

### 13. VDI-Fachtagung

## Gleit- und Wälzlagerungen 2019

Gestaltung – Berechnung – Einsatz

Schweinfurt, 05. und 06. Juni 2019

Bildquelle: © Institut für Produktionstechnik (PtU), TU Darmstadt

# VDI-BERICHTE

Herausgeber:

VDI Wissensforum GmbH

### **Bibliographische Information der Deutschen Nationalbibliothek**

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet 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 Nationalbibliothek** (German National Library)

The Deutsche Nationalbibliothek 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).

### **© VDI Verlag GmbH · Düsseldorf 2019**

Alle Rechte vorbehalten, auch das des Nachdruckes, der Wiedergabe (Photokopie, Mikrokopie), der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, auszugsweise oder vollständig.

Der VDI-Bericht, der die Vorträge der Tagung enthält, erscheint als nichtredigierter Manuskriptdruck.

Die einzelnen Beiträge geben die auf persönlichen Erkenntnissen beruhenden Ansichten und Erfahrungen der jeweiligen Vortragenden bzw. Autoren wieder. Printed in Germany.

ISSN 0083-5560

ISBN 978-3-18-092348-2

# Inhalt

**Vorwort** . . . . .1  
Peter Tenberge, Lehrstuhl für Industrie- und Fahrzeugantriebstechnik, Ruhr-Universität Bochum

► **Wälzlager – Innovative Lagerlösungen bei Wälzlagern**

---

**Angular Roller Unit (ARU) – Innovatives Festlager mit hoher Tragzahl und niedriger Reibung** . . . 3  
R. Rumpel, T. Stahl, M. Neumann, Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Schweinfurt

**Den „Schmerz“ reduzieren – Die Entwicklung eines Dental-Kugellagers mit 3-Radien-Profil  
Das Ermöglichen von Höchstleistungen – trotz härtester Einsatzbedingungen** . . . . . 11  
H. Niedermeier, T. Kreis, Gebr. Reinfurt GmbH & Co. KG, Rimpar

**Entwicklung eines neuen Materials für Wälzlager** . . . . .23  
D. Rudy, S. Claus, M. Pausch, Schaeffler Technologies AG & Co. KG

► **Gleitlager – Innovative Lagerlösungen bei Gleitlagern**

---

**Entwicklung von galvanisch gekoppelten Gleitlagern mit niedrigen Reibungs- und  
Verschleißwerten – Verwendung von komplexen Fluiden als Schmierstoff und als  
Additiv in Wasser zur tribologischen Optimierung** . . . . .33  
T. Amann, A. Kailer, Fraunhofer-Institut für Werkstoffmechanik IWM, Freiburg;  
W. Chen, J. Rühle, Albert-Ludwigs-Universität Freiburg

**Thermisches Spritzen zur Herstellung maßgeschneiderter Gleitlagerbeschichtungen für  
hochbelastete Lagerstellen** . . . . .45  
K. Bobzin, M. Öte, T. Königstein, W. Wietheger, Institut für Oberflächentechnik (IOT) der  
RWTH Aachen University, Aachen

**Effekte der Größenskalierung auf die Funktionsfähigkeit kombinierter Wälz-Gleitlager** . . . . .55  
J. Sinz, P. Groche, Institut für Produktionstechnik und Umformmaschinen,  
Technische Universität Darmstadt



## ► Wälzlager – Auslegung

<b>Anforderungen und Validierung von Wälzlagern in der Antriebsstrangentwicklung. . . . .</b>	<b>.65</b>
M. Schwarz, T. Meinerz, V. Aul, ZF Friedrichshafen AG, Friedrichshafen	
<b>Berücksichtigung der elastischen Gehäusedeformation auf die Lastverteilung im Wälzlager über einen Fourieransatz . . . . .</b>	<b>.77</b>
M. Raabe, MESYS AG, Zürich, Schweiz	
<b>Axiale Wanderbewegungen von Innenringen rein radial belasteter Zylinderrollenlager – Untersuchungen zum Einfluss von Wellenverformungen auf irreversible Schlupfbewegungen im Lagersitz . . . . .</b>	<b>.87</b>
A. Maiwald, Maiwald Engineering, Chemnitz	
<b>Experimentelle und numerische Untersuchungen der hydraulischen Verluste in voll- und teilgefluteten Kegelrollenlagern. . . . .</b>	<b>.97</b>
A. Gonda, B. Sauer, Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik, Technische Universität Kaiserslautern;	
D. Großberndt, H. Schwarze, Institut für Tribologie und Energiewandlungsmaschinen, Technische Universität Clausthal	

## ► Gleitlager – Auslegung & Simulation

<b>3D-CFD-Simulation eines Gleitlagers mit Versorgungsnut unter Berücksichtigung von Mischreibung – Werkstoff und Oberfläche machen den Unterschied . . . . .</b>	<b>.107</b>
V. Hoffmann, D. Bartel, Lehrstuhl für Maschinenelemente und Tribologie, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg	
<b>Gekoppelte EHD-Simulation zur Auslegung von Gleitlagern in einem Kurbeltrieb . . . . .</b>	<b>.119</b>
D. Pendovski, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen RWTH Aachen University, Aachen; S. Sonnen, FEV Europe GmbH, Aachen	
<b>Auslegung eines hochbelasteten Radialgleitlagers mit Hilfe einer Multi-Parameter-Optimierung . . . . .</b>	<b>.129</b>
V. Hoffmann, Tribo Technologies GmbH, Magdeburg;	
D. Bartel, Lehrstuhl für Maschinenelemente und Tribologie, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg;	
C. Stelzer, CADFEM GmbH, Grafing b. München	
<b>Einsatzgrenzen von Gleitlagern im Bereich der Mischreibung . . . . .</b>	<b>.141</b>
F. König, C. Sous, G. Jacobs, Institut für Maschinenelemente und Systementwicklung, RWTH Aachen University	

## ► Wälzlager – Simulation

---

<b>Schlupfberechnung innerhalb von Sekunden – Schnelle und einfache Simulation der Dynamik bei stationären Betriebsbedingungen . . . . .</b>	<b>149</b>
P. Rödel, Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Schweinfurt	

<b>Kennzahl zur Identifikation der Wälzlagerkäfigdynamik . . . . .</b>	<b>159</b>
S. Schwarz, S. Tremmel, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik (KTmfk), Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg (FAU); H. Grillenberger, Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Herzogenaurach	

<b>Simulation von Lagerkäfigen in CABA3D mit detaillierter Festigkeitsanalyse . . . . .</b>	<b>173</b>
B. Hahn, D. Vlasenko, T. Kammerbauer, Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Herzogenaurach	

## ► Wälzlager – Sensor & Highspeed

---

<b>Sensorische Eigenschaften von Wälz- und Gleitlagerungen – Beherrschen von Unsicherheiten von und durch die Zusatzfunktion . . . . .</b>	<b>183</b>
M. Neu, A. Harder, E. Kirchner, Produktentwicklung und Maschinenelemente (pmd), Technische Universität Darmstadt	

<b>Intelligente Lineartechnik für die Fabrik der Zukunft . . . . .</b>	<b>193</b>
S. Unsleber, Bosch Rexroth AG, Schweinfurt	

<b>Untersuchung des Betriebsverhaltens radial belasteter Hochgeschwindigkeitswälzlager . . .</b>	<b>197</b>
C. Brecher, J. Falker, M. Fey, WZL der RWTH Aachen University	

## ► Windenergie

---

<b>Realitätsgetreue Abbildung von Rotorblattlagerbelastungen durch Berücksichtigung der Anschlusssteifigkeiten . . . . .</b>	<b>209</b>
F. Schleich, M. Stammer, Large Bearing Laboratory, Fraunhofer-Institut für Windenergiesysteme (IWES), Hamburg	

<b>Oszillierende Wälzlager in Windenergieanlagen – Abgrenzung der Schadensmechanismen . .</b>	<b>221</b>
S. Wandel, F. Schwack, G. Poll, Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie, Maschinenbau, Leibniz-Universität Hannover	

<b>Robustheitstest für Getriebewälzlagerungen in Windenergieanlagen . . . . .</b>	<b>233</b>
S. Oberdörfer, G. Jacobs, S. Neumann, Chair for Wind Power Drives, RWTH Aachen University	

► **WEA/WEC/H2**

---

**WEC-Bildung, einer von mehreren Wälzlager-Ermüdungsmechanismen . . . . .** 245  
J. Loos, T. Blass, J. Binderszewsky, W. Kruhöffner, D. Merk, Schaeffler Technologies AG & Co. KG,  
Schweinfurt

**WEA/WEC-Bildung in ölgeschmierten Wälzkontakten – Einfluss von elektrischem Strom  
und Schlupf . . . . .** 257  
F. Steinweg, Institut für Werkstoffanwendungen im Maschinenbau, RWTH Aachen University;  
A. Mikitisin, Gemeinschaftslabor für Elektronenmikroskopie, RWTH Aachen University

**Hydrogen assisted rolling contact fatigue . . . . .** 273  
D. Kürten, A. Kailer, Fraunhofer-Institut für Werkstoffmechanik IWM, Freiburg;  
I. Khader, Fraunhofer-Institut für Werkstoffmechanik IWM, Freiburg und German-Jordanian  
University, Amman, Jordan

► **Schadensmechanismen**

---

**Lagerstromschäden trotz Lagerisolation an industriellen Großantrieben – Untersuchungen  
im Rahmen einer großen Feldstudie . . . . .** 287  
S. Tröger, M. Kröger, Institut für Maschinenelemente, Konstruktion und Fertigung,  
Technische Universität Bergakademie Freiberg

**Untersuchung der Oberflächenmutationen und der Riffelbildung bei spannungs-  
beaufschlagten Wälzlagern. . . . .** 301  
D. Bechev, A. Gonda, R. Capan, B. Sauer, Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik  
(MEGT), Technische Universität Kaiserslautern

**Hybrid Bearing Life with Surface and Subsurface Survival . . . . .** 313  
A. Gabelli, SKF Nieuwegein, the Netherlands;  
G. E. Morales-Espejel, SKF Nieuwegein, the Netherlands and Université de Lyon, France

## ► Posterausstellung

<b>Higher efficiency and lifetime improvement for bearings . . . . .</b>	<b>325</b>
S. Bill, REWITEC GmbH, Lahnau	
<b>Prozessüberwachung funktionskritischer Oberflächen in der Lagerindustrie – Anwendungen und Möglichkeiten der Streulichtmesstechnik. . . . .</b>	<b>329</b>
B. Brodmann, OptoSurf GmbH, Ettlingen; D. Helfrich, Steinbeis Transferzentrum Wälzlagerertechnik, Herzogenaurach; S. Sommer, Hochschule Würzburg-Schweinfurt	
<b>Neuartige Methode zur Anomalien- oder Schadenfrüherkennung im Antriebsstrang. . . . .</b>	<b>341</b>
A. F. Nkwitoucha Djangang, VDEh-Betriebsforschungsinstitut, Düsseldorf	
<b>Wälzlager als potenzielle Zündquellen in explosionsgefährdeten Bereichen. . . . .</b>	<b>347</b>
T. Guthmann, F. Engelmann, S. Herbst, Wirtschaftsingenieurwesen, Ernst-Abbe-Hochschule Jena	
<b>Lebensdauersteigerung von Wälzlagern durch eine hochproduktive Hartbearbeitung – Festwalzen ermöglicht neue Ansätze für die Fertigung von Wälzlagern . . . . .</b>	<b>353</b>
O. Maiß, ECOROLL AG Werkzeugtechnik, Celle	
<b>Schadensmechanismen an vorgeschliffenen Innenringen bei Kaltwalzwerken WEC oder Schleifbrand? . . . . .</b>	<b>359</b>
T. Peuschel, SKF GmbH, Schweinfurt	
<b>Untersuchung elektrischer Eigenschaften von Wälzlagern zur Entwicklung eines Sensor- lagers – Analyse zum Einfluss der Last und Drehzahl auf die Wälzlagerimpedanz. . . . .</b>	<b>367</b>
T. Schirra, G. Martin, E. Kirchner, Produktentwicklung und Maschinenelemente, Technische Universität Darmstadt	
<b>Zustandsüberwachung von Wälz- und Gleitlagerungen mit magnetoresistiven Sensoren . . .</b>	<b>373</b>
R. Slatter, R. Buß, Sensitec GmbH, Lahnau	
<b>Lebensdauer von Profilschienenführungen unter Momentenbelastung – Entwicklung einer vereinfachten wälzkontaktbezogenen Lebensdauerberechnung für Profilschienen- führungen unter Nick- und Giermomentenbelastung . . . . .</b>	<b>379</b>
S. Ihlenfeldt, J. Müller, D. Staroszyk, Institut für Mechatronischen Maschinenbau Dresden, Technische Universität Dresden	
<b>Axialschub an nadelgelagerten Stützrollen – Experimentelle Grundlagenuntersuchungen. . .</b>	<b>385</b>
S. Wiesker, L. Rüth, B. Sauer, Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik (MEGT), Technische Universität Kaiserslautern	

## Vorwort

Sehr geehrte Damen und Herren,

Menschen, die miteinander Handel treiben, von dem alle Beteiligten profitieren, führen selten militärischen Konflikte. Unter diesem Gesichtspunkt ist ein weltweiter fairer Handel mit guten Produkten und Dienstleistungen die beste Voraussetzung für Frieden und Wohlstand.

Für die Wettbewerbsfähigkeit in weltweiten Handelsbeziehungen brauchen wir in einem Deutschland mit vielen klugen Leute, aber wenig Bodenschätzen und hohen Kosten die technisch besten Produkte hinsichtlich Funktionen, Zuverlässigkeit, Lebensdauer und Ressourcenverbrauch bei der Herstellung und im Betrieb. Das gilt nicht nur für komplexe technische Systeme, sondern auch für jedes Maschinenelement wie ein Wälzlager oder ein Gleitlager.

Obwohl es Gleit- und Wälzlager sowie Lagerungssysteme seit Anbeginn der Technik gibt, ist das Innovationspotential immer noch riesig. Das beginnt mit den Werkstoffen, deren Bearbeitung, Wärmebehandlung und Oberflächengestaltung, geht über die optimierte Gestaltung der Bauteile eines Lagers für geringe örtliche Belastungen, Gleitbewegungen und Reibenergieeinträge, die präzise und stabile Fertigung bis zu den Schmierstoffen mit Additiven und weiteren Zusätzen zum Aufbau tragender Ölfilm und/oder schützender Schichten.

Aus einem immer tieferen Verständnis aller funktionalen Zusammenhänge bis hin zu örtlichen Belastungen und Bewegungen sowie den Verschleißmechanismen und aus Messungen zur Bewertung des Zustands der Lagerungen können wir immer genauer die Restlebensdauer oder die Nutzungsdauer bis zu einem gezielten Service vorhersagen. Wer einmal Lagerkataloge von vor 40 Jahren mit denen von heute vergleicht, sieht den enormen Fortschritt in der Leistungsfähigkeit dieser Bauteile und in der Treffsicherheit der Berechnungen.

Die **13. VDI-Tagung „Gleit- und Wälzlagerungen“** gibt Ihnen eine gute Gelegenheit, um sich über aktuelle Entwicklungen auf dem Gebiet dieser Maschinenelemente mit Fachleuten zu unterhalten. Referenten aus Industrie und von Hochschulen informieren in Vorträgen über den Stand der Technik, über neueste Grundlagen und interessante Anwendungen.

Wir freuen uns auf Ihren Besuch der Tagung am 5. und 6. Juni 2019 in Schweinfurt.

Im Namen des Programmausschusses

**Prof. Dr.-Ing. Peter Tenberge**

Tagungsleiter

Lehrstuhl für Industrie und Fahrzeugantriebstechnik

Ruhr-Universität Bochum

**Fachlicher Träger ist die VDI-Gesellschaft Produkt- und Prozessgestaltung.**

**Fachbereich Getriebe und Maschinenelemente**

Der VDI-Fachbereich Getriebe und Maschinenelemente behandelt aktuelle Fragestellungen der Übertragung und Wandlung von Bewegungen und Energien durch Getriebe, die diese intelligent steuern und regeln. Dazu ist das Zusammenspiel verschiedener Maschinenelemente erforderlich. Handlungsempfehlungen in Form von VDI-Richtlinien, Erfahrungsaustausch und Veranstaltungen sind Ergebnisse der Aktivitäten.

**[www.vdi.de/gpp](http://www.vdi.de/gpp)**

# Angular Roller Unit (ARU)

## Innovatives Festlager mit hoher Tragzahl und niedriger Reibung

Dipl.-Ing. (FH) **Reinhard Rumpel**, Dr.-Ing. **Thomas Stahl**,  
**Michael Neumann** B. Eng.,  
Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Schweinfurt

### Kurzfassung

Zunehmende Leistungsdichten führen oftmals dazu, dass die Tragfähigkeit bestehender Lagerlösungen nicht mehr ausreicht um die auftretenden Kräfte und Momente zu übertragen. Gleichzeitig lässt die Anforderung nach Downsizing und kompakten Einheiten eine Vergrößerung der Lagerstelle nicht mehr zu. Zur Lösung dieses Konflikts kann nun eine ganz neue Lagerbauform – die Angular Roller Unit (ARU) – eingesetzt werden, die auf kleinem Bau-raum höhere Tragzahlen bei gleichzeitig niedrigen Reibwerten realisiert.

Die ARU basiert dabei geometrisch auf einem Kegelrollenlager, weist hierzu jedoch einige entscheidende Designunterschiede auf.

### Abstract (optional)

Due to increasing power densities, current bearings solutions – especially locating-/non-locating arrangements – are not sufficient to take the existing loads and moments. Additionally to that, the requirement to downsizing solution and compact units limits the possible mounting space.

To solve this conflict, from now on it is possible to use an innovative locating bearing called “Angular Roller Unit” (ARU), which allows high load capacities and low friction in a very small mounting space. The ARU is based geometrically on a Tapered roller bearing, but has some important differences in the design.

### 1. Einleitung

Der andauernde Trend die CO<sub>2</sub>-Emissionen stetig zu senken, führt zu immer reibungsärmeren Lagerlösungen in Fahrzeuggetriebeanwendungen. Dabei kann neben den Optimierungen an den Lagern selbst, der Wechsel der Lageranordnung von einer angestellten Lagerung auf eine Fest-Los-Lagerung die Reibleistung noch einmal vermindern, weil die axiale Vorspannung der Lagerung entfällt. Der Aufwand in der Umkonstruktion der Getriebe bei grundlegenden Überarbeitungen von bestehenden Getrieben oder Neuauslegungen rechtfertigt

tigt dabei auch die Änderung des Lagerungskonzeptes. Im Zuge solcher Nachfolgetriebe stellen Hersteller ihre Getriebe sukzessive auf eine Fest-Los-Lagerung um [1], Bild 1.

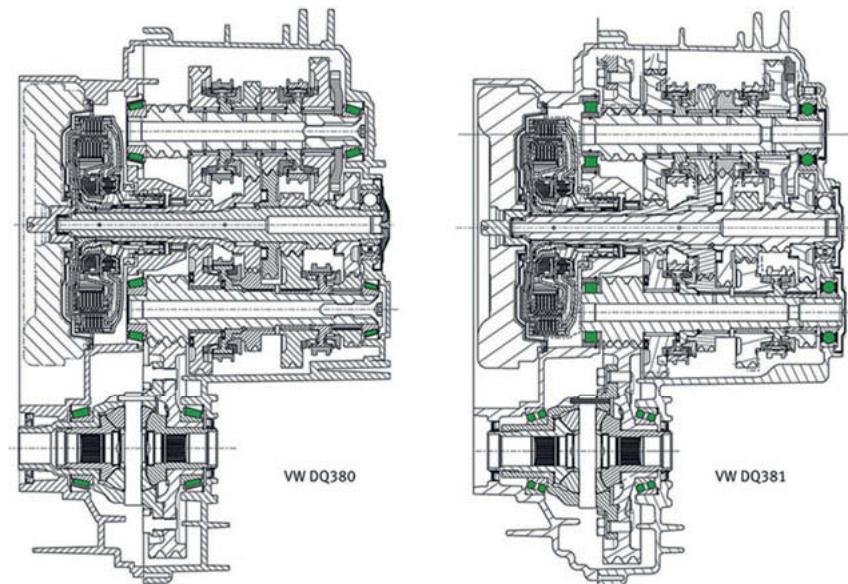


Bild 1: Angestellte Kegelrollenlagerung (links) versus Fest-Los-Lagerung (rechts) [2]

Als Festlager werden Rillenkugellager und als Loslager Zylinderrollenlager oder radial schmal bauende Rollenhülsen eingesetzt. Ein Vorteil – neben dem Entfall der Vorspannkraft – ist dabei, dass der Punktkontakt des Rillenkugellagers im Teillastbetrieb weniger Reibung erzeugt als der Linienkontakt des Kegelrollenlagers. Allerdings haben Rillenkugellager aufgrund ihres Punktkontakts eine vergleichsweise niedrige Fähigkeit, Lasten aufzunehmen [2].

## 2. Festlager ARU: Aufbau und Eigenschaften

Um Fest-Los-Lagerungen bauraumneutral umsetzen zu können, hat Schaeffler ein neues innovatives Festlager mit der Bezeichnung „Angular Roller Unit“ (ARU) entwickelt. Es weist eine deutlich höhere Tragfähigkeit als ein Rillenkugellager auf, läuft gleichzeitig aber ebenfalls reibungsarm. Das Bild 2 zeigt den Abmessungsvergleich zwischen einem Rillenkugellager und einer Angular Roller Unit bei gleicher Tragzahl.



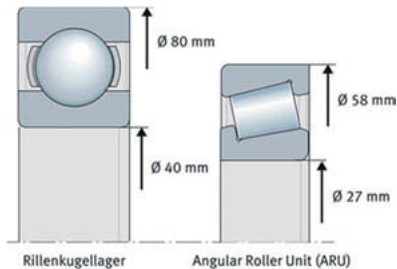


Bild 2: Abmessungsvergleich von Rillenkugellager und Angular Roller Unit bei gleicher Tragzahl

Auf den ersten Blick ähnelt das ARU einem Kegelrollenlager, Bild 3 oben, unterscheidet sich aber in wesentlichen konstruktiven Merkmalen davon. So kann die ARU im Gegensatz zu einem Kegelrollenlager auch als Einzellager Axialkräfte in beide Richtungen aufnehmen, Bild 3 unten. Der Verbau sollte jedoch entsprechend der Vorzugsrichtung erfolgen, damit die höheren Axialkräfte ähnlich wie bei Kegelrollenlagern über die Laufbahnen übertragen werden. Borde am Innen- und Außenring übertragen jene Axialkräfte, die entgegen dieser Vorzugsrichtung wirken. Die Kegelrollen sind aus diesem Grund – anders als bei Kegelrollenlagern – an beiden Stirnseiten bearbeitet. Die ARU ist aufgrund der Borde an beiden Ringen selbsthaltend, lässt sich somit in gleicher Art und Weise wie Rillenkugellager verbauen und wird mit einer definierten Lagerluft gefertigt. Auch das daraus resultierende Axialspiel ist vergleichbar zu Rillenkugellagern.

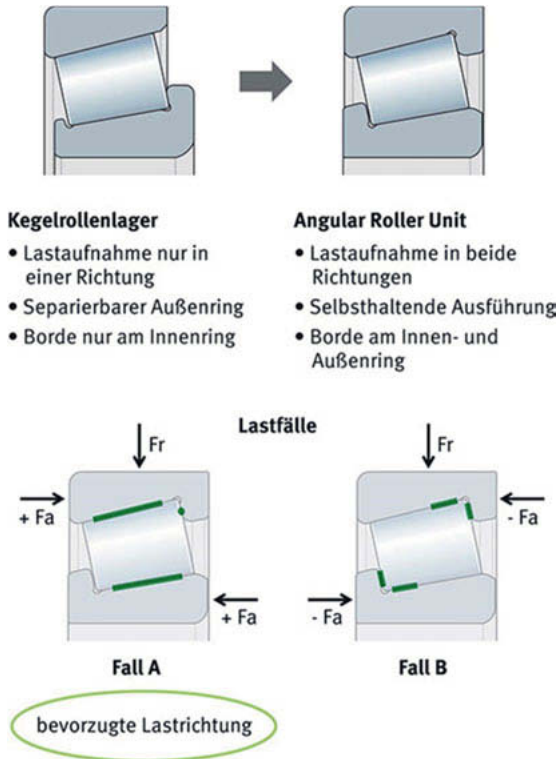


Bild 3: Konstruktionsprinzip eines Kegelrollenlagers und einer Angular Roller Unit (ARU) im Vergleich (oben) sowie Lastfälle für eine ARU mit Vorzugsrichtung (unten)

Die ARU ist für all jene Einbaustellen geeignet, bei denen eine höhere Tragzahl erforderlich ist, als es ein Rillenkugellager bietet. Die Höhe der auftretenden Axialkräfte ist dabei umfassend zu prüfen und das Lager entsprechend der Vorzugsrichtung zu verbauen.

### 3. Simulation der unterschiedlichen Lagerungskonzepte

Am Beispiel eines aktuellen Sechsgang-Handschaltgetriebes für den Front-quer-Einbau sollen im Folgenden verschiedene Lagerungskonzepte bezüglich ihrer Eigenschaften verglichen werden. Bild 4 zeigt das Berechnungsmodell eines solchen Handschaltgetriebes für Drehmomente bis etwa 250 Nm, wie es in Fahrzeugen der Kompaktklasse mit Frontantrieb ein-

gesetzt wird. In diesem Beispiel ist bereits eine ARU an der Getriebeausgangswelle vorgesehen.

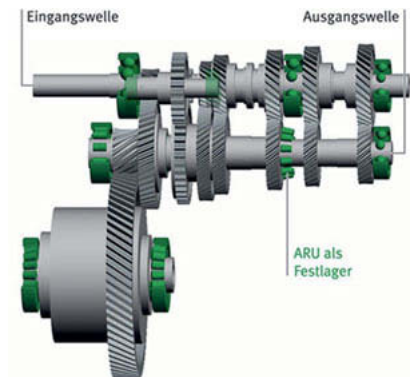


Bild 4: Einbauposition einer Angular Roller Unit (ARU) in einem Sechsgang-Handschaftgetriebe an der Getriebeausgangswelle

Für den Vergleich der Lagerungen werden vier verschiedene Konzepte am Beispiel der Ausgangswelle bei gleichen Bauräumen untersucht:

- angestellte Lagerung mit Standard-Kegelrollenlagern
- angestellte Lagerung mit reibungsoptimierten Kegelrollenlagern
- Fest-Los-Lagerung mit Rillenkugel- und Zylinderrollenlager
- Fest-Los-Lagerung mit ARU und Zylinderrollenlager.

Bild 5 stellt die Berechnungsergebnisse für den 5. Gang in den einzelnen Lagervarianten gegenüber. Aus den im oberen Teil dargestellten Reibverlusten ist eindeutig zu entnehmen, dass konventionelle Kegelrollenlager, die gegeneinander angestellt werden, die höchste Reibung aufweisen. Optimierte Kegelrollenlager erreichen schon deutlich niedrigere Reibmomente, werden jedoch von einer Fest-Los-Lagerung mittels Rillenkugellager und Zylinderrollenlager noch übertroffen. Die Fest-Los-Lagerung mittels ARU und Zylinderrollenlager schneidet hinsichtlich der Reibung ähnlich gut ab wie die Lösung mit Rillenkugellager.

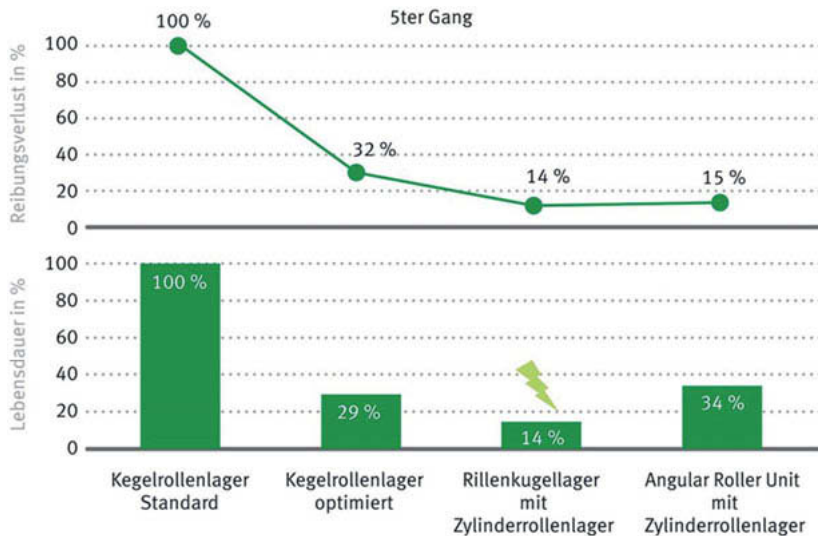


Bild 5: Simulation von Reibung (oben) und Lebensdauer (unten) für den 5. Gang des Handschaltgetriebes

Bei der rechnerischen Lebensdauer schneiden Kegelrollenlager, die nicht speziell auf niedrige Reibung abgestimmt wurden, am besten ab. Sie sind jedoch in vielen Anwendungsfällen überdimensioniert und aufgrund der hohen Reibung nicht zu bevorzugen. Optimierte Kegelrollenlager bieten nach wie vor eine ausreichende Lebensdauer, auch wenn diese deutlich niedriger ausfällt als bei der Lagerung mit konventionellen Kegelrollenlagern. Die Fest-Los-Lagerungskonzepte wären aufgrund der hervorragenden Reibungseigenschaften generell zu bevorzugen. Allerdings ist die rechnerische Lebensdauer für die Lösung mit Rillenkugellager im 5. Gang nicht ausreichend. Mit der ARU als Festlager hingegen wird eine höhere Lebensdauer als mit optimierten Kegelrollenlagern bei gleichzeitig niedrigerer Reibung erreicht. Damit wäre die Umstellung von einer angestellten Kegelrollenlagerung auf eine Fest-Los-Lagerung bauraum-neutral nur durch die Verwendung eines ARU-Lagers als Festlager möglich.

#### 4. Validierung der Simulationsergebnisse

Es wurden umfangreiche Berechnungen zum Reibmomentverhalten der ARU durchgeführt. Die Korrelation der Simulationsergebnisse mit den Versuchen ist sehr hoch, Bild 6. Sowohl

der prinzipielle Verlauf der Reibmomentkurven als auch die absolute Höhe von gemessenem und berechnetem Reibmoment stimmen gut überein.



Bild 6: Vergleich des simulierten und des am Prüfstand gemessenen Reibmoments für die neue ARU-Lagerbauform

Parallel zum Reibmoment wurden auch Lebensdauerversuche durchgeführt und ebenfalls mit Simulationen abgeglichen. Bild 7 zeigt den prinzipiellen Aufbau des verwendeten Lebensdauerprüfstands. Es wurden Versuche unter statischer Belastung in Vorzugs- und gegen Vorzugsrichtung (Test A) sowie Versuche mit wechselnder Belastungsrichtung (Test B) durchgeführt.

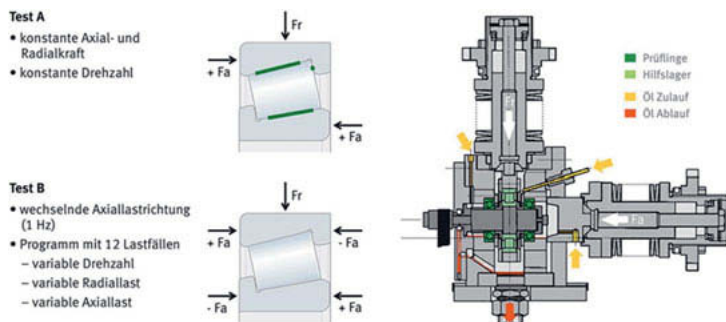


Bild 7: Prinzipieller Aufbau des Prüfstands, mit dem die Lebensdauerberechnungen für die neue ARU-Lagerbauform validiert wurden

Alle Lebensdauerversuche sowohl in Vorzugsrichtung als auch gegen die Vorzugsrichtung wurden ohne Beanstandung mit Laufzeiten weit über der errechneten Lebensdauer abgeschlossen.

Auch die Versuche mit wechselnder Belastungsrichtung haben keine kinematischen Auffälligkeiten gezeigt. Selbstverständlich führen sehr hohe Axiallasten oder sehr hohe Drehzahlen aufgrund des Energieeintrags zu erhöhten Temperaturen am Lager. Die erhöhten Temperaturen haben jedoch keinen Einfluss auf die Funktion des Lagers und führen und alle Lager haben die Testreihe ohne Ausfall absolviert.

## **5. Zusammenfassung: Anwendungsfelder der ARU**

Die ARU ist eine völlig neue Lagerbauform die Ihre Vorteile insbesondere in bauraumkritischen Fest-/Loslagerungen mit einer dominierenden Axiallastichtung ausspielt. Aufgrund der Größenlimitierung stoßen Kugellager mit ihrem Punktkontakt in solchen Anwendungen oftmals an ihre Grenzen. Der Linienkontakt der ARU führt zu reduzierten Flächenpressungen und damit zu erhöhten Lebensdauern, wobei die Reibung in Vorzugsrichtung deutlich geringer ist als bei konventionell angestellten Lagerungen.

Darüber hinaus kann die ARU auch in angestellten Lagerungen von Vorteil sein, wenn – analog zu Kugellagern – abgedichtete und lebensdauergeschmierte Lagersysteme erforderlich sind. Durch die Selbstthaltefunktion der ARU ist diese auch abgedichtet und be fettet ausführbar, so dass das Handling in der Montage deutlich vereinfacht wird.

Die ARU ist damit ein Festlager das die Performancelücke zwischen Kugellager- und Zylinderrollenlager (NUP) schließt und somit hohe Tragfähigkeit bei gleichzeitig verhältnismäßig geringer Reibung gewährleistet.

## **Quellenangaben**

- [1] Gröhlich, H.; Germershausen, D.: DQ381 – The Latest Generation of Dual-Clutch Transmissions from Volkswagen. Proceedings of VDI Congress, Drivetrain for Vehicles, Bonn, 2017.
- [2] von Petery, G.; Rumpel, R.: Innovative Lagerkonzepte für die Antriebe der Zukunft. Schaeffler Symposium 2018, S. 195-207.

