

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 $5000 \cdot g$ 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
γ	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 $5000 \cdot g$.

