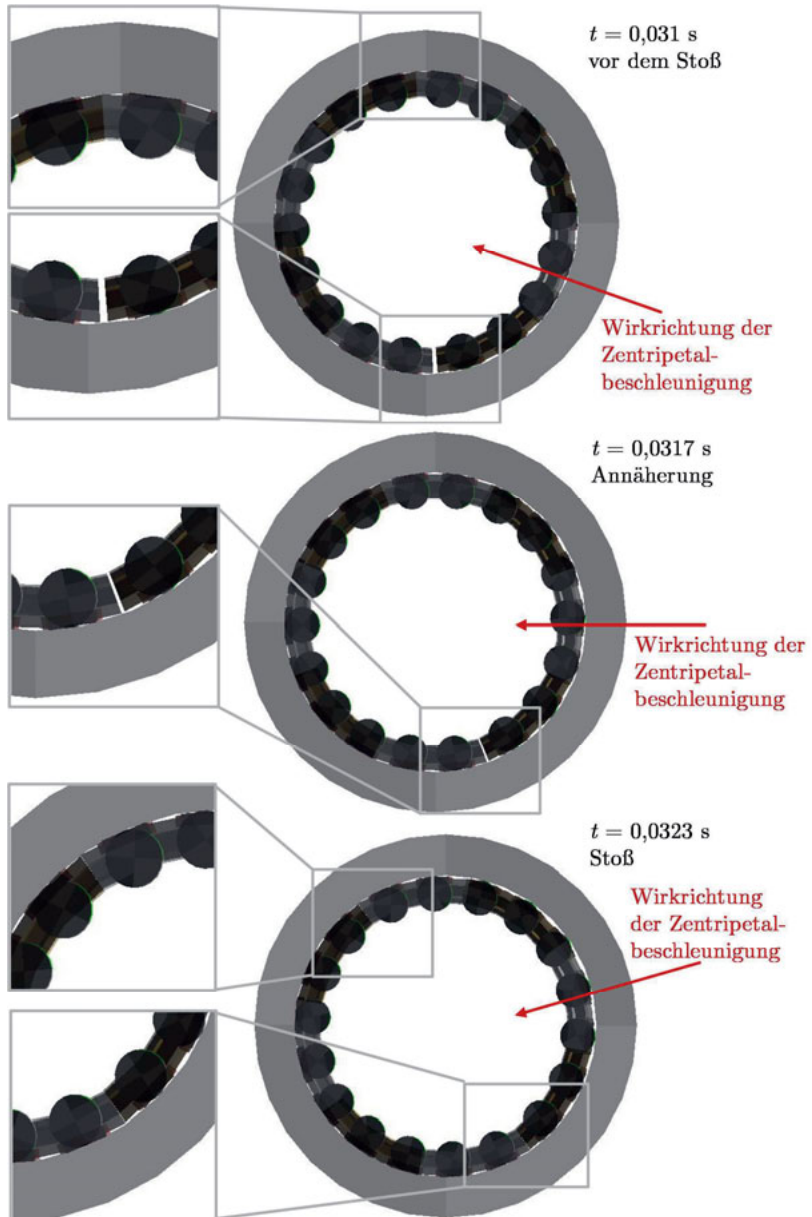


Bild 6.5: Stoßvorgang zwischen den beiden Käfigsegmenten

Das Gesamtlagerreibungsmoment weist unabhängig von der Berechnungsmethode zu den Zeitpunkten $t = 0,032$ s und $0,072$ s einen hohen Ausschlag auf. Aufgrund des geteilten Nadelkranzes kommt es je nach Position der Käfigsegmente zur Zentripetalbeschleunigung zum Stoß zwischen den Käfigenden, der kurzzeitig zu einem erhöhten Reibungsmoment führt. Das Verhalten der Käfigsegmente beim Stoß ist in Bild 6.5 dargestellt. Zudem steigt das Gesamtlagerreibungsmoment zu den Zeitpunkten $t = 0,05$ s und $0,085$ s an, da hier die Käfigenden gegen den Außenring gedrückt werden und der Aufbau des tragenden Schmierfilmdrucks durch die Käfigteilung behindert wird (siehe Bild 6.6).



Bild 6.6: Käfigposition in der Dynamiksimulation bei $t = 0,054$ s

Die Höhe der Zentripetalbeschleunigung beeinflusst wiederum die Käfigreibung und damit auch das Gesamtlagerreibungsmoment. Dieser Zusammenhang ist in Tabelle 6.5, Bild 6.7 und Bild 6.8 aufgeführt. Die ermittelten Gesamtlagerreibungsmomente werden jeweils auf das Gesamtlagerreibungsmoment der ursprünglichen CABA3D-Berechnung nach Methode I bei $1\,000 \cdot g$ Zentripetalbeschleunigung normiert. Es zeigt sich deutlich, dass sowohl bei relativ kleinen Zentripetalbeschleunigungen, wie beispielsweise $1\,000 \cdot g$, als auch bei sehr hohen Zentripetalbeschleunigungen wie $5\,000 \cdot g$ die Hydrodynamik in den Käfigkontakten zu einer deutlichen Verringerung des rechnerischen Gesamtlagerreibungsmoments führt. In beiden Fällen beträgt das Reibungsmoment berechnet mit Methode II nur etwa die Hälfte des jeweiligen Reibungsmoments, welches mit Methode I ermittelt wird.

Das Gesamtlagerreibungsmoment steigt, wie Tabelle 6.5 zeigt, mit zunehmender Zentripetalbeschleunigung an. Die Abweichungen zwischen den Ergebnissen der Dynamiksimulation nach Berechnungsmethode I und II nehmen mit zunehmender Zentripetalbeschleunigung immer mehr zu (vergleiche Bild 6.7). Zudem treten bei hohen Zentripetalbeschleunigungen häufiger hohe Ausschläge im Reibungsmoment auf, siehe Bild 6.8. Diese resultieren beispielsweise aus den höheren vorhandenen Käfigkontaktkräften.

Tabelle 6.5: Einfluss der Zentripetalbeschleunigung auf das Reibungsmoment abhängig von der Berücksichtigung der Schmierungsverhältnisse

Zentripetalbe- schleunigung	Normiertes Reibungsmoment bzgl. $M_{R, \text{Methode I, 1000g}}$	
	Festkörperreibung	Hydrodynamisch
$1\,000 \cdot g$	1,00	0,54
$2\,000 \cdot g$	1,65	0,81
$3\,000 \cdot g$	2,34	1,16
$4\,000 \cdot g$	3,32	1,49
$5\,000 \cdot g$	3,95	1,98

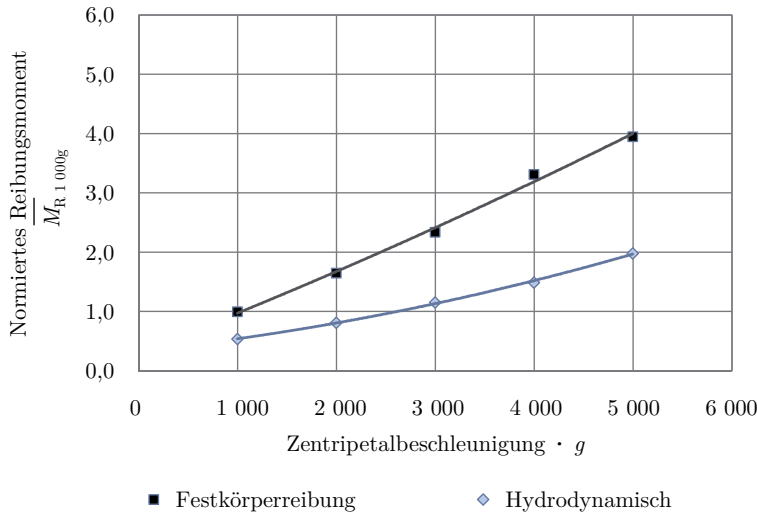


Bild 6.7: Einfluss der Zentripetalbeschleunigung auf das rechnerische Gesamt-lagerreibungs-moment mit Berechnungsmethode I und II

Zusammenfassend zeigt sich ein deutlicher Einfluss der Schmierstoffhydrodynamik auf das berechnete Gesamt-lagerreibungs-moment unter der Annahme, dass im Lager Vollschmierung in den Käfigkontakten vorliegt. Es wird deutlich, dass bereits bei geringer Zentripetalbeschleunigung ein deutlicher Einfluss der Schmierstoffhydrodynamik auf das Käfigreibungs-moment und somit auf das Gesamt-lagerreibungs-moment vorhanden ist. Die Schmierstoffhydrodynamik sollte daher bereits bei kleineren Zentripetalbeschleunigungen in der Dynamiksimulation von Wälzlageren berücksichtigt werden. Wird das Lager unter Zentripetalbeschleunigung betrieben, sind die Schmierstoffverhältnisse in den Käfigkontakten, vor allem im Kontakt zwischen Käfig und Außen-

ring, zu berücksichtigen, da der Käfig beziehungsweise die Käfigsegmente im vorgestellten Beispiel stark gegen den Außenring gedrückt werden.

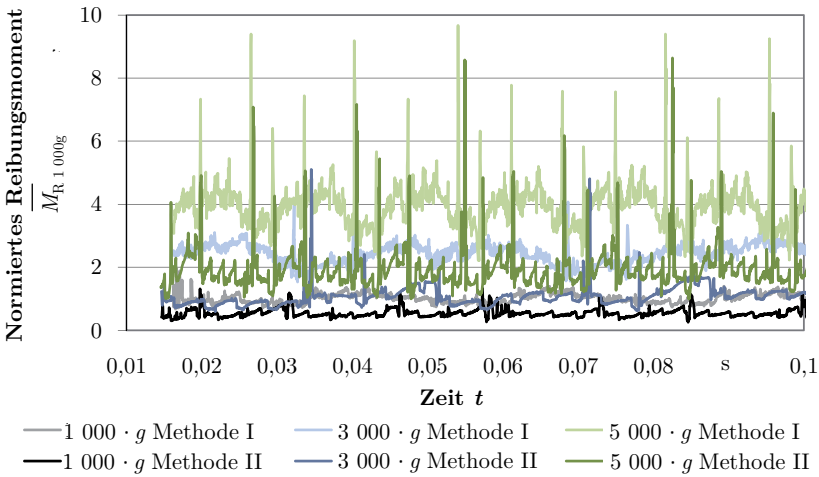


Bild 6.8: Vergleich der Reibungsmomente bei 1 000 · g, 3 000 · g und 5 000 · g, abhängig von der Berechnungsmethode

6.2.2 Käfigkinematik

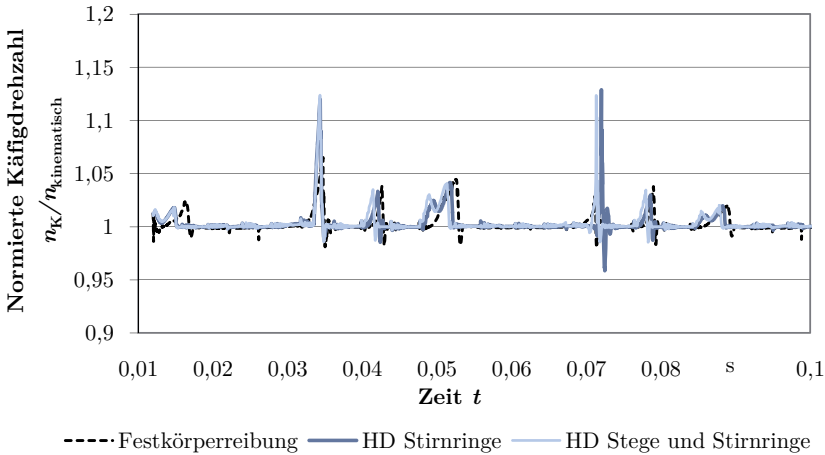


Bild 6.9: Gegenüberstellung der normierten Käfigdrehzahl abhängig von der Berechnungsmethode

Nicht nur das Reibungsmoment sondern auch die Käfigkinematik wird durch die Berücksichtigung der Schmierstoffhydrodynamik in den Käfigkontakten beeinflusst. Bild 6.9 stellt die Käfigdrehzahl berechnet mit und ohne Berücksichtigung der Hydrodynamik im Kontakt zwischen Käfig und Außenring gegenüber. Die Käfigdrehzahl wird mit der kinematisch korrekten Drehzahl (vergleiche Abschnitt 3.3.1) normiert. Es wird deutlich, dass die Drehzahl zum Zeitpunkt des Stoßes bei $t = 0,0323$ s zwischen den zwei Käfigsegmenten einen höheren Ausschlag bei Berücksichtigung der Hydrodynamik im Kontakt zeigt. Durch den Stoß wird das Käfigsegment aufgrund des niedrigeren Reibungsmoments etwas stärker beschleunigt.

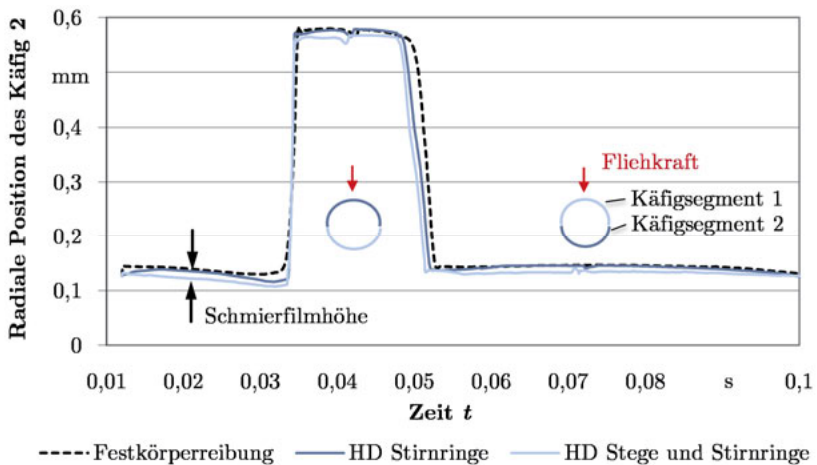


Bild 6.10: Gegenüberstellung der radialen Käfigverlagerung abhängig von der Berechnungsmethode

Die radiale Verlagerung des zweiten Käfigsegments über die Simulationszeit ist in Bild 6.10 abgebildet. Im Bereich zwischen $t = 0,035$ s und $0,055$ s stützt sich das Käfigsegment an dem gegenüberliegenden Käfigsegment ab, bewegt sich vom Außenring weg und nähert sich an den Innenring an. Da das Spiel zwischen Käfig und Innenring wesentlich größer ist, tritt in diesem Bereich, in dem die Zentripetalbeschleunigung das Käfigsegment in Richtung des Innenrings drückt, eine wesentlich größere radiale Verschiebung des Käfigmittelpunkts (siehe Bild 6.11) auf, bis der Spalt zwischen den Enden der Käfigsegmente geschlossen ist. Zudem wird deutlich, dass die größte radiale Verschiebung bei der Berechnung mit Methode I auftritt. Wird die Schmierstoffhydrodynamik im Kontakt zwischen Käfig und Außenring berücksichtigt, baut sich zwischen den beiden Oberflächen ein tragender Schmierfilm auf.

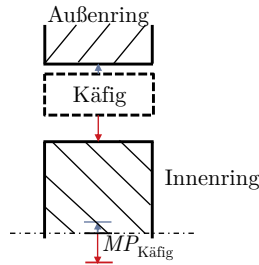


Bild 6.11: Maximale Käfigverlagerung bei Zentripetalbeschleunigung in Richtung des Innen- oder Außenrings

Die Höhe des Schmierfilms schränkt die radiale Verlagerung des Käfigs zum Außenring hin zusätzlich ein. Es zeigt sich, dass die Berücksichtigung der Hydrodynamik sowohl an den Käfigstirnringen als auch an den Käfigstegen zu größeren Schmierfilmhöhen führt. Dies wird auch bei der Betrachtung der Käfigverlagerungsbahn in Bild 6.12 deutlich. Aufgrund der größeren Schmierfilmhöhe bewegt sich der Käfig bei Berücksichtigung der Hydrodynamik in den Stirnring- und Stegkontakten auf der jeweils inneren Umlaufbahn.

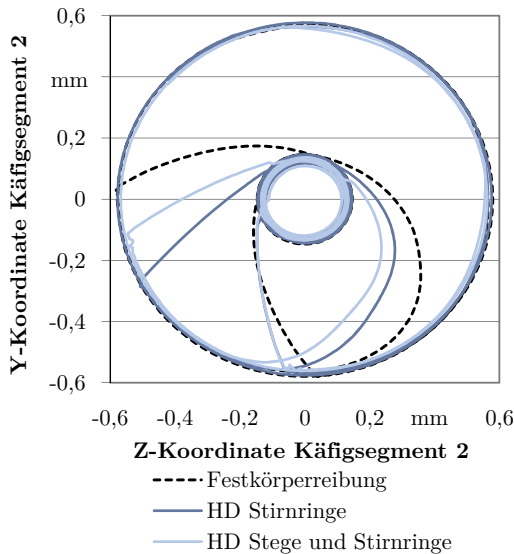


Bild 6.12: Gegenüberstellung der Käfigverlagerungsbahn abhängig von der Berechnungsmethode

Der Dämpfungseffekt des Schmierstoffs wird bei der Betrachtung der Käfigmittelpunktgeschwindigkeiten sichtbar. In Bild 6.13 und Bild 6.14 sind die Käfigmittelpunktgeschwindigkeiten in radialer Richtung und in Umfangsrichtung dargestellt. Beispielsweise wird zu den Zeitpunkten $t = 0,015$ s und $t = 0,09$ s die Käfigmittelpunktgeschwindigkeit aufgrund der etwas stärkeren Dämpfung früher auf das übliche Geschwindigkeitsniveau abgebremst.