# Den „Schmerz“ reduzieren – Die Entwicklung eines Dental-Kugellagers mit 3-Radien-Profil

## Das Ermöglichen von Höchstleistungen – trotz härtester Einsatzbedingungen

Dipl.-Ing. (FH) **Herbert Niedermeier**, Dipl.-Ing. (FH) **Thomas Kreis**,  
Gebr. Reinfurt GmbH & Co. KG, Rimpar

### Kurzfassung

Unter Verkipfung laufende Standard-Radialrillenkugellager werden mit erheblichen Zwangskräften beaufschlagt, die zu einem frühzeitigen Lagerausfall führen. Durch den Einsatz eines neuartigen Rillenkugellagers mit 3-Radien-Profil stellen sich trotz Verkipfung des Lagers die Betriebskontaktwinkel am Innenring und Außenring auf einen optimalen Wert ein. Der Kugelsatz bewegt sich nahezu auf einer Kreisbahn, sodass Geräuschauffälligkeiten und frühzeitiger Verschleiß vermieden werden kann. Die Folge daraus ist eine signifikant höhere Lebensdauer.

### 1. Einleitung

Ein kreischend, quälendes Surren – viele verbinden schon das Geräusch des Zahnarztbohrers mit schmerzenden Zähnen. Eine Wurzelbehandlung ist per se kein angenehmes Erlebnis. Quietschen zusätzlich die hochfrequenten Töne des vermeintlichen Folterwerkzeuges am Trommelfell des Patienten, ist eine negative Belegung des Arztes und seiner Geräte vorprogrammiert. Welche Rolle Kugellager dabei spielen und auf welche Weise das 3-Radien-Profil für Linderung sorgen kann, wird im Weiteren erläutert.

### 2. Dentalhandstück – Kurzbeschreibung eines High-Tech-Systems

Das sogenannte Dentalhandstück gehört zur Grundausstattung einer jeden Zahnarztpraxis. Es nimmt die verschiedenen Werkzeuge auf, die zur Zahnbehandlung notwendig sind. Bild 1 zeigt eine Auswahl marktüblicher Exemplare.



Bild 1: Dentalhandstücke mit präpariertem Kopf

Für ein ergonomisches Greifen des Instruments sorgt die Griffhülse, die mit einem Griffprofil versehen ist. Neben der Möglichkeit zur Beleuchtung des Mundraums mithilfe eines Lichtauges kann dieser mittels Spraydüsen gereinigt und gekühlt werden. Ein Druckknopf an der Oberseite des Kopfes ermöglicht den schnellen Austausch des Werkzeugs.

Im Inneren befindet sich die Dentalturbine. Diese wird pneumatisch auf bis zu 500.000 Umdrehungen pro Minute beschleunigt. Die Schaufeln des Rotors werden dabei von der Druckluft angeströmt und erfahren so eine Antriebskraft. Über den Hebel – zwischen Kraftangriffspunkt und Wellenmitte – ergibt sich ein Antriebsmoment, welches in einer Rotationsbewegung der Rotorwelle resultiert. Aufgrund der Spannfunktion der Welle, also der Aufnahme und Fixierung des Dentalwerkzeuges, überträgt sich das Drehmoment auf jenes Werkzeug, welches in Bild 1 durch einen zylindrischen Stift repräsentiert wird. Am anderen Ende des Handstücks befindet sich der Anschluss für die Druckluftversorgung. Der für den Antrieb notwendige Luftstrom wird der Turbine mittels eines Leitungssystems in der Griffhülse zugeführt und anschließend durch ein ebenfalls integriertes, parallel liegendes Rohr wieder ausgeleitet.

### 3. Lagerung der Dentalturbine – hochpräzise Miniaturkugellager

Für die nachfolgende Betrachtung der Turbinenlagerung wird der Fokus auf die Innenkonstruktion des Handstück-Kopfes gelegt. Die relevanten Bezeichnungen sowie handelsüblichen Maße können Bild 2 entnommen werden.



Zwei Lagerpakete ermöglichen die erforderliche Positionierung und Stabilisierung der Hohlwelle im Gehäusekopf des Dentalhandstücks. Die Kugellager bestehen aus Innen- und Außenringen höchster Qualität, Stahl- oder Keramik-Kugeln ( $\varnothing$  1 mm) und Käfigen aus Hochleistungskunststoffen. Komplettiert werden sie im Regelfall durch Abdeckungen, die den Austritt der medizingerechten Schmiermittel aus dem Kugellager und den Eintritt potentieller Verschleiß- und Schmutzpartikel in das Lager reduzieren. Diese Schutzfunktion wird im verwendeten Modell in Bild 2 von einer modifizierten Planseite des Außenrings übernommen. Die Innenringe sind im Regelfall kraftschlüssig mit der Welle verbunden. Mithilfe von O-Ringen (radial) und Wellfederscheiben (axial) werden die Außenringe schwimmend im Gehäuse gehalten. Durch dieses System wird eine schwingungsdämpfende X-Anordnung realisiert, welche axiale Stoßbelastungen bis zu einem gewissen Grad kompensieren kann. Nachteilig wirkt sich der Aufbau durch eine ungleichmäßige Lastverteilung aus. In der Anwendung werden die radialen Auslenkungen der Hohlwelle, infolge der Belastung des Dentalwerkzeugs, hauptsächlich durch das vordere (linke) Lager abgefangen. Der Einsatz des Zahnarztbohrers stellt also nicht nur für Patienten eine Herausforderung dar. Er fordert ebenso eine hohe Belastbarkeit der hochdrehenden Kugellager bei gleichzeitig wechselnden Biegemomenten der Hohlwelle.

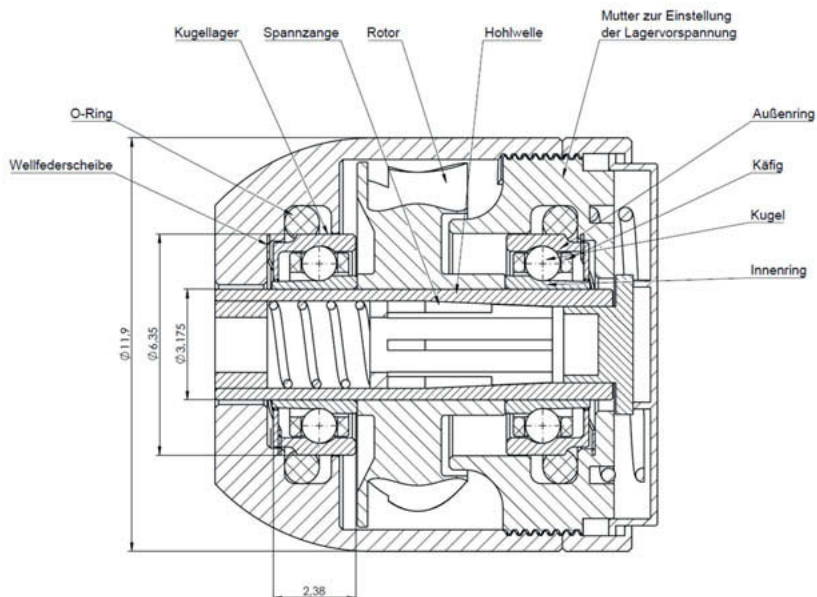


Bild 2: Halbschnitt durch den Gehäusekopf eines Dentalhandstück

#### 4. Ausfallmechanismen von Turbinenkugellagern

Die rundum schlechten, äußeren Bedingungen in der Dentalturbine sind für jedes Rillenkugellager eine große Herausforderung. Nach jeder Zahnbehandlung wird das Handstück in einem automatisierten Aufbereitungsprozess gereinigt, geölt und sterilisiert. Trotz des Pflegeintervalls herrscht nach kurzer Zeit bereits wieder eine Mangel-schmierungssituation, da die Abluft der Turbine nicht nur über den Abluftkanal des Handstücks, sondern auch über die Kugellager entweicht und dabei das eingebrachte Pflegeöl wieder nach „außen“ fördert.

Eine weitere negative Einflussgröße ist die asymmetrische äußere Belastung, die bei der Zahnbearbeitung auf die Schneide des Bohrwerkzeugs übertragen wird und als Konsequenz daraus zu einer Verkipfung der Rotorwelle führt. So verstärkt z.B. ein Fluchtungsfehler der Lagerstellen – bedingt durch einen schräg montierten Außenring – diesen Einfluss noch einmal deutlich.

Gemäß dem Stand der Technik werden unter Verkipfung laufende Rillenkugellager mit erheblichen Zwangskräften beaufschlagt. Die Kugeln des Kugelsatzes bewegen sich dabei auf elliptischen Bahnen mit der Konsequenz, dass diese, je nach Ellipsenposition, mit unterschiedlichen Umwälzgeschwindigkeiten angetrieben werden. Durch schnell beziehungsweise langsam laufende Wälzkörper erfährt der Kugellagerkäfig eine permanente Wechselbeanspruchung. Die Folge daraus ist eine Überbelastung des Käfigs und damit ein rapide fortschreitender Käfigverschleiß. Daraus resultiert ein frühzeitiger Lagerausfall. Dieser Effekt kann teilweise durch moderne Hochleistungskunststoffe – versetzt mit reibungsmindernden Additiven – kompensiert werden.

Fortschreitender Verschleiß führt zu Abrieb bzw. Schmutz, welcher sich im Lagerinneren ansammelt. Die Konsequenz daraus ist ein Drehzahlverlust infolge von erhöhter Laufreibung. Unmittelbar vor dem Ausfall des höherbelasteten, vorderen Lagers wird das Handstück als laut und leiernd (durch deutliche Drehzahlschwankungen im Betrieb) wahrgenommen. Gleichzeitig werden auf die Griffhülse des Handstücks unangenehme Vibrationen übertragen.

#### 5. Lösungsansatz: Auslegung eines Sonderkugellagers mit speziellem Laufbahnprofil

Der Aufbau der Dentalturbine (Bild 2) lässt keinen Spielraum für geometrische Anpassungen im Umfeld der Kugellager. Durch die schwimmende Aufnahme der beiden Außenringe im Gehäuse kann ein „Schrägstehen“ eines Außenringes nicht komplett verhindert werden. Tritt dieser Fall ein, wird die Turbine zwangsläufig - wie unter Punkt 4 beschrieben - früher ausfallen, sodass die vom Dentalgerätehersteller zugesicherte Gewährleistungsfrist nicht sicher erreicht werden kann.

Die Aufgabe für die Lösung des Problems besteht demnach darin, das Laufbahndesign des Rillenkugellagers soweit anzupassen, dass sich die Kugeln des Kugelsatzes trotz Verkippung des Kugellagers annähernd auf einer Kreisbahn bewegen, sodass die infolge unterschiedlicher Umwälzgeschwindigkeiten der Kugeln herrschenden Zwangskräfte auf den Käfig weitestgehend vermieden werden können.

Die beschriebene Problemstellung kann mit dem 3-Radien-Profil, das sich in der Laufbahn des Außenringes befindet, gelöst werden (Bild 3). Das kinematische Wirkprinzip wird im Folgenden näher beschrieben:

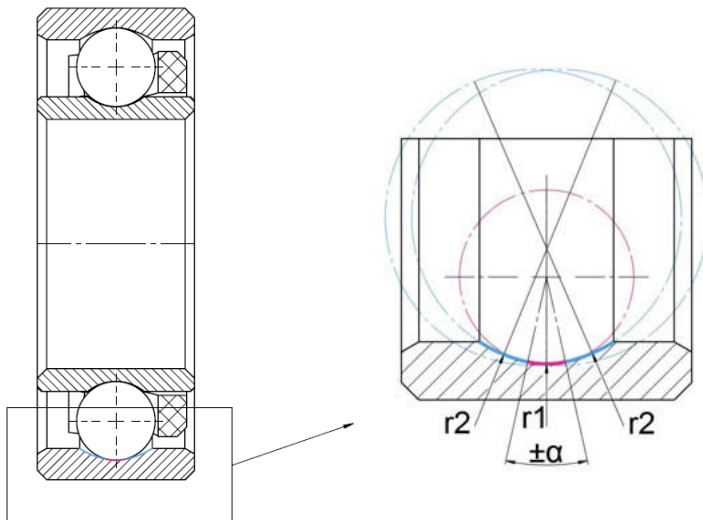


Bild 3: 3-Radienprofil in der Laufbahn des Außenringes (Gesamtansicht und Ausschnitt)

Gemäß Bild 3 ist die Außenring-Laufbahn des Sonderkugellagers mit einer speziellen Kontur ausgestattet. Bei regulärer Einbaulage - ohne Verkippung - bestehen grundsätzlich keine Unterschiede zwischen einem Standard-Radialrillenkugellager und dem 3-Radius-Lager in Bezug auf die Abrollverhältnisse des Kugelsatzes, da sich die Kugeln innerhalb des Radius  $r_1$  mit dem Laufbahnwinkel  $\pm\alpha$  bewegen. Ohne Berücksichtigung eines Kippspiels verfügen beide Kugellagervarianten über identische statische und dynamische Tragzahlen.

Sobald sich ein definiertes Kippspiel zwischen Innenring und Außenring einstellt, bewegen sich einzelne Kugeln des Kugelsatzes in den Teilabschnitt 2. Dort ist der Laufbahnradius  $r_2$  deutlich größer als  $r_1$  (ca. 2-mal so groß wie  $r_1$ ), sodass sich der Betriebskontaktwinkel deutlich

nach innen (Richtung Laufbahnmitte) verschiebt und die stark elliptische Ausprägung der Laufspur minimiert wird. In dieser Situation werden die Zwangskräfte zwischen Kugeln und Laufbahnen bzw. Kugeln und Käfig deutlich reduziert. Mit Hilfe der FE-Simulation wird in Abschnitt 7 der positive Effekt des 3-Radiusprofils näher beschrieben. Ein erster, hörbarer Erfolg ist ein trotz Verkipfung deutlich leiseres Kugellager.

## 6. Lagerlaufgeräusch und Geräuschprüfung bei GRW

Die Geräuschmessungen wurden auf einem GRW-Geräuschprüfgerät durchgeführt (Bild 4). Hierbei nimmt ein Beschleunigungsaufnehmer die Schwingungen am Außenring des Rillenkugellagers ab. Der Innenring wird mit 3000 Umdrehungen pro Minute durch eine hydrodynamisch gelagerte Welle angetrieben.

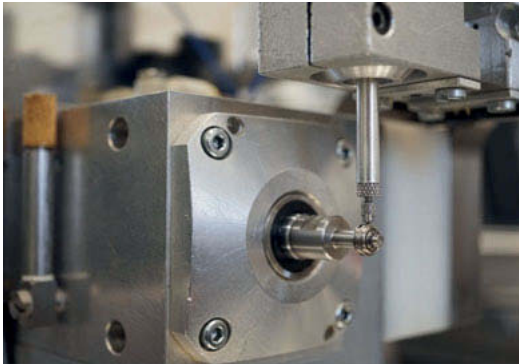


Bild 4: Geräuschprüfspindel mit aufgestecktem Kugellager und Beschleunigungsaufnehmer

Ein Piezokristall wandelt die detektierten Beschleunigungswerte in eine elektrische Spannung um. Entsprechende Bandfilter teilen die Frequenzen in die Bereiche 500 bis 1.600 Hz (TIEF) bzw. 1.600 bis 5.000 Hz (HOCH) auf. Auftretende Signalspitzen werden über die Zeit integriert und als „PEAK-Bereich“ dargestellt (Bild 5).

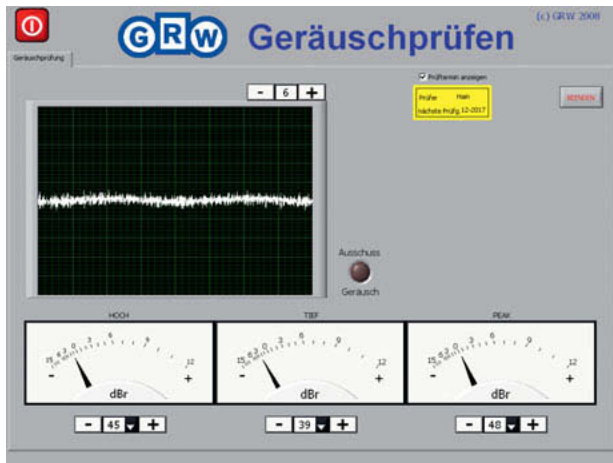


Bild 5: Geräuschauswertung am GRW-Geräuschprüfgerät

Bei der Geräuschprüfung bestätigt sich das annähernd identische Verhalten der beiden Vergleichslager im unverkippten Zustand. Sobald jedoch die Außenringe der beiden Lagerversionen in einen Verkippfungszustand überführt werden, ist beim Standardlager ein deutlich stärkerer Anstieg des Laufgeräuschs zu verzeichnen. Das Sonderlager mit 3-Radien-Profil zeigt in jeder Verkipplungslage des Außenrings ein unauffälliges (leises) Verhalten.

## 7. FE-Simulation

Basierend auf der expliziten dynamischen Methode in LS-DYNA wird ein dynamisches Modell einer Turbinenlagerung nachgebildet. Die dynamischen Schwingungen der Rotorlagerung werden für das Standard-Radialrillenkugellager und das Sonderlager mit Drei-Radien-Profil bei kombinierter Last und Schiefstellung des Außenrings simuliert und die Auswirkungen auf das Verhalten des Käfigs und des Kugel-/Laufbahnkontaktes analysiert. In den Kugellagern der Dentalturbine wird der Käfig als schwächstes Bauteil betrachtet. Von daher besteht zwischen den dynamischen Schwingungen und der Käfig-Lebensdauer ein direkter Zusammenhang.

## Modellbeschreibung

In den verwendeten AC-Lagern (Angular contact ball bearings) der Rotorlagerung kommen folgende Werkstoffe zum Einsatz:

Innen-/Außenringe:	Martensitischer Niro-Stahl X65Cr13
Kugeln:	Siliziumnitrid ( $\text{Si}_3\text{N}_4$ )
Käfig:	Polyamidimid (PAI)

Für die Simulation werden das Gehäuse und die Kugeln als Starrkörper ausgeführt. Für die gesamte Rotorwelle, den Innen- und Außenring sowie den Käfig wird ein linear elastisches Materialmodell gewählt. Die Verbindung der Außenringe mit dem Gehäuse erfolgt über O-Ringe. Hierfür wird ein hyperelastisches Materialmodell zugrunde gelegt. Zur Bestimmung der Mooney-Rivlin-Materialparameter wurde in Vorversuchen ein Abgleich zwischen Simulation und realen Eigenschaften durchgeführt. Das gesamte Modell der Rotorlagerung ist in Bild 6 dargestellt. Es besteht aus 545.477 Knoten, 571.042 Elementen und 37 Komponenten.

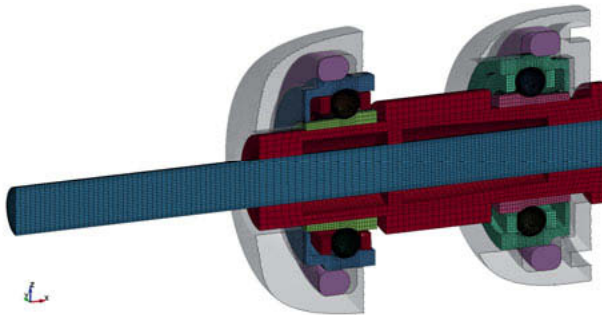


Bild 6: Netzdarstellung Gesamtmodell

## Randbedingungen

Insgesamt ergeben sich für das Modell 54 Hauptkontaktpaare. Für die FE-Berechnung wurden definierte Reibungskoeffizienten für die folgenden Reibpartner gewählt:

- Haftreibung zwischen Kugeln und IR-/AR-Laufbahn
- Haftreibung zwischen Kugeln und Käfig
- dynamische Reibung für o.g. Kontakte
- Reibung zwischen Gehäuse, O-Ring und Außenring

Die axiale Anstellung der Lager erfolgt auf die Stirnfläche der Außenringe mit eindimensionalen Federn und einer Federrate von 10 N/mm. Die Drehgeschwindigkeit wird

auf die Rotorwelle zwischen den beiden Lagerstellen übertragen. In Diagramm 1 ist der zeitliche Verlauf für das Aktivieren von Vorspannung (Federkraft), Rotation (Drehgeschwindigkeit) und Belastung (Krafteinleitung) dargestellt. Dies geschieht nacheinander unter Berücksichtigung einer entsprechenden Einschwingzeit.

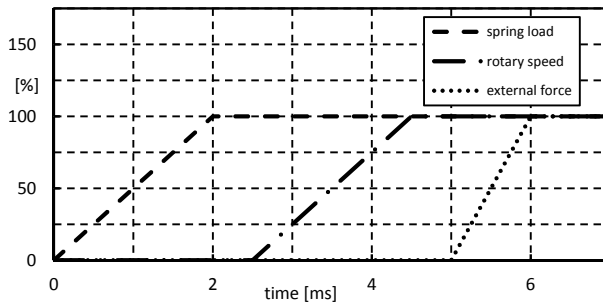


Diagramm 1: Zeitlicher Verlauf für das Aktivieren der Federkraft, der Drehgeschwindigkeit und der Belastung

## Ergebnisse und Diskussion

Die über den zeitlichen Verlauf auf die Oberfläche der Kugeln aufaddierte Energiedichte ist in Diagramm 2 aufgetragen.

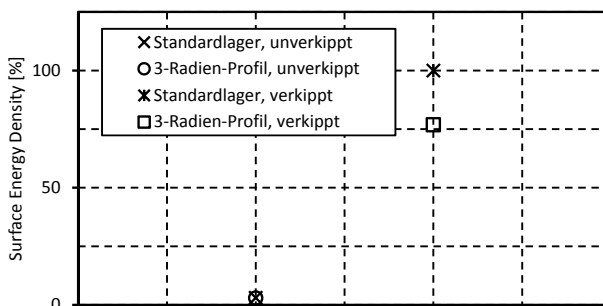


Diagramm 2: Energiedichte Kugelsatz

Für die Betrachtungsweise der unverkippten Situation stellt sich sowohl für das Standardlager als auch für das Sonderlager mit 3-Radien-Profil ein energieärmerer Zustand ein (3% des Maximalwertes). Eine zusätzlich eingestellte Verkipfung führt insgesamt zu einer deutlichen

Steigerung der Energiedichte, mit dem Unterschied, dass das Sonderlager mit 78% Energiedichte im Vergleich zum Standardkugellager (100%) deutlich besser abschneidet. Die günstigere Energiebilanz lässt darauf schließen, dass auch die auf den Käfig übertragenen Schwingungen niedriger ausfallen.

Für den Nachweis wurden die radialen Käfigbewegungen für beide Lagerausführungen im verkippten Zustand simuliert (Diagramm 3).

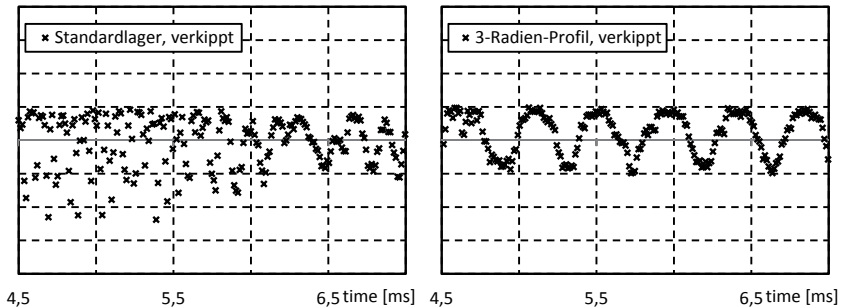


Diagramm 3: Radiale Käfigbewegung im Standardlager (links) und im Sonderlager (rechts)

Aus dem Diagramm links (Standardlager) geht hervor, dass der Käfig durch den Kugelsatz undefiniert angeregt wird und die Käfigbewegungen keinem konkreten Muster folgen. Der Käfig läuft „unruhig“, mit der Konsequenz, dass sich der Käfigverschleiß auf einem hohen Niveau einpendelt und das Kugellager als geräuschauffällig wahrgenommen wird. Der Käfig im Sonderlager mit 3-Radien-Profil (Diagramm rechts) folgt bzgl. seines radialen Bewegungsprofils einem sinuiden Verlauf. Dies generiert deutlich weniger Käfigverschleiß, sodass Lebensdauer und Laufgeräusch positiv beeinflusst werden.

## 8. Schlussbetrachtung

Die neue Kugellagerbauform „Radial-Rillenkugellager mit 3-Radien-Profil“ kann in Anwendungen erfolgreich eingesetzt werden, in denen die Einbausituation Spielräume für Fluchtungsfehler bzw. Verkipnungen der Lagerstellen bietet. Standard-Rillenkugellager reagieren auf die beschriebenen Einflüsse sehr empfindlich. Stark streuende Kontaktkräfte, die vom Kugelsatz auf den Käfig übertragen werden, führen zu undefinierten radialen Käfigbewegungen, mit der Konsequenz, dass der Käfig zum Schwingen angeregt wird und sich ein hoher Verschleiß einstellt. Verkippt laufende Standardlager werden als „geräuschauffällig“ wahrgenommen und fallen deutlich früher aus.



Abhilfe schafft das Sonderkugellager mit 3-Radien-Profil. Mithilfe der GRW-Geräuschprüfung und der FE-Simulation konnte nachgewiesen werden, dass eine verkippte Einbaulage deutlich besser kompensiert werden kann.

Aktuell befindet sich das neue Lagerdesign bereits im Feldeinsatz. Statistisch abgesicherte Aussagen bzgl. der erzielbaren Lebensdauerverbesserung im Vergleich zum Standardkugellager können erst in ca. 12 Monaten getroffen werden, sobald eine ausreichend große Stichprobe an ausgefallenen Dentalturbinen ausgewertet ist.

Die mit den Sonderkugellagern bestückten, leisen Dentalturbinen werden dem Patienten ein angenehmeres Umfeld vermitteln. Auch der Zahnarzt empfindet das neue Sonderkugellager mit 3-Radien-Profil als „schmerzreduzierend“, da durch das längere Betriebsintervall der Turbine der „Kostenschmerz“ deutlich geringer ausfällt.



# Entwicklung eines neuen Materials für Wälzlager

Dipl.-Ing. **Dietmar Rudy**, Dipl.-Ing. **Sven Claus**,  
Dr.-Ing. **Michael Pausch**,  
Schaeffler Technologies AG & Co. KG

## 1. Kurzfassung

Die Leistungsfähigkeit vieler Maschinen-, Baugruppen oder Antriebsstränge wird insbesondere durch das Maschinenelement „Wälzlager“ maßgeblich beeinflusst oder sogar bestimmt. Daher ist es wesentlich das Augenmerk auf weiterführende Forschungsansätze zur Steigerung der Leistungsfähigkeit des Wälzlagers zu legen. Insbesondere die Erforschung neuer Materialien spielt dabei als wesentliche Stellschraube eine wichtige Rolle.

Der Beitrag berichtet über die Entwicklung eines neuen Werkstoffes für Wälzlager, mit dem eine enorme Steigerung der Verschleißfestigkeit und damit der Gebrauchsdauer von möglich ist. Dieser Werkstoff verfügt über folgende Eigenschaften:

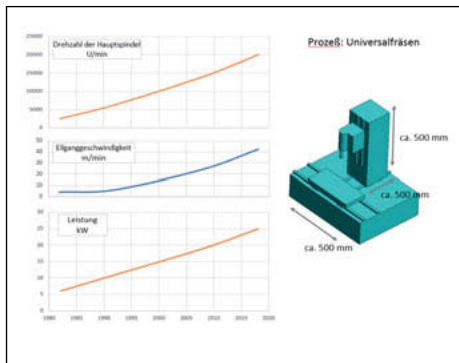
- Höchste Homogenität des Gefüges durch ein pulvermetallurgisches Herstellverfahren
- Außergewöhnlich hohe Härte von über 65 HRC durch mehrstufige Wärmebehandlung
- Sehr zähe Werkstoffmatrix mit hohem Gehalt an feinen, gleichmäßig verteilten Karbiden
- Enorm hohe Temperaturstabilität bis zu Anwendungstemperaturen von über 400°C

Sowohl in Lebensdauerversuchen mit statistisch abgesicherter Anzahl an Prüflingen unter idealen Einsatzbedingungen mit stabiler Schmierung und einem Drehzahlkennwert von  $\kappa > 2$ , als auch unter Mischreibungsbedingungen ( $\kappa < 0,4$ ), setzt dieser Werkstoff gegenüber klassischen Wälzlagerwerkstoffen wie 100 Cr6 oder Cronidur 30® neue Maßstäbe. Dabei spielt vor allem das Legierungselement Vanadium eine tragende Rolle, das die Ausbildung feinsten Karbide begünstigt und mit der Kombination von hoher Verschleißfestigkeit, bester Zähigkeit ein ideales Eigenschaftsportfolio als Wälzlagerwerkstoff bietet. Dies bestätigen besondere Verschleißtests unter Kontamination mit mineralischen harten Partikeln, in denen um den Faktor 25 längere Laufzeiten gegenüber den herkömmlichen Werkstoffen erzielt wurden. Der Bezug zur Praxis kann im Einsatz von Spindellagern gezeigt werden. Nicht nur höhere axiale und radiale Belastungen führen zu einer zulässigen Erhöhung der Spanleistung, sondern die

enorme Steigerung der Gebrauchsdauer führt zu weniger Stillstandszeiten, also weniger Ausfälle durch Versagen der Hauptspindellagerung. Beide Aspekte stehen in direktem Zusammenhang zur Steigerung der Produktivität.

## 2. Motivation

Als wesentliche Effizienztreiber in der Produktionstechnik zählen die Verfügbarkeit, die Produktivität und die Qualität. Das zeigt eindrucksvoll eine Analyse zur Entwicklung der Leistungsfähigkeit von Universalfräsmaschinen über einen Zeitraum der letzten Jahrzehnte.



Dabei macht die Graphik deutlich, wie sich über die letzten 35 Jahre die Leistungsaufnahmen, Verfahrgeschwindigkeiten und Spindeldrehzahlen von Maschinen mit vergleichbaren Werkstückabmessungen gesteigert haben. Andererseits wird klar, dass diese Leistungssteigerung mit höheren Spanleistungen und damit auch höheren Belastungen der Lagerstellen einhergeht. Eine Erhöhung von Belastung und Geschwindigkeit

erfordert robustere, tragfähigere und drehzahlfestere Wälzlager. Ein wesentlicher Baustein dafür ist die Entwicklung neuer Materialien.

## 3. Lösungsansatz und Eigenschaften eines neuen Werkstoffes

Folgende Eigenschaften eines Werkstoffes sind für die Überrollfestigkeit, die Werkstoffermüdung und die Verschleißfestigkeit entscheidend:

- Duktilität und Zähigkeit
- Vermeidung von Texturen
- Homogenität des Gefüges
- Härte
- Thermische Stabilität des Gefüges
- Reinheit des Materials

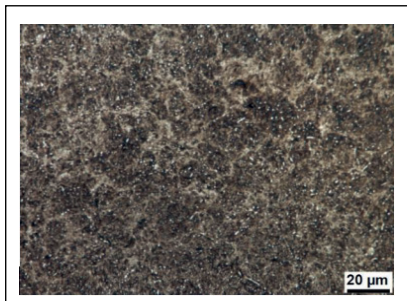
Mit diesen Eigenschaften kann die Leistungsfähigkeit eines Wälzlagers (neben weiteren Einflüssen durch das Design und die Schmierung) maßgeblich beeinflusst werden.

Durch bestimmte Legierungselemente und gezielte Wärmebehandlungen können einzelne dieser Eigenschaften gezielt gesteigert werden. Der bekannteste Wälzlagerwerkstoff ist 100Cr6 mit den Legierungsbestandteilen C (Kohlenstoff) und Cr (Chrom), ein weiterer bekannter Hochleistungswerkstoff ist Cronidur 30® mit den Legierungsbestandteilen C, Cr, N (Stickstoff) und Mo (Molybdän).

Cr (Chrom) senkt die Abkühlgeschwindigkeit, steigert die Verschleißfestigkeit, Warmfestigkeit, Zunderbeständigkeit und Zugfestigkeit (Karbidgebner).

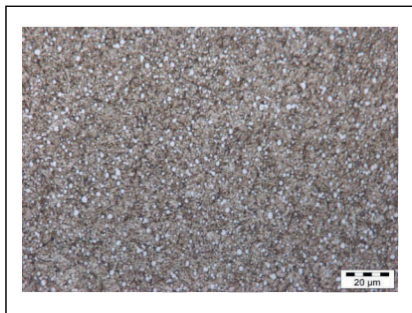
N (Stickstoff) stabilisiert Restaustenit und verhindert somit dessen Zerfall. Restaustenit spielt bei der Werkstoffermüdung eine entscheidende Rolle. Durch den Zerfall von Restaustenit ändert sich der Spannungstensor im Gefüge und dies stellt für die Rissbildung einen bedeutenden Faktor dar. Bei Cronidur 30® führt Stickstoff zur Bildung feiner Carbo-Nitride, was zur Steigerung der Festigkeit führt.

Mo (Molybdän) verbessert die Härtebarkeit und steigert ebenfalls die Zugfestigkeit. Für die Zugfestigkeit wirken sich Karbide positiv aus. Ebenso wie Chrom sorgt Molybdän für eine gute Ausbildung von Karbiden.



Die Abbildung zeigt einen Querschliff durch ein gehärtetes Gefüge aus 100Cr6. Es sind zum Teil Karbidanhäufungen und Bereiche mit Restaustenit erkennbar.

Basis des neuen Wälzlagerwerkstoffes mit dem Namen Vacrodur®, ist ein pulvermetallurgisches Ausgangsmaterial. Durch die pulvermetallurgische Erzeugung des Ausgangsmaterials, kann eine bessere Homogenität des Gefüges erzielt werden. Die Legierungsbestandteile des Werkstoffes sind C, V (Vanadium), Cr, Mo und W (Wolfram). Vor allem Vanadium, aber auch Wolfram sorgen für eine weitere Steigerung der Zugfestigkeit. Sie fungieren ebenfalls wie Chrom als Karbidbildner.



keit.

