

## 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 Wartzack

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Hannes Hick

# Fortschritt-Berichte VDI

## Reihe 1

Konstruktionstechnik/ Dipl.-Ing. Univ. Katrin Heider,  
Maschinenelemente Fürth

Nr. 450

# Berücksichtigung der Schmierstoffhydro-dynamik und der Käfigverformung in der Wälzlagerdynamik-simulation unter hohen Zentripetalbeschleunigungen

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 Käfigkontakte 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 verzeichnete diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliographische Daten sind im Internet unter [www.dnb.de](http://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](http://www.dnb.de).

## 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. Hiebei seien Marion Landkammer, Max Marian und Reinhardt Seidel namentlich erwähnt.

Meiner Famile 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

<b>1 Einleitung .....</b>	<b>1</b>
1.1 Motivation .....	1
1.2 Problemstellung .....	3
1.3 Aufgabenstellung und Aufbau der Arbeit .....	4
<b>2 Stand der Forschung .....</b>	<b>6</b>
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
<b>3 Theoretische Grundlagen .....</b>	<b>19</b>
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

<b>4 Methodik zur Berücksichtigung der Hydrodynamik in den Käfigkontakteen .....</b>	<b>49</b>
4.1 Kontaktmodelle.....	49
4.1.1 Käfig/Ring-Kontaktmodell .....	49
4.1.1.1 Kontaktberechnung an den Käufigführungsflächen .....	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
<b>5 Methodik zur Berücksichtigung der Käfigelastizität .....</b>	<b>2.8</b>
5.1 Vorbereitung der Eingangsdateien.....	83
5.2 Käfig/Ring-Kontakt .....	86
5.2.1 Geometrierückführung und Kontaktberechnung .....	86
5.2.2 Krafträckgabe.....	88
5.3 Abgleich mit AVL Excite™ .....	90
5.3.1 Schmierfilmhöhe und Druckverlauf an der elastischen Käufigführungsfläche ....	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
<b>6 Einfluss der Berechnungsmethodik auf die Lagerdynamik .....</b>	<b>101</b>
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
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>139</b>
<b>8</b>	<b>Anhang .....</b>	<b>141</b>
8.1	Rauheit von Wälzlagern .....	141
8.2	Richtwerte zur Reibungszahl $\mu$ .....	141
8.3	Viskosität des Schmierstoffs .....	142
<b>9</b>	<b>Literaturverzeichnis.....</b>	<b>144</b>

## 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*

<i>A</i>	Fläche
<i>a</i>	Versatz zur symmetrischen Krafteinleitung; Hebelarm
<i>a<sub>HERTZ</sub></i>	Große Halbachse der Kontaktellipse
<i>A<sub>0l</sub>, B<sub>v</sub></i>	Schmierstoffparameter nach VOGEL
<i>a<sub>x</sub></i>	Position der Resultierenden

$b$	Kontaktbreite
$B$	Lagerbreite
$B, C$	Konstanten nach ZHOU
$B_{50}, C_{50}$	Schmierstoffparameter nach FVA
$b_{\text{HERTZ}}$	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
$D_{\text{pWK}}$	Teilkreisdurchmesser des Wälzkörpersatzes
$D_{\text{WK}}$	Durchmesser des Wälzkörpers
$E$	E-Modul
$e$	Exzentrizität
$E_r$	Reduzierter E-Modul
$F$	Last, Kraft
$F$	Tragkraft des Stirnringes
$F_a$	Axialkraft
$F_d$	Dämpfungskraft
$F_{\text{Ges}}$	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 Wälzlers
$F_{R \text{ Misch}}$	Reibungskraft im Bereich der Mischreibung

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

$r_i$	Radius eines Wälzkörperscheibchens
$R_{IR}$	Radius der Innenringlaufbahn
$r_{Käfig}$	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
$u, v, w$	Geschwindigkeit in x, z und y-Richtung
$v_r$	Relative radiale Geschwindigkeit zwischen Käfig und AR
$u_{rel, WK-IR}$	Relative Geschwindigkeit zwischen WK und IR
$u_{theoretisch}$	Theoretisch rechnerisch kinematische Drehzahl
$v_y$	Geschwindigkeit in y-Richtung
$v_{yK}$	Geschwindigkeit des Krafträckgabeknotens 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

$\alpha$	Dimensionsloser Parameter
$\alpha$	Schränk-, Kippwinkel
$\alpha$	Winkel des Kreisbogens
$\alpha_B$	Betriebsberührungsinkel
$\alpha_l$	Druck-Viskositäts-Koeffizient nach BARUS
$\beta_1, \beta_2$	Winkel zur Lage der Käfigunterteilung
$\gamma$	Schergefälle

$\gamma$	Verkippungswinkel des Wälzkörpers zur z-Achse
$\delta$	Verlagerungswinkel
$\dot{\delta}$	Winkelgeschwindigkeit
$\delta(x, z)$	Geometriebedingte Schmierspaltänderung
$\varepsilon$	Relative Exzentrizität
$\dot{\varepsilon}$	Annäherungsgeschwindigkeit
$\eta$	Dynamische Viskosität
$\eta_0$	Dynamische Viskosität bei Atmosphärendruck
$\theta$	Umfangswinkel
$\vartheta$	Temperatur
$\rho$	Schmierstoffdichte
$\Lambda$	Schmierfilmdickenparameter
$\lambda$	Festkörperlasttraganteil
$\mu_{R\text{ Fest}}$	Festkörperreibungszahl
$\Pi$	Dimensionslose Druckkennzahl
$\tau$	Schubspannung
$\tau_E$	Übergangsschubspannung
$\tau_L$	Grenzschubspannung
$\nu$	Kinematische Viskosität
$\nu_{1,2}$	Querdehnzahl des Körpers 1 bzw. 2
$\varphi$	Umfangswinkel
$\varphi_{y,z}$	Kippwinkel des WK um die y-, z-Achse
$\psi$	Relatives Lagerspiel
$\Omega$	Dimensionsloser Parameter
$\omega$	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 Wälzlagерungen zu reduzieren. Wälzlagеr, die hohen Zentripetalbeschleunigungen ausgesetzt sind, können eine stark erhöhte Reibung an den Käfigkontakte aufweisen, da der bord geführte 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-elasticity 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 Excite<sup>TM</sup>. 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  $5000 \cdot g$ .