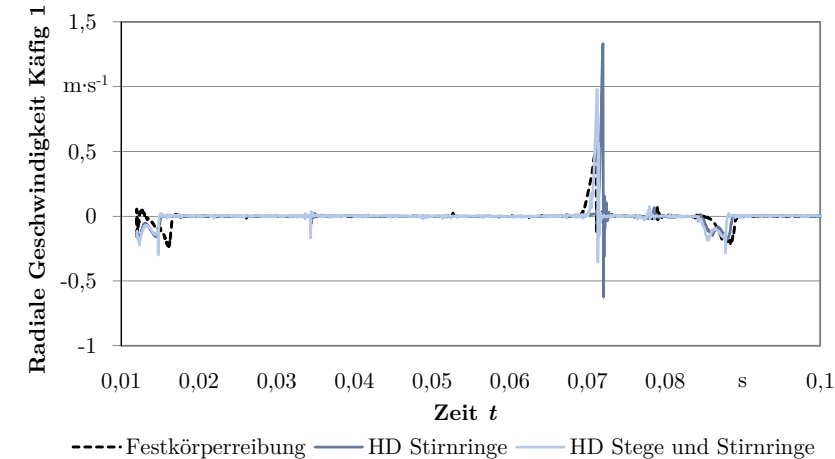


Bild 6.13: Gegenüberstellung der Käfigmittelpunktgeschwindigkeit in radialer Richtung abhängig von der Berechnungsmethode

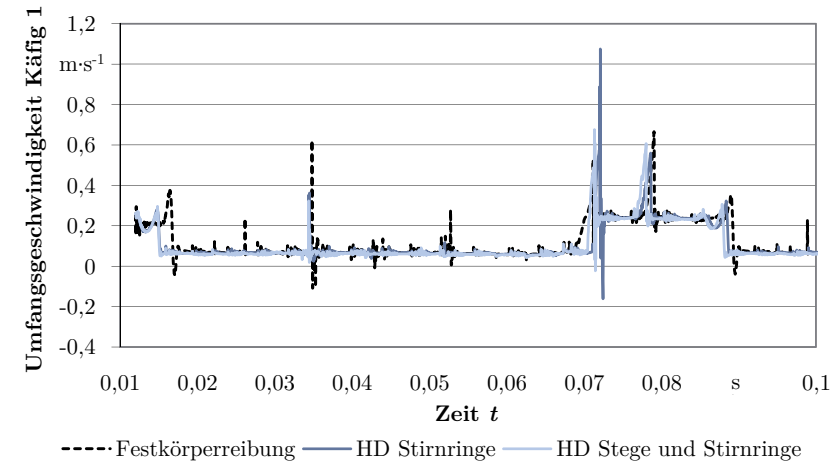


Bild 6.14: Gegenüberstellung der Käfigmittelpunktgeschwindigkeit in Umfangsrichtung abhängig von der Berechnungsmethode

Die Ausschläge bei Berücksichtigung der Hydrodynamik im Kontakt zwischen Käfig und Außenring fallen, vor allem bei der Mittelpunktsgeschwindigkeit in Umfangsrichtung, wesentlich geringer aus als bei der Berechnung mit Methode I. Die höhere Dämpfung im geschmierten Kontakt äußert sich somit wiederum in einer erhöhten Laufruhe des gesamten Lagers. Die veränderte Käfigkinematik kann sich wiederum auf die gesamte Lagerdynamik auswirken.

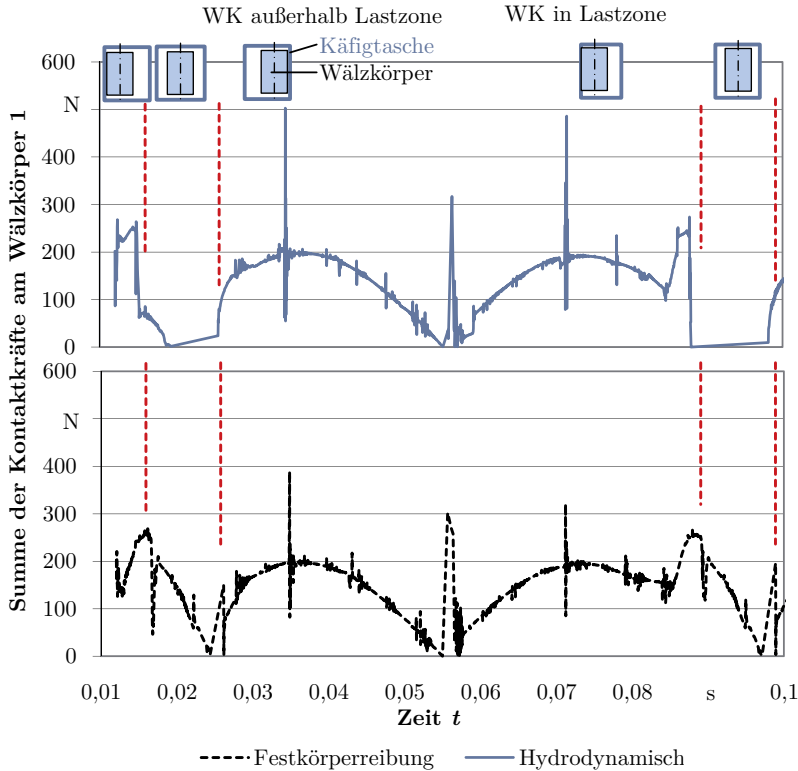


Bild 6.15: Käfigtaschenkräfte zwischen einem Wälzkörper und der Käfigtasche abhängig von der Berechnungsmethode

Der Einfluss der Schmierstoffhydrodynamik in den Käfig/Wälzkörper-Kontakten zeigt sich im Verlauf der in der Käfigtasche auftretenden Kontaktkräfte. In Bild 6.15 ist die Summe der Kontaktkräfte zwischen dem ersten Wälzkörper und der zugehörigen Käfigtasche aufgeführt. Vor allem zu den Zeitpunkten $t = 0,02$ und $t = 0,09$ treten deutliche Unterschiede zwischen der Berechnung mit reinem Festkörperkontakt und der Berechnung mit dem HD-Modell im Käfig/Wälzkörper-Kontakt auf. Da die Zentripetalbeschleunigung aus einer schnelleren Drehbewegung des Lagers auf seiner

Umlaufbahn als die Drehung des Wälzkörpersatzes resultiert, bewegt sich die Lastzone über den Wälzkörper hinweg. Zu Beginn der Simulation liegt der Wälzkörper mittig in der Lastzone und schiebt über die Vorderseite der Käfigtasche den Käfig an (vergleiche Bild 6.16).

Zwischen $t = 0,015$ s und $t = 0,025$ s (rote Markierung) verlässt der Wälzkörper langsam die Lastzone und wandert an die hintere Seite der Käfigtasche, von der er weiter angeschoben wird. Wird in der Kontaktberechnung die Schmierstoffhydrodynamik berücksichtigt, so löst sich der Wälzkörper früher von der vorderen Käfigtasche, da der kleine Schmierfilm zwischen Käfigtasche und Wälzkörper zu einem tragenden Druck führt, der den Wälzkörper vorzeitig von der Käfigtasche trennt. Zudem ist die Annäherung des Wälzkörpers an die Rückseite der Käfigtasche gedämpft und die Kontaktkraft baut sich gleichmäßiger auf, also ohne hohe Kraftanstiege. Der gleiche Effekt tritt auch wieder zwischen $t = 0,9$ s und $t = 0,1$ s auf, sobald der Wälzkörpersatz relativ zur Zentripetalbeschleunigung einmal umgelaufen ist.

Wie in Abschnitt 4.1.2 beschrieben, wird ab einer minimalen Schmierfilmhöhe auf das ursprüngliche CABA3D-Kontaktmodell zurückgegriffen. Dieses basiert auf der Durchdringung der beiden Körper und der Kontaktberechnung mit einer konstanten Reibungszahl. Aus diesem Grund weichen die Kontaktkräfte in Bild 6.15, während sich der Wälzkörper im Kontakt mit den Käfigtaschen befindet, kaum voneinander ab.

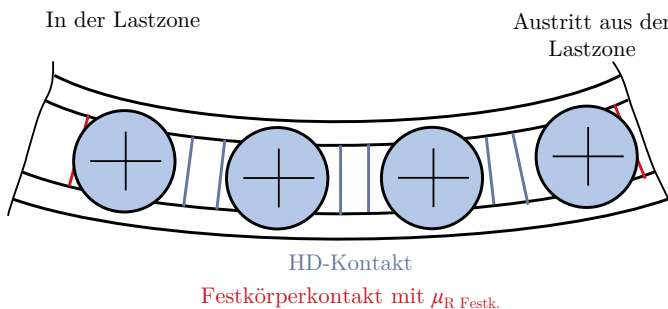


Bild 6.16: Bewegung eines Wälzkörpers innerhalb der Käfigtasche in der Lastzone und beim Verlassen der Lastzone

Der Vergleich der Simulationsergebnisse, berechnet mit Methode I und II, zeigt, dass sich das hydrodynamische Modell in den Käfigkontakten nicht nur auf das Gesamtlagerreibungsmoment auswirkt. Zugleich beeinflusst das geringere Käfigreibungsmoment die Käfigkinematik, die wiederum die gesamte Lagerdynamik beeinflusst. Zudem führt die zusätzliche Schmierstoffdämpfung zu gleichmäßigeren Kraftverläufen und damit zu einer höheren Laufruhe des Wälzlagers.

6.3 Elastischer Käfig des Pleuellagers

Der Einfluss der Käfigelastizität auf die Ergebnisse der Dynamiksimulation wird wiederum anhand des in Abschnitt 6.1 vorgestellten Lagermodells untersucht. Der starre, geteilte Nadelkranzkäfig ist nun elastisch ausgeführt.

Das Käfigmodell wird hierzu beispielsweise im FE-System *Abaqus* für die Integration in die Dynamiksimulation von Wälzlagern vorbereitet. Zunächst erfolgt eine geeignete Partitionierung des Käfigmodells, beispielsweise in der Mitte der Stirnringe oder der Käfigstege (vergleiche Bild 6.17 a). Dadurch werden bei der Vernetzung des Körpers Netzknoten an den Unterteilungen erzeugt, die später als Kontaktknoten verwendet werden können (siehe Abschnitt 5.1). Als Materialparameter sind die Werte für Stahl vorgegeben, da beispielsweise in der Anwendung als Pleuellager häufig Käfige aus vergütetem Stahl eingesetzt werden [135]. Die Materialparameter sind in Tabelle 6.6 aufgeführt.

Tabelle 6.6: Materialparameter des elastischen Käfigs

Materialparameter	Wert
Dichte	7 810 kg/m ³
E-Modul	210 000 MPa
Querdehnzahl	0,3

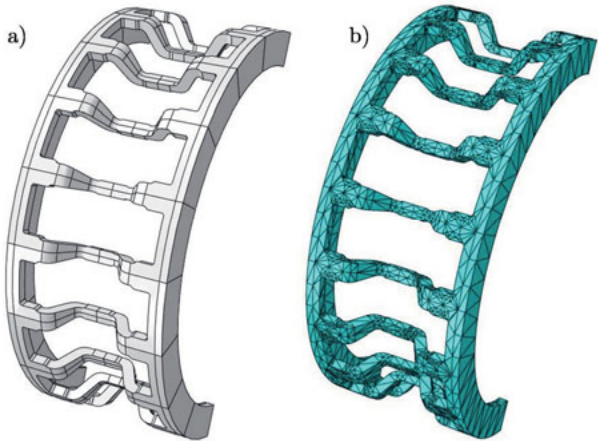


Bild 6.17: Segmentiertes (a) und vernetzes Käfigsegment (b)

Anschließend wird der Käfig mit Tetraedern automatisch vernetzt (siehe Bild 6.17 b). Die so erzeugten Netzknoten können nun beliebig ausgewählt und den sogenannten „Node-Sets“ zugeordnet werden. Zunächst erfolgt die Bestimmung der Kontaktkno-

ten. Hierzu werden in der Reihenfolge der späteren Splineberechnung (vergleiche Abschnitt 5.2) die Kontaktknoten über den Umfang ausgewählt und jeweils ein „Node-Set“ für die rechte und die linke Käfigführungsfläche erzeugt. Anschließend werden weitere „Node-Sets“ für die Kontaktknoten an den Enden der Käfigstege definiert, wie Bild 6.18 rechts zeigt. Dadurch sind die Knotennummern der definierten Kontaktknoten in der Dynamiksimulation von Wälzlagern bekannt und die Kontaktknoten können bei der Kontaktberechnung eindeutig identifiziert werden.

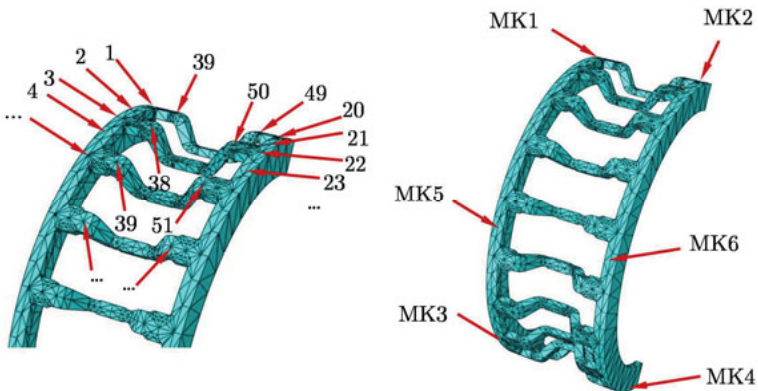


Bild 6.18: Definition der Kontaktknoten und Masterknoten

Zusätzlich werden die Masterknoten ausgewählt, die für die spätere Reduktion des Käfigmodells benötigt werden. Damit später die Käfigverformung anhand der Lage der Masterknoten in der Simulation zu jedem Zeitschritt ausgewertet werden kann, werden sechs Masterknoten, wie in Bild 6.18 rechts dargestellt, an den Käfigenden und in der Käfigmitte definiert.

Abschließend wird das Käfigmodell wie in Abschnitt 5.1 beschrieben reduziert, so dass eine recheneffiziente Integration des elastischen Käfigs in die Dynamiksimulation von Wälzlagern möglich ist.

6.4 Einfluss der Käfigelastizität auf die Lagerdynamik

Zunächst wird der Einfluss des elastischen Käfigs auf die Wälzlagerdynamik betrachtet. Hierzu wird die Hydrodynamik des Schmierstoffs in den Käfigkontakten nicht mit berücksichtigt. Stattdessen wird bei der Kontaktberechnung in den Käfigkontakten wiederum Festkörperreibung mit einer konstanten Reibungszahl angenommen (Berechnungsmethode III). Dadurch kann im Vergleich zur Berechnung mit einem starren Käfigmodell (Methode I) rein der Einfluss der Käfigelastizität auf das Lagerreibungsmoment sowie die Lagerkinematik untersucht werden.

6.4.1 Gesamtlagerreibungsmoment

Zu Beginn wird der Einfluss der Käfigelastizität auf das Gesamtlagerreibungsmoment bei einer Zentripetalbeschleunigung von $3\,000 \cdot g$ näher betrachtet. Bild 6.19 zeigt das normierte Reibungsmoment, berechnet mit einem starren Käfigmodell. Dieses wird mit dem Reibungsmoment unter Berücksichtigung des vollelastischen Käfigmodells verglichen. Die Kontaktberechnung in den Käfigkontakten ist in beiden Berechnungen gleich ausgeführt und es wird reine Festkörperreibung mit einer konstanten Reibungszahl im Kontakt angenommen. Es zeigt sich, dass die Berücksichtigung der Käfigverformung zu einem deutlichen Anstieg des Gesamtlagerreibungsmoments führt. Das Reibungsmoment, nach Berechnungsmethode III, steigt kurzzeitig auf den 1,5-fachen Wert des mittleren Reibungsmoments bei starrem Käfig an. Im Mittel liegt das Reibungsmoment etwa ein Viertel über dem mittleren Gesamtlagerreibungsmoment der Dynamiksimulation nach Berechnungsmethode I.

Der Anstieg des Reibungsmoments resultiert zum einem aus der Aufweitung des Käfigs aufgrund der vorliegenden Käfigdrehzahl. Abhängig von der Käfigrotationsgeschwindigkeit verringert sich das Spiel zwischen Käfigaußendurchmesser und dem Innendurchmesser des Außenrings. Zum anderen verformt sich der Käfig aufgrund der Zentripetalbeschleunigung. Der Käfig wird gegen den Außenring gedrückt und schmiegt sich an die Kontur des Außenrings an. Dadurch tritt ein sich über einen weiteren Umfangsbereich erstreckender Festkörperkontakt zwischen Käfig und Außenring auf und das Reibungsmoment steigt an.

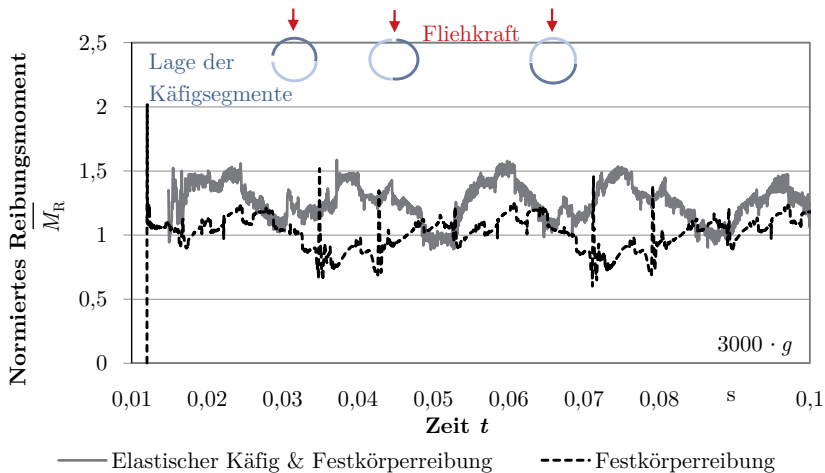


Bild 6.19: Einfluss der Käfigelastizität auf das Gesamtlagerreibungsmoment

Der Einfluss der Zentripetalbeschleunigung auf die Käfigverformung und damit auch auf das Gesamtlagerreibungsmoment ist in Tabelle 6.7, Bild 6.20 und Bild 6.21 dargestellt. Es zeigt sich, dass bei kleinen Zentripetalbeschleunigungen wie beispielsweise $1\,000 \cdot g$ die Käfigelastizität zu einem geringen Anstieg des Gesamtlagerreibungsmoments führt. Bei kleineren Zentripetalbeschleunigungen kann daher die Käfigelastizität in der Regel vernachlässigt werden und wie üblich auf eine Dynamiksimulation mit starrem Käfig zurückgegriffen werden. Bei hohen Zentripetalbeschleunigungen hingegen sollte die Käfigelastizität berücksichtigt werden.