Die Abbildung zeigt einen Querschliff durch das gehärtete Gefüge aus Vacrodur®. Das pulvermetallurgische Ausgangsmaterial führt zu einem sehr homogenen Gefüge. Durch ein mehrstufiges Härteverfahren werden Karbide sehr fein und gleichmäßig ausgebildet. Dies führt zu einer überragenden Eigenschaftskombination aus Zähigkeit, Verschleißfestigkeit, Warmfestigkeit sowie Anlassbeständigkeit.

Die nachfolgende Übersicht zeigt die resultierenden Eigenschaften von Hybridlagern, die aus 100Cr6, Cronidur 30® oder Vacrodur® bestehen und während der Entwicklungsphase größtenteils versuchstechnisch herausgearbeitet wurden:

Eigenschaften	100Cr6	Cronidur30	Vacrodur
Dynamische Tragfähigkeit	130%	170%	240%
Statische Tragfähigkeit	100%	100%	140%**
Lebensdauer : Mischreibung	100%	+ (150%)***	2500%
Lebensdauer : EHD	100%	> 400%	1300%
Ermüdungslastgrenze	2000 MPa	2500 MPa	2700 MPa
Härte ± 2 HRC	60...62 HRC**	60 HRC	64 HRC
Verschleißfestigkeit (Abrasion)	100%	100%	2400%
Steifigkeit / E-Modul	100%	100%	105%
Oxidationswirkung auf Fett	0	+	+
Hitzebeständigkeit	120...150 °C**	150 °C	> 400°C

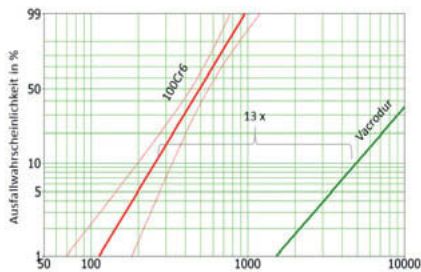
\*, specific heat treatment; \*\*, series dependent; HRC bearing; 62 HRC / 1.01 °C; \*\*\*application dependent

Insbesondere die hohe Verschleißfestigkeit, Temperaturbeständigkeit und Ermüdungslastgrenze, setzen bei Wälzlagern aus Vacrodur® neue Maßstäbe. Sie eröffnen somit völlig neue Einsatzmöglichkeiten und Einsatzgrenzen.

#### 4. Validierung

Die Validierung erfolgt auf zertifizierten Prüfständen. Für die Prüfläufe werden Hybrid-Schräggugellager verwendet. Die minimale Anzahl von Prüflingen beträgt 24, die Belastungsrichtung erfolgt axial und die Pressung sollte typischerweise > 2500 N/mm<sup>2</sup> betragen. Die Drehzahl des Prüflagers richtet sich nach der eingesetzten Viskosität des Schmierstoffes. Je nach gewünschter Schmierbedingung ( $\kappa$ ), ob Mischreibung oder EHD (elasto- hydrodynamische Schmierung), wird das Zusammenspiel von Viskosität und Drehzahl eingestellt.

Lebensdauer unter EHD-Bedingung:



Prüfbedingungen:

$Ph > 2900 \text{ N/mm}^2$

$n = 12.000 \text{ U/min}$

$\kappa = 2,67 (80^\circ\text{C})$

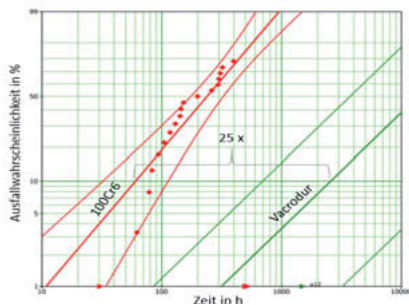
Schmierung: Öl (68cSt /  $40^\circ\text{C}$ )

38 Lager aus 100Cr6

42 Lager aus Vacrodur®

Alle 42 Lager aus Vacrodur® zeigten keine Schäden nach einer 13-fachen Laufzeit im Vergleich zu B10 von 100 Cr6 (B10 = Laufzeit mit 90 %iger Überlebenswahrscheinlichkeit). Anders ausgedrückt können 42 von 42 Lager als „Durchläufer“ gewertet werden. Als Ausfallkriterium wird ausschließlich Materialermüdung gewertet. Keiner der Ringe aus Vacrodur® zeigt solche Ermüdungserscheinungen bei Versuchsabbruch.

Lebensdauer unter Mischreibung:



Prüfbedingungen:

$Ph > 2500 \text{ N/mm}^2$

$n = 12.000 \text{ U/min}$

$\kappa = 0,32 (80^\circ\text{C})$

Schmierung: Öl (15cSt /  $40^\circ\text{C}$ )

38 Lager aus 100Cr6

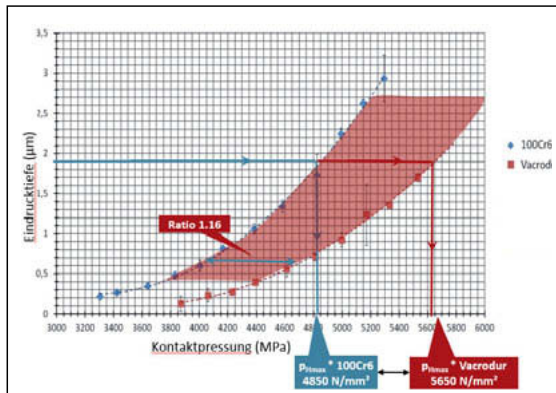
24 Lager aus Vacrodur®

Unter Mischreibung erreichen alle 24 Prüflinge aus Vacrodur® die 25 – fache Laufzeit im Vergleich zur B10-Laufzeit mit dem Standardmaterial. Alle Versuche mit Vacrodur® wurden bei dieser Laufzeit beendet und können ebenso wie unter EHD-Bedingung als „Durchläufer“ gewertet werden. Alle Lagerringe aus Vacrodur® verfügen nach dieser Laufzeit über die volle

Funktionsfähigkeit – keine Pittings, kein messbarer Verschleiß, keine Ermüdungserscheinungen.

#### Statische Tragfähigkeit:

Die statische Tragfähigkeit wird mit Hilfe von Eindrückversuchen abgesichert. Hierbei wird eine Kerkamikkugel mit unterschiedlichen Pressungen in eine Scheibenprobe gedrückt und die bleibende Verformung gemessen. In diesem Fall wird eine bleibende Verformung von 1,9 µm angestrebt. ( -> Definition der statischen Tragzahl in Abhängigkeit des Wälzkörper-durchmessers = bleibende Restverformung von  $0,5 \cdot 0,01 \%$  des Wälzkörperdurchmessers). Zwischen den Kennlinien bei gleicher Eindrücktiefe in Abhängigkeit von der



Kontaktpressure besteht zwischen 100 Cr 6 und Vacrodur® ein Verhältnis von ca. 1,16. Das bedeutet für eine bleibende Verformung von 1,9 µm eine Pressung bei 100 Cr 6 von ca. 4850 N/mm² und für Vacrodur® ca. 5650 N/mm². Die statische Tragfähigkeit von Vacrodur® liegt demnach 40 % über derjenigen eines Lagers aus 100Cr6.

#### Verschleißfestigkeit

Die Verschleißfestigkeit spielt in der Praxis eine besonders große Rolle, weil sich Kontaminationen mit Partikeln über die Einsatzdauer oft nicht vollständig verhindern lassen. Um Materialien bezüglich ihrer Überroll- und Widerstandsfähigkeit gegenüber harten Partikeln vergleichend testen zu können, müssen reproduzierbare Versuchsbedingungen geschaffen werden. Die Versuche werden mit befetteten Lagern (Typ HCB7006) aus den unterschiedlichen Materialien durchgeführt. Diese werden nach Standard befettet. Das Fett ist mit einer definierten



Menge von mineralisch harten Partikeln  $\text{Al}_2\text{O}_3$  gleichmäßig vermischt. Die typische Partikelgröße liegt zwischen 16 – 18  $\mu\text{m}$ . Die Lager werden nach einem stufenweisen Fettverteillauf solange mit einem Drehzahlverhältnis von  $n \times D_m$  1,6 Mio.  $\text{mm} \cdot \text{min}^{-1}$  unter definierter zusätzlicher axialer und radialer Last betrieben, bis die Lagertemperatur eine Grenze von 70 °C erreicht. Danach erfolgen die Beendigung des Prüflaufes und eine Verschleißanalyse. Die Ergebnisse der erzielten Laufstrecken sind in der nachfolgenden

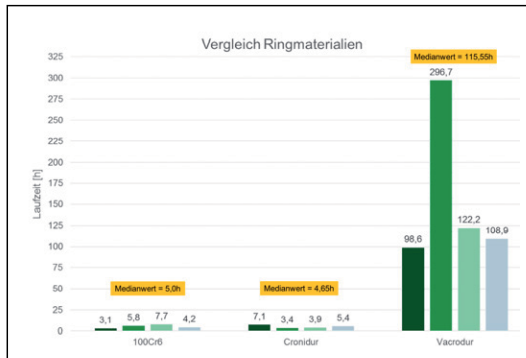
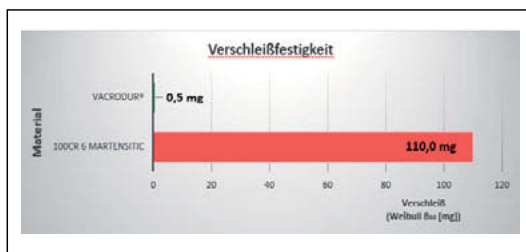


Abbildung zusammengefasst. Insgesamt wurde pro Ringmaterial 4 Lager getestet. Lager mit Ringen aus 100 Cr 6 erreichten im Mittel nach 5 h die Temperaturgrenze von 70 °C. Lager aus Cronidur 30® erreichten nach 4,6 h die Temperaturgrenze und Lager mit Ringen aus Vacrodur® erreichten im Mittel nach 115,5 h die Temperaturgrenze.

Bei Abbruch der Versuche wiesen die Ringe aus 100 Cr 6 einen Abtrag von ca. 0,019 Gramm, Ringe aus Cronidur 30® ca. 0,020 Gramm und Ringe aus Vacrodur® ca. 0,002 Gramm auf. Damit zeigt sich, dass mit Vacrodur® unter diesen Bedingungen eine ca. um das 20-Fache längere Laufzeit bei gleichzeitig deutlich geringerem Verschleiß erzielt werden kann.

Als weitere Methode, die Verschleißfestigkeit zu prüfen, bietet sich der FAG FE 8 Tribologie-Test an, der mit einem Axial-Zylinderrollenlager durchgeführt wird:



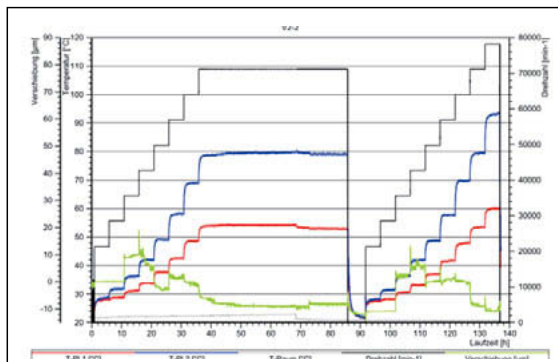
Laufzeit: 2 x 80 h  
 Drehzahl: 7,5 U/min  
 Axiallast: 80 kN  
 Temperatur: 80 °C  
 Pressung: 2150 N/mm<sup>2</sup>  
 Drehzahlkennwert  $\kappa < 0,01$

Schmierung: unaditiviertes Öl

Das Axial-Zylinderrollenlager wird in diesem Fall mit Standardrollen aus Wälzlagerstahl ausgerüstet. Nach insgesamt 160 h Laufzeit wird der Verschleiß der Ringe begutachtet. Nach dieser Laufzeit ergab sich mit Vacoedur® eine Verschleißmenge von ca. 0,5 mg und mit 100 Cr 6 ca. 110 mg. Die überlegene Verschleißfestigkeit von Vacoedur® ist somit auch im FE 8 Tribologie-Test bestätigt.

### Hochgeschwindigkeitstest

Im Hochgeschwindigkeitstest wird das Gesamtkonzept eines Hochgeschwindigkeitslagers abgeprüft. Auch hier spielt das Ringmaterial eine bedeutende Rolle. Insbesondere bildet das Material der Ringe, das Material der Wälzkörper und der verwendete Schmierstoff ein tribologisches System. Die nachfolgende Abbildung zeigt einen Hochgeschwindigkeitstest eines Hybridlagers aus Vacoedur® im Stufenlauf bis  $n \times D_m = 3,3$  Mio.  $\text{mm} \cdot \text{min}^{-1}$ .



Schmierung: additiviertes Öl

Wälzkörper: Keramik

Typ: VCM 7006

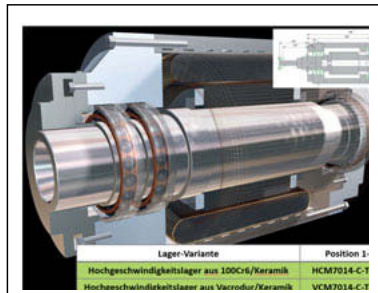
$F_{ax}$ : 161 N

$N \times D_m$  max: 3.315 Mio.

Bemessungskriterium für die Bewertung dieses Versuches, ist ein stabiler Temperaturverlauf. Der Temperaturverlauf, direkt am Außenring des Lagers gemessen (blaue Linie), sollte möglichst dem Drehzahlverlauf (schwarze Linie) vom Verlauf hergesehen, folgen. Ein thermisch stabiles Temperaturverhalten deutet auf einen tribologisch stabilen und robusten Wälzkontakt hin. Aus dem gemessenen Temperaturverlauf ist anzulesen, dass sich die Materialpaarung Vacoedur® / Keramik ideal für Hochgeschwindigkeitslager eignet.

## 5. Anwendungsbeispiel

Als erstes Einsatzgebiet ist Vacrodur® in einer neuen Baureihe von Hauptspindellagern für Werkzeugmaschinen, der VCM 70/719xx-Baureihe eingesetzt. Wegen seiner herausragenden Eigenschaften bieten sich daraus folgende Vorteile, die 1:1 einen Kundennutzen ergeben, was anhand des nachfolgenden konkreten Auslegungsbeispiels einer Motorspindel deutlich wird:



**Höheres Spanvolumen:** Das ist möglich, da gegenüber einem Hauptspindellager in Standardausführung die radiale Belastung um das 2,3-Fache und die axiale Belastung um das 2,2-Fache erhöht werden kann.

**Höhere Betriebssicherheit:** Durch die höhere Belastungsfähigkeit und die höhere Verschleißfestigkeit sind verlängerte Laufzeiten und höhere

Crash- bzw. Überlastungs-Sicherheiten möglich.

Insbesondere die höhere Betriebssicherheit führt zu weniger ausfallbedingten Wartungsarbeiten.

## 6. Zusammenfassung

Vacrodur® eignet sich hervorragend als Wälzlagerstahl für Hochleistungsanwendungen. Er bietet gegenüber herkömmlichen Sonderstählen wie etwa Cronidur 30® eine enorm gesteigerte Verschleißfestigkeit, die durch verschiedene Versuche abgesichert ist. Er bietet eine um das 2,4-Fach höhere dynamische und 16 % höhere statische Tragfähigkeit gegenüber dem Standardwerkstoff 100 Cr 6. Sein Eigenschaftsportfolio führt zu einer deutlichen Erhöhung der Betriebssicherheit. Gegenüber Verkippungen und zusätzliche Belastungen zeichnet sich ein Vacrodur®-Lager durch seine sehr hohe Robustheit. Während Standard- und heute bekannte Sonderwerkstoffe bei Vorhandensein abrasiver Partikel schnell versagen, kann dank dem Ringwerkstoff Vacrodur® die Laufzeit bei gleichem Kontaminationsgrad um das 20-Fache erhöht werden. Dies schützt vor ungeplanten Ausfällen und setzt neue Maßstäbe bezüglich der Maschinenverfügbarkeit. Am Beispiel von Hauptspindellager bietet Vacrodur® eine höhere Produktivität, eine höhere Betriebssicherheit und eine TCO-Minimierung. Vor allem in Anwendungen in Werkzeugmaschinen spindeln für die Hochleistungserspanung findet Vacrodur® bislang ein hervorragendes Einsatzgebiet, da seine Leistungsfähigkeit unmittelbar zu einer Steigerung der Zerspanleistung und Verlängerung der Spindelstandzeit beiträgt.



# Entwicklung von galvanisch gekoppelten Gleitlagern mit niedrigen Reibungs- und Verschleißwerten

## Verwendung von komplexen Fluiden als Schmierstoff und als Additiv in Wasser zur tribologischen Optimierung

Dr. T. Amann, Dr. A. Kailer,  
Fraunhofer-Institut für Werkstoffmechanik IWM, Freiburg;  
M.Sc. Wei Chen, Prof. Dr. J. Rühle,  
Albert-Ludwigs-Universität Freiburg

### Kurzfassung

Durch Reibung und Verschleiß werden weltweit Gesamtkosten von 250 Mrd. €/Jahr verursacht und 8.120 MtCO<sub>2</sub>-Emissionen freigesetzt. Die aktuellen Herausforderungen bestehen darin, die Vorteile ultraniedriger Reibung, der verschleißlosen Gleit- und Reibungskontrolle sowie der wasserbasierten Schmierung hinsichtlich Energie- und Ressourceneffizienz für technische Anwendungen zu nutzen. An dieser Problematik der Steigerung der Energieeffizienz und Nachhaltigkeit setzt diese Arbeit an. Vorarbeiten haben gezeigt, dass mit speziellen mesogenen Flüssigkeiten Superlubrizität ( $\mu < 0,005$ ) realisiert werden kann. In dieser Arbeit sollen neben der anwendungsnahen Prüfung dieser mesogenen Fluide auch die Eigenschaften von Wasser als Schmierstoff durch Additivierung mit komplexen Fluiden (ionischen Flüssigkeiten, lyotroper Flüssigkristall) und Einbringung eines elektrochemischen Schutzes durch galvanische Kopplung verbessert werden. Durch die Zugabe der komplexen Fluide in Wasser wurde das Reibung- und Verschleiß in Modellreibversuchen verbessert. Gleitlagerversuche mit dem mesogenen Schmierstoff zeigen bei galvanischer Kopplung mit Kupfer eine Reibwertreduzierung um 65 % und Verschleißreduktion um 40 % im Vergleich zu einem Referenzöl.

### Abstract

Friction and wear cause total global costs of €250 billion/year and release 8,120 MtCO<sub>2</sub> emissions. The current challenges are to exploit the benefits of ultra-low friction, wear-free sliding and friction control, and water-based lubrication in terms of energy and resource efficiency for engineering applications. This work starts with the problem of increasing energy efficiency and sustainability. Preliminary work has shown that superlubricity ( $\mu < 0.005$ ) can be

achieved with special mesogenic liquids. In addition to the application-oriented testing of these mesogenic fluids, this thesis also aims to improve the properties of water as a lubricant by adding complex fluids (ionic liquids, lyotropic liquid crystal) and introducing electrochemical protection through galvanic coupling. The addition of complex fluids to water improved friction and wear in model friction tests. Plain bearing tests with the mesogenic lubricant show a friction value reduction of 65 % and wear reduction of 40 % in comparison to a reference oil with galvanic coupling with copper.

## 1. Problemstellung und Lösungsansatz

Die Reduktion von Reibung (Energieeffizienz) und Verschleiß (Nachhaltigkeit) in technischen Anlagen spielen bei der Realisierung dieser ökonomischen, ökologischen und gesellschaftspolitischen Ziele eine zentrale Rolle. Durch Reibung und Verschleiß werden weltweit Gesamtkosten von 250 Mrd. €/Jahr verursacht und 8.120 MtCO<sub>2</sub>-Emissionen freigesetzt [1]. Die aktuellen Herausforderungen bestehen darin, die enormen Vorteile ultraniedriger Reibung, der verschleißlosen Gleit- und Reibungskontrolle sowie der wasserbasierten Schmierung hinsichtlich Energie- und Ressourceneffizienz für technische Gleitlagerungen zu nutzen [2]. An dieser Problematik der Steigerung der Energieeffizienz und Nachhaltigkeit (»Green-Tribology«) setzt diese Arbeit an. Stand der Technik ist es, spezielle, auf die jeweiligen Anforderungen abgestimmte Schmierstoffe auf Mineralölbasis einzusetzen. Allein in Deutschland werden pro Jahr ca. 1.000.000 Tonnen Schmierstoffe umgesetzt. Dabei ist diese große Menge an eingesetzten Schmierstoffen mit erheblichen Belastungen für die Umwelt und mit hohen Kosten bei der Förderung, Herstellung und Entsorgung verbunden. Eine Möglichkeit diese Probleme zu lösen besteht in der Substitution dieser toxisch bedenklichen und aufwändig zu entsorgenden Schmierstoffen auf Mineralölbasis durch biologisch inspirierte Schmierstoffe auf Wasserbasis. Eigene Vorarbeiten haben gezeigt, dass mit speziellen mesogenen und ionischen Flüssigkeiten tribologische Eigenschaften verbessert werden können bis hin zu Realisierung ultraniedriger Reibung auf Stahl ( $\mu < 0,005$ ) [3], [4], [5], [6] und auf diamantähnlichen Kohlenstoffschichten (DLC) [7]. Die Eigenschaften von Wasser als Schmierstoff konnten durch Additivierung mit ionischen Flüssigkeiten [8], bei Anlegen externer elektrischer Potentiale [9] und durch Einbringung eines elektrochemischen Schutzes durch galvanische Kopplung verbessert werden [10]. In diesem Projekt wurden wasserbasierte Schmierstoffe mit speziellen oberflächenaktiven Molekülen verwendet. Bei wasserbasierten Schmierstoffen muss die Viskosität und Korrosivität von Wasser durch den Zusatz spezieller oberflächenaktiver Substanzen für tribologische Anwendungen angepasst bzw. verbessert werden. Der Mechanismus der als potenzialkontrollierten Reibung (potential-

controlled friction, PCF) wurde erstmals durch Chang et al. [11] eingeführt. Der Lösungsansatz in dieser Arbeit besteht darin, galvanisch induzierte elektrochemische Potentiale auszunutzen, um zum einen tribochemische Reaktionen zu vermeiden (Korrosion) und zum anderen die Molekülorientierung an der Oberfläche zu verbessern (Bild 1). Dadurch müssen keine externen Potentiale angelegt werden und das Prinzip wird für technische Anwendungen praktikabel. Durch die Kombination dieser Mechanismen soll das »Thin Film Lubrication« Regime im Reibspalt erreicht und stabilisiert werden. Wissenschaftliche Arbeiten haben gezeigt, dass dieses Reibregime zu minimalen Reibverlusten führt [12].

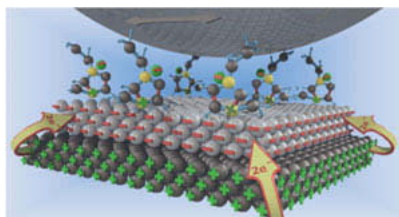


Bild 1: Lösungsansatz: Galvanisch induzierte Potentiale auf der Oberfläche reduzieren korrosive Effekte und verstärken die Wechselwirkung mit den komplexen Fluiden (Bildung Tribolayer) die als Additiv im Wasserschmierstoff beigesetzt sind.

## 2. Stand der Wissenschaft

Die Forschungsarbeiten in Bezug auf das tribologische Verhalten von wasserbasierten Schmierstoffen mit oberflächenaktiven Substanzen und Graphen konzentrieren sich größtenteils auf den Bereich der Nanotribologie [13]. Es wurde mit solchen Substanzen extrem niedrige Reibwerte, sogenannte »superlubricity«, nachgewiesen [14]. Diese Arbeiten liefern Grundlagen für das tiefere Verständnis der tribologischen Mechanismen, lassen sich aber nicht auf makroskopische, reale Reibkontakte übertragen. Tribochemische Reaktionen und galvanische Korrosionsvorgänge zwischen Edelstahl und einer DLC-Beschichtung bei Wasserschmierung wurden kürzlich näher untersucht [15]. Einflüsse der molekularen Orientierung von ionischen Flüssigkeiten auf das tribologische Verhalten [16], sowie der Einfluss von NaCl in Wasser auf die molekulare Anordnung und die dadurch veränderten mechanischen Eigenschaften sind besonders hinsichtlich der Bildung eines Tribolayers interessant [17]. Bislang gibt es noch keine Forschungsarbeiten, die galvanisch induzierte elektrochemische Potentiale ausnutzen, um tribochemische Reaktionen zu beeinflussen. Bei Forschungsarbeiten, die sich mit der Untersuchung der makroskopischen Reibung beschäftigen, stehen Additive im Fokus zur Optimierung von Wasser als Schmierstoff. Dazu werden MoS<sub>2</sub> Nanopartikel [18], CuO-beschichtete Nanopartikel [19], geschichtete Doppel-

hydroxid-Nanoplättchen [20], fluoriertes Graphen [21], Lithiumsalz und nichtionische Tenside [22] und oxidierten aus Holz stammenden Nanokohlenstoffe [23] verwendet. Es wurde herausgefunden, dass das Einlaufverhalten zum Erreichen extrem niedriger Reibung einen entscheidenden Einfluss hat bei der Verwendung einer wässrigen Mischung mit Schwefelsäure und Glycerin [24]. Nach dem Einlaufvorgang wird durch die Adsorption von Wasserstoffionen eine elektrische Doppelschicht gebildet, die eine abstoßende Doppelschichtkraft erzeugen kann, die einen Teil der Last trägt [24].

## 2. Material und Methoden

### 2.1 Schmierstoffe

Auf Grundlage eigener Vorarbeiten wurden vielversprechende Substanzen ausgewählt, die als mögliches Additiv in wasserbasierten Systemen eingesetzt werden können (Bild 2). Es wurden neutrale Tenside auf Zuckerbasis (Alkylpolyglucoside - APG), formanisotropes 1,3-Diketon (mesogenes Fluid, MF-127070; Fa. Dr. Tillwich Werner Stehr) und ionische Flüssigkeiten (ILs, Fa. Iolitec) ausgewählt. Das APG ist eine in der Natur vorkommender lyotroper Flüssigkristalle, das aus einer hydrophoben Alkylkette und einer hydrophilen Kopfgruppe bestehen. Diese Substanz kann in Lösung eine geordnete Struktur ausbilden und sich zusätzlich in einer Doppelschicht auf der Oberfläche anlagern. Die ILs wurden aufgrund ihrer Mischbarkeit mit Wasser ausgewählt. Zusätzlich wurden als Benchmark 1mol NaCl-Lösung und das Gleitlageröl WD40 verwendet.

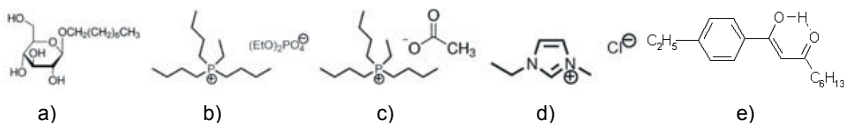


Bild 2: Verwendete komplexe Fluide als Schmierstoff bzw. Additiv: a) APG: Octyl β-D-Glucopyranosid (C8); b) IL: Tributylethylphosphonium diethyl phosphate (IN-0018-TG); c) IL: Tributylmethylphosphonium acetate (CS-0844); d) IL: 1-Ethyl-3-methylimidazoliumchlorid (IL-0093-HP); e) MF: 1-(4-ethyl phenyl)nonane-1,3-dione.

### 2.2. Tribologische Prüfungen

Modellreibversuche wurden mit einem oszillierenden Kugel-Scheibe Tribometer (Fa. Optimol Instruments SRV-4, Bild 3a) durchgeführt. Die Testparameter wurden auf 10 N Normalkraft, 1 mm Hub und 20 Hz Oszillationsfrequenz bei Raumtemperatur eingestellt. Jeder Test wurde dreimal mit einer Testdauer von 1,0 h durchgeführt. Als Probenmaterial wurde Edelstahl SSt420 verwendet. Das elektrochemische Potential wurde durch eine gezielte Materialkom-



bination induziert. Das dabei entstehende elektrische Potential wurde mit einem Potentiostat, bezogen zu einer Referenzelektrode (Ag/AgCl), gemessen (Bild 3a). Zur Herstellung einer galvanischen Zelle wurden Kupfer (Cu) als edleres und Aluminium (Al) als unedleres Material im Gegensatz zu SSt420 kontaktiert. Reibversuche mit PTFE wurden als Referenz ohne galvanische Kopplung durch elektrische Isolation des Materials durchgeführt. Anwendungsnahe Reibversuche wurden mit dem Radialgleitlager-Tribometer (Bild 3b) durchgeführt. Die Besonderheit dieses selbstgebautes Tribometers liegt in der In-situ-Erfassung des Verschleißes während des Reibversuchs. Dadurch kann neben dem Reibwert auch das Einlauf- und Verschleißverhalten genau analysiert werden. Mit diesem Aufbau können Gleitlager ( $\varnothing_{\text{innen}}$ : 2 - 16 mm) bei Normalkräften von 10 - 650 N und bei Umdrehungen von bis zu 3000 U/min getestet werden. Die Halterung für das zu prüfende Gleitlager wurde so konstruiert, dass eine galvanische Kopplung ermöglicht wird (Bild 3c). Als Kopplungsmaterial wurden Aluminium (kathodisch), Kupfer (anodisch) und PTFE (nicht polarisiert) verwendet. Für die Reibversuche wurde eine Welle aus Stahl 100Cr6 mit einem Durchmesser von 7,98 mm verwendet. Die Sintereisenlager haben einen Innendurchmesser von 8,00 mm und eine Breite von 4,4 mm. Für die Reibversuche wurden jeweils 2 Lager in der Halterung für die galvanische Kopplung verwendet. Bei der Versuchsdurchführung wurden Geschwindigkeitsrampen (Stribeck-Kurven: 0-500 U/min, 0-0,21 m/s, 2 min) und Versuche bei konstanten Bedingungen (Dauer-versuch: 500 U/min, 0,21 m/s, 30 min) miteinander kombiniert. Ein Prüfzyklus umfasst dabei einen Dauerversuch und jeweils eine Stribeck-Kurve bei abnehmender und anschließend ansteigender Geschwindigkeit. Es wurden insgesamt 10 Zyklen (340 min, 150 N, 2,1 MPa) durchlaufen.

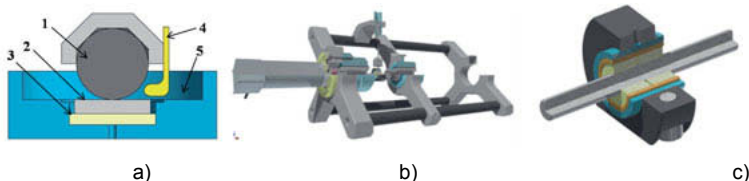


Bild 3: a) Modellreibversuch: Skizze des elektrisch isolierten Prüfaufbaus mit oszillierender Kugel-Scheibe Reibgeometrie: 1. Stahl-Kugel; Galvanische Zelle durch Materialkombination: 2. Obere Edelstahlscheibe; 3. Verwendete Materialien für die untere Scheibe: Kupfer (Cu), Aluminium (Al) und Teflon (PTFE); 4. Ag/AgCl-Referenzelektrode; 5. Elektrolyt- bzw. Schmierstoffreservoir. b) Skizze des neu entwickelten Gleitlagerprüfstands mit In-situ-Verschleißmessung; c) Galvanisch gekoppeltes Gleitlager bestehend aus der Lagerwelle (grau), Lagerring (grün), Kopplungselement (orange) und Isolation (blau).

### 3. Ergebnisse und Diskussion

#### 3.1 Modellreibversuche

Es wurden mehrere komplexe Fluide (ILs, C8) und als Benchmark ein Gleitlageröl (WD40) mit Edelstahl (SS420) tribologisch untersucht. Durch Kopplung des Stahls mit Aluminium wird bei allen untersuchten Zwischenstoffen ein kathodisches und bei Kopplung mit Kupfer ein anodisches elektrisches Potential induziert (Bild 4a).

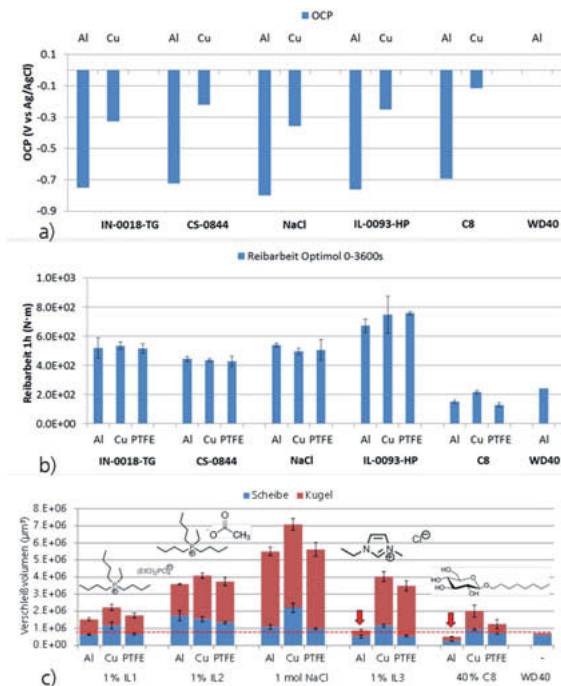


Bild 4: Ergebnisse der Modellreibversuche mit Kugel-Platte-Geometrie (10 N, 20 Hz, RT, 1 mm, 1 h): a) Ausbildung des Ruhepotentials (OCP) bei galvanischer Kopplung; b) Vergleich der Reibarbeit; c) Vergleich des Verschleißvolumens.

Bei Verwendung von C8 wird als einziger Zwischenstoff eine niedrigere Reibarbeit als mit dem Vergleichsöl WD40 erzielt (Bild 4b). Insgesamt wird die Reibarbeit durch die galvanische Kopplung nahezu nicht verändert. Im Gegensatz dazu ändert sich das Verschleißverhalten durch die galvanische Kopplung deutlich (Bild 4c). Bei kathodischer Polarisierung werden mit [C2mim][Cl] und C8 niedrigere Verschleißwerte als mit WD40 erzielt. Bei allen

untersuchten Zwischenstoffen steigt der Verschleiß durch anodische Polarisierung an. Die Ergebnisse zeigen, dass spezielle ionische Flüssigkeiten und besonders das Alkylpolyglucosid (40 % C8 in Wasser) sich als Additiv in Wasser in Kombination mit der galvanischen Kopplung eignen.

### 3.1 Gleitlagerversuche mit galvanischer Kopplung

Die Gleitlagerversuche wurden mit dem mesogenen Fluid MF-127070 und der 40% Mischung des lyotropen Flüssigkristalls C8 in Wasser durchgeführt, da in den Vorarbeiten diese Substanzen als Schmierstoff die besten Ergebnisse zeigten. Die galvanische Kopplung wirkt sich bei den beiden oberflächenaktiven Substanzen, im Gegensatz zum Referenzöl, auf den Reibwert aus. Bei der Induktion eines kathodischen Potentials werden bei MF-127070 und 40 % C8 niedrigere Reibwerte als bei Kopplung mit Kupfer erzielt. 40 % C8 zeigt bei Kopplung mit Aluminium mit Ausnahme des kurzzeitigen Anstiegs des Reibwerts einen niedrigeren Reibwert als das Referenzöl (Bild 5a). Bis zum letzten Dauerversuch verändert sich das Reibverhalten der getesteten Fluide nochmal deutlich. Bei 40 % C8 steigt der Reibwert auf ca. 0,45 an und verläuft bei Kopplung mit Kupfer sehr ungleichmäßig (Bild 5b). Wie in Bild 5c dargestellt, wird mit MF-127070 ( $\mu \approx 0,025$ ) unabhängig vom Kopplungselement einen deutlich niedrigeren Reibwert als mit dem Referenzöl ( $\mu = 0,07$ ) erzielt. Bei der ersten Stribeck-Kurve zeigen mit Ausnahme von 40 % C8 mit Kupfer alle getesteten Schmierstoffe einen ähnlichen Reibwertverlauf (Bild 5d). Der Reibwert sinkt von 0,2 bei sehr langsamen Drehgeschwindigkeiten auf ca. 0,15 ab. Über die Versuchsdauer verändert sich das tribologische Verhalten bei der Stribeck-Kurve. Bei 40 % C8 steigt, wie bei den Dauerversuchen, der Reibwert deutlich an (Bild 5e). Mit dem Referenzöl und dem mesogenen Fluid werden ähnliche Reibwerte bei niedrigen Drehzahlen erreicht (Bild 5f). Bei hohen Geschwindigkeiten zeigt aber das MF-127070 deutlich niedrigere Reibwerte (0,025) als das Referenzöl (0,1).

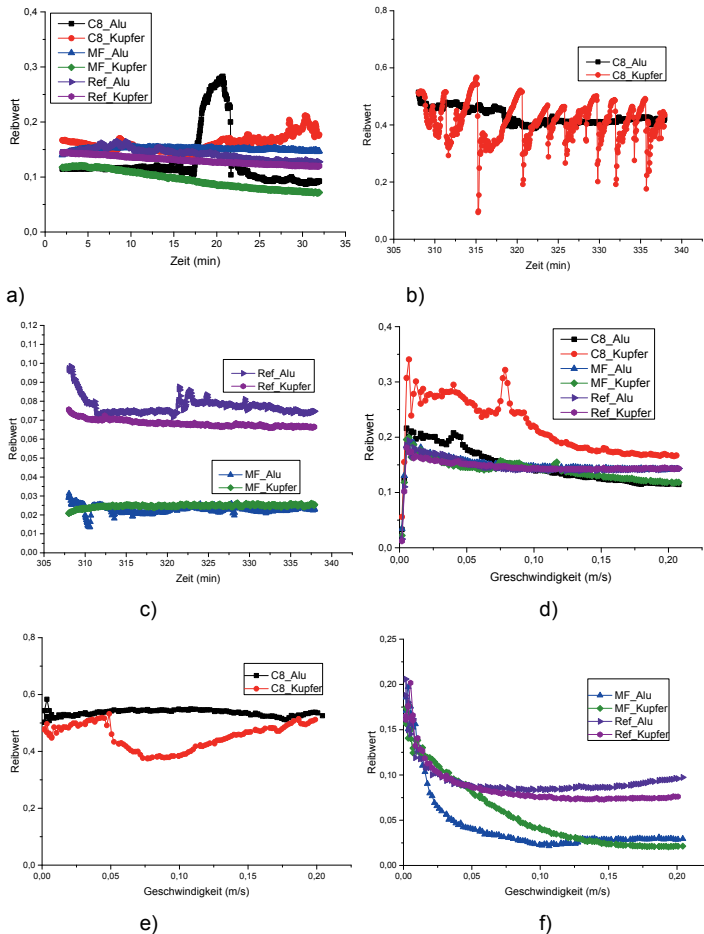


Bild 5: Reibwerte der Gleitlagerversuche mit Referenzzöl, MF-127070 und 40 % C8 gekoppelt mit Aluminium und Kupfer: a) Erster Dauerversuch; b), c) Letzter Dauerversuch; d) Erste Stribeck-Kurve; e), f) letzte Stribeck-Kurve.

Während den Reibversuchen wurde in-situ der Verschleiß aufgezeichnet (Bild 6). Bei den Versuchen mit dem Referenzzöl bei Kopplung mit Aluminium war die In-situ-Verschleißmessung noch nicht installiert. Der Anstieg des Reibwerts bei Verwendung von 40 % C8 korreliert sehr gut mit dem Verschleißverhalten. Bei Kopplung mit Aluminium steigt der Verschleiß kontinuierlich an, wobei mit Kupfer nach 200 min ein plötzlicher Anstieg des Ver-

schleißes erfolgt. Beim Referenzöl wird nach ca. 150 min ein konstanter Verschleißwert erzielt, was ebenfalls sehr gut mit dem konstanten Reibwert ab dieser Phase korreliert. Beim mesogenen Fluid wird bei Kopplung mit Aluminium ein konstanter Verschleißwert nach ca. 250 min erreicht. Im Gegensatz dazu bewirkt die anodische Polarisierung eine deutliche Verschleißreduktion. In Tabelle 1 sind die erzielten Reib- und Verschleißwerte zusammengestellt. Die galvanische Kopplung wirkt sich vor allem beim Verschleißverhalten von MF-127070 aus. Die Reibwerte werden durch die Kopplung nicht signifikant beeinflusst.

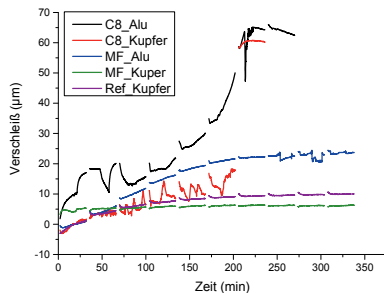


Bild 6: Vergleich der Verschleißentwicklung während dem Reibversuch mit Referenzöl, MF-127070 und 40 % C8 gekoppelt mit Aluminium und Kupfer.

Tabelle 1: Übersicht der erzielten Reib- und Verschleißwerte

Schmierstoff	Galvanische Kopp- lung	Verschleiß (µm)	Reibwert*
Referenzöl	Aluminium	-	0.075
Referenzöl	Kupfer	10	0.066
MF-127070	Aluminium	24	0.023
MF-127070	Kupfer	6	0.026
40 % C8	Aluminium	65	0.42
40 % C8	Kupfer	60	0.42

\* Reibwert am Ende des letzten Dauerversuchs

#### 4. Zusammenfassung und Ausblick

Es wurde erfolgreich ein Tribometer zur Prüfung von Radialgleitlagern bei unterschiedlichen Belastungen (Drehzahl, Normalkraft) aufgebaut. Die Vorteile des neu entwickelten Tribometers bestehen darin, dass mehrere Gleitlager gleichzeitig unter identischen Prüfbedingungen getestet werden können. Es wurde zudem ein Design entwickelt, mit dem sich eine galvani-

sche Kopplung der Gleitlager realisieren lässt. Durch die Implementierung einer In-situ-Verschleißanalyse ist es möglich das Einlauf- und Langzeitverhalten der Lager zu analysieren. Die Demonstration der Leistungsfähigkeit galvanisch gekoppelter Gleitlager erfolgte durch den Vergleich eines Referenzzöls mit dem mesogenen Schmierstoff MF-127070 (1-(4-ethyl phenyl)nonane-1,3-dione, Fa. Dr. Tillwisch GmbH Werner Stehr) und dem wasserbasierten lyotropen Flüssigkristall C8 (Tensid auf Zuckerbasis, Octyl  $\beta$ -D-Glucopyranosid). Die galvanische Kopplung erfolgte dabei mit Aluminium (kathodische Polarisierung) und Kupfer (anodische Polarisierung). Die Ergebnisse zeigen, dass mit MF-127070 bei Kopplung mit Kupfer extrem niedrige Reibungs- und Verschleißwerte erzielt werden können. Der Reibwert im Dauerversuch wird im Vergleich mit dem Referenzzöl um 65 % und der Verschleiß um 40 % reduziert. Bei dem wasserbasierten Zwischenstoff 40 % C8 deutet sich das Potential für tribologische Anwendungen bei der jeweils ersten Stribeck-Kurve und Dauerversuch an. Durch die Langzeitbelastung verdunstet aber das Wasser, die Viskosität steigt an und der Reibwert und Verschleiß steigt an. Dieses Verhalten lässt sich dadurch erklären, da lediglich eine Mischung des Tensids C8 mit Wasser verwendet wurde und nicht wie bei MF-127070 ein vollständig additiver und auf das Gleitsystem optimierten Schmierstoff.

### Danksagung

Wir danken dem Ministerium für Wirtschaft, Arbeit und Wohnungsbau Baden-Württemberg für die Finanzierung der Projekte BioSis und GLEX. Darüber hinaus danken die Autoren Susanne Beyer-Faiß (Co. Dr. Tillwisch GmbH Werner Stehr) und Dr. Maria Ahrens (Fa. Iolitec GmbH) für die Kooperation in den Projekten.

### Literaturverzeichnis

- [1] K. Holmberg und A. Erdemir, „The impact of tribology on energy use and CO2 emission globally and in combustion engine and electric cars,“ *Tribology International*, Bd. 135, pp. 389-396, 2019.
- [2] M. Urbakh und E. Meyer, „Nanotribology: The renaissance of friction,“ *Nat Mater*, Bd. 9, Nr. 1, pp. 8-10, 2010.
- [3] T. Amann, C. Dold und A. Kailer, „Complex fluids in tribology to reduce friction: Mesogenic fluids, ionic liquids and ionic liquid crystals,“ *Tribology International*, Bd. 65, pp. 3-12, 2013.

- [4] T. Amann, A. Kailer, S. Beyer-Faiß, W. Stehr und B. Metzger, „Development of sintered bearings with minimal friction losses and maximum life time using infiltrated liquid crystalline lubricants,“ *Tribology International*, Bd. 98, pp. 282-291, 2016.
- [5] T. Amann und A. Kailer, „Ultralow Friction of Mesogenic Fluid Mixtures in Tribological Reciprocating Systems,“ *Tribology Letters*, Bd. 37, pp. 343-352, 2010.
- [6] K. Li, S. Zhang, D. Liu, T. Amann, C. Zhang, C. Yuan und J. Luo, „Superlubricity of 1,3-diketone based on autonomous viscosity control at various velocities,“ *Tribology International*, Bd. 126, pp. 127-132, 2018.
- [7] T. Amann, A. Kailer, N. Oberle, K. Li, M. Walter, M. List und J. R  he, „Macroscopic Superlow Friction of Steel and Diamond-Like Carbon Lubricated with a Formanisotropic 1,3-Diketone,“ *ACS Omega*, Bd. 2, Nr. 11, pp. 8330-8342, 2017.
- [8] J. Kurz, T. Amann und A. Kailer, „Tribological Investigations of Silicon Nitride Lubricated by Ionic Liquid Aqueous Solutions,“ *Tribology Transactions*, pp. 1-9, 2019.
- [9] T. Amann, C. Dold und A. Kailer, „Potential controlled tribological behavior of water-based ionic liquids,“ *Key Engineering Materials*, Bd. 674, pp. 250-256, 2016.
- [10] T. Amann, F. Gatti, N. Oberle, A. Kailer und J. R  he, „Galvanically induced potentials to enable minimal tribochemical wear of stainless steel lubricated with sodium chloride and ionic liquid aqueous solution,“ *Friction*, Bd. 6, Nr. 2, pp. 230-242, 2018.
- [11] Q. Chang, Y. Meng und S. Wen, „Influence of interfacial potential on the tribological behavior of brass/silicon dioxide rubbing couple,“ *Applied Surface Science*, Bd. 202, pp. 120-125, 2002.
- [12] J. Luo, S. Wen und P. Huang, „Thin film lubrication. Part I. Study on the transition between EHL and thin film lubrication using a relative optical interference intensity technique,“ *Wear*, Bd. 194, pp. 107-115, 1996.
- [13] Y. Duan, Y. Liu, C. Zhang, Z. Chen und S. Wen, „Insight into the Tribological Behavior of Liposomes in Artificial Joints,“ *Langmuir*, Bd. 32, Nr. 42, pp. 10957-10966, 2016.
- [14] J. Li, C. Zhang, P. Cheng, X. Chen, W. Wang und J. Luo, „AFM Studies on Liquid Superlubricity between Silica Surfaces Achieved with Surfactant Micelles,“ *Langmuir*, Bd. 32, Nr. 22, pp. 5593-5599, 2016.
- [15] A. Alazizi, A. Draskovics, G. Ramirez, A. Erdemir und S. H. Kim, „Tribochemistry of Carbon Films in Oxygen and Humid Environments: Oxidative Wear and Galvanic Corrosion,“ *Langmuir*, Bd. 32, Nr. 8, pp. 1996-2004, 2016.

- [16] S. Watanabe, M. Nakano, K. Miyake, R. Tsuboi und S. Sasaki, „Effect of Molecular Orientation Angle of Imidazolium Ring on Frictional Properties of Imidazolium-Based Ionic Liquid,“ *Langmuir*, Bd. 30, Nr. 27, pp. 8078-8084, 2014.
- [17] S. H. Khan, E. L. Kramkowski und P. M. Hoffmann, „NaCl-Dependent Ordering and Dynamic Mechanical Response in Nanoconfined Water,“ *Langmuir*, Bd. 32, Nr. 42, pp. 10802-10807, 2016.
- [18] C. Dong, C. Yuan, L. Wang, W. Liu, X. Bai und X. Yan, „Tribological Properties of Water-lubricated Rubber Materials after Modification by MoS<sub>2</sub> Nanoparticles,“ *Scientific Reports*, Bd. 6, pp. 35023–, 2016.
- [19] P. Yang, X. Zhao, Y. Liu und X. Lai, „Preparation and Tribological Properties of Dual-Coated CuO Nanoparticles as Water Based Lubricant Additives,“ *Journal of Nanoscience and Nanotechnology*, Bd. 16, Nr. 9, pp. 9683-9689, 2016.
- [20] H. Wang, Y. Liu, Z. Chen, B. Wu, S. Xu und J. Luo, „Layered Double Hydroxide Nanoplatelets with Excellent Tribological Properties under High Contact Pressure as Water-Based Lubricant Additives,“ *Scientific Reports*, Bd. 6, Nr. 22748, p. 22748, 2016.
- [21] X. Ye, L. Ma, Z. Yang, J. Wang, H. Wang und S. Yang, „Covalent Functionalization of Fluorinated Graphene and Subsequent Application as Water-based Lubricant Additive,“ *ACS Appl. Mater. Interfaces*, Bd. 8, Nr. 11, pp. 7483-7488, 2016.
- [22] Y. Wang, Q. Yu, M. Cai, L. Shi, F. Zhou und W. Liu, „Synergy of lithium salt and non-ionic surfactant for significantly improved tribological properties of water-based fluids,“ *Tribology International*, Bd. 113, pp. 58-64, 2017.
- [23] H. Kinoshita und Y. Nishina, „Investigations on Tribological Mechanisms of Graphene Oxide and Oxidized Wood-Derived Nanocarbons as Water-Based Lubricating Additives,“ *Tribology Online*, Bd. 11, Nr. 2, pp. 235-241, 2016.
- [24] M. Deng, J. Li, C. Zhang, J. Ren, N. Zhou und J. Luo, „Investigation of running-in process in water-based lubrication aimed at achieving super-low friction,“ *Tribology International*, Bd. 102, pp. 257-264, 2016.



## **Thermisches Spritzen zur Herstellung maßgeschneiderter Gleitlagerbeschichtungen für hochbelastete Lagerstellen**

### **Thermal spraying for the production of tailored plain bearing coatings for highly stressed bearing locations**

**Prof. Dr.-Ing. Kirsten Bobzin, Dr.-Ing. Mehmet Öte, Tim Königstein, Wolfgang Wietheger,**  
Institut für Oberflächentechnik (IOT) der RWTH Aachen University,  
Aachen

#### **Kurzfassung**

Hydrodynamische Gleitlager müssen je nach Betriebsbedingungen unterschiedliche Anforderungen erfüllen. Konventionelle Gleitlager konnten jedoch bislang bei kritischen Betriebsbedingungen wie permanentem Start/Stop-Betrieb nicht eingesetzt werden, beziehungsweise benötigen den Einsatz komplexer Herstellungsprozesse und kostenintensiver Werkstofflösungen. Aus diesem Grund werden derzeit für häufige Anfahrvorgänge und niedrige Relativgeschwindigkeiten komplexe Mehrschichtsysteme oder Wälzlager eingesetzt. Um Gleitlager auch unter diesen erhöhten Anforderungen kostengünstig und betriebssicher zu betreiben, sind neue Werkstoffsysteme und Fertigungsprozesse von besonderem Interesse.

Im Rahmen dieser Studie werden daher neue Werkstoffkonzepte entwickelt und durch Thermisches Spritzen als Gleitlagerbeschichtung hergestellt. Thermisches Spritzen ermöglicht die Herstellung innovativer Werkstoffkonzepte, die sich schmelzmetallurgisch bisher nicht herstellen lassen. Dies ermöglicht die Herstellung von auf die Anwendungen zugeschnittenen Beschichtungen, deren Eigenschaften sich gezielt einstellen lassen können. Zusätzlich ermöglicht das Thermische Spritzen die direkte Herstellung von Gleitlagerbeschichtungen auf unterschiedlichsten Geometrien direkt auf der Lagerstützstruktur, wodurch sich im Vergleich zu konventionellen Verfahren zusätzliche Kosten- und Gewichteinsparungen erzielen lassen. Die entwickelten Werkstoffkonzepte bestehen aus unterschiedlichen, metallischen Basissystemen, in die sich bei Bedarf auch während des Herstellungsprozesses reibungsmindernden Festschmierstoffe integrieren lassen. Zusätzlich werden innerhalb dieser Studie alternative Nachbearbeitungsmöglichkeiten, wie Glattwalzen und thermisch gespritzten Multilayerschichtsysteme, die bereits im gespritzten Zustand

eingesetzt werden können, untersucht. Besonderes Ziel der Werkstoffkonzepte ist es dabei, die Betriebseigenschaften unter kritischen Bedingungen, wie niedrigen Relativgeschwindigkeiten und hohen Belastungen, zu verbessern. Für die Beschichtungskonzepte werden daher Hochlastuntersuchungen an einem modifizierten Ring-Scheibe-Tribometer durchgeführt und die Ergebnisse mit einem konventionell gefertigten Gleitlagerwerkstoff verglichen. Auf diese Weise wird gezeigt, ob diese neuen Konzepte die Anforderungen an hochbelastete Lagerstellen erfüllen können. Abhängig von den für die Realisierung der entwickelten Konzepte gewählten Werkstoffkombinationen können durch das Thermische Spritzen geringere Verschleiß- und Reibwerte im Vergleich zu konventionellen Lagerwerkstoffsystemen erreicht werden.

## 1. Einleitung und Forschungsbedarf

Für hochbelastete Lagerstellen werden aktuell überwiegend Wälzlager oder kostenintensive, mehrlagige Gleitlagerbeschichtungen, wie für Pleuellagerschalen in Verbrennungsmotoren, eingesetzt. Zu hochbelasteten und kritischen Lagerstellen zählen für Gleitlager insbesondere häufige An- und Abfahrvorgänge, sowie hohe Belastungen bei geringen Relativgeschwindigkeiten. Abhängig vom Belastungskollektiv kann sich unter diesen Bedingungen kein trennender Ölfilm zwischen Lagerschale und Welle bilden, wodurch Mischreibung und damit ein verschleißbehafteter Kontakt der Reibflächen hervorgerufen wird. Konventionelle Lagerwerkstoffe werden deshalb überwiegend für die Verwendung im hydrodynamischen Zustand vorgesehen [1].

Mit dem Thermischen Spritzen (TS) ist es möglich, neue Werkstoffkonzepte für Gleitlager herzustellen, die sich mittels konventionellen, schmelzmetallurgischen Fertigungsverfahren nicht herstellen lassen, jedoch ohne komplexe Vakuumtechnik realisierbar sind. Zudem lässt sich die Oberflächentopographie mittels TS hergestellter Beschichtungen gezielt beeinflussen. Beispielsweise können Poren in der Oberfläche geschaffen werden, die als Schmierstoffreservoir dienen und so die tribologischen Eigenschaften verbessern können. Ein zusätzlicher Vorteil liegt in der Geometriefreiheit, die eine direkte Fertigung von Gleitlagerbeschichtungen auf unterschiedlichen Geometrien direkt auf der Lagerstützstruktur ermöglicht. Hierdurch können Kosten- und Gewichtsvorteile im Vergleich zu konventionellen Fertigungsverfahren erreicht werden und die Herstellung auch komplexer Geometrien, wie beispielsweise konische Lagerflächen, wird ermöglicht [2].

In dieser Studie werden thermisch gespritzte Schichtsysteme auf Bronze- und Kobaltbasis für die Anwendung in Gleitlagern entwickelt und die direkte Integration von Festschmierstoffen, wie hexagonalem Bornitrit (hBN) oder Polyester, untersucht. Ziel dieser Werkstoff-

systeme ist es, durch die Festschmierstoffe in kritischen Kontaktbedingungen eine Reibungsreduzierung zu erreichen. Im Anschluss werden verschiedene Nachbearbeitungsmöglichkeiten für diese Schichtsysteme getestet. Abschließend wird das Potential für hochbelastete Anwendungen mittels tribologischer Hochlastversuche auf einem geschmierten Ring-Scheibe-Tribometer im Vergleich zu einem konventionellen, walzplattierten Gleitlagerwerkstoff aus einer Aluminium-Zinn-Legierung evaluiert.

## 2. Entwicklung thermisch gespritzter Beschichtungen

Konventionell werden Lagerwerkstoffe gegossen und anschließend mittels Walzplattieren auf einen Stahlträger aufgebracht. Diese Verfahren setzen eine Gießbarkeit der Werkstoffe voraus, so dass komplexe Werkstoffkombinationen in der Regel nicht herstellbar sind. Diese Einschränkung gilt hingegen nicht für das Thermische Spritzen. Solange der Ausgangswerkstoff als Pulver oder Draht hergestellt werden kann, ist eine Verarbeitung mittels TS möglich [3, 4]. Aus diesem Grund lassen sich mittels TS maßgeschneiderte Werkstoffkonzepte realisieren, die sich speziell auf die Anwendung gezielt anpassen lassen [2, 5].

Das Thermische Spritzen ist dabei ein Oberflächenbeschichtungsverfahren, bei dem erhitzte bzw. schmelzflüssige Partikel auf eine zu beschichtende Oberfläche beschleunigt werden. Die Partikel treffen dann auf das zu beschichtende Bauteil und bilden eine lamellare Mikrostruktur. Je nach Einleitung der thermischen Energie lässt sich TS in verschiedene Verfahrensvarianten einteilen. Bei den unterschiedlichen TS-Verfahrensvarianten zeichnet sich vor allem das Atmosphärische Plasmaspritzen (APS) durch eine große Variationsmöglichkeit der für den Beschichtungsprozess entscheidenden Partikelzustandsgrößen, wie z. B. Partikelgeschwindigkeit und -temperatur, aus. Hierbei liegt der Spritzzusatzwerkstoff in Pulverform vor und wird in ein heißes Plasma, welches durch einen elektrischen Lichtbogen zwischen Anode und Kathode generiert wird, eingeleitet. Der pulverförmige Spritzzusatzwerkstoff wird dabei unmittelbar nach dem Düsenaustritt radial zur Plasmaströmung injiziert, wie in Bild 1 dargestellt ist. Für eine tiefergehende Beschreibung sei auf [6] verwiesen.

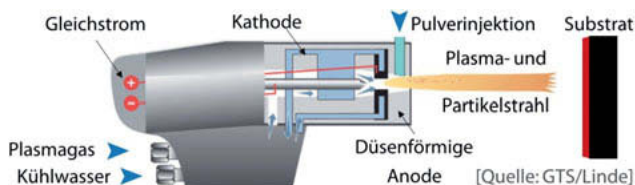


Bild 1: Schematische Darstellung des Atmosphärischen Plasmaspritzens (APS)

In verschiedensten Anwendungen werden TS-Beschichtungen erfolgreich eingesetzt. Besonders für tribologische Anwendungen erlaubt TS neben der Herstellung unterschiedlichster Werkstoffkonzepte auch die Erzeugung von Oberflächentopographien, deren Eigenschaften sich gezielt durch den Prozess einstellen lassen. Speziell die prozessabhängige Porosität kann hierbei im Vergleich zu gegossenen Werkstoffen das tribologische Verhalten zusätzlich beeinflussen. Die Oberflächenstruktur, maßgeblich definiert durch Anzahl, Größe, Verteilung und Orientierung der Poren, kann unter Umständen als Schmierstoffreservoir, als Auffangmöglichkeit für Verschleißpartikel und bei höheren Relativgeschwindigkeiten zusätzlich als hydrodynamische Mikrolager dienen [3]. Dies ermöglicht eine gezielte Optimierung der tribologischen Eigenschaften, so dass der im realen Betrieb auftretende Festkörperkontakt zu geringerem Verschleiß und geringerer Reibung führt. So können beispielsweise TS-Beschichtungen von Zylinderlaufflächen in Verbrennungsmotoren die Reibung im Motorenprüfstand um bis zu 6,8% gegenüber einem Standardmotor mit Laufbuchsen aus Grauguss reduzieren [7]. In der Vergangenheit wurde das Potenzial thermisch gespritzter Gleitlagerbeschichtungen bereits erfolgreich demonstriert [2, 5, 8].

Für diese Studie werden zwei neuartige Werkstoffkonzepte vorgestellt, die zur Reibungs- und Verschleißminderung von hochbelasteten Gleitlagern entwickelt werden. Zum einen wird eine metallische Beschichtung aus Zinnbronze und zum anderen Matrixwerkstoffe mit reibungsmindernden Festschmierstoffen untersucht, die verschiedenen, metallischen Werkstoffen auf Bronze- oder Kobaltbasis zugesetzt sind. Bild 2 zeigt dabei, dass eine erfolgreiche Integration von Festschmierstoffen in eine metallische Matrix mittels TS realisiert werden kann.








Bild 2: Thermisch gespritztes Matrixwerkstoffkonzept schematisch (links) und als Querschnitt eines beispielhaften Schichtsystems (rechts)

Für die zwei Beschichtungskonzepte werden verschiedene Beschichtungsvarianten mittels APS hergestellt. Um eine ausreichende Haftfestigkeit der Beschichtung auf dem Substrat, bestehend aus C10E-Stahl, zu gewährleisten, werden die Proben durch Strahlen mit Korund vorbehandelt. Die Beschichtungen werden dann automatisiert in einer geschlossenen Spritz-

kabine von einem Roboter aufgetragen. Dazu wird die atmosphärische Plasmaspritzanlage TriplexPro™-210 von Oerlikon Metco (Winterthur, Schweiz) mit einem Düsendurchmesser von  $\varnothing = 9$  mm eingesetzt. Für die Entwicklung der neuen Schichtsysteme wurden in vorangegangenen Untersuchungen relevante Prozessparameter wie Stromstärke, Gaszusammensetzung, Gasdurchsatz, Pulverfördermenge, Robotergeschwindigkeit, Düsendurchmesser und Spritzabstände teilweise bereits variiert [2, 5]. Nach einer umfangreichen Parameterentwicklung werden vier Beschichtungsvarianten, basierend auf unterschiedlichen Ausgangswerkstoffen von Oerlikon Metco, erfolgreich hergestellt. Die untersuchten Beschichtungsvarianten sind in Tabelle 1 aufgeführt. Die Zugabe der Festschmierstoffe in Gewichtsprozent bezieht sich auf die Mischungsverhältnisse im Spritzpulver, jedoch nicht auf die genauen Verhältnisse innerhalb der Schichtsysteme. Variante E (AlSn40) stellt einen konventionellen Referenzwerkstoff dar, der mittels Walzplattieren hergestellt wurde.

Tabelle 1: Entwickelte Schichtsysteme

Variante	Zusammensetzung [Gew.-%]	Prozess
	CoCr25Al5Si2 + 15hBN	APS
	CuAl8Fe1 + 15Polyester	APS
	CuSn20X (X: Zusatzmodifikation)	APS
	CuSn20X + 10hBN	APS
	AlSn40	Konventionelle Referenz - Guss

### 3. Nachbearbeitungsmöglichkeiten

Gleitlageroberflächen erfordern eine definierte Oberflächenstruktur, um die vorherrschende Belastung auf einen optimalen Tragflächenanteil aufzuteilen und zusätzlich vor Verschleiß zu schützen. Bedingt durch den Schichtaufbau bestehend aus einzelnen Spritzpartikeln ergibt sich beim Thermischen Spritzen eine spritzraue Oberfläche, die eine gewisse Oberflächenrauheit aufweist. Daher wird in dieser Studie eine mechanische Nachbearbeitung der Beschichtungsvarianten mittels Topfschleifmaschine durchgeführt, um ein definiertes Oberflächenprofil für die tribologischen Untersuchungen zu erzeugen und zusätzlich eine Schichtdicke von  $s \approx 500$   $\mu\text{m}$  zu erhalten.

Als kostengünstiger Nachbearbeitungsschritt wird zusätzlich das Glatwalzen, ein Umformverfahren zur plastischen Verformung der Oberfläche, exemplarisch an dem Bronze-Polyester-Schichtsystem B untersucht. Bei dem Verfahren wird eine Bauteiloberfläche mittels einer oder mehreren Kugeln, bzw. auch Rollen, umgeformt und somit geglättet. Hierbei hat sich in Vorversuchen das Verfahren mit hydrostatisch gelagerter Kugel als besonders vielversprechend gezeigt. Im Vergleich zu einer starren Anordnung ermöglichen Werkzeuge

mit hydrostatisch gelagerter Kugel unterschiedliche Schichtdicken in einem definierten Bereich zu kompensieren. Dazu wird Hydrostatisches Glattwalzen an dem Schichtsystem B von der Firma ECOROLL AG (Celle) durchgeführt. Als Werkzeug wird das Modell HG6-9 verwendet, welches einen Kugeldurchmesser von  $\varnothing_{\text{Kugel}} = 6 \text{ mm}$  im geschmierten Zustand bei einem Zustellwinkel von  $\alpha_{\text{HG}} = 45^\circ$  verwendet wird. Abhängig zum Druck  $p$ , der auf die Kugel wirkt, wird dabei eine reduzierte Oberflächenrauheit, wie in Bild 3 dargestellt, erzielt. Ab einem Druck von  $p_4 = 10 \text{ MPa}$  sind vereinzelte Ablösungen sichtbar, weshalb für die tribologischen Untersuchungen die Varianten mit  $p_1 = 2 \text{ MPa}$  (B2) und  $p_3 = 8 \text{ MPa}$  (B8) verwendet werden, die eine Rauheit von bis zu  $Ra_{\text{HG3}} = 3,2 \mu\text{m}$  bei Variante B8 erreichen.



Bild 3: Hydrostatisch glattgewalzte Schichtvariante B

Als Alternative zu einer mechanischen Nachbearbeitung werden zusätzlich thermisch gespritzte Multilayerbeschichtungen, dargestellt in Bild 4, untersucht. Die Herstellung erfolgt mittels APS mit Zinn als Spritzzusatzwerkstoff, um bedingt durch die positive Anpassungsfähigkeit von Zinn auf eine Nachbearbeitung verzichten zu können. Diese dünnen Decklagen lassen sich prinzipiell beliebig mit den anderen Beschichtungskonzepten kombinieren und werden in dieser Studie exemplarisch für die Schichtvarianten Cm und Dm untersucht, die auf den entsprechenden Grundsichten C und D im spritzrauen Zustand basieren.

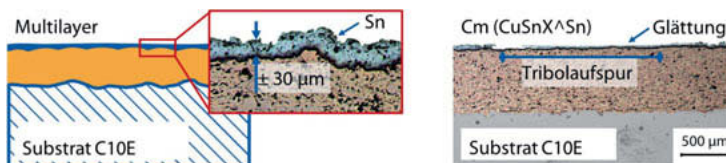


Bild 4: Thermisch gespritzte Multilayerbeschichtung

#### 4. Tribologische Validierung der Beschichtungen

Zur Beurteilung der thermisch gespritzten Beschichtungen und der unterschiedlichen Nachbearbeitungsverfahren wird das tribologische Verhalten der entwickelten Schichtsysteme an

einem modifizierten Ring-Scheibe-Tribometer TRM 5.000 von WAZAU (Berlin) untersucht. Die Versuche werden mit einem Stahlgegenring aus dem konventionellen Stahlwellenwerkstoff 34CrNiMo6 (1.6582) mit einer Oberfläche von  $A = 150 \text{ mm}^2$  unter synthetischem Polyalphaolefinöl der Viskositätsklasse ISO VG 320 bei einer Temperatur von  $T = 60^\circ\text{C}$  durchgeführt. Der schematische Aufbau und die Prüfstrategie sind in Bild 5 dargestellt.