Tabelle 6.7: Einfluss der Zentripetalbeschleunigung auf das Reibungsmoment, berechnet mit starrem und elastischem Käfig

Zentripetalbeschleunigung	Normiertes, mittleres Reibungsmoment bzgl. $M_{R, \text{Methode I, } 1000g}$	
	Festkörperreibung	Elastischer Käfig & Festkörperreibung
$1\,000 \cdot g$	1,00	1,11
$2\,000 \cdot g$	1,65	1,98
$3\,000 \cdot g$	2,34	2,86
$4\,000 \cdot g$	3,32	3,93
$5\,000 \cdot g$	3,95	4,86

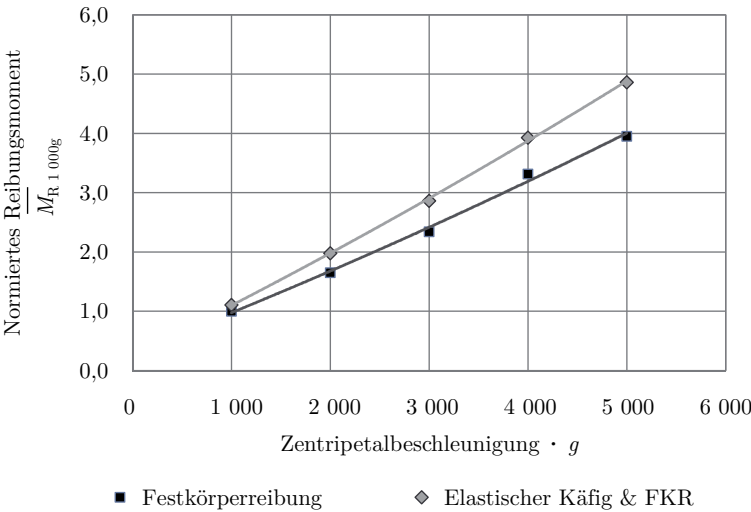


Bild 6.20: Einfluss der Zentripetalbeschleunigung auf das Gesamtlagerreibungsmoment abhängig von der Käfigmodellierung

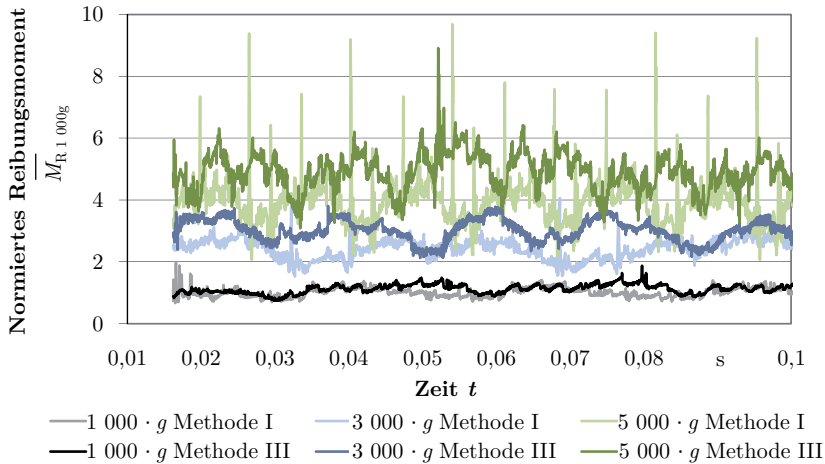


Bild 6.21: Vergleich der Reibungsmomente bei $1\,000 \cdot g$, $3\,000 \cdot g$ und $5\,000 \cdot g$ abhängig von der Käfigmodellierung

Im vorliegenden Beispiel zeigt sich, bedingt durch die Verformung des elastischen Käfigs, ein Reibungsanstieg um 23 % bei einer Zentripetalbeschleunigung von $5\,000 \cdot g$. Wie auch Bild 6.21 veranschaulicht, werden die Abweichungen zwischen der Dynamiksimulation mit starrem Käfig und der Dynamiksimulation mit vollelastischem Käfig mit zunehmender Volumenkraft immer deutlicher. Bei einer Zentripetalbeschleunigung von $1\,000 \cdot g$ sind die Werte für die ermittelten Reibungsmomente noch nahezu gleich. Bei sehr hohen Zentripetalbeschleunigungen wie beispielsweise $5\,000 \cdot g$ ergibt sich ein deutlicher Unterschied zwischen den berechneten Reibungsmomenten. Zudem treten aufgrund der höheren Belastungen höhere Kontaktkräfte auf, die zu höheren Ausschlägen im Reibungsmomentverlauf führen.

6.4.2 Käfigkinematik

Die Käfigkinematik wird ebenfalls durch die Berücksichtigung der Käfigelastizität beeinflusst. Dies wird anhand der Käfigdrehzahl, der Käfigposition oder der Käfiggeschwindigkeit deutlich, indem jeweils die Simulationsergebnisse berechnet mit einem starren Käfig und einem vollelastischen Käfig bei einer Zentripetalbeschleunigung von $3\,000 \cdot g$ verglichen werden.

Die Käfigdrehzahl wird mit der kinematisch korrekten Drehzahl normiert und ist in Bild 6.22 abgebildet. Es zeigt sich, dass die zu beobachtenden Ausschläge bei der Berechnung mit einem elastischen Käfig nach Methode III etwas niedriger ausfallen, als bei der Berechnung mit dem starren Käfig nach Methode I. Zum einen werden bei der Berechnung nach Methode III die beiden Käfigsegmente nach dem Stoß aufgrund

der höheren Käfigreibung schneller abgebremst, zum anderen wird der Stoß aufgrund der Käfigelastizität gedämpft.

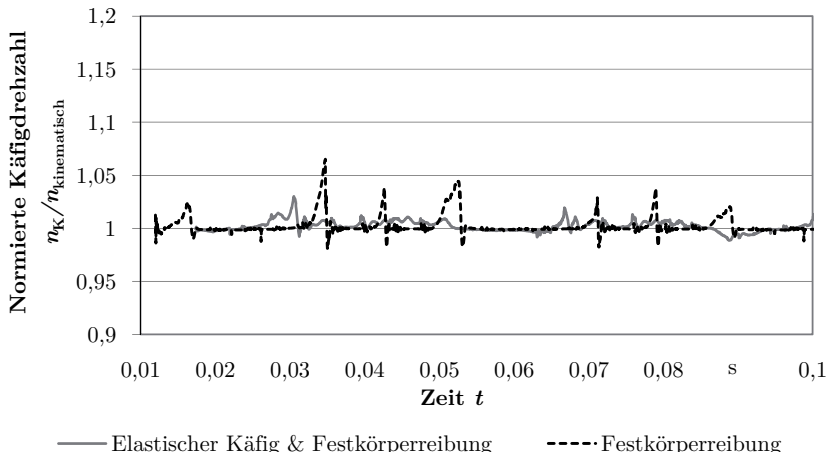


Bild 6.22: Gegenüberstellung der normierten Käfigdrehzahl abhängig von der Käfigmodellierung

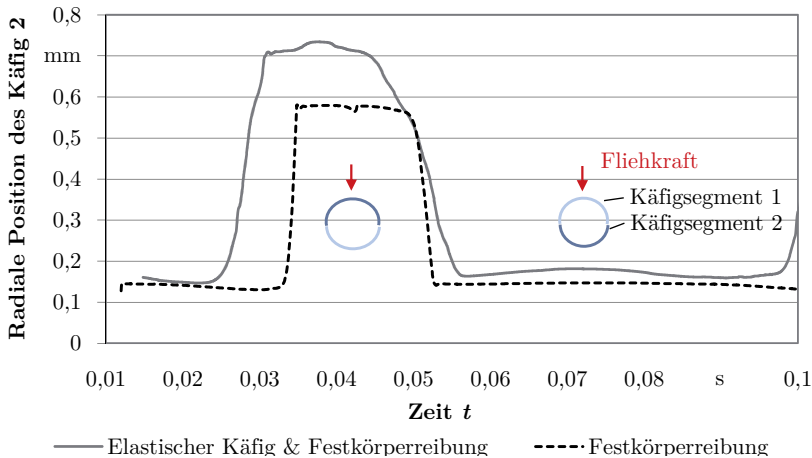


Bild 6.23: Gegenüberstellung der radialen Käfigverlagerung abhängig von der Käfigmodellierung

Betrachtet man die radiale Käfigposition in Bild 6.23 genauer, so zeigt sich dass die Käfigbewegung qualitativ übereinstimmt. Das Käfigsegment verschiebt sich, wie auch in Abschnitt 6.2.2 erläutert, in Richtung der Zentripetalbeschleunigung und wird zunächst gegen das gegenüberliegende Käfigsegment gedrückt und von diesem gestützt.

Im weiteren zeitlichen Verlauf der Simulation ändert sich die Käfigposition und das Käfigsegment wird in Richtung der Volumenkraft gegen den Außenring gedrückt und stützt das gegenüberliegende Käfigsegment ab.

Die absolute radiale Position berechnet mit Methode III unterscheidet sich jedoch beträchtlich von der Käfigposition nach Methode I. Dies verdeutlicht auch die Betrachtung der Käfigverlagerungsbahn in Bild 6.24. Die Abweichung resultiert aus der unterschiedlichen Auswertung der Käfigposition. Im Fall des starren Käfigs bezieht sich die radiale Käfigposition auf den geometrischen Mittelpunkt MP_{starr} . Im Fall des vollelastischen Käfigs, der aus einzelnen Netzknoten besteht, existiert jedoch kein geometrischer Mittelpunkt in der Dynamiksimulation, der für die Auswertung der Käfigposition verwendet werden kann. In diesem Fall wird daher der Massenschwerpunkt $SP_{\text{elast.}}$ herangezogen. Für ein elastisches Käfigsegment entspricht der Schwerpunkt jedoch nicht dem geometrischen Mittelpunkt des starren Käfigsegments (vergleiche Bild 6.25). Aus diesem Grund können die absoluten Werte der radialen Käfigverlagerung nicht ohne weiteres miteinander verglichen werden. Die qualitative Bewegung des elastischen Käfigsegments stimmt aber mit der radialen Position des mit Methode I berechneten starren Käfigsegments überein.

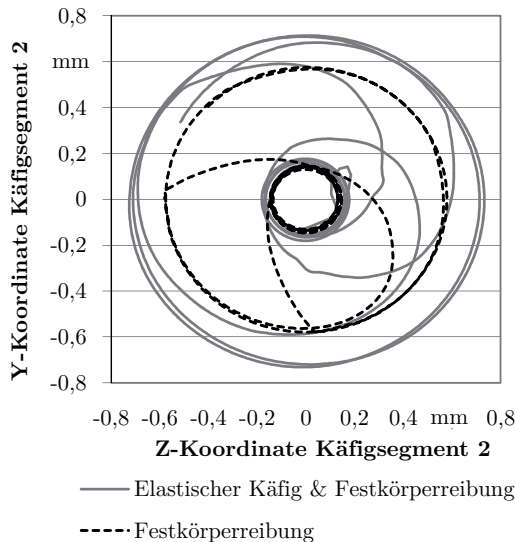


Bild 6.24: Gegenüberstellung der Käfigverlagerungsbahn abhängig von der Käfigmodellierung

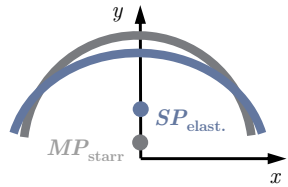


Bild 6.25: Geometrischer Mittelpunkt des starren und Schwerpunkt des elastischen Käftigsegments

Die höhere Dämpfung des elastischen Käftigs, beispielsweise während des Stoßes der beiden Käftigsegmente, wirkt sich auch auf die radiale Käftiggeschwindigkeit aus (siehe Bild 6.26). Die Käftiggeschwindigkeit, berechnet unter Berücksichtigung der Käftigelastizität nach Methode III, weist geringere Maximalwerte als die Ergebnisse der Dynamiksimulation nach Berechnungsmethode I auf.

Es wird somit deutlich, dass sich die Berücksichtigung der Käftigelastizität nicht nur auf das Gesamtlagerreibungsmoment, sondern auch deutlich auf die Käftigkinematik auswirkt. Die Verformung des Käftigs, die wiederum abhängig von den Käftigkontaktkräften ist, mindert den Einfluss der Kontaktkräfte auf das dynamische Verhalten des Käftigs. Kontaktstöße werden durch die Einfeldung des Käftigs gedämpft. Die Käftigelastizität begünstigt demnach das kinematische Verhalten des Käftigs und führt zu einer höheren Laufruhe des Lagers.

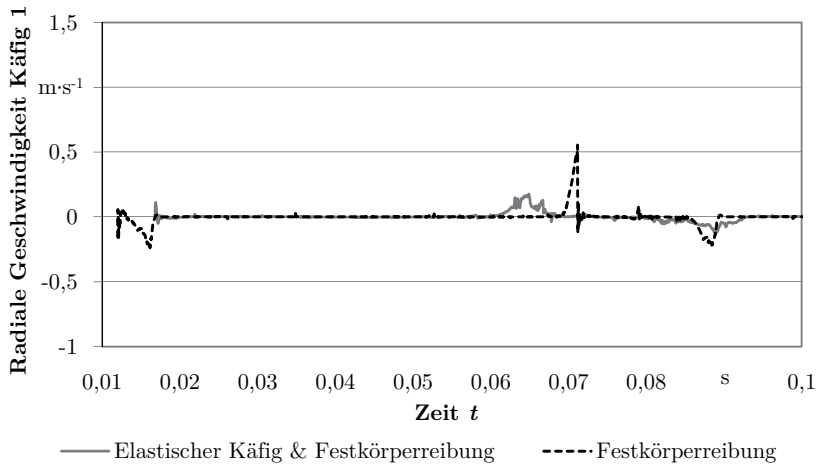


Bild 6.26: Gegenüberstellung der radialen Käftiggeschwindigkeit, abhängig von der Käftigmodellierung

6.4.3 Käfigverformung

Die Verformung des elastischen Käfigs resultiert hauptsächlich aus der Zentripetalbeschleunigung. Zur Bestimmung der Käfigverformung kann beispielsweise die Position der Masterknoten ausgewertet werden. Wie vorher beschrieben befinden sich jeweils zwei Masterknoten an den Enden des Käfigsegments und zwei Masterknoten in der Mitte des Käfigsegments (siehe Bild 6.18). Die Änderung der Masterknotenposition gibt somit Aufschluss über die Käfigverformung.

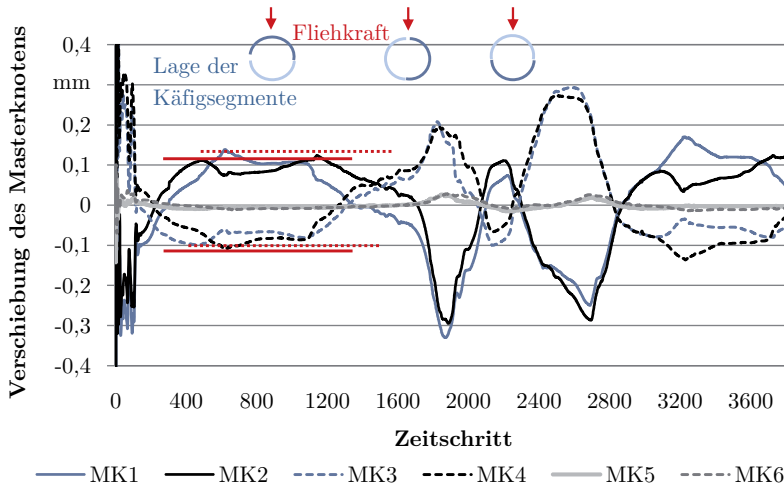


Bild 6.27: Verformung des Käfigs anhand der Verschiebung der Masterknoten

Bild 6.27 stellt die Verschiebung der Masterknoten aufgrund der Käfigverformung über die berechneten Zeitschritte der Simulation dar. Zunächst wird deutlich, dass sich das Käfigsegment symmetrisch verformt. Die Masterknoten, die sich an den gleichen Käfigenden befinden, zeigen ein ähnliches Verschiebungsverhalten. Die Masterknoten in der Käfigmitte, MK5 und MK6, sind kaum verschoben, so dass deutlich wird, dass sich die Käfigverformung hauptsächlich auf die Käfigenden auswirkt. Nach der kurzen Einschwingphase erfahren MK1 und MK2 eine positive Verschiebung aufgrund der Zentripetalbeschleunigung.

Die gegenüberliegenden Masterknoten MK3 und MK4 sind hingegen negativ ausgelenkt. Zu diesen Zeitschritten wirkt die Wirkrichtung der Zentripetalbeschleunigung in Richtung der Käfigmitte (vergleiche Bild 6.28 a). Hierbei werden die Käfigenden auseinander gedrückt, so dass eine positive und eine negative Verformung auftritt. Die Verformung des Käfigsegments wird jedoch durch das maximale Spiel zwischen dem Käfig und dem Außenring begrenzt. Das maximale Spiel beträgt im vorliegenden Beispiel 0,1157 mm. Dieser Bereich wird in Bild 6.27 in etwa durch die rote Markie-

rung begrenzt. Es wird deutlich, dass dieser Verformungsbereich von den jeweils gegenüberliegenden Masterknoten nicht überschritten wird.

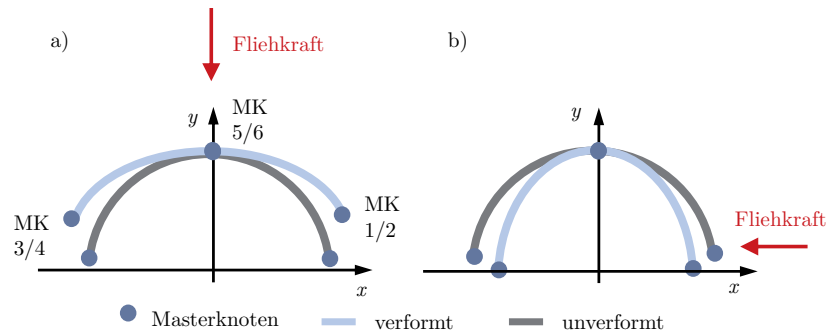


Bild 6.28: Verformung des Käfigs abhängig von der Richtung der Fliehkraft

Im weiteren Verlauf der Berechnung nimmt die Verschiebung der Masterknoten wieder ab (vergleiche Bild 6.27 ab Zeitschritt 1200), sie durchlaufen einen Bereich in dem keine Verformung vorhanden ist und werden schließlich in die entgegengesetzte Verformungsrichtung weiter ausgelenkt. Zu diesen Zeitschritten wirkt die Volumenkraft senkrecht auf die Käfigenden ein. Wie in Bild 6.28 b dargestellt, bewegen sich die Enden der Käfigsegmente hierdurch aufeinander zu. Da die Verformung des Käfigs in Richtung des Innenrings nicht eingeschränkt ist, bewegen sich die Käfigenden aufgrund der Zentripetalbeschleunigung wesentlich weiter zusammen und es werden erheblich größere Verschiebungen an den Masterknoten ermittelt.