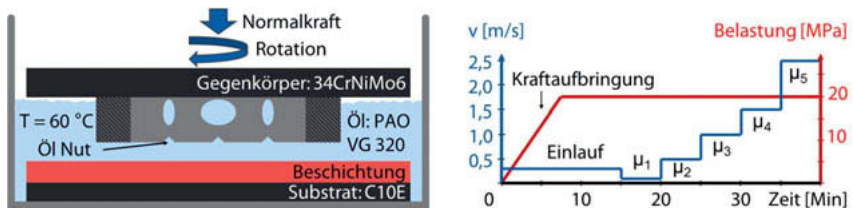


Bild 5: Schematische Darstellung des Ring-Scheibe-Versuchsaufbaus (links) und des entwickelten Prüfprogramms (rechts), nach [2]

Die Prüfstrategie wurde in vorangegangenen Untersuchungen entsprechend den zu erwartenden Belastungen und Geschwindigkeiten in einer hochbelasteten Lagerstelle entwickelt [2]. Nach einer Einlaufzeit von  $t_{\text{Einlauf}} = 15 \text{ min}$ , um zeitlich konstante Messwerte zu erhalten, werden fünf gemittelte Reibungskoeffizienten,  $\mu_1$  bis  $\mu_5$ , für fünf aufsteigende Relativgeschwindigkeiten gemessen. Jeder Schritt wird für eine Messzeit von  $t_\mu = 5 \text{ min}$  durchgeführt. Die gemittelten Reibwerte sind in Bild 6 dargestellt. Im Vergleich zum konventionellen Referenzsystem E weisen sämtliche TS-Beschichtungen einen niedrigeren Reibwert bei geringen Relativgeschwindigkeiten auf. Dieser Bereich ist innerhalb hochbelasteter Lagerstellen besonders kritisch, da sich bei langsamen Relativgeschwindigkeiten fast kein Schmierfilm bilden kann. Daher wird in diesen Bereichen der höchste Materialabtrag erwartet.

Während die Zugabe von hBN als Festschmierstoff den positiven Effekt, der aus bisherigen Untersuchungen mit jedoch weicheeren Aluminium- und Kupferbasiswerkstoffen bekannt war [2, 5], nicht zeigt, ist eine signifikante Reduzierung der Reibwerte durch die thermisch gespritzten Multilayer sichtbar. Dieses hybride Schichtkonzept vereint dabei die positiven Eigenschaften der anpassungsfähigen Zinndecklage mit der Tragfähigkeit und Stabilität der darunter liegenden Bronzeschicht. Speziell Variante Cm, die geringfügig glatter als Dm ist, erreicht im Vergleich zur Referenz eine Reibwertreduzierung von annähernd 80 % über den gesamten Geschwindigkeitsbereich. Zusätzlich erzielt auch das Glatwalzen eine leichte Verringerung der Reibwerte und ist damit als Nachbearbeitungsverfahren geeignet.

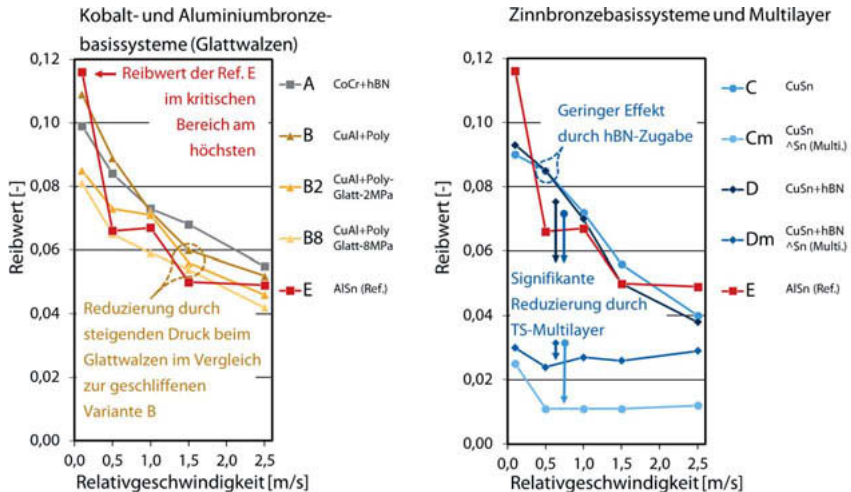


Bild 6: Reibwerte der Hochlastuntersuchungen im Ring-Schiebe-Tribometer bei  $p = 20 \text{ MPa}$ , in ISO VG 320 PAO bei  $T = 60^\circ \text{C}$  gegen 34CrNiMo6

Nach Abschluss der Prüfung wird der Materialabtrag innerhalb der Verschleißspur mit dem konfokalen Laser-Scanning-Mikroskop (CLSM) VKX 210 von Keyence (Osaka, Japan) gemäß GfT-Arbeitsblatt 7 ausgewertet. Die Messwerte in Bild 7 zeigen, dass ein signifikanter Materialabtrag durch TS-Gleitlagerbeschichtungen im Vergleich zur Referenz realisierbar ist. Besonders das Co-Basisssystem A und die CuSn-Systeme C und D weisen einen sehr geringen, bzw. nicht messbaren Abtrag auf. Zusätzlich reduziert das Glattwalzen für die Varianten B2 und B8 mit steigendem Druck den Materialabtrag im Vergleich zur geschliffenen Beschichtung B, während der Abtrag durch die Sn-Multilayer leicht ansteigt.

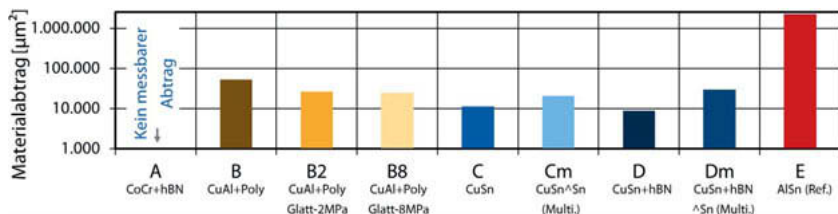


Bild 7: Materialabtrag nach erfolgten Hochlastuntersuchungen bei  $p = 20 \text{ MPa}$ , in ISO VG 320 PAO bei  $T = 60^\circ \text{C}$  gegen 34CrNiMo6 mit einer Prüfdauer von  $t_{\text{Prüf}} = 40 \text{ min}$



## 5. Zusammenfassung

Die vorgestellten Untersuchungen zeigen ein hohes Potential von thermisch gespritzten Gleitlagerwerkstoffen für den Einsatz in hochbelasteten Lagerstellen. Mittels TS können neuartige Schichtsysteme hergestellt werden, die erheblich verringerte Reibungsverluste bei einem signifikant verbesserten Verschleißverhalten gegenüber konventionell hergestellten Gleitlagerwerkstoffen liefern. Die erworbenen Kenntnisse über thermisch gespritzte Lagerbeschichtungen ermöglichen langfristig die Entwicklung heute noch nicht verfügbarer, zukunftssträchtiger und umweltfreundlicher Hochleistungslagerwerkstoffe, die auch für andere Anwendungsbereiche eingesetzt werden könnten. Zusätzlich zeigen die Ergebnisse, dass sowohl thermisch gespritzte Multilayer als auch Glattwalzen eine vielversprechende Alternative gegenüber einer spanenden Nachbearbeitung darstellen.

## 6. Ausblick

Um die Einsatzfähigkeit der thermisch gespritzten Gleitlagerbeschichtungen unter Realbedingungen zu validieren, wurde bereits ein Demonstrator auf einem 1 MW WEA-Prüfstand, dargestellt in Bild 8 durchgeführt. Dafür wurde am Chair for Wind Power Drives (CWD) der RWTH Aachen ein Gleitlager in Momentenbauform als Ersatz für die derzeit verbaute Wälzlagerung entwickelt und von Oerlikon Metco mit dem System A, welches den geringsten Materialabtrag zeigte und im Vergleich zur speziell entwickelten Zinnbronze C bereits kommerziell verfügbar ist, beschichtet. Über eine Lasteinheit werden anschließend reale, dynamische Windlasten aufgebracht. Die ersten Ergebnisse zeigen auch nach über  $n > 8.000$  An- und Abfahrvorgängen keinen ausgeprägten Verschleiß [9].



Bild 8: Momentengleitlagerprüfstand mit thermisch gespritzten Gleitsegmenten, nach [9]

Basierend auf den positiven Ergebnissen aus den tribologischen Untersuchungen wird aktuell im IGF-Projekt WEGA - Werkstoffentwicklung für Gleitbeanspruchte Anwendungen - die Festschmierstoffzugabe für trockenlaufende Anwendungen betrachtet. Erste Ergebnisse thermisch gespritzter Beschichtungen mit erhöhtem Festschmierstoffgehalt deuten bereits auf ein hohes Potential für diese weitere Anwendung hin.

## 7. Danksagung

Die vorgestellten Untersuchungen wurden im Rahmen des durch das Bundesministerium für Bildung und Forschung geförderten Verbundprojekts „Thermisch gespritzte Gleitlagerbeschichtungen für Hauptlager von Windenergieanlagen (WEA) – WEA-GLiTS“, Förderkennzeichen: 03EK3036A, durchgeführt. Die Autoren danken für die gewährte Unterstützung und für die ausgezeichnete Zusammenarbeit mit den Projektpartnern. Die getesteten Ausgangswerkstoffe wurden freundlicherweise von Oerlikon Metco (Wohlen, CH) zur Verfügung gestellt und das hexagonale Bornitrid von Momentive Performance Materials (Albany, USA) wurde vom Distributor Grolman Group (Neuss) bereitgestellt. Die Nachbearbeitung mittels Glattwalzen wurde von ECOROLL (Celle) durchgeführt.



- [1] VDI-Richtlinie 2204 Blatt 1: Auslegung von Gleitlagerungen; Grundlagen, 1992
- [2] Bobzin, K.; Öte, M.; Königstein, T.; Wietheger, W.; Schröder, T.; Jacobs, G.; Bosse, D.: „New material concepts for thermally sprayed hydrodynamic bearings,“ Journal of Thermal Spray Technology, Vol. 28, No. 1-2 (2019), S. 305-313
- [3] Bobzin, K.; Öte, M.; Königstein, T.; Zhao, L.; Wietheger, W.: Kapitel: „Thermal Spray Coatings“ in ASM Handbook, Volume 18: Friction, Lubrication, and Wear Technology von Totten, G. E., 2018
- [4] Mang, T.; Bobzin, K.; Bartels, T.: „Industrial Tribology: Tribosystems, Friction, Wear and Surface Engineering“, Lubrication, (Hoboken, USA, 2011), S. 204-206
- [5] Bobzin, K.; Öte, M.; Königstein, T.; Wietheger, W.: „Potentiale thermisch gespritzter Gleitlager für hochbelastete Lagerstellen“, Tribologie-Fachtagung, GFT 2018, Göttingen
- [6] Bobzin, K.: „Oberflächentechnik für den Maschinenbau“, Wiley-VCH, Weinheim, 2013
- [7] Bobzin, K.; Ernst, F.; Zwick, J. et al.: „Coating Bores of Light Metal Engine Blocks with a Nanocomposite Material using the Plasma Transferred Wire Arc Thermal Spray Process,“ Journal of Thermal Spray Technology, Vol. 17, No. 3 (2008), S. 344-351
- [8] Marrocco, T.; Driver, L.S.; Harris, S.J.; McCartney, D.G.: „Microstructure and Properties of Thermally Sprayed Al-Sn-Based Alloys for Plain Bearing Applications,“ Journal of Thermal Spray Technology, Vol 15 (2006), S. 634-639
- [9] Schröder, T.; Jacobs, G.; Rolink, A.; Bosse, D.: „FlexPad‘ - Innovative conical bearing for the main shaft of wind turbines“, WindEurope 2019, Bilbao

## Effekte der Größenskalierung auf die Funktionsfähigkeit kombinierter Wälz-Gleitlager

### Scaling effects on the performance of combined roller and plain bearings

**Julian Sinz**, Prof. Dr.-Ing. Dipl.-Wirtsch.-Ing. **Peter Groche**,  
Technische Universität Darmstadt, Institut für Produktionstechnik  
und Umformmaschinen, Darmstadt

#### Kurzfassung

Kombinierte Wälz-Gleitlager vereinen die Vorteile konventioneller Lagerungen und bieten somit großes Potential, den steigenden Anforderungen im Bereich der Lagerung von Servopressen gerecht zu werden. Versuche bestätigen einen Funktionsübergang von den Wälzlageren beim Anfahren auf die Gleitlager bei höheren Drehzahlen sowie eine drehzahlabhängige Erhöhung der Gesamtsteifigkeit der Lager. Bisherige Untersuchungen beschränken sich auf Lagerprototypen, die hinsichtlich ihrer Abmessungen und ihres Belastungsprofils deutlich unterhalb industriell eingesetzter Pressenlager anzusiedeln sind. Unter Berücksichtigung der gewonnenen Erkenntnisse und auf Basis eines Simulationsprogrammes, das speziell für kombinierte Wälz-Gleitlager entwickelt wurde, erfolgt daher eine Größenskalierung der Lager auf die Einsatzbedingungen industrieller Pressensysteme. In diesem Artikel werden die Effekte der Größenskalierung auf die Funktionsfähigkeit der Lager anhand von drei Parametern diskutiert: den zulässigen Lagerbelastungen, der Lager-Steifigkeit sowie dem Gleitlagerspalt. Am Beispiel eines Stanzautomaten und einer Servo-Transferpresse werden abschließend die geometrischen Ausprägungen der auf die jeweiligen Einsatzbereiche skalierten Lagerkombinationen dargestellt und Auslegungshinweise aufgezeigt.

#### Abstract

Combined roller and plain bearings unite the advantages of conventional bearings and thus offer great potential to meet the increasing requirements in the field of servo press bearings. Studies confirm a functional transition from roller bearings during start-up to plain bearings at higher speeds and a speed-dependent increase in the overall stiffness of the bearings. Previous investigations have been carried out with bearing prototypes, which, in terms of their dimensions and load profile, are significantly below those of industrial press bearings. On the basis of the results obtained and a simulation program especially developed for combined roller and plain bearings, the bearings are scaled to the operating conditions of

industrial press systems. In this article, the effects of size scaling on the performance of bearings are presented using three parameters: permissible loads, bearing stiffness, and minimum plain bearing clearance. Using the example of an automatic stamping press and a servo transfer press, the final geometric characteristics of the bearing combinations scaled to the respective areas of application are presented and design information is given.

## 1. Einleitung

Die Forderung nach einer hohen Produktivität von Produktionsanlagen führt zu optimierten Bewegungs- und Geschwindigkeitsverläufen von Werkzeugen. Durch den Einsatz von Servomotoren sind Pressen in der Lage, die dadurch entstehenden Beschleunigungen der Motorwelle zu realisieren. In Kombination mit der Trägheit von Getriebe und Stößel führen diese jedoch zu höheren Belastungen der Lagerstellen, weshalb die Motorbeschleunigung in Servopressen in der Regel begrenzt und die Potentiale der Servotechnologie in Pressen nicht vollständig genutzt werden. Neben hohen Beschleunigungen sind Servomotoren in der Lage, ein nahezu drehzahlunabhängiges Nenndrehmoment bereitzustellen, sodass auch Stillstände unter hoher Last in das Anforderungsprofil von Servopressen fallen. Konventionelle, reine Wälz- oder Gleitlager eignen sich daher meist nur für einen Teilbereich des Anwendungsspektrums von Servopressen. Um die Vorteile konventioneller, reiner Wälz- und Gleitlagerungen zu vereinen werden kombinierte Wälz-Gleitlager erforscht. Die Funktionsfähigkeit der Lagerungen konnte bereits anhand von Simulationen und Versuchen mit Prototypen bestätigt werden [1]. Dabei wurde gezeigt, dass bei niedrigen Drehzahlen und Kräften vorwiegend die Wälzlager im Einsatz sind, wobei mit steigender Drehzahl und Prozesskraft ein Übergang auf die Gleitlagerkomponente stattfindet [1]. Um die Lager für industrielle Einsatzbedingungen zu qualifizieren, erfolgt aufbauend auf den gewonnenen Erkenntnissen und unter Nutzung eines erstellten Simulationsprogrammes eine Skalierung von vollumlaufenden Lagern in zwei industriellen Anwendungsbeispielen.

## 2. Aufbau kombinierter Wälz-Gleitlager: Skalierungsgrößen

Die Kombination von Wälz- und Gleitlagern erfordert eine Abstimmung beider Lagerarten. Der Aufbau der vorgestellten Lagerkombinationen ist in Bild 1 dargestellt. Um eine mittig auf der Lagerwelle montierte Gleitlagerschale werden zwei Wälzlager angeordnet, ausgeführt als Zylinderrollenlager (ZRL) oder Schrägkugellager (SKL). Schrägkugellager können durch die Verwendung von Lagerdeckeln zusätzlich vorgespannt werden. Mittig in der Gleitlagerschale befindet sich eine Ölzuführung, durch die das Gleitlager mit Schmierstoff versorgt und bei Erhöhung des Zuführungsdrucks vorgespannt werden kann.



von  $l$  (Bild 1 und Gl. 1). Zusammen mit der maximalen Biegebelastung (Gl. 2), dem Wellenwerkstoff 16MnCr5 ( $R_e = 375 \text{ N/mm}^2$ ) und einem Sicherheitsfaktor  $S_F = 2$  ergibt sich schließlich für die maximal zulässige Wellenbelastung  $F_{W,zul}$  der Zusammenhang in Gl. 3.

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} = \frac{32 \cdot F_W \cdot l}{4 \cdot \pi \cdot d_W^3} \quad (1) \quad \sigma_{b,zul} = \frac{1,2}{S_F} \cdot R_e \quad (2) \quad F_{W,zul} = \frac{1,2 \cdot R_e \cdot \pi \cdot d_{i,WL}^3}{8 \cdot S_F \cdot (2,1 \cdot d_{i,WL} + b_{WL})} \quad (3)$$

Damit ein tragender Schmierfilm im Gleitlager entsteht, muss die Lagerwelle exzentrisch in der Gleitlagerschale sitzen. Die Wälzlager zentrieren die Welle jedoch in der Gleitlagerschale, wodurch diese sich erst mit zunehmender Prozesskraft in eine exzentrische Position verschiebt. Die absoluten Verschiebungen sind vor allem bei kleineren Wälzlagerdurchmessern sehr gering, weshalb die Verwendung „weicher“ Wälzlager anzustreben ist. Bei den folgenden Untersuchungen werden Zylinderrollenlager der Baureihe NU 10... sowie Schrägkugellager der Baureihe 70... eingesetzt [2].

Als höchste kurzzeitig zulässige Wälzlagerbelastung wird die dynamische Tragzahl der Wälzlager angenommen. Zusammen mit der Steifigkeit der Wälzlager kann diese auf eine maximal zulässige Einfederung  $\delta_{WL,zul}$  der Wälzlager umgerechnet werden (Gl. 5). Um eine Überlastung der Wälzlager zu vermeiden, wird diese Einfederung als maximal zulässiger Gleitlagerspalt  $s_{GL,zul}$  festgesetzt. Das Gleitlager übernimmt dadurch im Grenzfall die Funktion eines Fanglagers.

$$\chi = \frac{d_{GL}}{d_{i,WL}} \quad (4) \quad \delta_{WL,zul} = s_{GL,zul} = \frac{C_{dyn}}{c_{WL}} \quad (5) \quad h_{0,grenz} = \frac{F_{WL,zul}}{c_{WL}} \quad (6)$$

Die zulässige Prozesskraft  $F_{p,zul}$  für die kombinierten Lager ist definiert als die Kraft, bei der der Schmierspalt den minimal zulässigen Restschmierspalt  $h_{0,grenz}$  unterschreitet. Dieser ergibt sich aus der zulässigen Wälzlagerbelastung und der Wälzlagersteifigkeit (Gl. 6). Die Berechnung der zulässigen Wälzlagerbelastung erfolgt aufbauend auf der Lebensdauerberechnung für Wälzlager unter Annahme einer für den Pressenbau typischen Lebensdauer von 50.000 h (15 Jahre Zwei-Schicht-Betrieb) und der jeweils geforderten Drehzahl [1]. Das verwendete Schmieröl hat eine Viskosität von 460 cSt bei 40 °C.

### 3. Simulation vs. Experiment

Zur simulationsgestützten Untersuchung wurde aufbauend auf einem Modell zur Berechnung hydrodynamischer Radialgleitlager [4] eine Simulation in Matlab/Simulink aufgebaut und für kombinierte Wälz-Gleitlager erweitert [1]. Die Validierung der Simulation erfolgt einerseits durch einen Abgleich mit einem Beispiellager (reines Gleitlager) aus DIN 31652-1 [5],

andererseits werden die Simulationsergebnisse mit der, aus den Versuchen ermittelten kraft- und drehzahlabhängigen Verlagerung der Lagerwelle in der Gleitlagerschale verglichen. Als Kenngröße hierfür eignet sich die Steifigkeit der kombinierten Lager. Bild 2 zeigt einen Vergleich der Steifigkeit von Simulation und Experiment am Beispiel eines Versuchslagers mit  $d_{WL} = 40$  mm,  $d_{GL} = 60$  mm, einem Lagerspiel von  $s_{GL} = 15 \pm 5$   $\mu\text{m}$ , einer Prüfkraft von 20 kN, einer Schmierölviskosität von 460 cSt und einem Ölzuführungsdruck von 10 bar.

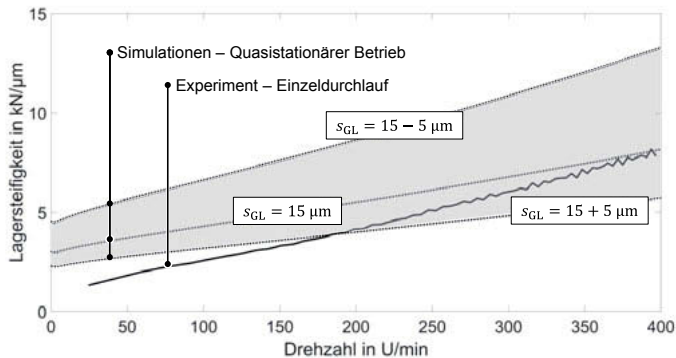


Bild 2: Vergleich Simulation vs. Experiment anhand des Versuchslagers

Die Steifigkeit der Lager steigt linear mit zunehmender Drehzahl, wobei sich der Einfluss der Drehzahl mit abnehmendem Lagerspalt erhöht. Während die Experimente in Einzeldurchläufen (zentrische Wellenposition bei 0 U/min) durchgeführt werden, rechnet die Simulation quasistationär (exzentrische Wellenposition bei 0 U/min), weshalb die Anlaufbereiche voneinander abweichen. Qualitativ zeigen die Verläufe jedoch eine gute Übereinstimmung. Werden die Wälzlager im Simulationsprogramm vernachlässigt ( $c_{WL} = 0$  kN/ $\mu\text{m}$ ) können reine Gleitlager simuliert werden. Ein Abgleich mit einer Beispiellagerung aus DIN 31652-1 Bsp. A1 [5] ergibt hierbei eine maximale Abweichung von unter 2%. Aufgrund der qualitativen Übereinstimmungen zwischen Simulation und Experiment bei kombinierten Lagerungen und dem quantitativen Abgleich mit DIN 31652-1 kann das erstellte Simulationsprogramm für die Durchführung der Skalierung herangezogen werden.

#### 4. Effekte der Größenskalierung

Für eine Größenskalierung wird das Verhalten der kombinierten Lager in Abhängigkeit der Wälzlagerinnendurchmesser betrachtet. Zu unterscheiden sind Skalierungsparameter, die direkt vom betrachteten Durchmesser abhängen und Parameter, die noch variiert werden können. Die Parameter sind in Tabelle 1 dargestellt.

Tabelle 1: Übersicht variable und nicht variable Skalierungsparameter

Nicht variabel, von $d_{i,WL}$ abhängig		Variabel, von $d_{i,WL}$ unabhängig	
Wellenbelastung $F_{W,zul}$	Gl. 3	Durchmesserverhältnis $\chi$	1,0 bis 1,4
Zul. Gleitlagerspalt $s_{GL,zul}$	Gl. 5	Lagerarten	SKL, ZRL
Min. Restschmiersp. $h_{0,grenz}$	Gl. 6	Dyn. Viskosität $\eta$ in cSt	68; 460
Wälzlagerdaten $c_{WL}, d_{a,WL}, b_{WL}$	[2]	Drehzahl $\omega_{max}$ in U/min	10; 50; 100; 200; 400

Die in der Simulation abgebildeten Drehzahl- und Kraftverläufe, als Vorgabe für die Bewegung und Belastung der kombinierten Wälz-Gleitlager, sind in Bild 3 zu sehen. Die Drehzahl wird innerhalb von 10% der Prozessdauer auf die jeweilige Maximaldrehzahl beschleunigt und bis 90% der Prozessdauer dort gehalten. Gleichzeitig nimmt die Kraft über der Prozessdauer sinusförmig bis zur zulässigen Wellenbelastung zu und wieder ab. Die zulässige Prozesskraft wird in der Regel vor der zulässigen Wellenbelastung erreicht.

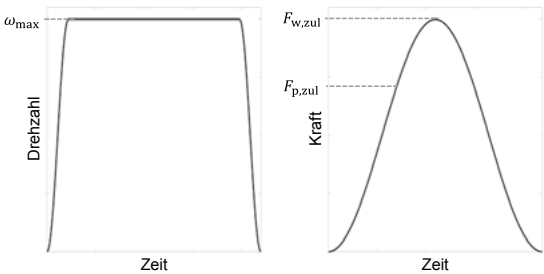


Bild 3: Qualitative Drehzahl- und Kraftverläufe in der Simulation

Nachfolgend werden die Effekte der Größenskalierung am Beispiel einer kombinierten Lagerung mit Zylinderrollenlagern, einem Durchmesserverhältnis von  $\chi = 1,4$  und unter Verwendung eines Schmieröls mit einer Viskosität von 460 cSt erläutert. Dargestellt sind jeweils die Ergebnisse bei den Drehzahlen  $\omega = 10$  U/min und  $\omega = 400$  U/min. Auf der x-Achse der Diagramme ist jeweils der Wälzlagerinnendurchmesser  $d_{i,WL}$  aufgetragen. Simulationsergebnisse werden mit durchgezogenen Linien dargestellt, strichpunktierte Linien geben direkt übernommene Katalogwerte wieder und gestrichelte Linien kennzeichnen aufbauend auf Katalogwerten berechnete Verläufe. Auf der linken Seite von Bild 4 sind die zulässigen Lagerbelastungen dargestellt. Es wird ersichtlich, dass die Belastbarkeit der Welle  $F_{W,zul}$  deutlich oberhalb der Belastbarkeit der kombinierten Lager  $F_{p,zul}$  liegt.



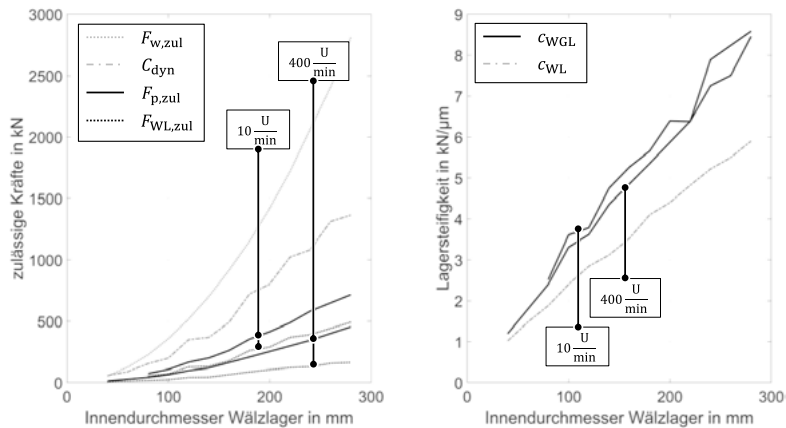


Bild 4: zulässige Lagerbelastung und Lagersteifigkeit in Abhängigkeit der Lagergröße

Obwohl die zulässige Prozesskraft trotz Lagerkombination nicht die Höhe der dynamischen Tragzahl  $C_{dyn}$  erreicht, liegt diese jedoch oberhalb der Belastbarkeit reiner Wälzlager  $F_{WL,zul}$ . Mit zunehmender Drehzahl sinkt die zulässige Wälzlagerbelastung und somit die zulässige Prozesskraft. Eine Zunahme in der Wälzlagergröße führt zu einer nichtlinearen Zunahme aller zulässigen Belastungen. Die rechte Seite von Bild 4 zeigt eine Zunahme der Lagersteifigkeit mit anwachsendem Lagerdurchmesser. Zu erkennen ist, dass die Steifigkeit kombinierter Lager  $c_{WGL}$  größenunabhängig bei höheren Steifigkeitswerten liegt als die reiner Wälzlager  $c_{WL}$ . Obwohl bei einer Zunahme der Drehzahl mit einer Zunahme der Steifigkeit zu rechnen wäre, liegen die Steifigkeiten der Lager bei beiden betrachteten Drehzahlen bei ähnlichen Werten, wobei der Steifigkeitsverlauf bei 10 U/min den Verlauf von 400 U/min sogar leicht übersteigt. Hierfür sind zwei Gründe zu nennen: Um den Effekt der Gleitlager zu maximieren, wurden in den Versuchslagern sehr enge Schmierspalt sowie kleine zulässige Restschmierspalt untersucht. Dies führt jedoch zu einem erhöhten Verschleiß der Lager und somit zu einer Reduktion der Lebensdauer. Die geforderte Lebensdauer industrieller Lager ist jedoch gerade im Pressenbau sehr hoch, wodurch sich der minimal zulässige Restschmierspalt vergrößert und der Einfluss des Gleitlagers verringert. Zur Einhaltung der geforderten Lebensdauer gelten am Betrachtungspunkt  $F = F_{p,zul}$  die Bedingungen

$$F_{p,zul}(10 \text{ U/min}) > F_{p,zul}(400 \text{ U/min}) \text{ und } h_{0,grenz}(10 \frac{\text{U}}{\text{min}}) < h_{0,grenz}(400 \frac{\text{U}}{\text{min}}),$$

was dazu führen kann, dass sich der Gleitlagertraganteil bei niedrigen Drehzahlen erhöht und somit die Steifigkeit der kombinierten Lager trotz abnehmender Drehzahl ansteigt.

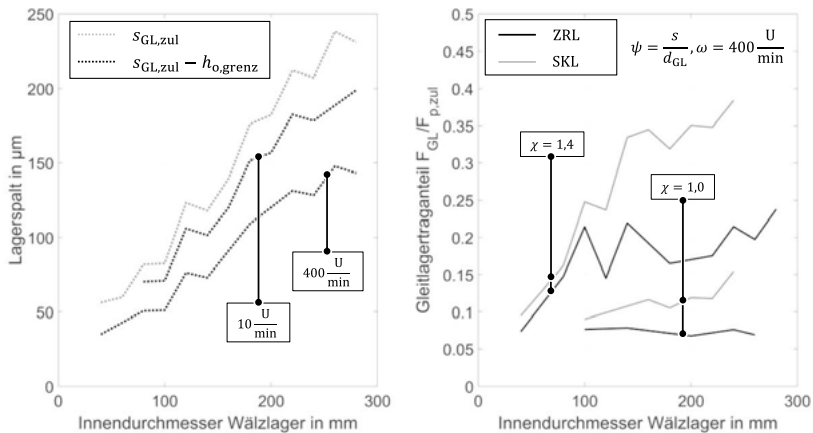


Bild 5: abs. Lagerspalte (links) und Gleitlagertraganteile (rechts) in Abh. der Lagergröße

In Bild 5 (links) sind die absoluten Lagerspalte in Abhängigkeit der Lagergröße dargestellt. Die schwarz punktierten Verläufe geben die zulässige Wellenexzentrizität wieder (Differenz aus zulässigem Spalt  $s_{GL,zul}$  und zulässigem Restschmier-spalt  $h_{0,grenz}$ ). Je geringer die Drehzahl, desto höher darf das Wälzlager belastet werden und desto stärker dürfen die Lager im Betrieb einfedern. Aus diesem Grund liegt der Verlauf bei 10 U/min näher am zulässigen Gleitlagerspiel als der Verlauf bei 400 U/min. Bild 5 (rechts) stellt die Traganteile der Gleitlager an der zulässigen Prozesskraft  $F_{GL}/F_{p,zul}$  bei  $\omega = 400$  U/min und unterschiedlichen Wälzlager-typen gegenüber. Die „weichen“ Schrägkugellager federn bei gleicher Last stärker ein, wodurch sich der Gleitlagertraganteil erhöht. Zudem führt ein Durchmesser-verhältnis von  $\chi = 1,4$  zu einer Vergrößerung der Umfangsgeschwindigkeit im Gleitlager und somit zu einer weiteren Zunahme des Gleitlagertraganteils.

## 5. Skalierungsbeispiele

Aufbauend auf den gewonnenen Erkenntnissen werden in diesem Abschnitt zwei beispielhafte Lagerungen dimensioniert. Hierfür sind in Bild 6 die zulässigen Prozesskräfte für kombinierte Lager mit Zylinderrollenlagern und Schrägkugellagern dargestellt. Als erstes Beispiel wird eine Servopressenlagerung für 700 kN und 10 U/min dimensioniert. Bei den untersuchten Lagerreihen kann solch eine Kombination nur unter Verwendung von Zylinderrollenlager und einem Durchmesser-verhältnis von  $\chi = 1,4$  erreicht werden ( $d_{i,WL} = 275,2$  mm). Somit ergibt sich ein Wälzlagerinnendurchmesser von  $d_{i,WL} = 280$  mm. In einem

zweiten Beispiel wird eine Lagerung für eine Schnellläuferpresse betrachtet. Schnellläuferpressen werden häufig zur Durchführung von Stanzprozessen genutzt. Aufgrund des hier auftretenden Schnittschlags ist eine hohe Dämpfung und somit ein möglichst hoher Gleitlagertraganteil der Lager gefordert. Aus diesem Grund werden für das Beispiel der Schnellläuferpresse kombinierte Lager mit Schrägkugellagern gewählt (vgl. Bild 5 rechts).

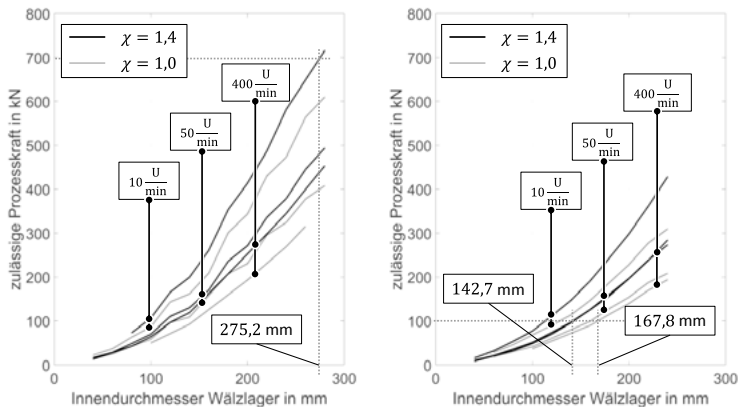


Bild 6: zulässige Prozesskräfte kombinierte Lager mit Zylinderrollenlagern (links) und Schrägkugellagern (rechts) bei einem Öldruck von 10 bar.

Eine Kombination aus einer Prozesskraft von 100 kN und einer Drehzahl von 400 U/min liefert zwei mögliche Durchmesserhältnisse und somit zwei mögliche Wälzlagerinnendurchmesser ( $d_{i,WL} = 142,7$  mm und  $d_{i,WL} = 167,8$  mm). Da durch ein Durchmesserhältnis von  $\chi = 1,0$  kein Vorteil bzgl. des radialen Bauraums entsteht, wird auch hier ein Durchmesserhältnis von  $\chi = 1,4$  gewählt, um den Traganteil der Gleitlager zu maximieren. Somit ergibt sich für das Beispiel der Schnellläuferpresse ein Wälzlagerinnendurchmesser von 150 mm. Sofern nicht funktions-, fertigungs- oder montagebedingt anders verlangt, ist ein Durchmesserhältnis von  $\chi = 1,4$  generell zu bevorzugen.

## 6. Zusammenfassung

Im vorliegenden Artikel wurde eine simulationsbasierte Skalierung kombinierter Wälz-Gleitlager durchgeführt. Hierbei wurden die Effekte der Größenskalierung auf die zulässigen Prozesskräfte, die Lagersteifigkeit sowie die zulässigen Lagerspalte dargestellt und eine

Skalierung auf die Größe zweier beispielhafter industrieller Pressenlager vorgenommen. Für die Untersuchungen gelten dabei folgende Rahmenbedingungen:

- Wälzlager der Baureihen NU10 (ZRL), bzw. 70 (SKL)
- Schmieröl mit dynamischer Viskosität  $\eta = 460 \text{ cSt}$
- Gleitlagerdurchmesser:  $d_{i,WL} \leq d_{GL} \leq d_{a,WL}$ , Gleitlagerbreite:  $b_{GL} = 0,5 \cdot d_{GL}$
- Lebensdauer:  $L_{10,h} = 50.000 \text{ h}$

Als Kernpunkte können drei Aspekte festgehalten werden. Aufgrund der hohen geforderten Lebensdauer von Pressenlagern ergeben sich bei der Auslegung sehr große Lagerspalte, was eine Einschränkung in der Tragfunktion der Gleitlagerkomponente mit sich zieht. Da ein Durchmesser Verhältnis von  $\chi = 1,4$  den radialen Bauraum der kombinierten Lager nicht vergrößert, ist dieses Durchmesser Verhältnis generell zu bevorzugen, um den Gleitlagertraganteil zu erhöhen. Zuletzt gilt festzuhalten, dass Schrägkugellager aufgrund ihrer geringen Steifigkeit höhere Gleitlagertraganteile aufweisen als Zylinderrollenlager der gleichen Größe. Für Anwendungen bei denen ein hoher Gleitlagertraganteil bspw. für eine hohe Dämpfung gefordert ist, sind daher Schrägkugellager zu bevorzugen. Für Anwendungen mit sehr hohen Prozesskräften sind Zylinderrollenlager vorteilhaft.

### Danksagung

Gefördert durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG) – Projekt Nummer 57157498 – SFB 805.

### Literatur

- [1] Sinz, J., Niessen, B., Groche, P.: Combined Roller and Plain Bearings for Forming Machines: Design Methodology and Validation, Advances in Production Research, Proceedings of the 8<sup>th</sup> Congress of the German Academic Association for Production Technology (WGP), Springer, 2018
- [2] Hochpräzisions-Wälzlager, Produktkatalog, IBC Wälzlager GmbH
- [3] Niemann, G., Höhn, B.-R., Winter, H.: Maschinenelemente: Band 1: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen. Springer, 2005
- [4] Affenzeller, J., Gläser, H.: Die Verbrennungskraftmaschine. Bd. 8: Lagerung und Schmierung von Verbrennungsmotoren. Springer, 1996
- [5] DIN 31652-1: Gleitlager – Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb– Teil 2: Funktionen für die Berechnung von Kreiszylinderlagern. Berlin, 2015

# Anforderungen und Validierung von Wälzlagern in der Antriebsstrangentwicklung

Dipl.-Ing. **Marco Schwarz**, Dipl.-Ing. **Thomas Meinerz**,  
Dr.-Ing. **Viktor Aul**, ZF Friedrichshafen AG, Friedrichshafen

## Kurzfassung

Immer kürzere Produkteinführzeiten bei gleichzeitig steigender Komplexität von beispielsweise mechatronischen Systemen bringen die Notwendigkeit von effizienten Validierungsschritten mit sich. Um komplexe Systemtests so effizient wie möglich zu gestalten, sollten die verwendeten Komponenten bereits zu einem frühen Entwicklungsstadium einen möglichst hohen Reifegrad besitzen. Der vorliegende Beitrag erläutert die Methode zur Spezifikation und Validierung von Wälzlagern. Hierbei wird die Integration von Komponentenversuchen zur Vorerprobung und Risikoabschätzung anhand von Kegelrollenlagern exemplarisch erläutert. Im gezeigten Beispiel stellt der Nutzen der Methode eine Reduzierung des System-Erprobungsaufwands (geringere Kosten, kürzere Validierungszeiten und damit schnellere Einführzeiten) bei gleichzeitiger Sicherstellung der Bauteilzuverlässigkeit dar.

## Abstract

Ever decreasing product launch times combined with an increasing complexity of, for example, mechatronic systems, call for efficient validation steps. In order to make complex and time consuming system tests as efficient as possible, the components used should have the highest maturity level possible during an early development stage. This paper explains the method for specifying and validating rolling bearings. The integration of component tests for pre-testing of tapered roller bearings and risk assessment is explained. In the example shown, the benefit of the method is a reduction in system testing (lower costs, shorter validation times and thus faster introduction times) while at the same time ensuring component reliability.

## 1. Einleitung

Die ZF Friedrichshafen AG hat in 2018 Wälzlager als Zukaufteile mit einem Einkaufsvolumen von mehreren hundert Millionen Euro beschafft. Nach Kugellagern folgt als zweithäufigster Lagertyp das Kegelrollenlager mit 25 %, bemessen am gesamten Einkaufsvolumen für das Maschinenelement Lager. Kegelrollenlager finden in einer Vielzahl von ZF-Produkten

Anwendung, wie beispielsweise E-Antrieben, PKW-Automat-Getrieben, Industrie- und Windkraftgetrieben sowie in leichten oder schweren Nutzfahrzeugantriebssträngen.

Wälzlager gehören zu den leistungsführenden Komponenten im Antriebsstrang und werden im Spannungsfeld von hoher Leistungsdichte bei geringem Bauraum, Reibungsoptimierung, Leichtbau und möglichst geringen Kosten ausgelegt. Dabei können Wälzlager im Antriebsstrang als sicherheitsrelevantes Bauteil agieren, für das ein Versagen im Betrieb direkt einen Ausfall des Systems nach sich ziehen kann. Somit ist ein Ausfall der Komponente Wälzlager durch entsprechende Validierungsmaßnahmen auszuschließen.

Während der Auslegungsphase, der Erprobung oder aufgrund von Felderfahrungen werden Lagerstellen innerhalb der ZF als kritisch oder unkritisch gekennzeichnet. Kritische Lagerstellen können dabei Merkmale aufweisen wie geringe rechnerische Sicherheiten oder spezifische Konstruktionsmerkmale an der Komponente, welche ein hohes technisches Knowhow des Lieferanten erfordern. Ein Lieferantenwechsel ist dann nur mit erhöhtem Erprobungsaufwand möglich oder in gewissen Fällen gänzlich ausgeschlossen. Eine exemplarische Übersicht von klassierten Lagerstellen bezogen auf unterschiedliche Anwendungen ist in Bild 1 dargestellt. In diesem Artikel wird im erläuterten Beispiel die Methode für eine kritische Lagerstelle eines schweren Nutzfahrzeuggetriebes aufgezeigt, bei der zur Reifegradabsicherung der Entwicklungsprozess vollständig durchlaufen wurde.

Anwendung	Lagerstelle									
	L01	L02	L03	L04	L05	L06	L07	L08	L09	L10
Anwendung 1	kritisch	kritisch	kritisch	unkritisch	unkritisch	unkritisch	kritisch	kritisch	unkritisch	unkritisch
Anwendung 2	unkritisch	unkritisch	kritisch	unkritisch	unkritisch	unkritisch	unkritisch	kritisch	kritisch	unkritisch
Anwendung 3	kritisch	unkritisch	unkritisch	kritisch	kritisch	unkritisch	unkritisch	unkritisch	unkritisch	unkritisch
Anwendung 4	unkritisch	unkritisch	kritisch	unkritisch	unkritisch	unkritisch	unkritisch	kritisch	unkritisch	unkritisch

kritisch  
unkritisch  
nicht vorhanden

Bild 1: Klassifizierung von Lagerstellen für schwere Nutzfahrzeuge

Der vorliegende Beitrag erläutert die Methode zur Spezifikation und Validierung von Wälzlagern. Zunächst werden der Entwicklungsprozess und die Methode im Allgemeinen erläutert. Anschließend werden die Schritte zur Spezifikation der Komponente, Auslegung sowie Vorerprobung auf Komponentenebene näher erläutert. Aufgezeigt wird die Entwicklung von optimierten Kegelrollenlagervarianten auf Basis der aus den Anforderungen des Systems abgeleiteten Spezifikationen.

## 2. Entwicklungsprozess

Für die Entwicklung von z.B. komplexen mechatronischen Systemen steht in der Produktentwicklung ein V-Modell zur Verfügung (siehe Bild 2), welches auf der linken Seite kommend von der höchsten Ebene der Anforderungen der Anwendung, z.B. des Fahrzeugs, die Anforderungen auf die jeweiligen Subsysteme herunterbricht und auf der rechten Seite die Absicherung der Anforderungen über eine Validierungskette beschreibt. Innerhalb dieser Systematik wurde bei der Entwicklung der Mechanik das V-Modell um die Anforderungen und der Validierung für Wälzlager erweitert, wobei die Anforderungen aus dem System (z.B. Getriebe, Lenkungssystem, Aktuator, etc.) auf das Bauteil Wälzlager heruntergebrochen werden.

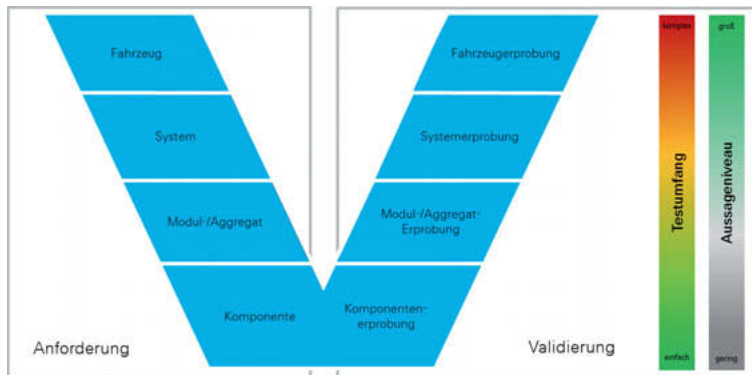


Bild 2: Gliederung der Anforderungen im Fahrzeug und die dazugehörigen Erprobungskette  
[1]

Für die Absicherung der Komponente Wälzlager steht die gezeigte Validierungskette auf der rechten Seite des V-Modells zur Verfügung, welche sich je nach Ebene in Umfang und Aufwand der Erprobung unterscheidet. Die Erprobung von Antriebssystemen auf oberster Ebene des V-Modells erfolgt beim OEM oder mit Versuchsfahrzeugen bei ZF. Auf Komponentenebene sind neben Werkstoff- und anderweitigen Laboruntersuchungen noch Komponentenversuche, die das isolierte Bauteil betrachten, möglich. Dazwischen befindet sich die Modul-/Aggregaterprobung, in der Teil- oder Subsysteme erprobt werden, sowie (Gesamt-)Systemversuche des kompletten Antriebsstrangs, welche durch E-Maschinen oder Verbrennungsmotoren angetrieben werden.

Die Anforderungen an Wälzlager, z.B. hinsichtlich der wirkenden Kräfte in der Anwendung, können für eine klassische Bauteilerprobung über entsprechende Berechnungswerkzeuge abgeleitet und auf Komponentenprüfständen mit vergleichsweise geringem Aufwand nachgestellt werden. Bezüglich der Ölversorgung und Wärmeentwicklung des Lagers stellt sich die Aufgabe komplexer dar [2]. Im Allgemeinen hat dann eine einfache Komponentenerprobung, z.B. ein Lebensdauerversuch unter konstanter Last und konstanter Drehzahl, nur eine geringe Aussagekraft hinsichtlich Freigabe für das Fahrzeug. Trotzdem besteht Bedarf an vereinfachten Erprobungsmöglichkeiten an der isolierten Komponente, um z.B. bereits in einem frühen Entwicklungsstadium Vorversuche durchführen zu können. Des Weiteren sind auch Variantenvergleiche oder Qualitätsuntersuchungen, z.B. bei einem Lieferantenwechsel oder serienbegleitende Leistungsnachweise, notwendig. Zuletzt kann eine ausreichende statistische Absicherung und Aussagesicherheit nur mit kostengünstigen Bauteilversuchen wirtschaftlich sinnvoll realisiert werden.

Um die Komponentenerprobung sinnvoll in die Freigabekette zu integrieren, sodass eine möglichst hohe Aussagekraft sowie eine möglichst genaue Risikoabschätzung in Bezug auf nachfolgende Systemversuche und der Freigabe für das Produkt besteht, werden die in den nachfolgenden Kapiteln erläuterten Schritte durchgeführt.

### 3. Anforderungen

Antriebsstränge für schwere Nutzfahrzeuge zeichnen sich durch hohe Motorantriebsmomente und hohe Kilometeraufleistungen aus, in denen das Fahrzeug bewegt wird. Neben den Fahrsituationen, in denen der Motor das Fahrzeug antreibt und somit die Verzahnung und Lager mit Kräften aus dem Zugbetrieb belastet werden, liegen auch Fahrsituationen vor, in denen das Fahrzeug den Antriebsstrang und Motor schiebt. Insbesondere bei langen Bergabfahrten können so dauerhafte Lasten aus dem Schubbetrieb vorliegen, welche von den Lagern kompensiert werden müssen. Weiterhin erfordern lange Betriebszeiten und hohe Kilometeraufleistungen von ca. 1 Mio. Kilometern eine hohe Zuverlässigkeit und Robustheit, insbesondere der Lager.

In der vorliegenden Anwendung sind für die kritische Lagerstelle, in der das Kegelrollenlager Anwendung findet, mehrere relevante Schadensmechanismen bekannt. Die Schadensmechanismen beruhen auf Erfahrungen aus vorangegangenen Erprobungen am Prüfstand sowie mit Versuchsfahrzeugen oder mit Fahrzeugen aus dem Feld. Zudem ist bereits während der Auslegung ersichtlich, dass die Sicherheit des Bauteils gegenüber



klassischer Materialermüdung gering ausfällt. Zu den relevanten Schadensmechanismen zählen adhäsiver Verschleiß im Rolle-Bord-Kontakt, klassische Materialermüdung sowie Oberflächenermüdung, welche in Bild 3 dargestellt sind. Gegenüber diesen Schadensmechanismen und auf Basis der Belastungssituation in der Anwendung ist das Lager robust auszulegen.



Bild 3: Relevante Schadensmechanismen des Lagers in der Applikation

Durch Messfahrten mit dem Fahrzeug auf repräsentativen Routen werden Lastkollektive erstellt, welche als Eingangsgrößen für die Auslegung und Dimensionierung der Komponenten im Antriebsstrang dienen. Somit kann direkt auf die Belastungssituation des Lagers, d.h. auf die Kräfte während des Schub- und Zugbetriebs geschlossen werden. Auf dieser Basis kann im Anschluss eine Lebensdauerberechnung nach ISO/TS16281 [3] hinsichtlich Schädigung oder Sicherheit durchgeführt werden. Aus dem Kollektiv ist außerdem ersichtlich, dass es einzelne Betriebspunkte mit hoher Axiallast gibt, die anteilig eine hohe rechnerische Schädigung am Lager hervorrufen. Um eine möglichst hohe Robustheit gegenüber Materialermüdung im Schubbetrieb zu erhalten, sollte der Werkstoff im Hinblick auf den Reinheitsgrad optimiert sein.

Die Betriebspunkte mit hoher Axiallast bringen neben einer hohen Schädigung zudem das Risiko von Fressern im Rolle-Bord-Kontakt mit sich. In Kombination mit einer niedrigen Ölviskosität bei hohen Öltemperaturen sowie bei langen Verweildauern in kritischen Betriebspunkten kann der Schmierfilm zwischen der Stirnseite der Rolle und dem Innenringführungsbord zusammenbrechen. Kommt es zu Mischreibungsbedingungen am Rolle-Bord-Kontakt kann es zu einem sprungartig ansteigenden Reibmoment am Lager kommen. Wird die entstehende Wärme aus der entstandenen Reibenergie im Gleitkontakt nicht mittels ausreichender Kühlung abgeführt, kann es zu adhäsivem Verschleiß kommen oder im schlimmsten Fall zu typischen Heißläuferschäden. Aus diesem Grund muss das

Kegelrollenlager eine gute Bordqualität aufweisen. Hierzu ist eine Optimierung hinsichtlich Reibung am Bordkontakt für hohe Axiallasten und in Kombination mit kritischen Beölungszuständen anzustreben.

Im Projekt standen neben der Referenzvariante (KRL1), welche den vollen Erprobungsumfang bei der Neuentwicklung erfahren hat und für welche bereits Erfahrungen aus dem Feld vorliegen, noch drei weitere Varianten, welche als Zweitlieferant qualifiziert werden sollen, zur Verfügung: Kegelrollenlagervariante 2 (KRL2) wurde bereits bei der Neuentwicklung in Betracht gezogen, aber in der damaligen Erprobung nicht weiter verfolgt. Zusätzlich wurden für das Projekt 2 neue Lieferanten hinzugezogen. Für die Variante 3 (KRL3) und Variante 4 (KRL4) wurde der Entwicklungsprozess vollständig durchlaufen, wobei die Lager explizit hinsichtlich der Anforderungen an Reinheitsgrad sowie Bordkontakt optimiert wurden. Um überhaupt für das Projekt in Frage zu kommen, wurden nur Lager ausgewählt, bei denen die Tragzahl eine Mindestanforderung nicht unterschreitet. Die Unterschiede der Lager beziehen sich somit nur auf lieferantenspezifische Unterschiede wie die Innengeometrie und das Material bzw. die Stahlqualität.

#### **4. Validierung**

Auf Basis des dargestellten Ablaufs des V-Modells stehen verschiedene Ebenen der Validierung zur Verfügung und sind von der Komponente Wälzlager zu durchlaufen. Für die kritische Lagerstelle werden bezüglich Validierung die Schritte Vorqualifizierung, Vorerprobung am Komponentenprüfstand sowie Systemerprobung durchgeführt. Der versuchstechnische Nachweis der Anforderungen auf Komponentenebene erfolgt zunächst mittels Reibmomentmessung der vier Varianten. Anschließend folgen Lebensdauerversuche am Komponentenprüfstand zum Nachweis der Lebensdauieranforderung aus der Anwendung.

##### **4.1. Vorqualifizierung**

Als ersten Schritt der Validierungskette werden Laboruntersuchungen hinsichtlich Material und Feingeometrie durchgeführt. Die Untersuchung des Werkstoffs fokussiert sich unter anderem auf die chemische Zusammensetzung, die Härte, das Gefüge sowie den Reinheitsgrad. Im Hinblick auf die Ermüdungslebensdauer, d.h. die Performance des Werkstoffs, ist der Reinheitsgrad maßgeblich. Nichtmetallische Einschlüsse können die Lebensdauer im ungünstigsten Fall stark reduzieren.

Bei der Feingeometrieuntersuchung werden funktionsrelevante Designgrößen wie Rauheit, Profilierungen der Laufbahnen sowie der Rollen untersucht. Bei Kegelrollenlagern wird im Speziellen eine „Druckpunktberechnung“ durchgeführt, wodurch es möglich ist, die korrekte Anlage der Wälzkörperstirnseiten am Innenringführungsbord zu bewerten.

Werden in den Untersuchungen Merkmale gefunden, die sich nachteilig auf die Lagerlebensdauer oder die Funktionsweise auswirken, kann bereits zu diesem Zeitpunkt die Validierungskette abgebrochen werden. Entstandene Kosten durch einen Ausfall im Getriebeversuch und zeitliche Verzögerungen im Projektablauf werden somit verhindert.

#### **4.2. Auslegung**

Neben der Vorqualifizierung kann die Komponente Wälzlager in der Endauslegung ohne größeren Versuchsaufwand simulativ validiert werden. Hierzu stehen in der ZF Friedrichshafen AG verschiedene Berechnungsprogramme und -möglichkeiten zur Verfügung. Neben der Berechnung der Lebensdauer ist auch die Reibung als Auslegungsgröße bei Wälzlagern mit zu betrachten.

Zur Modellierung von mechanischen Gesamtsystemen, insbesondere der Verzahnung und der Lager, wird das ZF-Interne Berechnungsprogramm Genia verwendet. Mittels vorgegebenem Lastkollektiv und Mechanik-Modell lässt sich auf die Belastungssituation jedes Lagers schließen. Auf Basis der jeweiligen Kräfte, Kippmomente und Drehzahlen lässt sich wiederum die jeweilige Lagerlebensdauer nach ISO/TS16281 berechnen. Da zum Zeitpunkt der Endauslegung auch die realen Profilierungen aller Varianten vorliegen, können diese in die Lebensdauerberechnung integriert werden. Unter Verwendung der Ölenkdaten, der Betriebstemperaturen, der Ölverschmutzung und der mechanischen Belastung aus dem Kollektiv kann die modifizierte Referenz-Lebensdauer errechnet werden.

Bei kritischen Lagerstellen kann es unter Umständen notwendig sein, anstatt eines analytischen Berechnungsansatzes eine FE-basierte Berechnung durchzuführen. In der Berechnung mittels FEM-Methode lassen sich zusätzlich noch Gehäusesteifigkeiten abbilden. Versteifungen oder Unstetigkeit in der Gehäusekonstruktion können im Lager lokale Pressungserhöhungen hervorrufen, welche sich negativ auf die Lagerlebensdauer auswirken. Zusätzlich lässt sich wie im analytischen Berechnungsansatz die reale Ist-Geometrie der Lager abbilden. Im durchgeführten Projekt für die kritische Lagerstelle wurde

auf eine Untersuchung mittels FEM verzichtet, da bei der betrachteten Lagerstelle der Einfluss der Anbindung keine kritischen Effekte hervorruft.

Ebenfalls unter Verwendung der Belastungssituation aus dem Gesamtsystem erfolgt die Reibmomentberechnung unter Verwendung der IST-Geometrie, d.h. Profilierungen, Rauheit, etc. Mittels Reibmomentberechnung können spezifische Unterschiede im Innengeometriedesign bewertet werden. Die Bewertung erfolgt auf Basis des Lastkollektivs und der darin enthaltenen Betriebspunkte. Findet bei der Betrachtung von Reibmoment und Lebensdauer eine negative Bewertung statt und wird das Risiko hinsichtlich Sicherheit oder Reibungsverluste als zu hoch erachtet, kann zum Zeitpunkt der Auslegung die Validierungskette abgebrochen werden.

#### 4.3. Komponentenerprobung

In der ZF Friedrichshafen AG stehen mehrere Komponentenprüfstände zur Verfügung. In diesem Projekt wurde der ZF-VarioRax eingesetzt. Dieser besitzt Hydraulikzylinder, um die Belastungssituation an den Lagern nachzustellen. Durch die Hydraulikzylinder ist es möglich, Kräfte im laufenden Betrieb zu ändern und somit unterschiedliche Lastfälle oder auch Lastkollektive abzutesten. Da sich im Kraftfluss keine weiteren Reibquellen außer den beiden Prüflagern befinden, eignet sich dieser Prüfstand auch für eine quantitative Messung des Reibmoments. Sowohl für die Messung des Reibmoments, als auch für die Lebensdauerversuche wurden die Lager rein axial belastet.

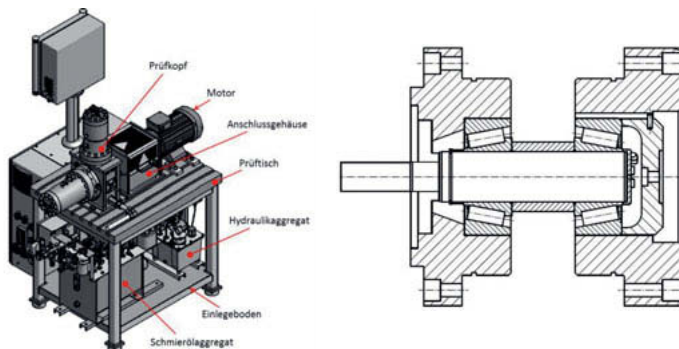


Bild 4: Prüfstand ZF-VarioRax zur Komponentenerprobung der Kegelrollenlager sowie angestellte Kegelrollenlageranordnung für Versuche

Der erste Schritt in der Komponentenerprobung waren vergleichende Reibmomentmessungen vom Referenzlager KRL1 und den drei weiteren Varianten KRL2, KRL3 und KRL4. Ziel der Untersuchung ist die Beurteilung des Reibmomentverhaltens in den verschiedenen Betriebspunkten. Hierzu wurde ein D-optimaler Versuchsplan innerhalb eines vorgegebenen Parameterfeldes aufgestellt. Hauptfragestellung dieses Versuchsblocks war, wie sich die alternativen Varianten gegenüber der Referenzvariante hinsichtlich Reibmoment und Temperaturentwicklung verhalten.

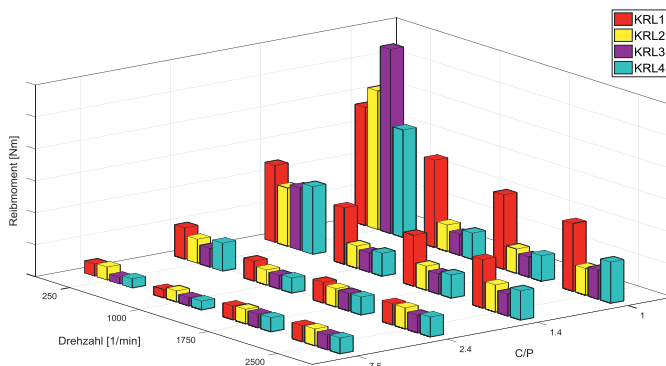


Bild 5: Übersicht resultierende Reibmomente zu den jeweiligen Betriebspunkten der DoE für die vier untersuchten Kegelrollenlager-Varianten

Die Messung der Reibmomente erfolgte mit einem identischen Ölvolumenstrom zu den Lagern für alle Lagervarianten. Dabei wird das Öl von beiden Seiten der Lager eingespritzt, um eine definierte Beölung der Lager zu gewährleisten. Die Auswertung der Ergebnisse erfolgte mit einer Öltemperatur von  $70^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$ . In Bild 5 sind exemplarisch die Ergebnisse der Reibmomentmessungen für alle vier Varianten aufgezeigt. Dabei umspannt das getestete Parameterfeld die im Kollektiv vorhandenen Betriebsbedingungen der Lagerstelle. Im Komponentenversuch wurden Drehzahlen von 250 – 2.500 1/min sowie die axialen Belastungen von  $C/P = 1$  bis  $C/P = 7,5$  angesteuert. Deutlich sichtbar ist, dass die Referenzvariante KRL1 in den oberen zwei Laststufen von  $C/P = 1,4$  sowie  $C/P = 1$  ein deutlich höheres Reibmomentverhalten aufweist, als die drei Alternativvarianten. Außerdem wird deutlich, dass der Reibmomentabfall bei Drehzahlen ab 1.000 1/min bei den Varianten KRL2, KRL3 und KRL4 deutlich stärker ist als bei Referenzlager KRL1. Die aufgezeigte Reibmomentcharakteristik kann nun unter Kenntnis des in der Anwendung vorherrschenden

Lastkollektivs bezüglich Reibmoment und Temperaturentwicklung bewertet werden. Hinsichtlich der Risikoabschätzung für kritische Betriebsbedingungen bei hohen Axiallasten sowie niedrigen Drehzahlen hat sich somit gezeigt, dass keine der Alternativvarianten grundlegend schlechter ist als die Referenzvariante.

Im zweiten Schritt wurden Lebensdauerversuche durchgeführt. Prinzipiell kann bei den Lebensdauerversuchen zwischen zwei Prüfstrategien unterschieden werden. Die erste Strategie wird als „experimenteller Lebensdauerversuch“ bezeichnet, bei der bis zum Ausfall eines Prüflings im Versuch gefahren wird. Hierzu ist eine entsprechend hohe Anzahl an Prüflingen, die bis zum Ausfall gefahren werden, notwendig. Diese Strategie kommt bspw. bei einem direkten Performance-Vergleich zum Einsatz. In der zweiten Strategie „Success-Run-Test“ wird auf Basis der  $L_{HMR}$ -Lebensdauer eine um einen definierten Faktor höhere Prüflaufzeit festgelegt, nach der die Prüfung beendet wird, ohne dass ein Ausfall an einem der Lager vorliegt.

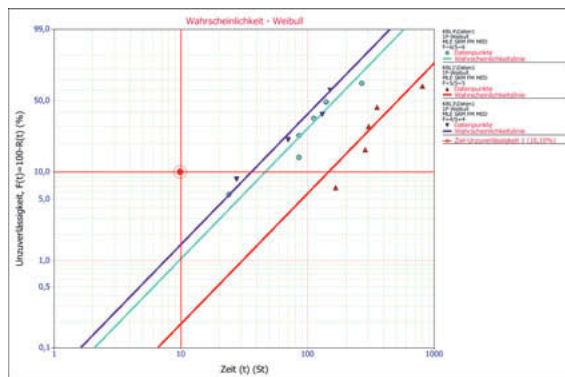


Bild 6: Statistische Auswertung nach Weibull der durchgeführten Lebensdauerversuche

Die Lebensdauerversuche wurden bei reiner Axiallast mit  $C/P=1$  durchgeführt, da mit einer rechnerischen Lebensdauer von  $L_{HMR} = 10$  h die Prüfzeiten entsprechend kurz ausfallen. Weiterhin wurden 5 Einzelversuche pro Lieferant festgelegt, wobei in jedem Prüflauf zwei Lager gleichzeitig abgeprüft werden. Alle Versuche wurden bei der gleichen Prüftemperatur der Lager durchgeführt, um Prüfbedingungen zu schaffen, bei denen der gleiche Schadensmechanismus entsteht und um den Einfluss der Stahlqualität beurteilen zu können.

Jeder Versuch wurde bis zum Ausfall gefahren, wobei dann das Ergebnis bei Erreichen des korrekten Schadensmechanismus je einen Ausfall und einen Durchläufer produziert. Die Auswertung der Ergebnisse erfolgt nach der Sudden Death Methode [4] unter Einbeziehung der Durchläufer. Die Versuche wurden für die Referenzvariante sowie KRL3 und KRL4 durchgeführt. Da aktuell KRL2 die kommerziell unattraktivste Variante im Projekt war, wurde diese in den Lebensdauerversuchen nicht weiter berücksichtigt. Aus den einzelnen Lebensdauerversuchen wurde für jede Lagervariante die Weibullverteilung errechnet. Das Ergebnis der durchgeführten Lebensdauerversuche ist in Bild 6 dargestellt. Für eine ausreichende Sicherheit gegenüber klassischer Ermüdung (Materialermüdung bei  $Kappa > 1$ ) hat sich die versuchstechnisch ermittelte B10-Lebensdauer rechts der rechnerischen L10-Lebensdauer zu befinden. Im direkten Vergleich der Varianten zeigen KRL3 und KRL4 zwar eine geringe Performance als KRL1 (Referenzvariante), allerdings liegt eine im Vergleich zur Anforderung entsprechende Sicherheit vor und es kann davon ausgegangen werden, dass der folgende Getriebeversuch überstanden wird.

Nach Abschluss der Reibmomentmessungen und der Lebensdauerversuche wurde KRL3 und KRL4 als mögliche Alternativen mit geringem Risiko ausgewählt. Keine der Varianten ist bezüglich kritischer Betriebsbedingungen in der Anwendung qualitativ nachteilig oder auffällig. In den Lebensdauerversuchen konnte weiterhin eine ausreichend hohe Sicherheit gegenüber der Anforderung aus dem Kollektiv gezeigt werden.

#### **4.4. Systemerprobung und Bauteilfreigabe für die Anwendung**

Normalerweise besteht bei kritischen Lagerstellen ein erhöhter Erprobungsaufwand mit der geänderten Komponente Wälzlager im Getriebe, um eine vom Kunden geforderte Zuverlässigkeit zu erreichen. Da bereits auf Komponentenebene mit den Lebensdauerversuchen eine statistische Absicherung erfolgt ist, kann auf Basis aller Voruntersuchungen die Anzahl der Systemversuche entsprechend reduziert werden.