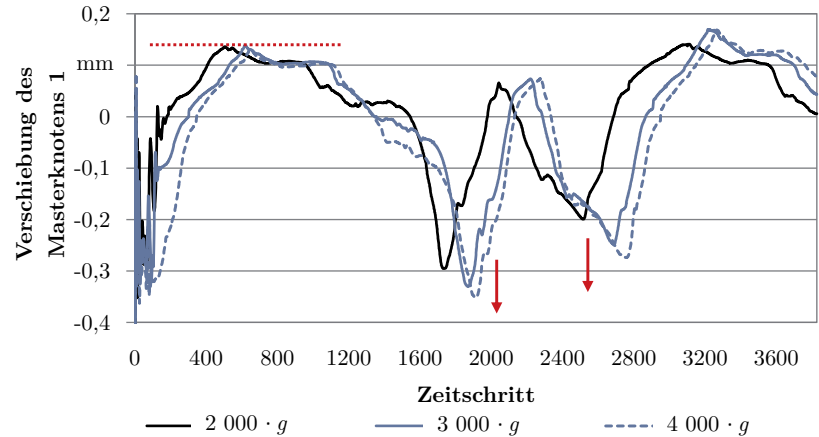


Bild 6.29: Verschiebung des Masterknotens 1 bei 2 000 · g, 3 000 · g und 4 000 · g Zentripetalbeschleunigung

Die Käfigverformung hängt nicht nur von der Lage der Fliehkraft zur Käfiggeometrie, sondern auch von der Höhe der Zentripetalbeschleunigung ab. Bild 6.29 stellt den Einfluss der Zentripetalbeschleunigung auf die Käfigverformung dar. Zunächst verschiebt sich der Masterknoten 1 aufgrund der Käfigaufweitung. Da die Verschiebung durch das maximale Spiel zwischen Käfig und Außenring begrenzt ist, wird diese unabhängig von der Höhe der Volumenkraft nicht überschritten. Wird das Käfigsegment jedoch an den Käfigenden ungehindert zusammengedrückt, so zeigt sich, dass die Verschiebung des Masterknotens (vergleiche die Verschiebung bei den roten Pfeilen) mit steigender Zentripetalbeschleunigung zunimmt.

Zusätzlich geben die modalen Koordinaten (siehe Bild 6.30) des elastischen Käfigsegments der Dynamiksimulation Aufschluss darüber, woraus die Verformung des Käfigs resultiert. Die modalen Koordinaten setzen sich aus der Anzahl der in der Reduktion berücksichtigten Moden M (20) und der Anzahl der Masterknoten (6 MK) mit jeweils 3 Freiheitsgraden zusammen. Die sechs Starrkörperverschiebungen SKV des elastischen Käfigs werden nicht berücksichtigt. Somit werden 32 modale Koordinaten in Bild 6.30 ausgewertet.

$$\text{Anzahl modale Koordinaten} = M + 3 \cdot MK - SKV = 20 + 3 \cdot 6 - 6 = 32 \quad 6.2$$

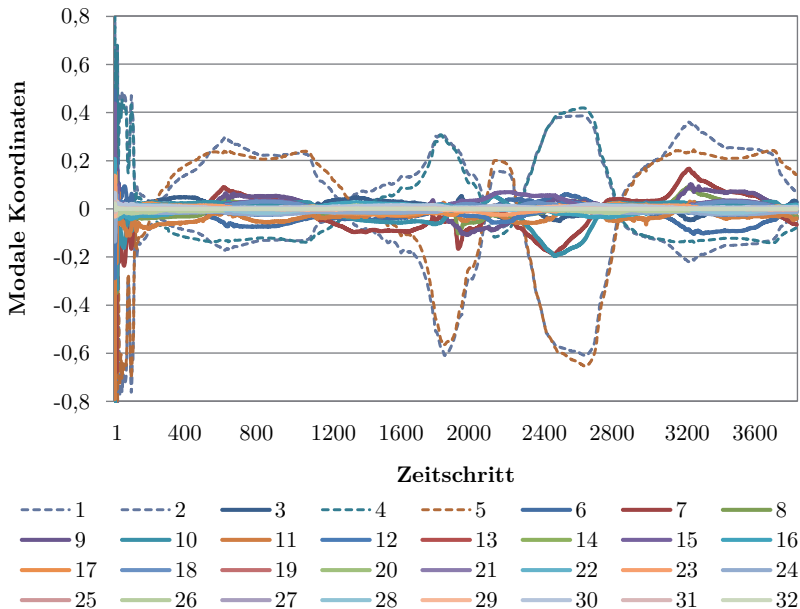


Bild 6.30: Modale Koordinaten eines Käfigsegments

Es zeigt sich, dass wiederum die Verschiebungen der Masterknoten an den Käfigenden, die in Bild 6.30 gestrichelt dargestellt sind, gegenüber den übrigen modalen Koordinaten die dominierende Käfigverformung darstellen. Hier findet sich der gleiche Verlauf wie in Bild 6.27 wieder. Die Eigenschwingungen des Käfigs werden während der Simulation nur in geringem Maße angeregt. Es wird somit deutlich, dass die Verformung des Käfigs hauptsächlich durch die Richtung der Zentripetalbeschleunigung zum Käfigsegment bestimmt wird.

Der Vergleich der mit Methode I und III berechneten Simulationsergebnisse zeigt, dass die Berücksichtigung der Käfigelastizität zu einem deutlichen Anstieg des Gesamtlagerreibungsmoments bei hohen Zentripetalbeschleunigungen führt. Das höhere Käfigreibungsmoment und die Käfigelastizität wirken sich dämpfend auf die Käfigkinematik aus. Zudem zeigt sich, dass die Käfigverformung vor allem durch die Richtung der Volumenkraft beeinflusst wird. Die Käfigverformung sollte daher in der Dynamiksimulation von Lageranwendungen berücksichtigt werden, die hohen Zentripetalbeschleunigungen ausgesetzt sind.

6.5 Einfluss der Elastohydrodynamik auf die Lagerdynamik

Zusätzlich zur Käfigelastizität wird nun die Schmierstoffhydrodynamik im Kontakt zwischen Käfig und Außenring berücksichtigt. Die Schmierstoffhydrodynamik und die Käfigverformung beeinflussen sich gegenseitig, wie in Abschnitt 5.2 beschrieben. Es liegt somit eine elastohydrodynamische Kontaktberechnung nach Methode IV vor. Die Ergebnisse der elastohydrodynamischen Berechnung im Kontakt zwischen Käfig und Außenring werden nachfolgend mit Ergebnissen der Berechnung mit einem elastischen Käfig und Berücksichtigung der Festkörperreibung anhand einer konstanten Reibungszahl in den Käfigkontakten (Methode III) verglichen. Somit zeigt sich der reine Einfluss der Schmierstoffhydrodynamik auf den elastischen Käfig und das Gesamtlagerreibungsmoment.

6.5.1 Gesamtlagerreibungsmoment

Im Folgenden wird der Einfluss der elastohydrodynamischen Kontaktberechnung auf das Gesamtlagerreibungsmoment bei einer Zentripetalbeschleunigung von $3\,000 \cdot g$ näher betrachtet. In Bild 6.31 ist das Reibungsmoment, berechnet nach Methode III, abgebildet. Diesem wird das Reibungsmoment nach Berechnungsmethode IV gegenübergestellt. Die Berechnung der übrigen Kontakte erfolgt in beiden Berechnungsvarianten gleich. Die Reibungsmomente sind wiederum auf das mittlere Reibungsmoment der ursprünglichen CABA3D-Berechnung, unter Nutzung der Methode I, normiert.

Es zeigt sich, dass der deutliche Anstieg des Gesamtlagerreibungsmomentes nach Methode III (vergleiche Abschnitt 6.4.1) durch die Berücksichtigung der Hydro-

dynamik nahezu aufgehoben wird. Das mittlere Reibungsmoment der Berechnung mit elastohydrodynamischem Käfig/Außenring-Kontakt beträgt etwa 53 % der Dynamiksimulation nach Methode I.

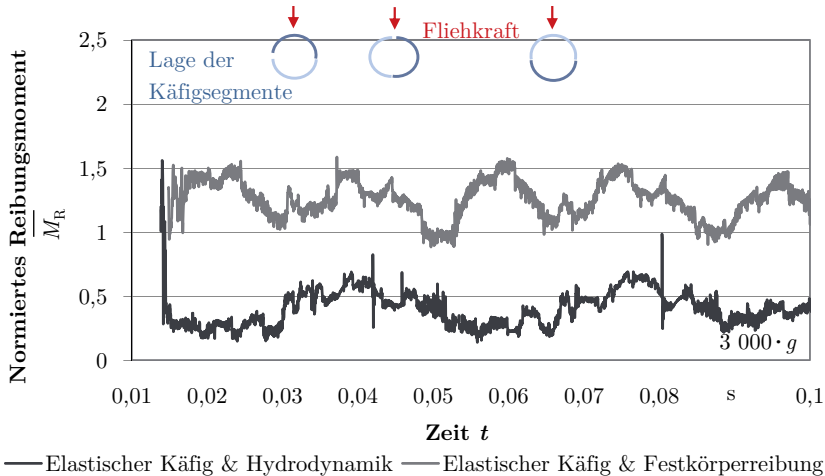


Bild 6.31: Einfluss der Schmierstoffhydrodynamik auf das Gesamtlagerreibungsmoment mit elastischen Käfigsegmenten

Wie in Abschnitt 6.4.1 beschrieben, resultiert der Anstieg der Reibung bei der Berechnung mit Methode III vor allem aus der Verformung des Käfigs, der sich an die Kontur des Außenrings anschmiegt. Dadurch tritt ein größerer Festkörperkontaktbereich zwischen elastischem Käfig und starrem Außenring auf. Wie Bild 5.11 zudem zeigt, bedingt die Käfigverformung wiederum einen geringeren Schmierfilmdruck und damit eine geringere Viskosität im elastohydrodynamischen Kontakt, der zu geringeren Schubspannungen (vergleiche Gleichung 4.4) und damit zu einem deutlich geringeren Reibungsmoment als bei der Berechnung mit Methode III führt.

Die Auswirkungen der Zentripetalbeschleunigung auf die elastohydrodynamische Reibungsberechnung und damit auch auf das Gesamtlagerreibungsmoment sind in Tabelle 6.8, Bild 6.32 und Bild 6.33 dargestellt. Es zeigt sich, dass die Schmierstoffhydrodynamik, wie auch in Abschnitt 6.2.1 unter Verwendung eines starren Käfigmodells ausgeführt, zu einer deutlichen Reduzierung des Lagerreibungsmoments führt. Die Reduzierung bezüglich des jeweiligen Reibungsmoments berechnet mit Methode III tritt unabhängig von der Höhe der Zentripetalbeschleunigung auf und liegt zwischen 52 % und 57 %.

Im vorliegenden Beispiel zeigt sich bei $3\,000 \cdot g$ Zentripetalbeschleunigung und Berücksichtigung der Elastohydrodynamik in etwa das gleiche Reibungsmoment wie

bei der Berechnung mit Methode III bei lediglich $1\,000 \cdot g$. Mit zunehmender Volumenkraft werden zum einen die absoluten Abweichungen immer deutlicher, zum anderen nehmen Reibungsschwankungen und Ausschläge aufgrund der höheren Kontaktkräfte zu.

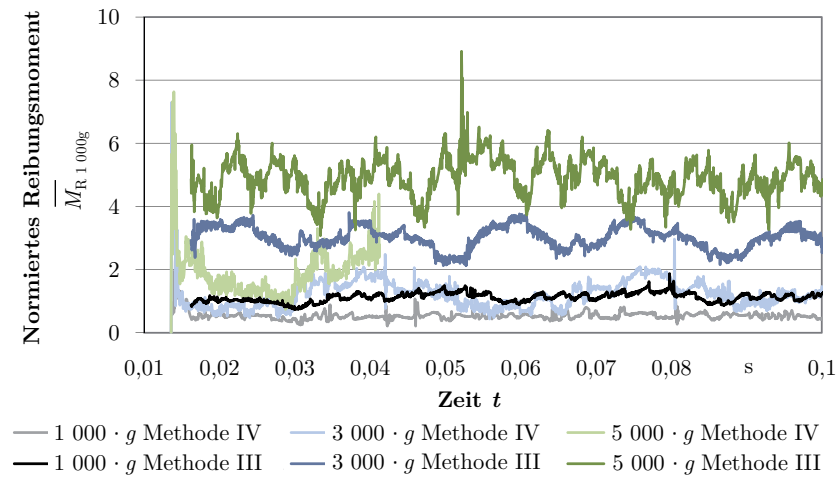


Bild 6.32: Einfluss der Zentripetalbeschleunigung von $1\,000 \cdot g$, $3\,000 \cdot g$ und $5\,000 \cdot g$ auf das Lagerreibungsmoment abhängig von der Kontaktberechnung

Tabelle 6.8: Einfluss der Zentripetalbeschleunigung auf das Reibungsmoment berechnet nach Berechnungsmethode III bzw. Methode IV

Zentripetalbeschleunigung	Normiertes Reibungsmoment bzgl. $\overline{M_R}$, Methode I, 1000g	
	Elastischer Käfig & FKR	Elastohydrodynamisch
$1\,000 \cdot g$	1,11	0,53
$2\,000 \cdot g$	1,98	0,86
$3\,000 \cdot g$	2,86	1,26
$4\,000 \cdot g$	3,93	1,86
$5\,000 \cdot g$	4,86	2,42

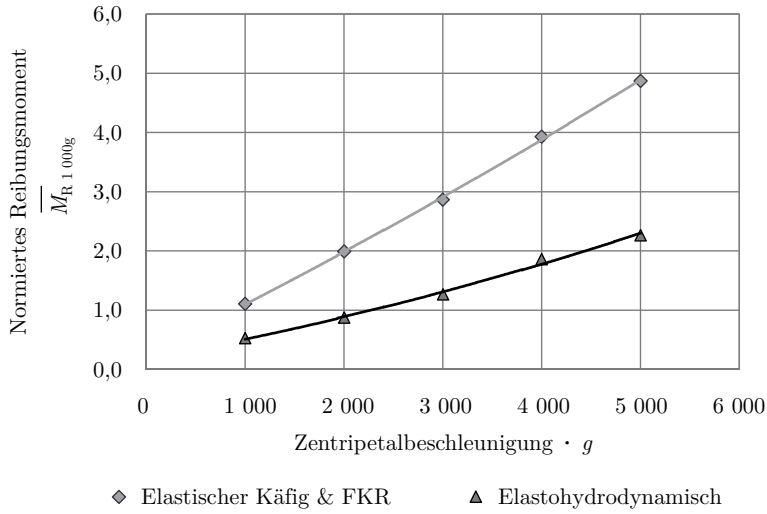


Bild 6.33: Einfluss der Zentripetalbeschleunigung auf das Reibungsmoment abhängig von der Kontaktberechnung

6.5.2 Käfigkinematik

Die Berücksichtigung der Elastohydrodynamik im Kontakt zwischen Käfig und Außenring wirkt sich auf die Position des Käfigs aus. Im Vergleich zur Berechnung mit Methode III stellt sich eine weniger radial ausgelenkte Käfigposition ein (vergleiche Bild 6.34 und Bild 6.35).

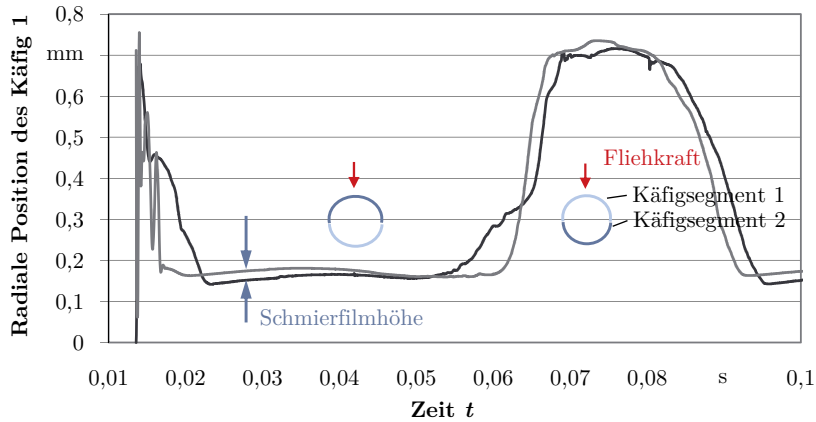
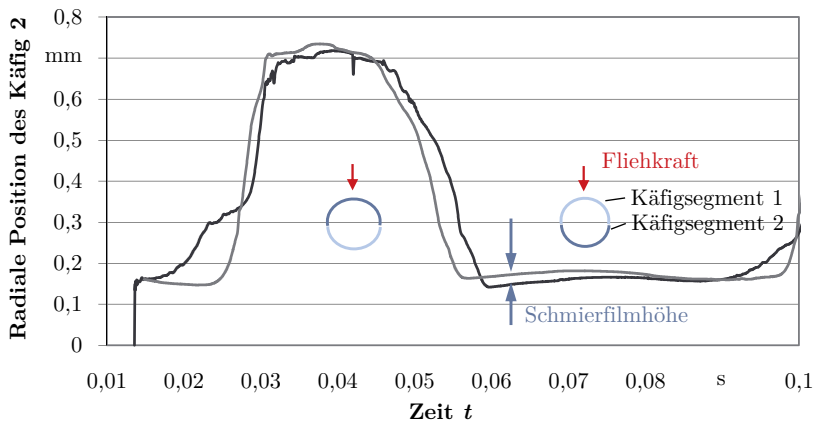


Bild 6.34: Radiale Position des Käfigsegments 1

Der Unterschied zwischen den beiden Käfigpositionen resultiert aus der elastohydrodynamischen Schmierfilmhöhe. Dies wird vor allem deutlich, wenn sich das Käfigsegment am Außenring beziehungsweise an dem gegenüberliegenden Käfigsegment (bei $t = 0,03$ oder $0,07$ s) abstützt.

Die maximale Schmierfilmhöhe, die bei einer Zentripetalbeschleunigung von $3\,000 \cdot g$ zwischen dem elastischen Käfig und der Führungsfläche des Außenrings auftritt, beträgt etwa $24\,\mu\text{m}$. Zudem zeigt sich, dass sich das Käfigsegment aufgrund der elastohydrodynamischen Tragkraft früher vom Außenring löst und sich in Richtung der Lagermitte verschiebt. Dies wird beispielsweise bei $t = 0,02$ s oder $0,06$ s deutlich.