Als Strategie wurde eine zweistufige Erprobung in der Anwendung (Systemerprobung) ausgewählt. Dabei wurde im ersten Schritt ein Modul-Versuch erstellt, bei dem das Lager in der Systemumgebung erprobt wurde. Im Unterschied zum Komponentenversuch hat das Lager die „reale“ Beölungssituation des Systems vorliegen. Der Versuch erfolgt analog zu den Lebensdauerversuchen auf Komponentenebene mit der Belastung, in welcher das Lager die maximale rechnerische Schädigung erfährt. Dabei wird der Versuch bis zum Ausfall des Lagers betrieben.

Die zweite und finale Stufe zur Freigabe des Lagers stellt der Hauptversuch im System dar. Dieser umfasst die vollständige Kollektiverprobung der gesamten Anwendung. Hierbei wird ausschließlich bis zu einer spezifizierten Prüfdauer der Anwendung erprobt. Der Hauptversuch wird dabei nur noch mit den Alternativvarianten durchgeführt, da die Referenzvariante KRL1 diesen Versuch bereits mehrfach während der Neuentwicklung und bei weiteren serienbegleitenden Versuchsläufen erfolgreich überstanden hat. Der Hauptversuch, welcher gleichzeitig auch der finale Freigaberversuch ist, wird dabei nur einmal durchgeführt, da durch die Voruntersuchungen und die Vorerprobung ausreichend statistische Absicherung hinsichtlich Zuverlässigkeit besteht.

## 5. Zusammenfassung & Fazit

Auf Basis der vorgestellten Methode wurde im gezeigten Beispiel eine Reduzierung des System-Erprobungsaufwands (geringere Kosten, kürzere Validierungszeiten und damit schnellere Einführzeiten) bei gleichzeitiger Sicherstellung der Bauteilzuverlässigkeit erreicht. Weiterhin ermöglichen die Komponentenversuche eine Risikoabschätzung bezüglich Machbarkeit bei einem Lieferantenwechsel für kritische Lagerstellen. Ohne Voruntersuchungen und Risikoabschätzung wäre in diesem speziellen Fall der Lieferantenwechsel für die kritische Lagerstelle ausgeschlossen.

Die Anzahl der finalen Systemversuche konnte auf einen einzigen Freigaberversuch im Getriebe reduziert werden. Zusätzlich wurden alternative Varianten erarbeitet, die hinsichtlich Reibmomentcharakteristik vorteilhafter sind als die Referenzvariante. Zuletzt kann der Komponentenversuch als Benchmark hinsichtlich weiterer Optimierungspotentiale genutzt werden, um weitere Verbesserungen an bestehenden Varianten abzu prüfen oder neuen Lieferanten zu qualifizieren.

- [1] Unterstützung der Betriebsfestigkeitsfreigabe von Achsschenkeln druch mehraxiale Komponentenprüfung - J. Rötterink, M. v. Lienen, N. Schmudde, U. Steinkamp, A. Middelkampf – ZF Friedrichshafen AG, Lemförde
- [2] A Study on the Frictional Torque and Temperature Behavior in Tapered Roller Bearings – Marco Schwarz ZF Friedrichshafen AG; Jürgen Liebrecht, Attila Gonda, Prof. Dr. Bernd Sauer Universität Kaiserslautern MEGT
- [3] ISO/TS16281 - Rolling bearings — Methods for calculating the modified reference rating life for universally loaded bearings
- [4] Weibull-Analyse – DIN EN 61649 (IEC 61649:2008)



# Berücksichtigung der elastischen Gehäusedeformation auf die Lastverteilung im Wälzlager über einen Fourieransatz

Dipl.-Ing. **Markus Raabe**, MESYS AG, Zürich, Schweiz

## Kurzfassung

Elastische Verformungen von Gehäusen führen zu einer Deformation der Lageringe von Wälzlager und haben damit einen Einfluss auf die Lastverteilung im Lager. Eine FE-Berechnung mit detaillierter Lagergeometrie mit Kontakt führt zu einem sehr hohen Aufwand für eine Berechnung und ist daher ungeeignet für die Berechnung von Wellensystemen mit vielen Lagern. Oft wird die Gehäusesteifigkeit in einem FE-Programm auf Knoten mit 6-Freiheitsgraden für jeden Wälzkörper reduziert. Zwischen den reduzierten Knoten für den Innen- und Aussenringkontakt wird dann ein analytisches Berechnungsmodell verwendet. In diesem Beitrag wird eine Reduktion der Gehäusesteifigkeit auf einen Fourieransatz vorgestellt. Die resultierenden Freiheitsgrade sind dann keine Knotenverschiebungen und -rotationen sondern Koeffizienten einer Fourierreihe. Das analytische Berechnungsmodell für das Wälzlager wird dann mit den Fourierkoeffizienten gekoppelt.

Neben dem Berechnungsansatz wird an Beispielen der Einfluss der Anzahl Fourierkoeffizienten gezeigt, sowie ein Vergleich zur Berechnung mit nicht reduziertem Gehäuse.

## 1. Motivation

Das einfachste Rechenmodell für ein Wälzlager ist eine starre Kopplung zwischen Welle und Gehäuse. Damit lassen sich Lagerkräfte bei statisch bestimmten Lagerungen bestimmen, aber keine Verschiebungen. Ein erster Detaillierungsschritt ist ein analytisches Berechnungsmodell für die Lastverteilung im Lager mit lokalen Steifigkeiten pro Wälzkontakt. Damit ergeben sich weitere Informationen über das Verhalten des Lagers; Kippwinkel und Lagerpiel haben einen Einfluss und durch die Berücksichtigung von Steifigkeiten können auch statisch überbestimmte Lagerungen behandelt werden.

Für Gehäusesteifigkeiten ist ein erster Ansatz die Reduktion von FE-Modellen für das Gehäuse auf Zentralknoten pro Lagerstelle. Die beiden ersten Beispiele in Bild 1 zeigen eine solche Reduktion des Gehäuses auf einen Zentralknoten, links mit starrer Kopplung, daneben mit Mittelung. Die Lagerringe bleiben hier rund. Das Gehäuse ist jeweils unten starr eingespannt.

Für dünnwandige Gehäuse, Grosslager, oder Planetenlagerungen wird auch eine Kopplung der Gehäuseverformungen mit den Ringverformungen gefordert. Die beiden rechten Beispiele in Bild 1 zeigen diese Kopplung einmal mit verklebtem Lagerring und einmal mit Kontakt zwischen Gehäuse und Lagerring. Gegenüber den linken Bildern sieht man auch eine leichte vertikale Bewegung der Welle. Dies ist ein Resultat der lokalen Lasteinleitung in das Gehäuse, statt einer gleichförmigen Lasteinleitung über den Umfang bei einem Zentralknoten.

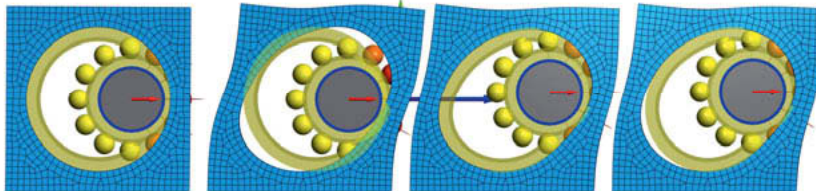


Bild 1: Vier Berechnungsmodelle für die Berücksichtigung von Gehäusesteifigkeiten

Ein Ansatz zur Kopplung der analytischen Berechnung des Wälzlagerkontaktes zum Gehäuse ist eine Reduktion der Gehäusesteifigkeit auf einen Knoten pro Wälzkörper. Damit die Verformung im Kontakt nicht überschätzt wird, darf nicht ein Knoten des Gehäusemodells verwendet werden, sondern die Wälzkörperkraft muss auf einen Bereich verteilt werden. Ein Nachteil dieses Ansatzes ist, dass die Reduktion von der Anzahl Wälzkörper abhängt, ein zweiter Nachteil ist, dass eine Relativrotation zweier vernetzter Bauteile nicht einfach möglich ist.

Für eine Kopplung der Verformungen von FE-basierten 3D-elastischen Bauteilen mit der Deformation von Lagerringen in der MESYS Wellensystemberechnung war die Möglichkeit von grossen Rotationen eine der Anforderungen. Daher wurde der Ansatz einer Reduktion der FE-Steifigkeitsmatrix auf Koeffizienten einer Fourierreihe gemacht. Dies erlaubt grosse Rotationen und es besteht keine Abhängigkeit von der Anzahl Wälzkörper im Lager.

## 2. Reduktion auf einzelne Zentralknoten

Eine Reduktion einer Gruppe von Knoten auf einen Zentralknoten lässt sich über eine starre Verbindung des Zentralknotens mit Position  $\mathbf{p}_0$  sowie Verschiebung  $\mathbf{u}_0$  und Rotationswinkel  $\mathbf{r}_0$  zu den Knoten mit Position  $\mathbf{p}_i$  und Verschiebung  $\mathbf{v}_i$  folgendermassen darstellen:

$$\mathbf{v}_i = \mathbf{u}_0 + \mathbf{r}_0 \times (\mathbf{p}_i - \mathbf{p}_0)$$

Dies ist eine Gleichung pro Knoten der Fläche des FE-Bauteiles. Mit dieser starren Anbindung wird das FE-Gehäuse versteift.

Alternativ ist eine gemittelte Reduktion möglich. Über die Summe der Quadrate ergibt sich für die Verschiebungsfreiheitsgrade mit Gewichtungsfaktoren  $w_i$

$$\sum w_i \cdot (\mathbf{v}_i - \mathbf{u}_0)^2 \rightarrow \text{Minimum}$$

Und damit

$$\mathbf{u}_0 = \frac{(\sum w_i \cdot \mathbf{v}_i)}{\sum w_i}$$

Entsprechendes gilt für die Rotationsfreiheitsgrade und es ergeben sich insgesamt 6 Gleichungen für die 6 Freiheitsgrade des Zentralknotens. Hiermit folgt der Zentralknoten der mittleren Verschiebung des FE-Bauteils und führt zu keiner Versteifung. Die Gewichtungsfaktoren können z.B. entsprechend der Elementgrößen gewählt werden.

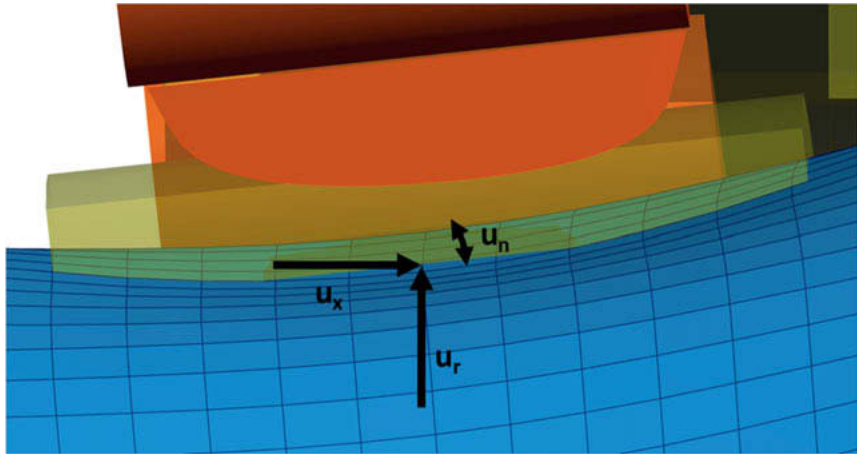


Bild 2: Koordinaten für die Radial- und Axialverschiebung sowie den Kippwinkel

### 3. Reduktion auf eine Fourierreihe

Für die Verformungen von Lagerringen werden als Freiheitsgrade über den Umfang die Radialverschiebung, die Axialverschiebung und ein Kippwinkel angenommen und in einen Vektor mit 3 Komponenten zusammengefasst  $\mathbf{u} = (u_r, u_{ax}, u_n)$ . Diese Freiheitsgrade, wie in Bild 2 dargestellt, werden dann in Umfangsrichtung über eine Fourierreihe approximiert:

$$\mathbf{u}(\varphi) = \mathbf{a}_0 + \sum_{i=1}^{nf} \mathbf{a}_i \cdot \cos(i \cdot \varphi) + \mathbf{b}_i \cdot \sin(i \cdot \varphi)$$

Die Fourierkoeffizienten sind hier auch Vektoren mit den drei Freiheitsgraden  $\mathbf{a} = (a_r, a_{ax}, a_n)$ . Die Anzahl Freiheitsgrade für die Approximation beträgt hier also  $3 \cdot (1 + 2 \cdot nf)$ .

Die Freiheitsgrade beschreiben die Verschiebungen an einem Bezugskreis mit gegebenem Radius und axialer Position. Für Punkte, die nicht auf dem Kreis liegen, wird die Verkipfung über den Kippwinkel  $u_n$  berücksichtigt. Der Ansatz kann daher sowohl für Radiallager als auch für Axiallager verwendet werden.

Die Reduktion des FE-Netzes auf die Fourierreihe erfolgt dann über das Minimum der Quadrate mit den Knotenverschiebungsvektoren  $\mathbf{v}$ :

$$\sum \left( \mathbf{v}_j \cdot \mathbf{e}_r - \left( u_r(\varphi_j) + \Delta x \cdot u_n(\varphi_j) \right) \right)^2 + \left( \mathbf{v}_j \cdot \mathbf{e}_x - \left( u_x(\varphi_j) - \Delta r \cdot u_n(\varphi_j) \right) \right)^2 \rightarrow \text{Minimum}$$

Dies ergibt dann eine Gleichung pro Fourierkoeffizient, also z.B. für einen  $\mathbf{a} = (a_r, a_{ax}, a_n)$

$$\sum_j \left( \mathbf{v}_j \cdot \mathbf{e}_r - \left( u_r(\varphi_j) + \Delta x \cdot u_n(\varphi_j) \right) \right) \cdot \cos(i \cdot \varphi_j) = 0$$

$$\sum_j \left( \mathbf{v}_j \cdot \mathbf{e}_x - \left( u_x(\varphi_j) - \Delta r \cdot u_n(\varphi_j) \right) \right) \cdot \cos(i \cdot \varphi_j) = 0$$

$$\sum_j \left( \Delta x \cdot \left( \mathbf{v}_j \cdot \mathbf{e}_r - \left( u_r(\varphi_j) + \Delta x \cdot u_n(\varphi_j) \right) \right) - \Delta r \cdot \left( \mathbf{v}_j \cdot \mathbf{e}_x - \left( u_x(\varphi_j) - \Delta r \cdot u_n(\varphi_j) \right) \right) \right) \cdot \cos(i \cdot \varphi_j) = 0$$

Dabei sind  $\Delta x$  und  $\Delta r$  die axialen und radialen Abstände der Knoten vom Bezugskreis und  $\mathbf{e}_x, \mathbf{e}_r$  die Einheitsvektoren in axialer und radialer Richtung.

Dies entspricht der Mittelwertbildung beim Zentralknoten zuvor und versteift das FE-Bauteil nicht. Ebenso wäre eine starre Kopplung der Knoten an die Fourierreihe möglich, dafür wäre wieder eine Gleichung pro Knoten der Fläche des FE-Bauteils nötig. Die starre Kopplung wurde bislang nicht umgesetzt.

Eine Kraft, die auf eine so reduzierte Fläche wirkt, wird für die Berechnung entsprechend der Fourierreihe auf die Freiheitsgrade aufgeteilt. Eine Radialkraft wird mit den Faktoren  $\cos(i \cdot \varphi)$  auf die  $a_r$ -Freiheitsgrade eingeleitet und mit den Faktoren  $\sin(i \cdot \varphi)$  auf die  $b_r$ -Freiheitsgrade. Entsprechend für Axialkräfte und Kippmomente.

Dieser Ansatz erlaubt es, die Verkipfung eines Lagerringes zu beschreiben; die Querschnittsform bleibt aber unverändert, so zum Beispiel die Profilierung der Laufbahn eines Rollenlagers.

Für die Reduktion von Radkörpern für Verzahnungen ist aufgrund der grösseren Länge eine Abhängigkeit von der axialen Position erforderlich. Hierzu werden zusätzliche Ansatzfunktionen auf Basis integrierter Legendre-Polynome [2] verwendet, die den Vorteil haben, dass sich die unteren Ansatzfunktionen bei Erhöhung der Ordnung nicht ändern. Mit den

Koeffizienten für Freiheitsgrade der radialen, axialen und tangentialen Verschiebung  $\mathbf{a} = (a_r, a_{ax}, a_t)$  wird der Verschiebungsvektor  $\mathbf{u} = (u_r, u_{ax}, u_t)$  definiert:

$$\mathbf{u}(\varphi, x) = \sum_{j=1}^{nl} (\mathbf{a}_{0,j} + \sum_{i=1}^{nf} \mathbf{a}_{i,j} \cdot \cos(i \cdot \varphi) + \mathbf{b}_{i,j} \cdot \sin(i \cdot \varphi)) \cdot N_j(x)$$

Die Anzahl Freiheitsgrade für die Approximation beträgt dann  $3 \cdot nl \cdot (1 + 2 \cdot nf)$  und ist daher mindestens doppelt so gross wie zuvor. Die Reduktion erfolgt wieder über das Minimum der Quadrate. Dieser Ansatz wird aktuell für die Reduktion von Radkörpern von Verzahnungen verwendet. Es wäre aber auch denkbar diesen für bestimmte Lagertypen mit grösserer axialer Ausdehnung, wie z.B. Nadellager, zu verwenden.

#### 4. Berücksichtigung der Lagerringe

Die Lagerringe haben eine Steifigkeit, die nicht vernachlässigt werden sollte. Die Geometrie der Lagerringe kann z.B. bereits im FE-Netz berücksichtigt werden.

Es ist aber auch möglich eine Reduktion eines zusätzlichen FE-Netzes für den Lagerring automatisch zu generieren und zu der Steifigkeitsmatrix der Gehäusereduktion zu addieren. Aufgrund der Reduktion mit 3 Freiheitsgraden pro Querschnitt werden nur Normalkräfte zwischen den Bauteilen übertragen und keine Schubspannungen, daher ist dies weicher als eine Integration in die Gehäusegeometrie. Bei einem leichten Presssitz zwischen den Bauteilen entspricht die schwächere Kopplung aber auch eher der Realität.

Eine weitere Möglichkeit ist eine unabhängige automatische Reduktion für den Lagerring mit zusätzlichen Freiheitsgraden. Dann kann ein Kontaktmodell zwischen den beiden Fourierreihen verwendet werden. So kann auch der Einfluss eines Presssitzes auf das Lagerspiel über die Ringverformungen einbezogen werden.

#### 5. Analytische Berechnung des Wälzkörperkontaktes

Für die analytische Berechnung des Wälzkörperkontaktes werden die Steifigkeiten aus ISO/TS 16281 [1] verwendet. Für Kugellager sind dies die Hertzischen Gleichungen, die auf dem Ansatz des elastischen Halbraumes basieren, für Rollenlager wird ein Ansatz nach Palmgren verwendet.

Das Rechenmodell soll bei steifen Bauteilen Ergebnisse nahe denen nach ISO/TS 16281 liefern. Dies wird mit vorgespannten 6220 und NU220 auf einer elastischen Vollwelle mit starrem Aussenring getestet. Die Vorspannung sinkt von 2000MPa um 12MPa beim Kugellager und um 43MPa beim Rollenlager. Die radiale Verformung der Welle beträgt  $0.51 \mu\text{m}$  beim Kugellager sowie  $2.11 \mu\text{m}$  beim Rollenlager.

Beim elastischen Aussenring ergeben sich grössere Unterschiede, diese sind aber durch die tangentialen Aufweitungen des Gehäuses begründet, die das Halbraummodell für die Steifigkeiten nicht berücksichtigt.

Da die zusätzlichen Verformungen des Vollkörpers unterhalb der Bauteiltoleranzen liegen und beim Kugellager sogar unterhalb der üblichen Oberflächenrauheiten wird keine Korrektur der analytischen Steifigkeiten vorgenommen. In [4] wird ein Vergleich unterschiedlicher Ansätze für Steifigkeiten bei Linienkontakt gemacht, der Unterschiede >20% zeigt.

## 5. Vergleich mit nicht reduzierter FE-Berechnung

Für einen Vergleich mit einer nicht reduzierten Berechnung werden zwei dünnwandige Zylinder verbunden mit Schrägrollenlagern ohne Vorspannung verwendet (Bild 3). Das Gehäuse ist rechts eingespannt, die Kippmomentenbelastung von 1 MNm wird links in die Welle eingeleitet.

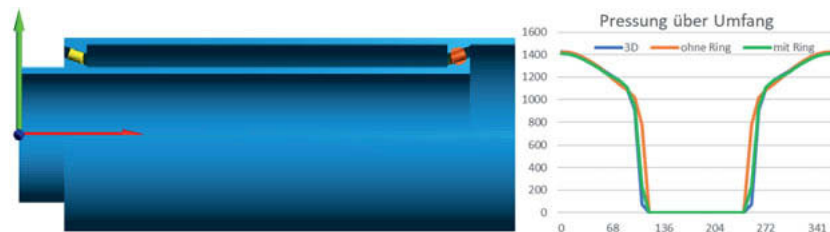


Bild 3: Vergleichsbeispiel mit nicht reduzierter Berechnung mit Pressungsverteilung

Für das mit 10 Fourierkoeffizienten reduzierte Modell wurden zwei Varianten berechnet. «mit Ring» mit Lagerring in der Wellengeometrie und «ohne Ring» mit zusätzlicher Ringsteifigkeit. Während die Variante mit Ring in der Wellengeometrie praktisch identische Resultate zur nicht reduzierten Berechnung [3] liefert, gibt es mit zusätzlichem Ring einen leicht grösseren Kippwinkel des Lagers und eine leicht höhere Axialkraft. Die Ergebnisse sind in Tabelle 1 dargestellt.

Tabelle 1: Resultate für die drei Varianten

	Ohne Reduktion	Ohne Ring	Mit Ring
Axialkraft $F_x$ [kN]	290.5	303.0	291.7
Pressung $p_{max}$ [MPa]	1425	1423	1410
Lebensdauer $L_{10h}$ [h]	40493	37740	39974
Kippwinkel $\varphi_z$ [mrad]	1.53	1.63	1.53

## 6. Einfluss der Anzahl Fourierkoeffizienten

Als erstes Beispiel für die Variation der Anzahl Fourierkoeffizienten wird eine elastische Welle mit elastischem Gehäuse und zwei vorgespannten Kegelrollenlagern betrachtet (Bild 4). Durch die Versteifungen am Gehäuse ergeben sich Lastüberhöhungen an den Wälzlager. Die Ansatzordnung wurde im Bereich  $nf=6/10/14/20$  variiert, dabei ergaben sich Pressungen für das linke Lager von 1533/1583/1596/1599 MPa und Lebensdauern  $L_{10h}$  von 16121/15486/15395/15378 h, also nahezu keine Unterschiede mit Ausnahme des ersten Falles mit  $nf=6$ . Die Wälzkörperkräfte sind mit höherer Ansatzordnung in den Bereichen mit starker Krümmung der Kurven etwas höher und die beiden niedrigen Ansatzordnungen zeigen leichte Schwingungen. Für dieses Beispiel scheint eine Ansatzordnung von  $nf=10$  ausreichend.

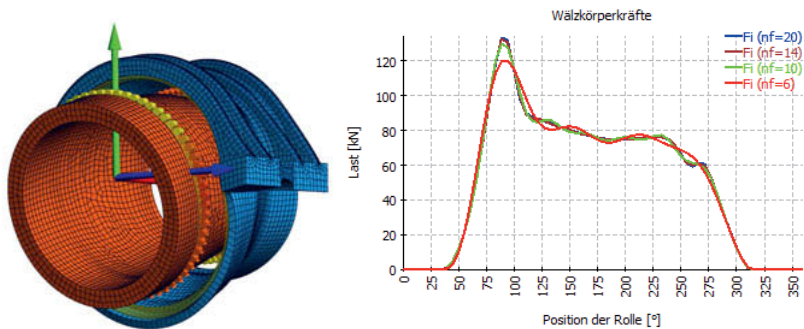


Bild 4: Grosswelle mit elastischen Lagern mit Wälzkörperkräften in kN

## 7. Beispiel Planetenlagerung und elastische Radkörper

In Bild 5 ist die Kräfteverteilung auf die Wälzkörper für ein Planetenrad ( $z=30$ ,  $m_n=2$ ) dargestellt. Einmal mit einem CAD-Import eines verzahnten Rades mit Einzelkräften an den auf den Teilkreis gekürzten Zähnen und einmal mit einem elastischen Ring und Reduktion des Radkörpers mit Aussendurchmesser  $df+0.4 \cdot m_n$  gemäß [5] für die Torsionssteifigkeit. Mit einer Ansatzordnung von  $nf=10$  sind praktisch keine Unterschiede im Kraftverlauf zu erkennen. Die maximalen Pressungen sind 1447 und 1426 MPa, die vertikale Verschiebung ist 18.5 bzw. 17.9  $\mu\text{m}$ . Das reduzierte Modell ist etwas zu steif, dies liesse sich durch einen Aussendurchmesser näher am Fusskreis anpassen.

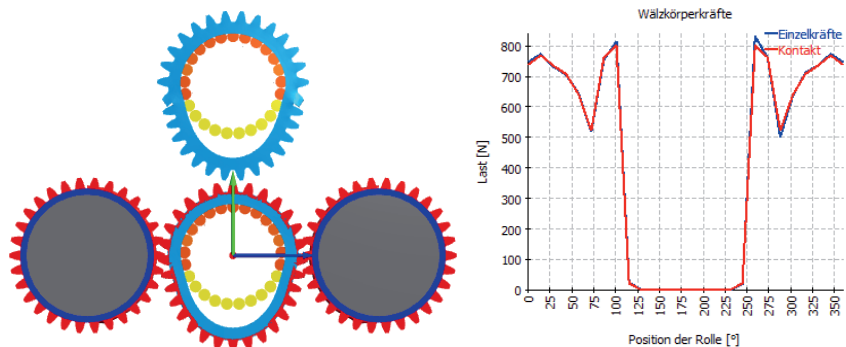


Bild 5: Lastverteilung eines Planetenlagers mit Einzelkräften und Zahnkontakt (nf=10)

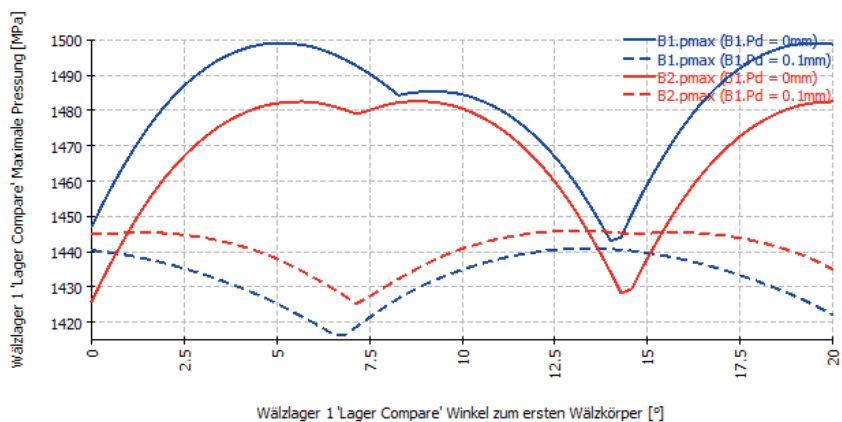


Bild 6: Flächenpressung über Drehwinkel des Wälzkörpersatzes mit und ohne Lagerluft

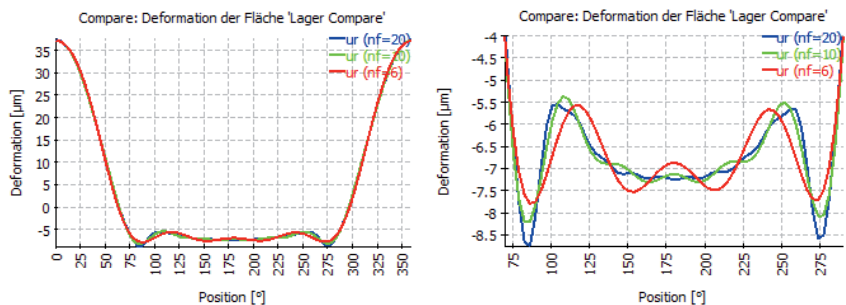


Bild 7: Radiale Aufweitung des Radkörpers für verschiedene Approximationsordnungen



Die genannten Pressungen sind für die Standard-Wälzkörperpositionen mit dem ersten Wälzkörper auf einer Koordinatenachse. In Bild 6 ist eine Variation der maximalen Pressungen über dem Drehwinkel des Wälzkörpersatzes dargestellt. Mit gestrichelten Linien zusätzlich mit einer Lagerluft von  $P_a=0.1\text{mm}$ . Aufgrund der örtlichen Lasteinleitung direkt am Lagering spielt die Wälzkörperposition hier eine grössere Rolle als in anderen Beispielen. Durch die Fourierapproximation lässt sich eine Variation der Wälzkörperposition einfach und schnell durchführen.

Eine Variation der Ansatzordnung ist in Bild 7 dargestellt, rechts mit einer Ausschnittsvergrößerung. Mit  $n_f=6$  zeigen sich grössere Welligkeiten, die bei  $n_f=10$  nur noch klein sind.

## 8. Lagerspiel im Vergleich zu Spiel im Gehäuse

In Bild 8 ist für ein 6204 Rillenkugellager unter Radiallast die innere Lagerluft (B1) im Vergleich zum Spiel zwischen Gehäuse und Aussenring (B2) variiert worden. Lagerluft C3 entspricht  $13\text{--}28\text{ }\mu\text{m}$ , der Bereich im Diagramm geht darüber hinaus. Für geringes Spiel führen beide Fälle zu fast den gleichen Änderungen von Pressung und Lebensdauer, erst für grössere Werte hat die innere Lagerluft einen grösseren Effekt.

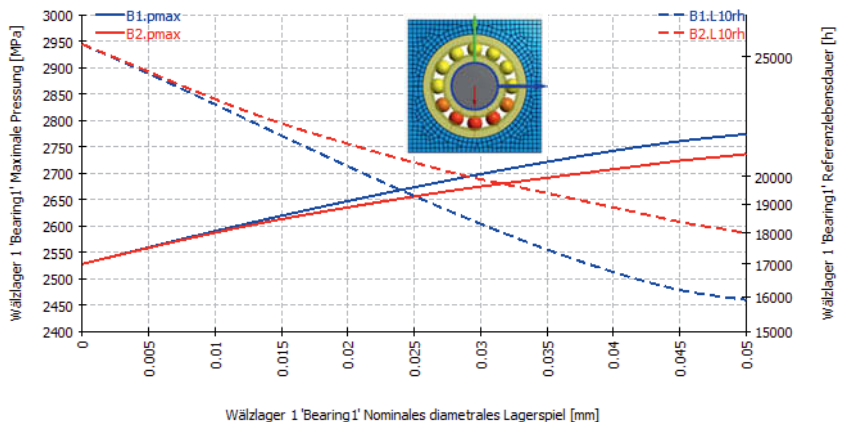


Bild 8: Vergleich des Einflusses von Lagerluft und Spiel zwischen Aussenring und Gehäuse

## 9. Rechenzeiten

Die Rechenzeiten für die einmalige Reduktion hängen ab von der Anzahl der Elemente, der Ansatzordnung der Elemente (linear oder quadratisch), der Anzahl Knoten auf die reduziert wird und darauf was berechnet werden soll. Es kann nur die Steifigkeitsmatrix berechnet

werden, oder auch ein Verschiebungsfeld zur Darstellung der Deformationen oder eine modale Reduktion ist möglich. Meist sind wenige Minuten als Rechenzeit für die Reduktion ausreichend. Mit quadratischen Elementansätzen ergibt sich etwa die zehnfache Dauer verglichen mit linearen Ansätzen.

Für das Gehäuse in Bild 4 mit quadratischen Ansätzen, 120'000 Knoten und Berechnung des Verschiebungsfeldes dauerte die Reduktion 3 Minuten für  $n_f=6$  und knapp sechs Minuten für  $n_f=20$ .

Nach der einmaligen Reduktion beträgt die Rechenzeit für einen Lastfall in den gezeigten Beispielen weniger als eine Sekunde.

## 10. Zusammenfassung

Ein Ansatz zur Reduktion eines FE-Netzes auf eine Fourierapproximation wurde vorgestellt. Dieser eignet sich, um Deformationen von Wälzlageringen oder von Stirnrädern bei der Lastverteilung zu berücksichtigen. Eine Ansatzordnung von  $n_f=10$  zeigt in den vorgestellten Beispielen eine ausreichende Genauigkeit.

Mit Hilfe dieses Ansatzes lässt sich über ein Kontaktmodell auch Spiel zwischen Lagerring und Gehäuse berücksichtigen, welches ebenfalls Einfluss auf die Lastverteilung im Wälzlager hat.

## Literatur

- [1] ISO/TS 16281, Rolling bearings – Methods for calculating the modified reference rating life for universally loaded bearings, 2008
- [2] C. Willberg, S. Duczek, J.M. Vivar Perez, D. Schmicker, U. Gabbert: Comparison of different higher order finite element schemes for the simulation of Lamb waves. Comput. Methods Appl. Mech. Engrg, 2012, S. 246-261
- [3] M. Raabe: Berechnung der Lastverteilung und der Lebensdauer von Wälzlagern mit elastischen Lagerringen. 2012, SMK 2012 Tagungsband, TUDPress
- [4] R. Teutsch, B. Sauer: An Alternative Slicing Technique to Consider Pressure Concentrations in Non-Hertzian Line Contacts, 2004, Transactions of the ASME, S. 436-442
- [5] ISO 6336-1, Calculation of load capacity of spur and helical gears -- Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors, 2006

# Axiale Wanderbewegungen von Innenringen rein radial belasteter Zylinderrollenlager

## Untersuchungen zum Einfluss von Wellenverformungen auf irreversible Schlupfbewegungen im Lagersitz

Dr.-Ing. **Andreas Maiwald**, Maiwald Engineering, Chemnitz

### Kurzfassung

Irreversible Relativbewegungen im Lagersitz (auch Wälzlager- oder Ringwandern) sind ein weithin erforschtes Problem, welches weitestgehend gelöst ist. Ein gänzlich unerforschtes Themengebiet sind axiale Wanderbewegungen von Lagerringen rein radial belasteter Radiallager mit einem Druckwinkel von  $0^\circ$ , welche per se keine axialen Wälzkörperkräfte generieren. Als Ursache der axialen Wanderbewegungen konnten lastinduzierte Deformationen bei Hohlwellen identifiziert werden. In Kombination mit Wälzkörperlast induzierten Lagerringdeformationen können überlagerte axiale und tangential Wanderbewegungen entstehen, welche (teilweise innerhalb kurzer Betriebszeit) zum Totalschaden des Lagers sowie meist der ganzen Anlage führen. Der Schwerpunkt der Untersuchungen galt den Verformungsmechanismen sowie den Einflussparametern.