—Elastischer Käfig & Hydrodynamik —Elastischer Käfig & Festkörperreibung

Bild 6.35: Radiale Position des Käfigsegments 2

Der nach Berechnungsmethode III berechnete Käfig, siehe Bild 6.36, bewegt sich somit auch auf einer etwas größeren Umlaufbahn, da eine Durchdringung zwischen Käfig und Außenring auftritt. Die vorhandene Schmierfilmhöhe zwischen elastischem Käfig und Außenring bei Berücksichtigung der Schmierstoffhydrodynamik (Methode IV) bedingt eine kleinere Umlaufbahn.

Bild 6.37 zeigt, dass die Drehzahl des Käfigs kaum von der Art der Kontaktberechnung beeinflusst wird. Die Kopplung der Käfigelastizität mit der Hydrodynamikberechnung scheint zu einem etwas dynamischeren Käfigverhalten zu führen. Dies kann wahrscheinlich auf die ständige Wechselwirkung zwischen Käfigverformung und Schmierfilmdruck zurückgeführt werden. Sobald der Käfig sich verformt, wirkt die Hydrodynamik der Käfigverformung entgegen und es stellt sich eine neue Verformung ein, die wiederum den Schmierfilmdruck ändert.

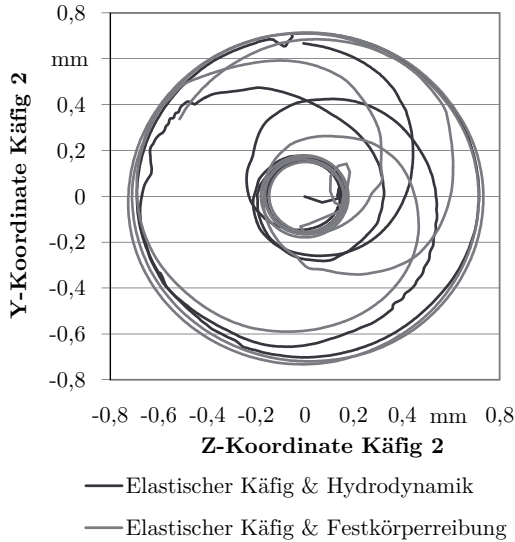


Bild 6.36: Verlagerungsbahn des elastischen Käfigsegments 2 abhängig von der Berücksichtigung der Schmierstoffhydrodynamik

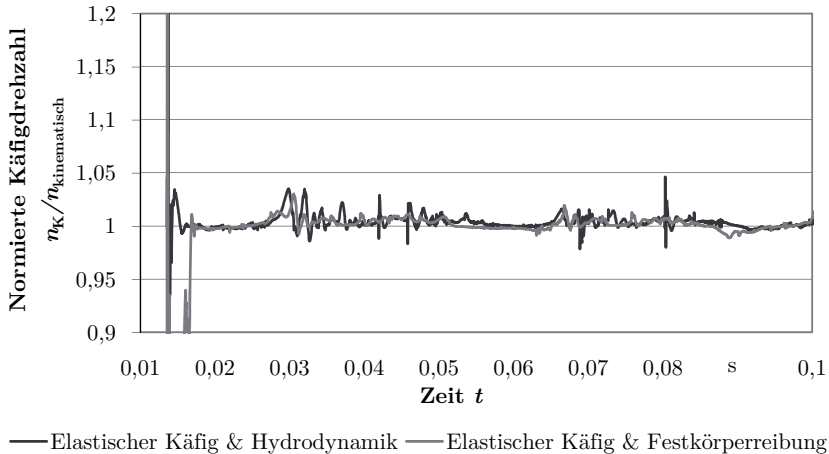


Bild 6.37: Normierte Käfigdrehzahl des elastischen Käfigsegments 1 abhängig von der Berücksichtigung der Schmierstoffhydrodynamik

Die Wechselwirkung zwischen Käfigverformung und Schmierfilmdruck beeinflusst ebenso auch die radiale Käfiggeschwindigkeit sowie die Umfangsgeschwindigkeit (siehe Bild 6.38 und Bild 6.39) und führt zu einem unruhigeren Käfigverhalten.

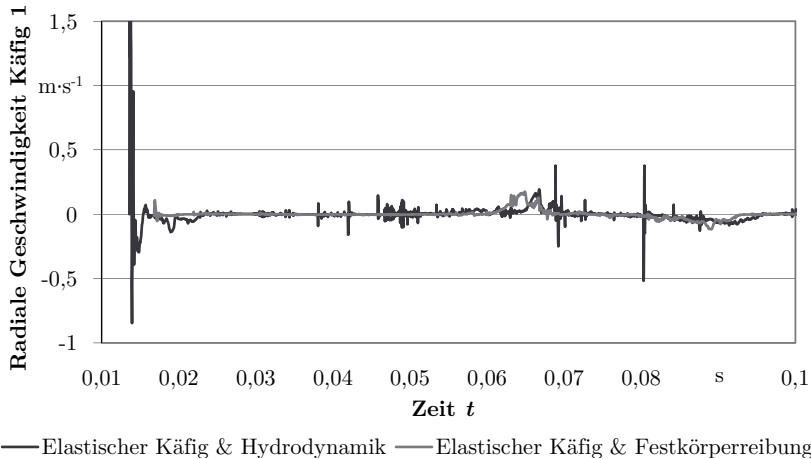


Bild 6.38: Vergleich der radialen Geschwindigkeit des elastischen Käfigsegments 1 abhängig von der Kontaktberechnung

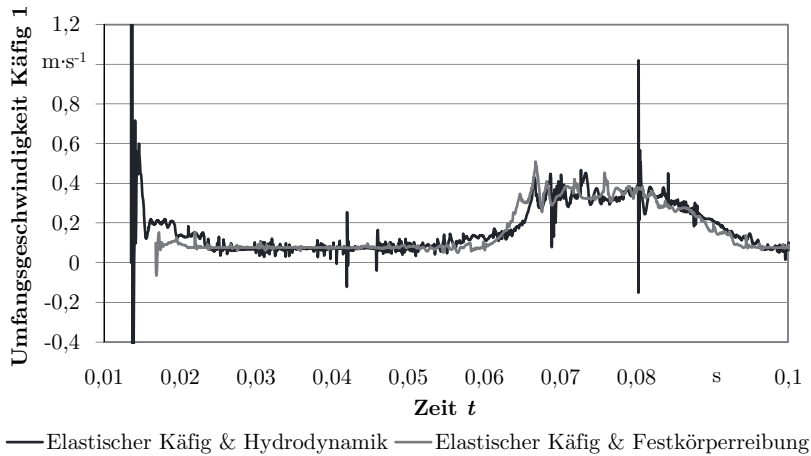


Bild 6.39: Vergleich der Umfangsgeschwindigkeit des elastischen Käfigsegments 1 abhängig von der Kontaktberechnung

6.5.3 Käfigverformung

Die elastohydrodynamische Berechnung nach Methode IV beeinflusst die Käfigverformung nur in geringem Maße. Die Käfigverformung resultiert vor allem, wie in Abschnitt 6.4.3 beschrieben, aus der Lage des Käfigsegments zur Volumenkraft. Bild 6.40 bis Bild 6.42 zeigen die Verschiebung der Masterknoten 1, 3 und 5 im Vergleich zur Kontaktberechnung mit Methode III.

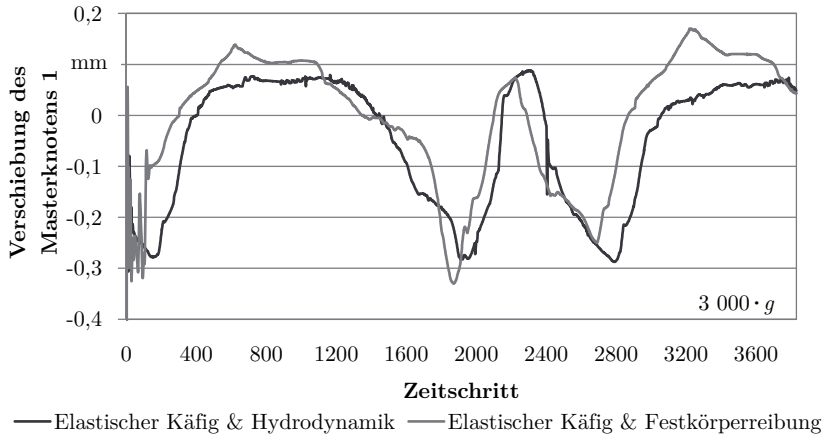


Bild 6.40: Verschiebung des Masterknotens 1

Es wird deutlich, dass sich eine ähnliche Verschiebung der Masterknotenposition über die Anzahl der Simulationsschritte in beiden Berechnungsmodellen einstellt. Der vorhandene Schmierfilmdruck beeinflusst somit die Verformung des Käfigs deutlich geringer als die Zentripetalbeschleunigung.

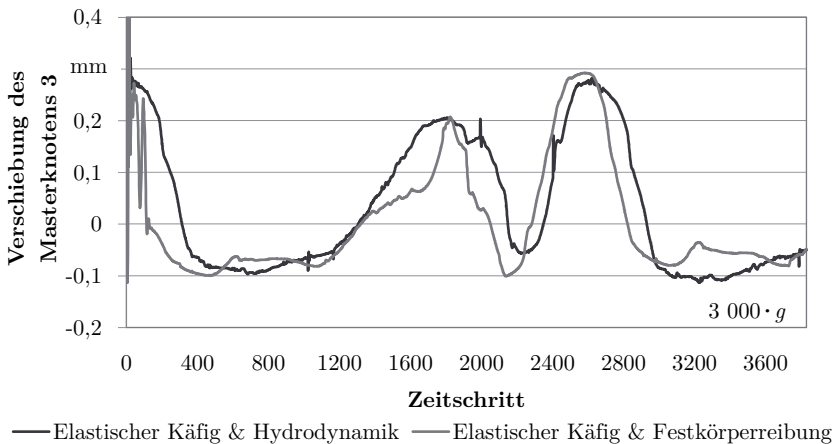


Bild 6.41: Verschiebung des Masterknotens 3

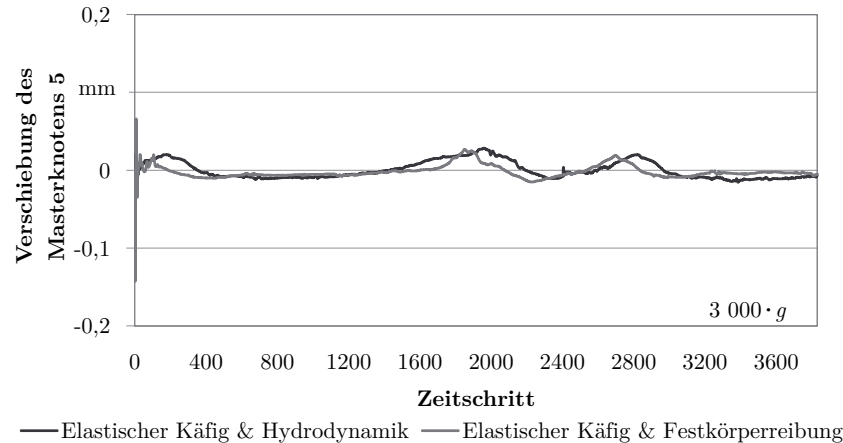


Bild 6.42: Verschiebung des Masterknotens 5

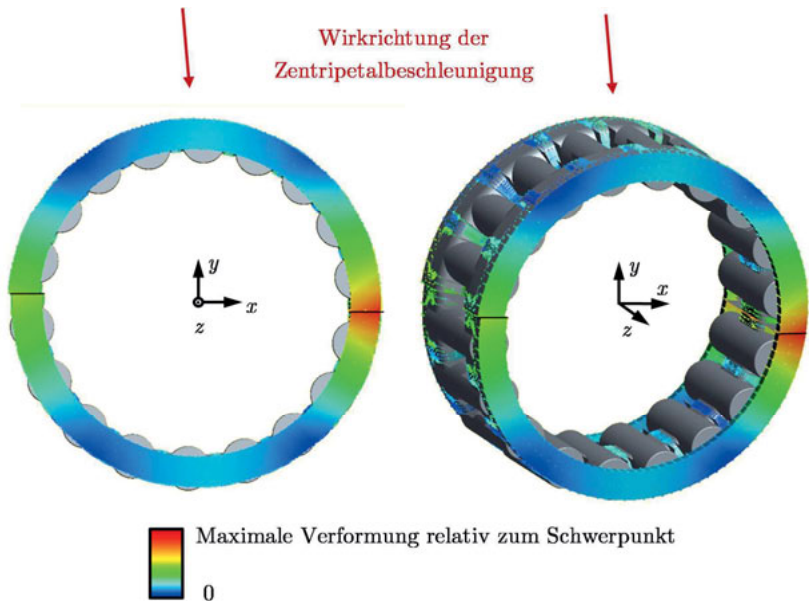


Bild 6.43: Verformung der Käfigsegmente bei $3\,000 \cdot g$ Zentripetalbeschleunigung zum Zeitpunkt $t = 0,03415 \text{ s}$

Bild 6.43 stellt die Verformung des Käfigs zum Simulationszeitpunkt $t = 0,03415 \text{ s}$ dar. Zur besseren Übersichtlichkeit sind sowohl Innen- als auch Außenring des Lagers

ausgeblendet. Abhängig von der verformten Lage der Käfigknoten relativ zum Schwerpunkt werden stark verformte Bereiche des Käfigs rot und gering verschobene Käfigknoten blau dargestellt. Es wird deutlich, dass die größte Verformung an den Käfigenden auftritt. Die Zentripetalbeschleunigung wirkt in der Simulation etwa senkrecht auf das Käfigsegment ein. Dadurch bewegen sich die Käfigenden auseinander (vergleiche Bild 6.28 a). Abhängig von der Lage der Käfigsegmente zur Richtung der Volumenkraft wird eine der beiden Kontaktstellen an den Käfigenden etwas höher belastet oder es tritt im weiteren Verlauf, wie in Abschnitt 4.2.2 beschrieben, ein kleiner Spalt zwischen den Käfigenden auf.

Der Vergleich der mit Methode III und IV berechneten Simulationsergebnisse zeigt, dass die Berücksichtigung der Schmierstoffhydrodynamik dem hohen Reibungsanstieg aufgrund der Käfigverformung entgegenwirkt. Die Wechselwirkung zwischen Schmierfilmdruck und Käfigverformung beeinflusst die Käfigkinematik und führt zu einem dynamischen Käfigverhalten. Die Käfigverformung resultiert vor allem aus der Zentripetalbeschleunigung. Der Schmierfilmdruck verformt das Käfigsegment nur in geringem Maße. Die elastohydrodynamische Kontaktberechnung nach Methode IV sollte daher in der Wälzlagerdynamiksimulation, für Anwendungen die Zentripetalbeschleunigungen ausgesetzt sind, berücksichtigt werden.

6.6 Diskussion der Berechnungsmethoden

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden unterschiedliche Berechnungsmethoden I bis IV (vergleiche Tabelle 6.1) zur Berücksichtigung der Schmierstoffhydrodynamik und der Käfigelastizität in der Wälzlagerdynamiksimulation vorgestellt. Diese unterscheiden sich sowohl in ihrer Recheneffizienz als auch in ihrer Genauigkeit und Eignung zur Dynamikberechnung von Wälzlagern, die hohe Käfigkontaktkräfte aufweisen, beispielsweise durch eine hohe Zentripetalbeschleunigung.

Bild 6.44 fasst die wichtigsten Berechnungsergebnisse aus den vorherigen Abschnitten (Tabelle 6.5, Tabelle 6.7 und Tabelle 6.8) zusammen. Es zeigt sich, dass die Käfigelastizität bei kleinen Zentripetalbeschleunigungen wie beispielsweise $1\,000 \cdot g$ unter Umständen noch unberücksichtigt bleiben kann. Daher ist es möglich, im Hinblick auf die Recheneffizienz wie üblich auf eine Wälzlagerdynamiksimulation mit einem starren Käfigmodell zurückzugreifen (Berechnungsmethode I). Wirkt auf den Käfig jedoch aufgrund erhöhter Zentripetalbeschleunigung eine hohe Volumenkraft ein, sollte die Käfigelastizität Berücksichtigung finden. Bei der Integration des elastischen Käfigs ist sowohl auf eine angemessene Anzahl an Moden bei der Reduktion des Käfigs als auch auf eine geeignete Lage und Anzahl der Kontaktknoten zu achten (vergleiche Abschnitt 5.3.2).

Insofern ausreichend Schmierstoff in den Käfigkontakten des Lagers zur Verfügung steht, ist die Schmierstoffhydrodynamik in der Kontaktberechnung zu berücksich-

tigen. Bereits bei geringen Volumenkräften, die auf dem Käfig lasten, wirkt sich die Hydrodynamik stark auf die Höhe des Käfigreibungsmoments (vergleiche Methode II) und damit auch auf die gesamte Lagerdynamik in der Wälzlagerdynamiksimulation aus. Der Aufbau des tragenden Schmierfilms im Kontakt zwischen Käfig und Außenring kann beispielsweise konstruktiv über die Breite der Stirnringe und die Ausführung der Stege (vergleiche Abschnitt 4.2.1) beeinflusst werden.

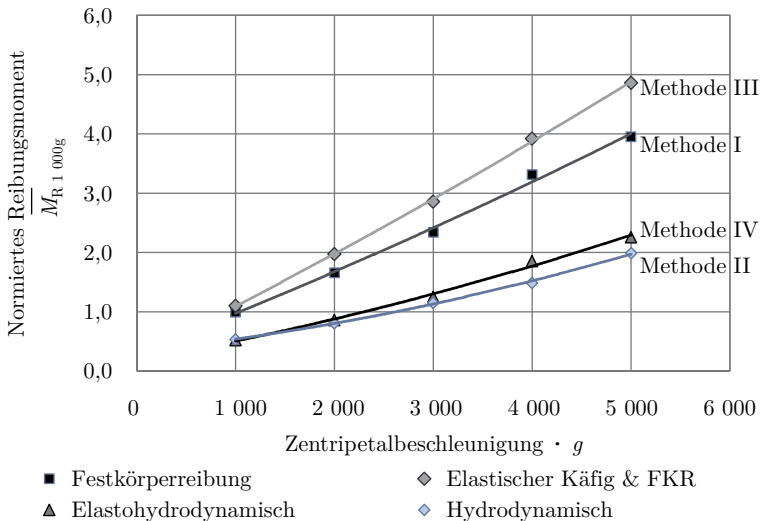


Bild 6.44: Einfluss der Kontaktberechnung und der Zentripetalbeschleunigung auf das Gesamtlagerreibungsmoment

Das Lagerreibungsmoment, berechnet mit Methode IV, berücksichtigt die Elasto-hydrodynamik in den Käfigkontakten. Die Abweichung zwischen dem Reibungsmoment berechnet mit Methode II und IV nimmt mit hohen Zentripetalbeschleunigungen aufgrund der zunehmenden Verformung des Käfigs zu. Der Käfig schmiegt sich immer weiter in den Außenring hinein. Dadurch stellt sich zum einen über einen weiteren Kontaktbereich eine kleine Schmierfilmhöhe zwischen elastischem Käfig und Außenring ein. Dieser Effekt verursacht einen Anstieg des Käfigreibungsmoments, da im ausgeprägteren Kontaktbereich eine zusätzliche Scherung des Schmierstoffs stattfindet. Zum anderen verteilt sich der Schmierfilmdruck über einen weiteren Kontaktbereich und es treten somit kleinere Schmierfilmdrucke und eine geringere Viskosität auf, die wiederum kleinere Scherspannungen bedingen. Beide Effekte wirken sich somit konträr auf das Reibungsmoment im Kontakt zwischen Käfig und Außenring aus. Dies erklärt die geringere Zunahme der Lagerreibung zwischen Berechnungsmethode II und IV im Vergleich zu Methode I und III mit zunehmender Zentripetalbeschleunigung (vergleiche Bild 6.44).

Aufgrund des erhöhten Rechenaufwands durch die Berücksichtigung des voll-elastischen Käfigs ist die Berücksichtigung der Elastohydrodynamik mit Hilfe der Berechnungsmethode IV vor allem für Lager sinnvoll, die hohen Zentripetalbeschleunigungen ausgesetzt sind. Aufgrund der bisher vorliegenden Erkenntnisse ergibt sich somit die in Bild 6.45 dargestellte Einteilung der Berechnungsmethoden nach ihrer Recheneffizienz und der Genauigkeit der Käfigkontaktberechnung unter hohen Käfigvolumenkräften.

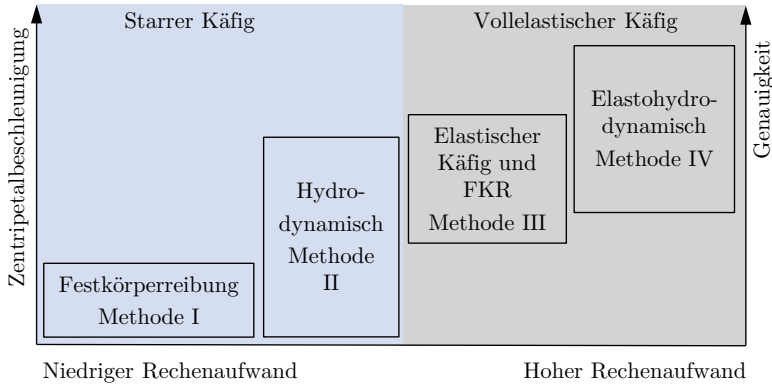


Bild 6.45: Einteilung der Berechnungsmethoden nach Recheneffizienz und Genauigkeit der Kontaktberechnung sowie Höhe der Zentripetalbeschleunigung

Auch wenn die Kopplung aus einem vollelastischem Käfig und der realistischen Berücksichtigung der Schmierstoffhydrodynamik einen etwas erhöhten Rechenaufwand im Vergleich zur Berechnung mit starren Körpern bedeutet, konnte der zusätzliche Rechenaufwand durch die Wahl analytischer und somit recheneffizienter Kontaktmodelle relativ gering gehalten werden. Die elastohydrodynamische Kontaktberechnung ermöglicht eine wesentlich genauere, aber dennoch recheneffiziente Berechnung des Gesamtlagerreibungsmoments sowie der Lagerdynamik in der Dynamiksimulation von Wälzlager. Die physikalischen Schmierungsbedingungen werden abhängig von den vorliegenden Randbedingungen und dem verwendeten Käfig, wie beispielsweise Last, Drehzahl, Schmierstoff oder Käfiggeometrie, berücksichtigt.

Inwieweit die elastohydrodynamische Kontaktberechnung das Käfigreibungsmoment unterschätzt (vergleiche Abschnitt 5.3.1) kann nicht abschließend geklärt werden. Hierzu ist der Abgleich der Simulationsergebnisse mit experimentellen Ergebnissen nötig, die in zukünftigen Forschungsarbeiten ermittelt werden.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden Berechnungsmethoden zur Berücksichtigung der Käfigelastizität und der Schmierstoffhydrodynamik in den Käfigkontakten vorgestellt. Dadurch können die Reibungsverluste in den Käfigkontakten und deren Einfluss auf die Lagerdynamik realistischer als bisher in der Dynamiksimulation von Wälzlagern betrachtet werden.

Zunächst stellt die vorliegende Arbeit das Berechnungsmodell zur Berücksichtigung der Schmierstoffhydrodynamik in den Käfigkontakten vor. Damit die Kontaktberechnung in der Dynamiksimulation weiterhin recheneffizient durchgeführt werden kann, werden analytische und numerisch stabile Kontaktmodelle ausgewählt. Im nächsten Schritt wird zusätzlich die Käfigelastizität in der Dynamiksimulation mit Hilfe eines vollelastischen Käfigmodells berücksichtigt. Durch die Kopplung der hydrodynamischen Kontaktkräfte im Käfig/Ring-Kontakt mit der Käfigverformung ist eine elasto-hydrodynamische Kontaktberechnung möglich. Die neuen Berechnungsmethoden wurden in das Wälzlagerdynamiksimulationsprogramm CABA3D implementiert und die Kontaktberechnung zwischen Käfig und Außenring anhand validierter Berechnungsprogramme verifiziert.

Anschließend wird der Einfluss der Berechnungsmethoden auf die Ergebnisse der Dynamiksimulation am Beispiel eines Nadellagers einer Pleuelanwendung, das mit Zentripetalbeschleunigung von bis zu $5\,000 \cdot g$ belastet wird, vorgestellt. Es zeigt sich, dass die Berücksichtigung der Schmierstoffhydrodynamik sowie der Käfigelastizität sich stark auf das Gesamtlagerreibungsmoment sowie die gesamte Lagerdynamik auswirkt.

Mit Hilfe der vorliegenden Arbeit können somit die Schmierstoffhydrodynamik und die Käfigelastizität genauer als bisher in der Dynamiksimulation von Wälzlagern berücksichtigt werden. Dadurch sind eine realistischere Berechnung sowie eine gezieltere Entwicklung von energieeffizienten Lagern möglich, in denen hohe Käfigkontaktkräfte wie zum Beispiel in Pleuel- oder Planetenradlagern auftreten. Mit Hilfe der Dynamiksimulation kann so beispielsweise die Käfiggeometrie für eine reibungs- und verschleißarme Wälzlagerung optimiert werden.

Gegenstand weiterer Forschungsarbeit ist die Validierung der vorgestellten Kontaktberechnung. Hierzu wurde am *KTmfk* in den letzten Jahren eine Prüfstandsgruppe entwickelt und installiert [136][137]. Damit kann unter anderem das Reibungsmoment von Wälzlagern unter Zentripetalbeschleunigungen mit bis zu $3\,000 \cdot g$ bestimmt

werden. Durch den Vergleich des gemessenen und des simulierten Gesamtlagerreibungsmoments lassen sich Rückschlüsse auf die Eignung der hier präsentierten Kontaktberechnung in der Dynamiksimulation ziehen.

Zum einen wird durch die Validierung mit den Prüfstandergebnissen in der Zukunft geklärt, ob die Genauigkeit der Kontaktberechnung im Kontakt zwischen Käfig und Außenring ausreichend hoch ist. Zum anderen zeigt sich, inwiefern zusätzlich die Berücksichtigung der Käfigelastizität in den Käfig/Wälzkörperkontakten notwendig ist. Die Schmierstoffhydrodynamik in diesem Kontakt weist in der Dynamiksimulation mit einem starren Käfig nur einen sehr geringen Einfluss auf das berechnete Gesamtlagerreibungsmoment auf. Daher wurde in der vorliegenden Arbeit die elastische Kontaktberechnung zwischen Käfig und Wälzkörper zunächst vernachlässigt.

Zudem erhält man durch den Vergleich der Versuchsergebnisse mit den Simulationsergebnissen erstmals wichtige Erkenntnisse zu den vorhandenen Schmierungsbedingungen in den Käfigkontakten unter hohen Volumenkräften. Nach jetzigem Kenntnisstand geht man davon aus, dass sich aufgrund des vorhandenen Schmierstoffs ein tragender Schmierfilm in den Käfigkontakten ausbildet. Auf dieser Annahme basieren die in dieser Arbeit vorgestellten und in der Dynamiksimulation enthaltenen hydrodynamischen Kontaktmodelle. Zeigen die experimentellen Ergebnisse, dass im Kontakt nicht ausreichend Schmierstoff zur Verfügung steht, kann die Kontaktberechnungen beispielsweise durch ein Mangelschmierungsmodell erweitert werden.

Zusätzlich ermöglicht die Kopplung des vollelastischen Käfigs mit der Schmierstoffhydrodynamik in der Dynamiksimulation eine genauere Berechnung der Käfigfestigkeit. Die Auswirkungen der Kontaktkräfte auf die Käfigspannungen können zukünftig direkt in der Dynamiksimulation erfolgen. Ebenso ist es möglich, die vorhandene Schmierfilmhöhe zwischen Käfig und Außenring für eine realistischere Auswertung des Käfigverschleißes zu nutzen, um so die Aussagefähigkeit der Dynamiksimulation von Wälzlagern zusätzlich zu optimieren.

Neben der Käfigverformung wirkt sich auch die Verformung der Anschlusskonstruktion auf die Reibung und die Lagerdynamik aus. Aus diesem Grund ist es sinnvoll in einem nächsten Entwicklungsschritt die Verformung des Außenrings bzw. des Gehäuses in der Wälzlagerdynamiksimulation zu berücksichtigen. Die vorgestellte Kontaktberechnung kann hierbei für den Kontakt zweier elastischer Körper relativ einfach erweitert werden. Die vorliegende Arbeit stellt somit eine gute Ausgangsbasis für die Weiterentwicklung der Berechnungsmethoden in der Wälzlagerdynamiksimulation dar.

8 Anhang

8.1 Rauheit von Wälzlagern

Tabelle 8.1: Rauheitskennzahlen typischer Wälzlager zwischen Laufbahn und Wälzkörper nach [91]

Lagerart	$\sqrt{\left(1,3 \cdot R_{a1}\right)^2 + \left(1,3 \cdot R_{a2}\right)^2}$ in μm
Kugellager	0,178
Sphärische und zylindrische Wälzlager	0,356
Kegelrollen- und Nadellager	0,229

8.2 Richtwerte zur Reibungszahl μ

Tabelle 8.2: Richtwerte aus [94]

Werkstoffpaarung	Gleitreibungszahl	
	trocken	geschmiert
Stahl auf Stahl	0,15	0,1...0,05
Stahl auf Gusseisen	0,18	0,1...0,08
Stahl auf Cu-Sn-Legierung	0,1	0,06...0,03
Stahl auf Pb-Sn-Legierung	0,1	0,05...0,03
Stahl auf Polyamid	0,3	0,12...0,05
Stahl auf Polytetrafluorethylen	0,04	0,04

8.3 Viskosität des Schmierstoffs

Tabelle 8.3: Viskositäts-Druck-Koeffizient zur BARUS-Gleichung nach [91]

Öltyp	$\alpha_{\eta} \cdot 10^{-2}$ in MPa ⁻¹
Paraffinbasierte Mineralöle	1,5...2,4
Naphthenbasische Mineralöle	2,5...3,5
Aromatische Solvent-Extrakte	4...8
Polyolefine	1,3...2,0
Esteröle	1,5...2,0
Polyätheröle	1,1...1,7
Siliconöle (aliph. Subst.)	1,2...1,4
Siliconöle (arom. Subst.)	2...2,7
Phosphatester	~2,3
Polyphenylether	~5,5
Chlorparaffine	0,7...5

Tabelle 8.4: SAE-Viskositätsklassen von Motorenölen nach [91]

SAE- Viskositätsklasse	Kinematische Viskosität bei 100 °C in mm²/s	
	min.	max.
0W	3,8	-
5W	3,8	-
10W	4,1	-
15W	5,6	-
20W	5,6	-
25W	9,3	-
20	5,6	< 9,3
30	9,3	< 12,5
40	12,5	< 16,3
50	16,3	< 21,9
60	21,9	< 26,1

Tabelle 8.5: Viskositätsklassen von Getriebeölen nach [91]

AGMA- Getriebeöl	ISO-VG	Viskositätsbereich bei 37,8 °C (100 °F) in mm ² /s
1	46	41,4...50,6
2	68	61,2...74,8
3	100	90...110
4	150	135...165
5	220	198...242
6	320	288...352
7	460	414...506
8	680	612...748
8A	1000	900...1100

9 Literaturverzeichnis

- [1] VON HOLLEN, J.: Reibung von Kurbelwellen-Wälzlagern. Diss. Universität Hannover, 2013.
- [2] SCHEIDT, M.; LANG, M.: Effizienz pur – Die Weiterentwicklung des Verbrennungsmotors aus Sicht eines Zulieferers. In: Solving the powertrain puzzle. 10. Schaeffler Kolloquium. 3.-4.4.2014. Herzogenaurach: 2014. S. 43-55.
- [3] FVV Heft 1000: Low Friction Power Train. Gesamtbericht zum Forschungscluster Low Friction Power Train. Abschlussbericht. Frankfurt am Main: 2013.
- [4] TACK, E.; HOLDIK, K.; POLL, G.: Teilwälzlagerung der Kurbelwelle eines Verbrennungsmotors. In: Gesellschaft für Tribologie e.V. (Hrsg.), 56. Tribologie-Fachtagung. Reibung, Schmierung und Verschleiß. 21.-23.09.2015, Göttingen. Band I. 2015, S. 69/1-69/9.
- [5] KALENBORN, M.: Vollwälzgelagerter Kurbeltrieb für einen PKW-Ottomotor zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs. Diss. RWTH Aachen, 2009.
- [6] DOHMEN, J.: Untersuchungen zum reibungsoptimierten Triebwerk an PKW-Verbrennungsmotoren. Diss. RWTH Aachen, 2003.
- [7] SCHROEDER, M.; VON HOLLEN, J.; POLL, G.: Reibungsverluste im Kurbeltrieb von Verbrennungsmotoren – ein Vergleich von Gleit- und Wälzlagern. In: Gesellschaft für Tribologie e.V. (Hrsg.), 55. Tribologie-Fachtagung. Reibung, Schmierung und Verschleiß. 22.-24.09.2014, Göttingen. Band I. 2014, S. 73/1-73/15.
- [8] TIEMANN, C.; KALENBORN, M.; ORLOWSKY, K.; STEFFENS, C.; BICK, W.: Ein effektiver Weg zur Verbrauchsreduktion. Wälzlager im Verbrennungsmotor. MTZ 68 (2007), Nr. 4, S. 286-293.
- [9] ADAM, A.; PREFOR, M.; WILHELM, M.: Kurbelwellenlager für Motoren mit Start-Stopp-System. MTZ 71 (2010), Nr. 12, S. 886-890.
- [10] ECKL, T.; KIRCHNER, E.: Der lange Weg von der Komfortbeeinträchtigung zur Kundenakzeptanz. Start-Stopp gestern, heute, morgen. In: Solving the powertrain puzzle. 10. Schaeffler Kolloquium. 3.-4.4.2014. Herzogenaurach: 2014. S. 347-359.

- [11] SOLFRANK, P.; IHLMANN, A.; DOMBOS, L.; MEDERER, T.: Chancen zur CO₂-Reduzierung durch den Einsatz von Wälzlagern im Motor. MTZ 69 (2008), Nr. 7-8, S. 612-617.
- [12] PABST, A.; BEECK, F.: Increasing the performance of planetary bearings for modern automatic transmissions. In: VDI Berichte 2158, Getriebe in Fahrzeugen 2012: leicht, kompakt, effizient. 19.-20.6.2012, Friedrichshafen. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2012. S. 357-372.
- [13] SCHÜBEL, R.; GEGNER, M.; BEECK, F.: Neue Lösungen im Planetengetriebe zeigen überraschende Potenziale. Teil 1: Planetenradsatz. In: Solving the powertrain puzzle. 10. Schaeffler Kolloquium. 3.-4.4.2014. Herzogenaurach: 2014. S. 257-269.
- [14] FVA Heft 136: Planetenrad-Wälzlagerkäfige. Tragfähigkeit von Blech- und Massivkäfigen in Zylinderrollenlagern für Planetenräder. Abschlussbericht. 1983.
- [15] AUL, V.; IUCHI, K.; GRANDERATH, P.: Reibungsreduzierung in Planetenradlagern durch Beschichtung von Käfigen. In: ATZ Live Tagung 2013. Reibungsminimierung im Antriebsstrang. 26.-27.11.2013, Esslingen am Neckar.
- [16] HAMPP, W.: Bewegungsverhältnisse in Rollenlagern. Ingenieur-Archiv. 12 (1941), Nr. 1, S. 6-30.
- [17] BINDERSZEWSKY, J.; HAHN, B.; KOCH, O.; KRÜHÖFFER, W.: Calculations for Rolling Bearing Cages. 6.-10.Mai 2012, St. Louis, Missouri (USA). STLE Annual Meeting & Exhibition 2012.
- [18] SEILER, K.; HAHN, B.; PLOGMANN, M.; TREMMEL, S.; GRAF-GOLLER, O.; WARTZACK, S.: Dynamics simulation of rolling element bearings considering elastohydrodynamic cage contacts. FVA – Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (Hrsg.), Bearing World, 12.-13.04.2016, Hannover.
- [19] GUPTA, P.K.: Current Status of and Future Innovations in Rolling Bearing Modeling. Trib.Trans. 54 (2011), Nr. 3, S. 394-403.
- [20] VESSELINOV, V.; KRIMPMANN, M.; WEBER, J.: Numerische und experimentelle Analyse der Dynamik von Wälzlagern. Konst. 2004, Nr. 4, S. 59-66.
- [21] KOCH, O.; PLANK, R.; WEBER, J.: Wälzlageroptimierung durch dreidimensionale dynamische Simulation. In: VDI-Berichte Nr. 2069. Gleit- und Wälzlagerungen. 9.-10. Juni 2009, Wiesloch. VDI Verlag GmbH, Düsseldorf, 2009, S. 43-52.
- [22] STACKE, L.E.; FRITZSON, D.: Dynamic behaviour of rolling bearings: simulations and experiments. Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol 2015 Part J, 2001, S. 499-508.

- [23] WOHLGEMUTH, M.; Sauer, B.: Strategien zur Simulation von Wälzlagerkäfigen in feststoffgeschmierten Rillenkugellagern. Trib. Schmierungstech. 54 (2007), Nr. 4, S. 18-22.
- [24] DIN 26281: Wälzlager – Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer – Berechnung der modifizierten nominellen Referenz-Lebensdauer für Wälzlager. Berlin: Beuth, 2010.
- [25] HAMROCK, B.J.; SCHMID, S.R.; JACOBSON, B.O.: Fundamentals of Fluid Film Lubrication. Second Edition. New York: Marcel Dekker, Inc., 2004.
- [26] POTTHOFF, H.: Anwendungsgrenzen vollrolliger Planetenrad-Wälzlager. Diss. Ruhr-Universität Bochum, 1986.
- [27] SIEPMANN, T.: Reibmomente in Zylinderrollenlagern für Planetenräder. Diss. Ruhr-Universität Bochum, 1987.
- [28] LIANG, B.: Berechnungsgleichungen für Reibmomente in Planetenradwälzlagern. Diss. Ruhr-Universität Bochum, 1992.
- [29] TADINA, M.; BOLTEZAR, M.: Improved 2D model of ball bearing for the simulation of vibrations due to faults during run-up. 9th International Conference on Damage Assessment of Structures 2011, Journal of Physics: Conference Series 305, 2011.
- [30] DOGUER, T.: Simulation von Wälzlagerschäden unter Berücksichtigung variable Betriebsbedingungen. Diss. Universität Magdeburg, 2013.
- [31] GUPTA, P.K.: Advanced Dynamics Of Rolling Elements. Springer Verlag, 1984.
- [32] GUPTA, P.K.: Modeling of Wear in a Solid-Lubricatd Ball Bearing. ASLE Transactions 30 (1986) Nr. 1, S. 55-62.
- [33] GUPTA, P.K.: Frictional Instabilities in Ball Bearings. Tribol. Trans. 31 (1988) Nr. 2, S. 258-268.
- [34] CONRY, T.F.: Transient Dynamic Analysis of High-Speed Lightly Loaded Cylindrical Roller Bearings. I – Analysis. NASA Contractor Report 3334, 1981.
- [35] CONRY, T.F.: Transient Dynamic Analysis of High-Speed Lightly Loaded Cylindrical Roller Bearings. II – Computer Program and Results. NASA Contractor Report 3335, 1981.
- [36] MEEKS, C.R.; KAREN, O.: The Dynamics of Ball Separators in Ball Bearings- Part I: Analysis. ASLE Transactions 28 (1984) Nr. 3, S. 277-287.

- [37] MEEKS, C.R.: The Dynamics of Ball Separators in Ball Bearings-Part II: Results of Optimization Study. ASLE Transactions 28 (1984) Nr. 3, S. 288-295.
- [38] VESSELINOV, V.: Dreidimensionale Simulation der Dynamik von Wälzlagern. Diss. Universität Karlsruhe, 2003.
- [39] KOCH, O.; BOHNERT, C.; LÖSCHE, T.; MARNETH, B.: Prediction of rolling bearing friction – a valid method even for large size bearings?! In: Society of Tribologists and Lubrication Engineers (Eds.), STLE 71th Annual Meeting & Exhibition, 15.-19.5.2016, Las Vegas.
- [40] STACHE, L.E.; FRITZSON, D.; NORDLING, P.: BEAST – a rolling bearing simulation tool. Proc. Instn. Mech. Engrs. Part K 213 (1999), Nr. 2; S. 63-71.
- [41] SIEMERS, A.; FRITZSON, D.: Sub-surface visualization and parallel simulation. In: Rahnejat, H.; Rothberg, S. (Hrsg.): Multi-body Dynamics. Monitoring and simulation Techniques III. London: Professional Engineering Publishing, 2004. S. 91-98.
- [42] HOUPERT, L.: CAGEDYN: A Contribution to Roller Bearing Dynamic Calculations Part I: Basic Tribology Concepts. Tribol. Trans. 53 (2010), Nr. 1; S. 1-9.
- [43] HOUPERT, L.: CAGEDYN: A Contribution to Roller Bearing Dynamic Calculations Part II: Description of the Numerical Tool and Its Outputs. Tribol. Trans. 53 (2010), Nr. 1; S. 10-21.
- [44] HOUPERT, L.: CAGEDYN: A Contribution to Roller Bearing Dynamic Calculations Part III: Experimental Validation. Tribol. Trans. 53 (2010), Nr. 6; S. 848-859.
- [45] SAHETA, V.: Dynamics of Rolling Element Bearings using Discrete Element Method. Diss. Purdue University, 2001.
- [46] GHASIS, N.; WASSGREN, C.R.; SADEGHI, F.: Cage Instabilities in Cylindrical Roller Bearings. J. Tribol. 126 (2004) Nr. 4, S. 681-689.
- [47] KOGAN, G.; KLEIN, R.; KURSHNIRSKY, A.; BORTMAN, J.: Toward a 3D dynamic model of a faulty duplex ball bearing. Mechanical Systems and Signal Processing. 54 (2015), S. 243-258.
- [48] SAKAGUCHI, T.; HARADA, K.: Dynamic Analysis of Cage Behaviour in a Tapered Roller Bearing. J. Tribol. 128 (2006) Nr. 3, S. 604-611.
- [49] MARQUART, M.; AUL, V.; KIEKBUSCH, T.; SAUER, B.: Experimentelle und simulative Dynamikuntersuchungen von Wälzlagern. Tribol. Schmierungstech. 59 (2012) Nr. 3, S. 24-28.

- [50] FVA HEFT 1118: KIEKBUSCH, T.; SAUER, B.; JACOBS, G.: Wälzlagerdynamikmodelle für Simpack. FVA-Abschlussbericht, Forschungsvorhaben Nr. 625, 2014.
- [51] FVA HEFT 822: AUL, V.; AUGUSTINO, R; HAEHNEL, T.; VIDNER, J.: MKS-Studie. FVA-Abschlussbericht, Forschungsvorhaben Nr. 511, 2007.
- [52] KIEKBUSCH, T.; FIEDLER, S.; SAUER, B.: Untersuchung der Kontakt- und Reibungsbedingungen im Wälzkörper-Laufbahn-Kontakt beim Pendelrollenlager. 52. Tribologie-Fachtagung (GfT) 2011, Göttingen, S. 50/1-50/12, 2011.
- [53] AUL, E.: Analyse von Relativbewegungen in Wälzlagersitzen. Diss. TU Kaiserslautern, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 05/2008.
- [54] HERTZ, H.: Über die Berührung fester elastischer Körper. Journal für die reine und angewandte Mathematik 92 (1881), S. 156-171.
- [55] KOCH, O.: Dreidimensionale Simulation von kombiniert belasteten Radialzylinderrollenlagern. Diss. Ruhr-Universität Bochum, 2008.
- [56] KOCH, O.; PLANK, R.; WEBER, J.: Analytisches Modell zur Berechnung und Minimierung der Wälzlagerreibung. In: VDI-Berichte Nr. 2069. Gleit- und Wälzlagerungen. 9.-10. Juni 2009, Wiesloch. VDI Verlag GmbH, Düsseldorf, 2009, S. 67-78.
- [57] TEUTSCH, R.: Kontaktmodelle und Strategien zur Simulation von Wälzlagern und Wälzführungen. Diss. TU Kaiserslautern, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 01/2005.
- [58] AUL, V; KIEKBUSCH, T.; MARQUART, M; SAUER, B.: Experimentelle und simulative Ermittlung von Reibmomenten in Wälzlagern bei Minimalmengenschmierung. 52. Tribologie-Fachtagung (GfT) 2011, Göttingen, S. 30/1-30/17, 2011.
- [59] AUL, V.: Kontaktmodelle zur dynamischen Simulation vollrolliger Zylinderrollenlager. Diss. TU Kaiserslautern, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 24/2014.
- [60] KIEKBUSCH, T.: Strategien zur dynamischen Simulation von Wälzlagern. Diss. TU Kaiserslautern, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 23/2017.
- [61] NELIAS, D.; SAINOT, P.; FLAMAND, L.: Power Loss of Gearbox Ball Bearing Under Axial and Radial Loads. Tribol. Trans. 37 (1994), Nr. 1, S. 83-90.
- [62] GOU, J.: Dynamische Simulation schnellaufender Zylinderrollenlager. Diss. Technische Universität Carolo-Wilhelmina Braunschweig, 1997.

- [63] HOCH, P.G.: Käfigtragfähigkeit von Rollenlagern für Planetenräder. Diss. Ruhr-Universität Bochum, 1984.
- [64] STEINERT, T.: Das Reibmoment von Kugellagern mit bordgeführten Käfig. Diss. RWTH Aachen, 1995.
- [65] ASHMORE, D.R.; WILLIAMS, E.J.; MCWILLIAM, S.: Hydrodynamic support and dynamic response for an inner-piloted bearing cage. Proc. Instn. Mech. Engrs. Part G: J. Aerospace Engineering (2003), Nr. 1, S. 19-28.
- [66] SUM, W.W.; WILLIAMS, E.J.; MCWILLIAM, S.; ASHMORE, D.R.: Transient dynamic behaviour of deep-groove ball-bearings. In: Rahnejat, H.; Rothberg, S. (Hrsg.): Multi-body Dynamics. Monitoring and simulation Techniques III. London: Professional Engineering Publishing, 2004. S. 497-506.
- [67] HAHN, K.: Dynamik-Simulation von Wälzlagerkäfigen. Diss. TU Kaiserslautern, 2005.
- [68] BOVET, C.; ZAMPONI, L.: An approach for predicting the internal behaviour of ball bearings under high moment load. Mechanism and Machine Theory. 101 (2016) S. 1-22.
- [69] HOUPERT, L.: Piezoviscous-Rigid Rolling and Sliding Tractoon Forces, Application: The Rolling Element-Cage Pocket Contact. J. Tribol. 109 (1987) Nr. 2, S. 363-371.
- [70] HOUPERT, L.: Hydrodynamic Load Calculation in Rolling Element Bearings. Tribol. Trans. 59 (2016) Nr. 3, S. 538-559.
- [71] CAVALLARO, G.; NELIAS, D.; BON, F.: Analysis of High-Speed Intershaft Cylindrical Roller Bearing with Flexible Rings. Tribol. Trans. 48 (2005) Nr. 2, S. 154-164.
- [72] LEBLANC, A.; NELIAS, D.; DEFAYE, C.: Nonlinear dynamic analysis of cylindrical roller bearings with flexible rings. J. of Sound and Vibration 325 (2009) S. 145-160.
- [73] LACROIX, S.; NELIAS, D.; LEBLANC, A.: Four-Point Contact Ball Bearing Model With Dormable Rings. J. Tribol. 135 (2013) Nr. 3, S. 031402-1-8.
- [74] WOHLGEMUTH, M.: Ein Beitrag zur Lebensdauerverlängerung von feststoffgeschmierten Rillenkugellagern. Diss. TU Kaiserslautern, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 08/2010.

- [75] FIEDLER, S.; KIEKBUSCH, T.; SAUER, B.: Untersuchungen zur Käfigdynamik an Pendelrollenlagern in experimentell validierten MKS-Modellen. 54. Tribologie-Fachtagung (GfT) 2013, Göttingen, S. 76/1-76/11, 2013.
- [76] GRILLENBERGER, H.; HAHN, B.; BINDERSZEWSKY, J.: Simulation von elastischen Käfiginstabilitäten in Wälzlager. In: VDI-Berichte Nr. 2257. Gleit- und Wälzlagerungen. 6.-7. Mai 2015, Schweinfurt. VDI Verlag GmbH, Düsseldorf, 2015, S. 365-375.
- [77] QIAN, W.: Dynamic Simulation of Cylindrical Roller Bearings. Diss. TH Aachen, 2013.
- [78] WEINZAPFEL, N.; SADEGHI, F.: A Discrete Element Approach for Modeling Cage Flexibility in Ball Bearing Dynamic Simulations. J. Tribol. 131 (2009) Nr. 2, S. 021102-1-11.
- [79] ASHTEKAR, A.; SADEGHI, F.: A New Approach for Including Cage Flexibility in Dynamic Bearing Models by Using Combined Explicit Finite and Discrete Element Methods. J. Tribol. 134 (2012) Nr. 4, S. 041502-1-12.
- [80] CAO, L.; BROUWER, M.D.; SADEGHI, F.; STACKE, L.-E.: Effect of Housing Support on Bearing Dynamics. J. Tribol. 138 (2016) Nr. 1, S. 011105-1-13.
- [81] WENSING, J.A.: On the dynamics of ball bearings. Diss. Universität Twente, Enschede, Niederlande, 1998.
- [82] NAKHIMOVSKI, I.: Contributions to the Modeling and Simulation of Mechanical Systems with Detailed Contact Analyses. Diss. Universität Linköping, Schweden, 2006.
- [83] SCHAEFFLER TECHNOLOGIES AG & CO. KG (Hrsg.): Wälzlagerpraxis. Handbuch zur Gestaltung und Berechnung von Wälzlagerungen. 4. Auflage. Mainz: Vereinigte Fachverlage GmbH, 2015.
- [84] PALMGREN, A.: Die gleitende Reibung im Kugellager. Die Kugellager-Zeitschrift. (1929) Nr. 1, S. 2-12.
- [85] DAHLKE, H. (Koyo): Handbuch Wälzlagertechnik. Bauarten – Gestaltung – Betrieb. Braunschweig/Wiesbaden: Vieweg Verlag, 1994.
- [86] BAKOLAS, V.; PLANK, R.; WEBER, J.: Spaltfilmformung beim Gegenlauf – Eine Erklärung warum vollrollige Zylinderrollenlager funktionieren. In: VDI-Berichte Nr. 2069. Gleit- und Wälzlagerungen. 9.-10. Juni 2009, Wiesloch. VDI Verlag GmbH, Düsseldorf, 2009, S. 253-261.

- [87] STRIBECK, R.: Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager. Berlin: Mitteilungen über Forschungsarbeiten auf dem Gebiet des Ingenieurwesens VDI Heft 7, 1903.
- [88] LANG, O.R.; Steinhilper, W.: Gleitlager. Berlin/Heidelberg: Springer Verlag, 1978.
- [89] ZHOU, R.S.; HOEPRICH, M.R.: Torque of Tapered Roller Bearings. J. Tribol. 113 (1991) Nr. 3, S. 590-597.
- [90] BARTEL, D.: Simulation von Tribosystemen. Grundlagen und Anwendungen. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2010.
- [91] CZICHOS, H.: Tribologie-Handbuch. Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik. 4. Auflage. Wiesbaden: Springer Verlag, 2015.
- [92] HARRIS, T.A.; KOTZALAS, M.N.: Advanced Concepts of Bearing Technology. Boca Raton: Taylor & Francis Group, 2007.
- [93] BHUSHAN, B.: Principles and applications of Tribology. New York: John Wiley & Sons, 1999.
- [94] FISCHER, U.; ET.AL.: Tabellenbuch Metall. 42. Auflage. Haan-Gruiten: Verlag Europa-Lehrmittel, 2002.
- [95] DIN 53017: Bestimmung des Temperaturkoeffizienten der Viskosität von Flüssigkeiten. Berlin: Beuth, 1993.
- [96] FVA Heft 660: Referenzöle. Datensammlung. Forschungsheft 660 der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. 2007.
- [97] GOHAR, R.: Elastohydrodynamics. New York: John Wiley & Sons Inc., 1988.
- [98] BARTZ, W.J.; SCHILLING; EGE.: Referenzöle für Wälz- und Gleitlager-, Zahnrad und Kupplungsversuche. Forschungsheft der Forschungsvereinigung Antriebstechnik, Heft 41, 1976.
- [99] FALZ, E.: Grundzüge der Schmiertechnik. Berechnung und Gestaltung vollkommen geschmierter gleitender Maschinenteile. Berlin: Springer Verlag, 1931.
- [100] HAGEMANN, T.: Dokumentation für das Radialgleitlagerberechnungsprogramm COMBROS. Frankfurt: FVV/FVA, 2012.
- [101] LUGT, P.M.; MORALES-ESPEJEL, G.E.: A Review of the Elasto-Hydrodynamic Lubrication Theory. Tribo. Trans. 54 (2011) Nr. 3, S. 470-496.

- [102] ROELANDS, C.J.A.: Correlational Aspects of the Viscosity-Temperature-Pressure Relationship of Lubricating Oils. Groingen, Niederlande: Druk V.R.B., 1966.
- [103] MIHAILIDIS, A.; RETZEPIS, J.; SALPISTIS, C.; PANAJIOTIDIS, K.: Calculation of friction and temperature field of line contacts lubricated with a non-Newtonian fluid. *Wear* 232 (1999) Nr. 2, S. 213-220.
- [104] DIN 3342-3: Viskosität. Teil 3: Nicht-newtonsche Flüssigkeiten. Berlin: Beuth, 2003.
- [105] EYRING, H.: Viscosity, Plasticity, and Diffusion as Examples of Absolute Reaction Rates. *J. Chem. Phys.* 4 (1963) Nr. 4, S. 283-291.
- [106] QUINGER, T.: Walzgetriebe-Grundlagen für automobile Anwendungen. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., Heft 678, 2002.
- [107] BAIR, S.; WINER, W.O.: The High Shear Stress Rheology of Liquid Lubricants at Pressures of 2 to 200 MPa. *J. Tribol.* 112 (1990), Nr. 2, S. 246-253.
- [108] EVANS, C.R.; JOHNSON, K.L.: The rheological properties of elastohydrodynamic lubricants. *Proc. Instn. Mech. Engrs.* 200 (1986) Nr. C5, S. 303-312.
- [109] EVANS, C.R.; JOHNSON, K.L.: Regimes of traction in elastohydrodynamic lubrication. *Proc. Instn. Mech. Engrs.* 200 (1986) Nr. C5, S. 313-324.
- [110] POLL, G.W.G.; WANG, D.: Fluid rheology, traction/creep relationships and friction in machine elements with rolling contacts. *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part J: J. Engineering Tribology* 226 (2012) Nr. 6, S. 481-500.
- [111] SEILER, K.; STADLER, M.; TREMMEL, S.; HAHN, B.; WARTZACK, S.; GRAFGOLLER, O.: Modellierung der Käfigführung für Wälzlagerdynamiksimulationsprogramme – Ein Beitrag zur betriebssicheren Lagerauslegung. *Tribologie & Schmierungstechnik*, Bd. 60 (2013) Nr. 6, S. 29–36.
- [112] DURST, F.: Grundlagen der Strömungsmechanik. Springer Verlag, 2006.
- [113] BARTZ, W.J.: Gleitlagertechnik Teil1. Auslegung, Konstruktion, Werkstoffwahl und Schmierung. Grafenau: Expert Verlag, 1981.
- [114] WALTER, W.: Gewöhnliche Differentialgleichungen: eine Einführung. 7. Auflage. Berlin: Springer Verlag, 2000.
- [115] DIN 31652-1: Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb. Berechnung von Kreiszyylinderlagern. Berlin: Beuth, 1983.

- [116] VDI 2204-2: Auslegung von Gleitlagerungen. Berechnung. Düsseldorf: Verein Deutscher Ingenieure, 1992.
- [117] CAMERON, A.: Principles of Lubrication. London: Longmans Green and Co LTD, 1966.
- [118] BRÄNDLEIN, ESCHMANN, HASBORG, WEIGAND: Die Wälzlagerpraxis. 3. Auflage. Mainz: Vereinigte Fachverlage, 2002.
- [119] PETRUSEVICH A.I.: Fundamental Conclusions from the Hydrodynamic Contact Theory of Lubrication. Izv. Akad. Nauk. SSSR (OTN), Bd. 2 (1951) S. 209-223.
- [120] HABCHI, W.: A Full-System Finite Element Approach to Elastohydrodynamic Lubrication Problems: Applications to Ultra-Low-Viscosity Fluids. Diss. L'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2008.
- [121] MOORE, D.F.: Principles and applications of tribology. 1. Auflage. Oxford: Pergamon Press, 1975.
- [122] HARRIS, T.A.; KOTZALAS, M.N.: Essential Concepts of Bearing Technology. Boca Raton: Taylor & Francis Group, 2007.
- [123] SCHAEFFLER TECHNOLOGIES GMBH & CO. KG: Planetenradlagerung in Industriegetrieben. Technische Grundlagen Produkte und Anwendungen. Herzogenaurach: 2011.
- [124] NJOYA, G.: Untersuchungen zur Kinematik im Wälzlager bei synchron umlaufenden Innen- und Außenringen. Diss. Universität Hannover, 1980.
- [125] HILTSCHER, G.: Anschmierungen bei Wälzlagern – ein Beitrag zur theoretischen und experimentellen Lösung des Problems. Diss. Universität Erlangen-Nürnberg, 1989.
- [126] WADEWITZ, M.: Ursachen der Anschmierungen im Wälz-/Gleitkontakt. Diss. Universität Erlangen-Nürnberg, 1993. In: VDI Fortschrittsberichte Nr. 225. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1993.
- [127] EGLINGER, M.: Einfluß des Schmierstoffes und der Rollenbeschaffenheit auf die Entstehung von Anschmierungen. Diss. Universität Erlangen-Nürnberg, 1995.
- [128] SCHERB, B.; GIESE, P.: Anschmierverhalten vollrolliger Zylinderrollenlager. Antriebstechnik Bd. 33 (1994) Nr. 12, S. 54-58.
- [129] GUPTA, P.K.: Modeling of Instabilities Induced by Cage Clearance in Cylindrical Roller Bearings. Tribol. Trans. Bd. 34 (1991) Nr. 1, S. 1-8.

- [130] AUL, V.; SAUER, B.: Kriterien zur Bewertung von Orbitalbewegungen. In: VDI-Berichte 2069. Gleit- und Wälzlagerungen. 9.-10.06.2009, Wiesloch. Düsseldorf: VDI, 2009, S. 79-99.
- [131] SEILER, K.; TREMMEL, S.; WARTZACK, S.; HAHN, B.; GRAF-GOLLER, O.: Einfluss der Schmierstoffhydrodynamik in der Käfigführung auf die Wälzlagerreibung und -kinematik. In: VDI-Berichte 2257. Gleit- und Wälzlagerungen. 6.-7.05.2015, Schweinfurt. Düsseldorf: VDI Verlag, 2015, S. 351–363.
- [132] SCHAEFFLER: Technisches Taschenbuch STT. Herzogenaurach: Neuauflage April 2013.
- [133] HAGEMANN, T.: Ölzuführungseinfluss bei schnell laufenden, hoch belasteten Radialgleitlagern unter Berücksichtigung des Lagerdeformationsverhaltens. Diss. Technische Universität Clausthal, 2011.
- [134] SEILER, K.; STADLER, M.; TREMMEL, S.; HAHN, B.; WARTZACK, S.; GRAF-GOLLER, O.: Modeling of cage guidance in a rolling bearing multi-body dynamic simulation program for a power efficient bearing design. In: Society of Tribologists and Lubrication Engineers (Eds.), vol. no. 2. STLE 69th Annual Meeting & Exhibition, 18.-22.5.2014, Orlando, S. 532-534.
- [135] SCHAEFFLER KG: Nadelkränze für Kurbelzapfen und Kolbenbolzen. Herzogenaurach: März 2008.
- [136] HOCHREIN, D.; TREMMEL, S.; WARTZACK, S.; GRAF-GOLLER, O.: A New Test Rig for the Investigation of Rolling Bearings in the Centrifugal Field. In: Society of Tribologists and Lubrication Engineers (Eds.), STLE 71th Annual Meeting & Exhibition, 15.-19.05.2016, Las Vegas.
- [137] HOCHREIN, D.; GRAF-GOLLER, O.; TREMMEL, S.; WARTZACK, S.: Vorstellung einer neuen Prüfstandsgruppe zur Untersuchung des Fliehkrafteinflusses auf das Reibungsmoment von Wälzlagern. In: Gesellschaft für Tribologie e.V. (Hrsg.), 57. Tribologie-Fachtagung. Reibung, Schmierung und Verschleiß, 26.-28.09.2016, Göttingen. Band I, S. 50/1-50/10.
- [138] ANSYS: ANSYS Mechanical User's Guide. Release 16.2. Canonsburg, 2015.
- [139] QU, Z.-Q.: Model Order Reduction Techniques – With Applications in Finite Element Analysis. 1. Auflage. London: Springer Verlag, 2004.
- [140] KOUTSOVASILIS, P.; BEITELSCHMIDT, M.: Comparison of model reduction techniques for large mechanical systems. A study on an elastic rod. Multibody. Sys. Dyn. 20 (2008) Nr. 2, S. 111-128.

- [141] KOUTSOVASILIS, P.: Model Order Reduction in Structural Mechanics: Coupling the Rigid and Elastic Multi Body Dynamics. Diss. TU Dresden, 2009.
- [142] MAKHAVIKOU, V.: Line-fitting method of model order reduction for elastic multibody systems. Diss. Otto - von - Guericke – Universität Magdeburg, 2015.
- [143] RUDNYI, E.B.; KORVINK, J.G.: Model Ordner Reduktion for Large Scale Engineering Models Developed in ANSYS. In: Applied Parallel Computing. State of the Art Computing. Volume 3732. 7th International Workshop PARA. 20.-23.6.2004 Lyngby, Denmark. Berlin: Springer Verlag, 2004, S. 349-356.
- [144] ADAMSKI, D.: Simulation in der Fahrwerktechnik. Einführung in die Erstellung von Komponenten- und Gesamtfahrzeugmodellen. ATZ/MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Springer Verlag, 2014.
- [145] LITTER, S.: Integration von flexiblen Strukturen in Mehrkörpersysteme Modellerstellung und automatisierte Selektion von Ansatzfunktionen. Diss. Universität der Bundeswehr München. 2014.
- [146] MAKHAVIKOU, V.; KASPER, R.; VLASENKO, D.: Method of model reduction for elastic multibody systems. In: International Center for Numerical Methods in Engineering (Hrsg.), 11th World Congress on Computational Mechanics, WCCM 2014, 5th European Conference on Computational Mechanics, ECCM 2014 and 6th European Conference on Computational Fluid Dynamics, ECFD 2014. S. 475-486.
- [147] FISZER, J.; TAMAROZZI, T.; BLOCKMANS, B.; DESMET, W.: A time-dependent parametric model order reduction technique for modelling indirect bearing force measurements. Mechanism and Machine Theory 83 (2015) S. 152-174.
- [148] FISZER, J.; TAMAROZZI, T.; DESMET, W.: A semi-analytic strategy for the system-level modelling of flexibly supported ball bearings. Meccanica 51 (2016) Nr. 6, S. 1503-1532.
- [149] SCHWARZ, H.R.; KÖCKLER, N.: Numerische Mathematik. 8. Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2011.
- [150] KNORRENSCHILD, M.: Numerische Mathematik. Eine beispielorientierte Einführung. 5. Auflage. München: Carl Hanser Verlag, 2013.
- [151] OPFER, G.: Numerische Mathematik für Anfänger. Eine Einführung für Mathematiker, Ingenieure und Informatiker. 5. Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2008.
- [152] BÖHMER, K.: Spline-Funktionen. Theorie und Anwendungen. Stuttgart; B. G. Teubner, 1974.

- [153] BRONSTEIN, I.N.; SEMENDJAJEW, K.A.; MUSIOL, G.; MÜHLIG, H.: Taschenbuch der Mathematik. 10. Auflage. Haan-Gruiten: Europa-Lehrmittel, 2016.
- [154] BARTSCH, H.J.: Taschenbuch Mathematischer Formeln für Ingenieure und Naturwissenschaftler. 23. Auflage. München: Carl Hanser Verlag, 2014.
- [155] RILL, G.; SCHAEFFER, T.: Grundlagen und Methodik der Mehrkörpersimulation. 1. Auflage. Wiesbaden: Springer Verlag, 2010.
- [156] WOERNLE, C.: Mehrkörpersysteme. Eine Einführung in die Kinematik und Dynamik von Systemen starrer Körper. Heidelberg: Springer Verlag, 2011.
- [157] AVL: Excite Power Unit Users Guide, 2013.
- [158] CAIKA, V.; BUKOVNIK, S.; OFFNER, G.; BARTZ, W.J.: Elasto-hydrodynamic journal bearing model with pressure, temperature and shear rate dependent viscosity. AITC-AIT 2006, International Conference on Tribology, 20.-22.09.2006, Parma, Italy. S. 231-245.
- [159] DANIEL, C.; STRACKELJAN, J.; WOSCHKE, E.: Modellierung von Gleitlagern in rotordynamischen Modellen. SIRM 2009 – 8th International Conference on Vibrations in Rotating Machines, 23.-25.02.2009, Vienna, Austria.
- [160] SEILER, K.; TREMMEL, S.; WARTZACK, S.; HAHN, B.; PLOGMANN, M.; GRAF-GOLLER, O.: Dynamics of rolling element bearings considering elastohydrodynamic cage contacts. In: Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (Hrsg.): Bearing World Journal. Volume 1. Frankfurt am Main: VDMA Verlag GmbH, 2016, S. 75-85.
- [161] BARTZ, W.J.: Grundlagen des Folienlagers. Forsch. Ing. Wes. Bd. 41 (1975) Nr. 3 S. 69–104.
- [162] KLEINERT, A.: Analyse des Spaltdrosseffektes für den Bahntransport mit umschlungenen Walzen. Diss. Ruhr-Universität Bochum, 2007.

Veröffentlichungen des Autors

2013

SEILER, K.; STADLER, M.; TREMMEL, S.; HAHN, B.; WARTZACK, S.; GRAF-GOLLER, O.: Modellierung der Käfigführung für Wälzlagerdynamiksimulationsprogramme – Ein Beitrag zur betriebssicheren Lagerauslegung. In: Gesellschaft für Tribologie e.V. (Hrsg.), 54. Tribologie-Fachtagung, Reibung, Schmierung und Verschleiß, 30.-02.10.2013, Göttingen. S. 77/1-77/12.

SEILER, K.; STADLER, M.; TREMMEL, S.; HAHN, B.; WARTZACK, S.; GRAF-GOLLER, O.: Modellierung der Käfigführung für Wälzlagerdynamiksimulationsprogramme – Ein Beitrag zur betriebssicheren Lagerauslegung. Tribologie & Schmierungstechnik, Bd. 60 (2013) Nr. 6, S. 29–36.

2014

SEILER, K.; STADLER, M.; TREMMEL, S.; HAHN, B.; WARTZACK, S.; GRAF-GOLLER, O.: Erweiterung der Wälzlagerdynamiksimulation um die Schmierstoffhydrodynamik des Kontakts Käfig/Außenring. 3. Wissenschaftliches Wälzlagerkolloquium, Hannover, 06.05.2014.

SEILER, K.; STADLER, M.; TREMMEL, S.; HAHN, B.; WARTZACK, S.; GRAF-GOLLER, O.: Modeling of cage guidance in a rolling bearing multi-body dynamic simulation program for a power efficient bearing design. In: Society of Tribologists and Lubrication Engineers (Eds.), vol. no. 2. STLE 69th Annual Meeting & Exhibition, 18.-22.5.2014, Orlando, S. 532-534.

SEILER, K.; STADLER, M.; TREMMEL, S.; HAHN, B.; WARTZACK, S.; GRAF-GOLLER, O.: Berücksichtigung der Schmierstoffhydrodynamik in der Käfigführung bei der Wälzlagerdynamiksimulation. In: KISSoft AG (Hrsg.), SMK2014 Schweizer Maschinenelemente Kolloquium, 25.-26.11.2014, Rapperswil, S. 209-220.

SEILER, K.; TREMMEL, S.; WARTZACK, S.: Design for Friction Reduction - Durchgängige Unterstützung des Konstrukteurs durch den gezielten Einsatz von Wälzlagerreibungs-Berechnungswerkzeugen. In: Krause, Paetzold, Wartzack (Hrsg.), 25. DfX-Symposium, 01.-02.10.2014, Bamberg, S. 297-311.

2015

SEILER, K.; TREMMEL, S.; WARTZACK, S.; HAHN, B.; GRAF-GOLLER, O.: Einfluss der Schmierstoffhydrodynamik in der Käfigführung auf die Wälzlagerreibung und -kinematik. In: VDI-Berichte 2257. Gleit- und Wälzlagerungen. 06.-07.05.2015, Schweinfurt. Düsseldorf: VDI Verlag, 2015, S. 351–363.

2016

SEILER, K.; TREMMEL, S.; WARTZACK, S.; HAHN, B.; PLOGMANN, M.; GRAF-GOLLER, O.: Dynamics simulation of rolling element bearings considering elastohydrodynamic cage contacts. In: FVA - Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (Hrsg.), Bearing World 12.-13.04.2016, Hannover, S. 74-77.

SEILER, K.; TREMMEL, S.; WARTZACK, S.; HAHN, B.; PLOGMANN, M.; GRAF-GOLLER, O.: Dynamics of rolling element bearings considering elastohydrodynamic cage contacts. In: Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (Hrsg.): Bearing World Journal. Volume 1. Frankfurt am Main: VDMA Verlag GmbH, 2016, S. 75-85.

Studentische Arbeiten zur Dissertation

STADLER, M.: Validierung eines hydrodynamischen Kontakts in der Wälzlagerdynamiksimulation mit Hilfe des Gleitlagerprogramms COMBROS. Projektarbeit, FAU Erlangen-Nürnberg, 2013.

SEIDEL, R.: Methodik zur Gewinnung der Eingangswerte für die elastische Mehrkörpersimulation von Wälzlagern. FAU Erlangen-Nürnberg, 2014.

STADLER, M.: Untersuchungen zur Ausbildung der Käfighydrodynamik von Wälzlagern unter hoher Zentripetalbeschleunigung. Masterarbeit, FAU Erlangen-Nürnberg, 2015.

Online-Shops



**Fachliteratur und mehr -
jetzt bequem online recher-
chieren & bestellen unter:
www.vdi-nachrichten.com/
Der-Shop-im-Ueberblick**



**Täglich aktualisiert:
Neuerscheinungen
VDI-Schriftenreihen**



Im Buchshop von vdi-nachrichten.com finden Ingenieure und Techniker ein speziell auf sie zugeschnittenes, umfassendes Literaturangebot.

Mit der komfortablen Schnellsuche werden Sie in den VDI-Schriftenreihen und im Verzeichnis lieferbarer Bücher unter 1.000.000 Titeln garantiert fündig.

Im Buchshop stehen für Sie bereit:

VDI-Berichte und die Reihe **Kunststofftechnik**:

Berichte nationaler und internationaler technischer Fachtagungen der VDI-Fachgliederungen

Fortschritt-Berichte VDI:

Dissertationen, Habilitationen und Forschungsberichte aus sämtlichen ingenieurwissenschaftlichen Fachrichtungen

Newsletter „Neuerscheinungen“:

Kostenfreie Infos zu aktuellen Titeln der VDI-Schriftenreihen bequem per E-Mail

Autoren-Service:

Umfassende Betreuung bei der Veröffentlichung Ihrer Arbeit in der Reihe Fortschritt-Berichte VDI

Buch- und Medien-Service:

Beschaffung aller am Markt verfügbaren Zeitschriften, Zeitungen, Fortsetzungsreihen, Handbücher, Technische Regelwerke, elektronische Medien und vieles mehr – einzeln oder im Abo und mit weltweitem Lieferservice

Die Reihen der Fortschritt-Berichte VDI:

- 1 Konstruktionstechnik/Maschinenelemente
 - 2 Fertigungstechnik
 - 3 Verfahrenstechnik
 - 4 Bauingenieurwesen
- 5 Grund- und Werkstoffe/Kunststoffe
 - 6 Energietechnik
 - 7 Strömungstechnik
- 8 Mess-, Steuerungs- und Regelungstechnik
 - 9 Elektronik/Mikro- und Nanotechnik
 - 10 Informatik/Kommunikation
 - 11 Schwingungstechnik
- 12 Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik
 - 13 Fördertechnik/Logistik
- 14 Landtechnik/Lebensmitteltechnik
 - 15 Umwelttechnik
 - 16 Technik und Wirtschaft
 - 17 Biotechnik/Medizintechnik
 - 18 Mechanik/Bruchmechanik
 - 19 Wärmetechnik/Kältetechnik
- 20 Rechnerunterstützte Verfahren (CAD, CAM, CAE CAQ, CIM ...)
 - 21 Elektrotechnik
 - 22 Mensch-Maschine-Systeme
 - 23 Technische Gebäudeausrüstung

ISBN 978-3-18-345001-5