### Abstract

Irreversible relative movements in bearing seats (also known as roller bearing creeping) are a widely explored problem, which is largely solved. A completely unexplored topic is axial bearing ring creeping of purely radial loaded radial bearings with a pressure angle of  $0^\circ$ , which per se generate no axial roller forces. As the cause of the axial creeping movements, load-induced deformations of hollow shafts could be identified. In combination with roller load-induced bearing ring deformations, superimposed axial and tangential creeping movements can occur, which (partly within a short operating time) lead to total damage of the bearing as well as most of the entire system. The focus of the investigations was on the deformation mechanisms as well as the influencing parameters.

### 1. Einleitung

Irreversible tangential Relativbewegungen zwischen einem Lagerring und der Anschlussgeometrie infolge von Wälzkörperlast induzierten Lagerringverformungen (umgangssprach-

lich auch als Wälzlagerwandern bezeichnet) sind ein weithin erforshtes Problem, welches weitestgehend gelöst ist. Die hierzu verfügbare Literatur, welche vom Autor maßgeblich mitgestaltet wurde, bietet neben diversen Abhilfemaßnahmen auch einfache Berechnungsmöglichkeiten zur Detektion von wanderkritischen Wälzlagern (u.a. [1], [2], [3], [4]).

Ein gänzlich unerforschtes Themengebiet sind axiale Wanderbewegungen von Lagerringen rein radial belasteter Radiallager mit einem Druckwinkel von  $0^\circ$ , welche per se keine axialen Wälzkörperkräfte generieren. Im Fokus steht dabei der Innenring eines rein radial belasteten Zylinderrollenlagers unter Umfangslast, welcher auf einer Hohlwelle montiert ist. Infolge von lastinduzierten Deformationen der Welle kann es hier zu einer einseitigen örtlichen Reduzierung des Übermaßes im Lagersitz kommen. In Kombination mit Wälzkörperlast induzierten Lagerringdeformationen können überlagerte axiale und tangential Wanderbewegungen entstehen, welche (teilweise innerhalb kurzer Betriebszeit) zum Totalschaden des Lagers sowie meist der ganzen Anlage führen.

In diesem Beitrag wird eine Methodik vorgestellt, welche die Berechnung dieser axialen Wandervorgänge von Lagerringen mittels FE-Simulation ermöglicht. Zudem werden die Ergebnisse diverser Simulationsrechnungen präsentiert. Neben der Beschreibung der wirkenden Wandereffekte auf Basis der Simulationsergebnisse werden wichtige Einflüsse und ihre Tendenzen auf die Wanderneigung der Wälzlager gezeigt. Dabei werden unter anderem die Einflüsse der Wellenwandstärke, der Passung, des Reibwertes im Lagersitz sowie des Wellenmaterials beschrieben. Abschließend werden Abhilfemaßnahmen vorgestellt, welche neben der Eliminierung der Wanderursachen auch eine Berechnung der wirkenden axialen Wanderkraft (Haltekraft, welche benötigt wird um das Wandern zu verhindern) aufzeigt.

## **2. FE-Simulation zur Berechnung von irreversiblen Relativbewegungen im Lagersitz**

Im folgenden Absatz werden 2 FE-Modelle einer einfachen Hohlwellenlagerung vorgestellt, wie sie in vielen Anwendungen zum Einsatz kommt. Um die Wandervorgänge im Lagersitz realitätsnah berechnen zu können, muss eine transiente FE-Simulation von Welle und Lagerring durchgeführt werden. Diese benötigt als Eingangsgröße die Wälzkörperlastverteilung des Lagers, welche mittels eines statischen Vollmodells berechnet wird. Im Vollmodell werden zusätzlich das Gehäuse und der Außenring implementiert.

### **2.1 Statisches FE-Modell zur Berechnung der Wälzkörperlastverteilung**

Zunächst wurde eine statische Kontaktsimulation der Lagerung erstellt, um die Wälzkörperlastverteilung des zu untersuchenden Innenringes ermitteln zu können. Dieser Schritt ist erforderlich, da sich die reale Lastverteilung im Lager (speziell über der Lagerbreite) deutlich

von einer nach DIN ISO 281 [5] genormten Verteilung unterscheiden kann. **Bild 1** zeigt den Modellaufbau sowie die verwendeten Kraft- und Verschiebungsrandbedingungen. Im Lagersitz des zu untersuchenden Innenringes wurde als Referenzwert ein Übermaß von 0,5 ‰ eingestellt. Die für die Simulation verwendete Reibbeiwerte betragen im Lagersitz  $\mu_{LS} = 0,15$  und in der Lager-Laufbahn  $\mu_{WK} = 0,0005$ . Das Materialverhalten wurde als rein elastisch angenommen. **Tabelle 1** gibt einen Überblick über die angewendeten Werkstoffeigenschaften. Auf weitere Details zur Berechnung der Lastverteilung soll hier nicht näher eingegangen werden, da es sich um eine gängige Standardberechnung handelt.

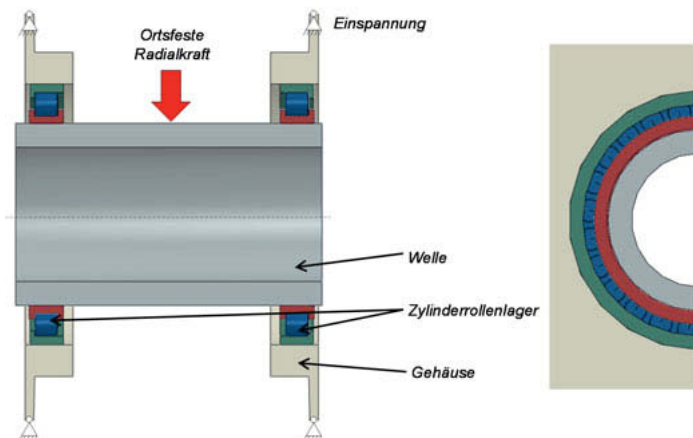


Bild 1: Modellaufbau des statischen FE-Modells zur Berechnung der Wälzkörperlasten

Tabelle 1: Werkstoffeigenschaften

Bauteil	Eigenschaften
Lager, Hohlwelle	rein elastisches Materialverhalten Elastizitätsmodul $E = 210\,000\text{ N/mm}^2$ (Stahl) Querkontraktionszahl $\nu = 0,3$
Gehäuse	rein elastisches Materialverhalten Elastizitätsmodul $E = 170\,000\text{ N/mm}^2$ (Guss) Querkontraktionszahl $\nu = 0,275$

**Bild 2** zeigt die Wälzkörperlastverteilung über dem Umfang und für den höchstbelasteten Wälzkörper über der Breite. Die Breitenlastverteilung weist im Bereich zur Wellenmitte eine

höhere Wälzkörperlast auf als am Wellenende. Ursächlich hierfür ist die Deformation der Welle, welche mit einem örtlichen Verkippen des Lagers rings und der Wälzkörper einhergeht.

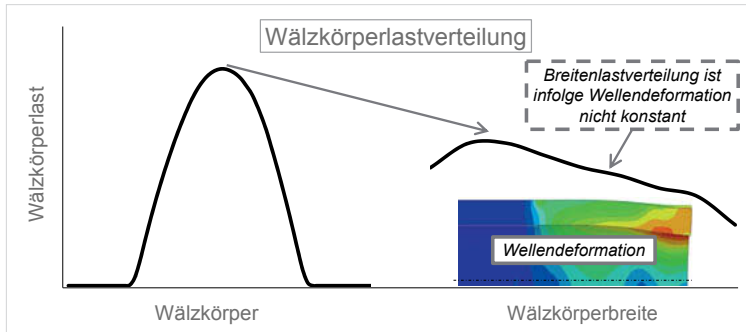


Bild 2: Wälzkörperlastverteilung des zu untersuchenden Zylinderrollenlagers über dem Umfang (links) und für den höchstbelasteten Wälzkörper über der Breite (rechts)

## 2.2 Kinematisches FE-Modell zur Berechnung der Wanderbewegungen

Aus dem zuvor beschriebenen statischen Modell wurde anschließend ein Kinematikmodell abgeleitet, mit welchem die Wandervorgänge im Lagersitz exakt berechnet werden können.

**Bild 3** zeigt den grundsätzlichen Aufbau der FE-Simulation. Zur Vereinfachung der Modellstruktur (ohne nennenswerte Genauigkeitseinbußen) wurden nur die Welle und der zu untersuchende Innenring samt Wälzkörper simuliert. Der Lagersitz sowie die Anschlussgeometrie wurden als unabhängige elastische Körper und die Wälzkörper als Starrkörper modelliert. Nach der Anordnung der einzelnen Bauteile im Gesamtmodell werden die jeweiligen Referenzpunkte aller Wälzkörper anhand von Schub-Dreh-Gelenken mit einem zentrischen Referenzpunkt gekoppelt. Somit besitzt jeder Wälzkörper einen translatorischen Freiheitsgrad in Normalrichtung seiner Rotationsachse sowie einen rotatorischen Freiheitsgrad normal zur Umfangsachse (Kippen des Wälzkörpers). Diese Freiheitsgrade werden nun in Form von Krafterandbedingungen (bzw. Wälzkörperlasten) eliminiert. Durch Rotation des Referenzpunktes bewegen sich die Wälzkörper in Umfangsrichtung. Die Wälzkörperkräfte entsprechen hierbei den Ergebnissen aus dem statischen FE-Modell (Bild 2).

Bei der vorgestellten Kinematiksimulation kann entweder die Wanderkraft oder der Schlupfweg im Lagersitz ausgewertet werden. Die Wanderkraft beschreibt hierbei die wirkende Kraft, welche von einem zwischen Lagersitz und Welle befindlichen Formschlusselement (z.B. Passfeder oder Bolzen) zur Verhinderung des Wanderns aufgebracht werden muss.

Für eine detaillierte Beschreibung der Simulationstheorie wird auf die bestehende Literatur des Autors verwiesen ([1], [2]).

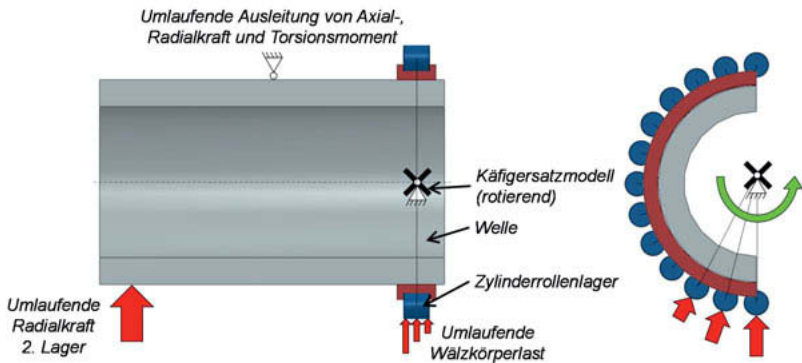


Bild 3: Aufbau des FE-Kinematikmodells

### 3. Ergebnisse der FE-Kinematiksimulation

#### 3.1 Tangentiale und axiale Wanderbewegungen der Basiskonfiguration

Zunächst sollen die Wanderbewegungen der in Kap. 2 vorgestellten Basiskonfiguration untersucht werden. Hierbei werden die tangentialen und axialen Wanderbewegungen analysiert. **Bild 4** zeigt den tangentialen Schlupf im Lagersitz infolge Wandern in Abhängigkeit der Wellenumdrehungen.

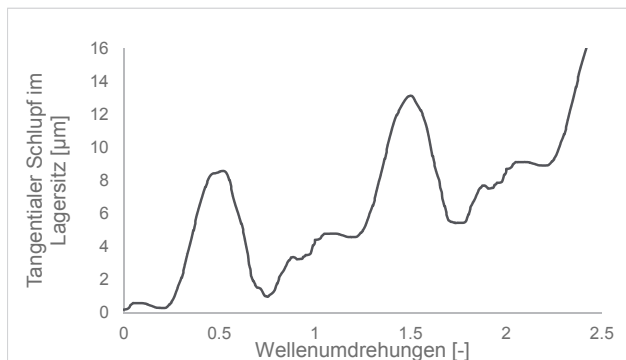


Bild 4: Tangentialer Schlupf im Lagersitz infolge Wandern in Abhängigkeit der Wellenumdrehungen

Der Lagerring wandert deutlich mit  $\approx 4 \mu\text{m}$  pro Wellenumdrehung. Dies kann zur Schädigung des Lagersitzes, zum Übermaßverlust und schlussendlich zum Ausfall des Lagers führen. Viel kritischer ist jedoch der in **Bild 5** gezeigte axiale Schlupf im Lagersitz infolge Wandern. Der Lagerring wandert axial mit  $\approx 1 \mu\text{m}$  pro Umdrehung. Bereits nach wenigen Stunden Betriebszeit ist das axiale Betriebsspiel aufgebraucht und es kommt zum axialen Verspannen des Lagers. Infolgedessen ist zunächst mit erhöhtem Verschleiß im Bordkontakt zu rechnen. Im weiteren Verlauf kann es zur Zerstörung des Lagers infolge der erhöhten thermischen Belastung oder im Extremfall zu einen Bordbruch kommen.

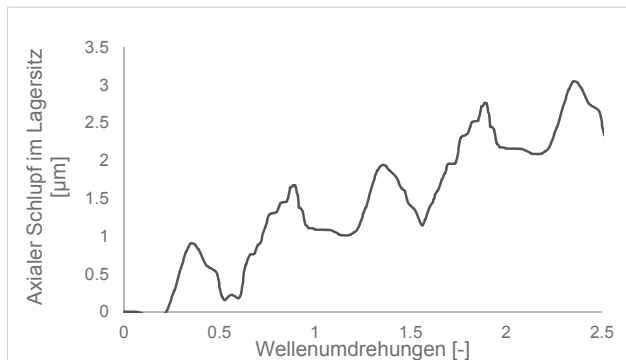


Bild 5: Axialer Schlupf im Lagersitz infolge Wandern in Abhängigkeit der Wellenumdrehungen

### 3.2 Parameteranalyse zu Einflussfaktoren des axialen Wanderns

Im Folgenden werden ausschließlich die Ergebnisse der im Fokus stehenden axialen Wanderbewegungen in Abhängigkeit verschiedener Lagerparameter gezeigt.

**Bild 6** zeigt den axialen Schlupf im Lagersitz infolge Wandern in Abhängigkeit des Reibwertes im Lagersitz  $\mu_{LS}$  und des spezifischen Übermaßes  $\xi$ . Das spezifische Übermaß  $\xi$  berechnet sich aus dem Wellendurchmesser  $d_w$  und dem Übermaß zwischen den Fügepartnern  $\Delta d$ . Lagersitze weisen üblicherweise ein bezogenes Übermaß von 0 bis 1 ‰ auf.

$$\xi = \frac{\Delta d}{d_w} \geq 0 \quad (1)$$

Eine Erhöhung des Reibwertes führt - wie bei anderen Untersuchungen zum Thema auch - zu einer Verringerung der Wanderbewegungen. Selbiges gilt für die Erhöhung des Überma-



ßes. Beide Tendenzen sind auf einen besseren Reibschluss in der Kontaktfuge zurückzuführen.

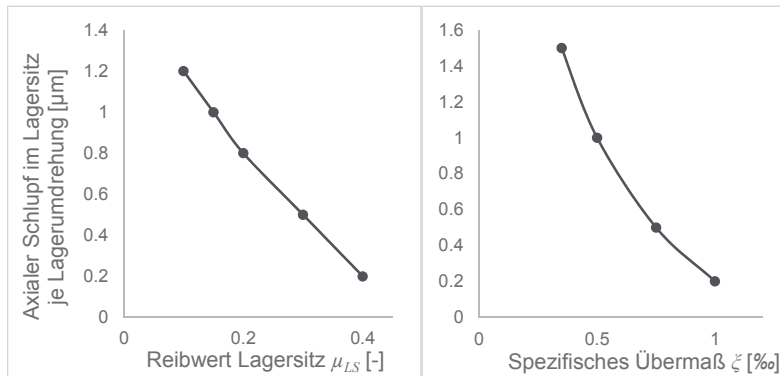


Bild 6: Axialer Schlupf im Lagersitz infolge Wandern in Abhängigkeit des Reibwertes im Lagersitz  $\mu_{LS}$  (links) und des spezifischen Übermaßes  $\xi$  (rechts)

**Bild 7** zeigt den axialen Schlupf im Lagersitz infolge Wandern in Abhängigkeit der Wellenwandstärke  $Q$  und des E-Moduls der Welle.

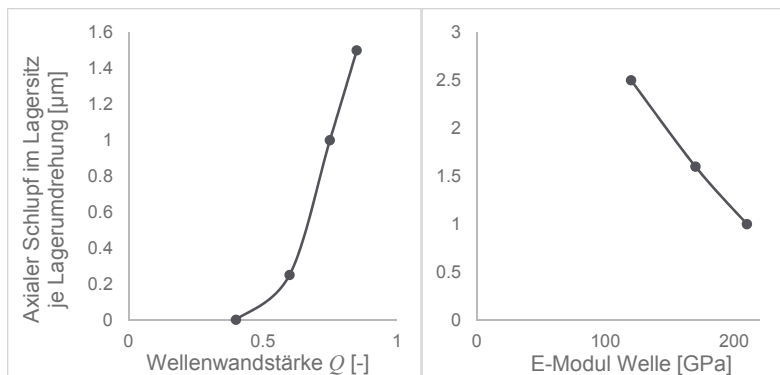


Bild 7: Axialer Schlupf im Lagersitz infolge Wandern in Abhängigkeit der Wellenwandstärke  $Q$  (links) und des E-Moduls der Welle (rechts)

Die Wandstärke der Welle wird ebenfalls als bezogene Größe mit dem Verhältnis  $Q$  aus Außen- und Innendurchmesser  $d_W$  und  $d_i$  beschrieben.

$$Q = \frac{d_l}{d_w} \quad (2)$$

Es zeigt sich, dass mit zunehmender Dünnwandigkeit der Welle die Wanderbewegungen stark ansteigen. Auch die Reduzierung des E-Moduls (z.B. infolge der Verwendung von Gusswerkstoffen als Wellenwerkstoff) hat denselben Effekt. In beiden Fällen wirkt sich besonders der geringere resultierende Fugendruck im Lagersitz infolge der radialen Nachgiebigkeit der Welle negativ aus. Der Reibschluss im Presssitz wird hierdurch verringert und Schlupfbewegungen erleichtert.

#### 4. Mechanismen des axialen Wanderns

Auf Basis der durchgeführten Simulationsrechnungen wurden die Mechanismen des axialen Lagerringwanderns bei rein radial belasteten Radiallagern mit einem Druckwinkel von 0° untersucht. Grundsätzlich wurden zwei Kriterien für die Entstehung definiert:

1. Tangentiale Wanderbewegungen: Axiale Wanderbewegungen treten nur in Kombination mit tangentialen Wanderbewegungen auf. Ein ausschließliches axiales Wandern konnte im Rahmen der Untersuchungen nicht diagnostiziert werden.
2. Eine ausreichend große biegeinduzierte Deformation der Welle infolge einer dünnwandigen Wellengeometrie.

Sind beide Kriterien erfüllt, kann folgender Effekt beobachtet werden. Ausgehend von der Verformung der Welle bildet sich im Lagersitz eine inhomogene Fugendruckverteilung über der Lagerbreite, da der Lagerring dem Verformungszustand der Welle nicht im vollen Umfang folgt (siehe **Bild 8**).

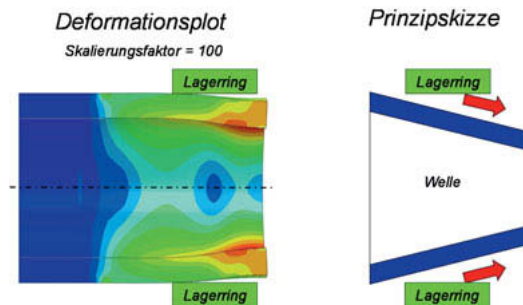


Bild 8: Deformationsplot (links) und Prinzipskizze (rechts) zur Beschreibung der Effekte des axialen Wanderns

Setzt nun tangentiales Wandern ein, rutscht der Lagerring infolge der Verkipfung der Wälzkörper (vergl. Bild 2) sowie der ungünstigen Fugendruckverteilung im Lagersitz in axialer Richtung von der Welle.

## 5. Abhilfemaßnahmen

Um die schwerwiegenden Folgen des axialen Wanderns eliminieren zu können, sind zwei Ansätze möglich:

1. Optimierung der Lager- und Wellenparameter: Neben der Erhöhung der Wellenwandstärke ist auch der Einsatz einer reibwerterhöhenden Schicht im Lagersitz praktikabel. Die Wahl eines anderen Lagertyps kann je nach Anwendungsfall ebenfalls zielführend sein. Pauschale Empfehlungen sind allerdings nicht möglich, da jede Anwendung bezüglich ihrer Rahmenbedingungen (Last, Material, Wellengeometrie) separat betrachtet werden muss.
2. Arretierung des Lagerringes mit Formschlusselementen: Wenn eine Optimierung der Lager- und Wellenparameter nicht (mehr) möglich ist, so kann das axiale Wandern auch mechanisch unterbunden werden. Hierzu wird die axiale Wanderkraft des Lagerringes – also die Kraft, die zum Verhindern der Wanderbewegungen erforderlich ist – mit Hilfe der in Kapitel 2.2 vorgestellten Kinematiksimulation berechnet. Anschließend können geeignete Formschlusselemente ausgewählt und dauerhaft ausgelegt werden.

## 6. Zusammenfassung

Es wurden FE-Simulationen zur Untersuchung von irreversiblen Schlupfbewegungen (auch als Wanderbewegungen bekannt) im Lagersitz einer Hohlwellenlagerung durchgeführt. Neben den bekannten Wanderbewegungen in tangentialer Richtung wurde auch axiales Wandern detektiert. Dies erscheint äußerst ungewöhnlich, da die untersuchten rein radial belasteter Radiallager mit einem Druckwinkel von  $0^\circ$  per se keine axialen Wälzkörperkräfte generieren.

Eine Untersuchung der Wirkmechanismen ergab, dass die axialen Wanderbewegungen auf biegeinduzierte Wellenverformungen zurückzuführen sind, welche mit einem Verkippen der Wälzkörper und im Lagersitz zu einer inhomogenen Fugendruckverteilung über der Lagerbreite einhergehen. In einer Parametervariation wurde der Einfluss der Wellenwandstärke, des Wellenmaterials sowie des Fugenreibwertes und der Passung im Lagersitz untersucht. Die Ergebnisse zeigen, dass eine Erhöhung der Wellensteifigkeit ebenso wie eine Erhöhung

des Reibschlusses im Lagersitz die axialen Wanderbewegungen reduziert bzw. eliminiert. Abschließend wurden Abhilfemaßnahmen vorgestellt, mit welchen die axialen Wanderbewegungen verhindert werden können.

### Quellenverzeichnis

- [1] Maiwald, A.: Numerische Analyse des Wanderverhaltens von Wälzlagererringen. Hamburg: Disserta Verlag, 2014
- [2] Maiwald, A.; Leidich, E., Liebrecht, J., Sauer, B.: Ringwandern bei angestellten Lagern und Radiallagern unter kombinierter Belastung. Frankfurt/M.: Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Abschlussbericht, Heft Nr. 1097, 2014
- [3] Sauer, B.; Leidich, E.; Thiele, S.; Schiemann, T.: Definition und Auslegung von konstruktiven und tribologischen Abhilfemaßnahmen gegen tangential Wanderbewegungen von Wälzlagererringen. Frankfurt/M.: Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Abschlussbericht, Heft Nr. 1153, 2015
- [4] Niwa, T.: A Creep Mechanism of Rolling Bearings. Osaka: NTN, Technical review, Heft Nr. 81, 2013
- [5] DIN ISO 281, Wälzlager - Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer. Berlin: Beuth Verlag, 2009

# Experimentelle und numerische Untersuchungen der hydraulischen Verluste in voll- und teilgefluteten Kegelrollenlagern

M. Sc. **Attila Gonda**, Prof. Dr.-Ing. **Bernd Sauer**,  
Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik,  
Technische Universität Kaiserslautern;  
M.Sc. **Daniel Großberndt**, Prof. Dr.-Ing. **Hubert Schwarze**  
Institut für Tribologie und Energiewandlungsmaschinen,  
Technische Universität Clausthal

## Kurzfassung

Ein wichtiger Schritt bei der Optimierung von Bauteilen und Prozessen ist die Identifizierung der Quellen der Verluste sowie ihre Einflussfaktoren. Beim Betrieb eines ölgeschmierten Wälzlagers treten Verluste auf, die sich in Kontaktverluste und hydraulische Verluste unterteilen lassen. Am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik (MEGT) der TU Kaiserslautern sowie am Institut für Tribologie und Energiewandlungsmaschinen (ITR) der TU Clausthal werden experimentelle und numerische Untersuchungen durchgeführt, um den lastunabhängigen hydraulischen Verlustanteil besser zu verstehen. In diesem Beitrag werden die Ergebnisse der Untersuchungen der hydraulischen Gesamtverluste von Kegelrollenlagern 32208 in horizontaler Anordnung vorgestellt, wobei neben Drehzahl, Ölmenge (Voll- und Halbflutung des Prüfraums) und Ölviskosität (bzw. Öltemperatur) auch der Einfluss der lagernahen Umgebung als Einflussgröße berücksichtigt wird.

## Abstract

An important step of the optimization of components and processes is the identification of the source and the influencing factors of the losses. During the operation of an oil-lubricated rolling bearing, losses occur which can be divided into contact losses and hydraulic losses. At the Institute of Machine Elements, Gears & Transmissions (MEGT) at TU Kaiserslautern and at the Institute of Tribology and Energy Conversion Machinery (ITR) at TU Clausthal experimental and numerical investigations were carried out in order to get know about the load-independent hydraulic losses in more detail. In this paper the results of the investigations of the hydraulic losses of taper roller bearings 32208 in horizontal arrangement are presented. In addition to speed, oil quantity and oil viscosity (i.e. oil temperature), the influence of the environment close to the bearing is also taken into account as an influencing factor.

## 1. Einleitung

Der Schmierstoff ist einer der wesentlichen Einflussfaktoren auf die Lebensdauer eines Lagers. Als negativer Nebeneffekt entstehen durch das Umwälzen und Verdrängen des Schmierstoffes durch die Wälzkörper Verluste im Lager. Bei ölgeschmierten Lagern werden diese Verluste, die sich in Schlepp- und Planschverluste zerlegen lassen und auf Schmierstoffscherung bzw. -verdrängung zurückzuführen sind, als hydraulische Verluste bezeichnet. Im Gegensatz zu den Kontaktverlusten (die aus mechanischer Reibung infolge der Kontaktkräfte resultieren [1]) sind die hydraulischen Verluste lastunabhängig und die Auswahl an verfügbaren Berechnungsansätzen für deren Bestimmung ist begrenzt [2] (bzw. stehen empirische Modelle [3] zur Verfügung oder erfordern eine hohe Rechenleistung).

Um den Einfluss der hydraulischen Verluste auf das Gesamtdrehmoment besser vorhersagen zu können, wurden im DFG-Forschungsprojekt „SA 898/12-1 & SCHW 826/9-1“ am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik (MEGT) der TU Kaiserslautern sowie am Institut für Tribologie und Energiewandlungsmaschinen (ITR) der TU Clausthal experimentelle bzw. numerische Untersuchungen durchgeführt. Die Untersuchungen fokussierten sich auf axial belastete Wälzlager in vertikaler Anordnung mit rotationssymmetrischen Betriebsbedingungen hinsichtlich der Schmierstoff- und Lastverteilung im Lager. Als Ergebnis dieser Untersuchungen wurde ein technisch-mathematisches Berechnungsmodell (CoDaC - Calculation of Drag and Churning) vorgestellt [4,5], das für die näherungsweise Bestimmung der hydraulischen Verluste von vertikal ausgerichteten und ölbadgeschmierten Kegelrollen-, Schrägkugel- sowie Rillenkugellagern geeignet ist.

Basierend auf vorliegenden Erkenntnissen des vorangegangenen Projektes werden im Rahmen des aktuellen DFG-Folgeprojektes (SCHW 826/12-1 und SA 898/23-1) weitere experimentelle und simulative Untersuchungen in horizontaler Anordnung durchgeführt. Im Fokus dieser Untersuchungen stehen Kegelrollen- sowie Rillenkugellager und neben der Drehzahl, der Ölmenge und der Ölviskosität (bzw. Öltemperatur) wird der Einfluss der lagernahen Umgebung als Einflussparameter für die hydraulischen Verluste untersucht. Im vorliegenden Beitrag werden die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen an einem Kegelrollenlager 32208 vorgestellt.

## 2. Prüfaufbau

Für die experimentelle Erfassung hydraulischer Verluste existiert am MEGT ein variabler Wälzlagerprüfstand [6,7]. Nachdem im ersten Forschungsvorhaben [6] mit vertikaler Welle und damit auch nur mit rotationssymmetrischer Ölverteilung gearbeitet werden konnte, wurde der Prüfstand leicht modifiziert. Durch den Umbau mit horizontaler Welle, lassen sich nun auch

nicht-rotationssymmetrische Schmierstoffverteilungen analysieren. Der Prüfstand weist einen modularen Aufbau auf und kann zur Messung des Gesamtreibmomentes von axial belasteten Wälzlager unterschiedlicher Bauform, Größe sowie axialer Lagerposition eingesetzt werden (Bild 1).

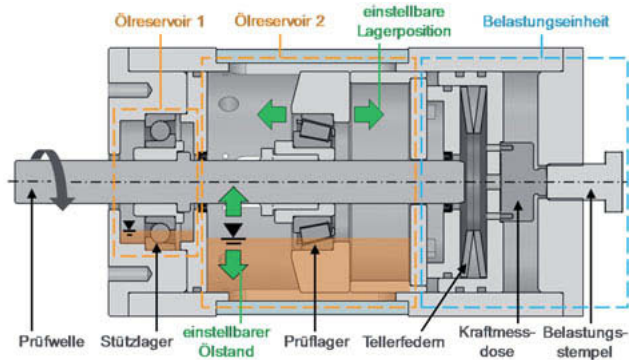


Bild 1: Prüfstand zur experimentellen Untersuchung der hydraulischen Verluste bei horizontaler Lageranordnung [7]

In dem Prüftopf befinden sich ein Schrägkugellager 7208 als Stützlager und ein Kegelrollenlager 32208 als Prüflager, die jeweils über ein eigenes Ölréservoir versorgt werden. Dadurch können die hydraulischen Verluste des Prüflagers unabhängig vom Stützlager gemessen und der Ölstand eingestellt werden. Die Wälzlager sind in X-Anordnung angebracht und werden durch eine Belastungseinheit vorgespannt, die aus einer Kraftmessdose, Tellerfedern und einem Belastungsstempel besteht. Um die Betriebsbedingungen kontinuierlich überwachen zu können, werden zusätzlich Sensoren zur Messung der Drehzahl, der Öl- und der Lageraußenringtemperatur verwendet. Der Antrieb erfolgt durch einen Gleichstrommotor mit Umrichter. Es sind damit, bei entsprechender Übersetzung, Drehzahlen von bis zu  $10.000 \text{ min}^{-1}$  möglich. Die Erfassung der Gesamtverluste erfolgt über einen Drehmomentsensor mit einem Messbereich von 5 Nm.

### 3. Experimentelle Grundlagen

Die wichtigsten Einflussgrößen auf das Gesamtreibmoment eines Wälzlagers sind die Belastung, die Drehzahl, die Ölviskosität sowie die Ölmenge [8]. Da die hydraulischen Verluste lastunabhängig sind, muss die Belastung als Parameter nicht berücksichtigt werden. Die anderen Parameter stehen in wechselseitiger Beziehung zueinander. Eine höhere Drehzahl führt zu

einer höheren Beharrungstemperatur und damit einhergehend zu einer geringeren Ölviskosität. Während der Messungen werden diese Parameter entsprechend den gewählten Randbedingungen unter Berücksichtigung der oben genannten Korrelationen eingestellt. Im Rahmen der Untersuchungen wurden halb- und vollgeflutete Schmierbedingungen mit FVA 3 Referenzöl bei  $T = 50$  und  $60$  °C Öltemperatur ( $\nu = 58,3$  bzw.  $38$  mm<sup>2</sup>/s Betriebsviskosität) als Betriebspunkte gemessen. Zusätzlich wird auch der Einfluss der Umgebung auf die hydraulischen Verluste durch 3 verschiedene axiale Positionen des Prüflagers im Ölreservoir untersucht (linkes und rechtes Ende sowie Mitte des Ölbehälters).

Die Bestimmung der hydraulischen Verluste im Experiment kann entsprechend [7-9] durch Variation des Ölstandes erfolgen. Mit dem Drehmomentsensor kann nur das Gesamtreibmoment des Systems (bzw. mechanische und hydraulische Verluste zusammen) gemessen werden. Daher ergibt die Differenz zwischen dem resultierenden Gesamtreibmoment eines Prüflagers bei einem definierten Ölstand und dem Gesamtreibmoment eines Lagers bei Minimalmengenschmierung die Verluste welche auf die Schmierstoffverdrängung bzw. -scherung im Prüfraum zurückzuführen sind (Bild 2.a).

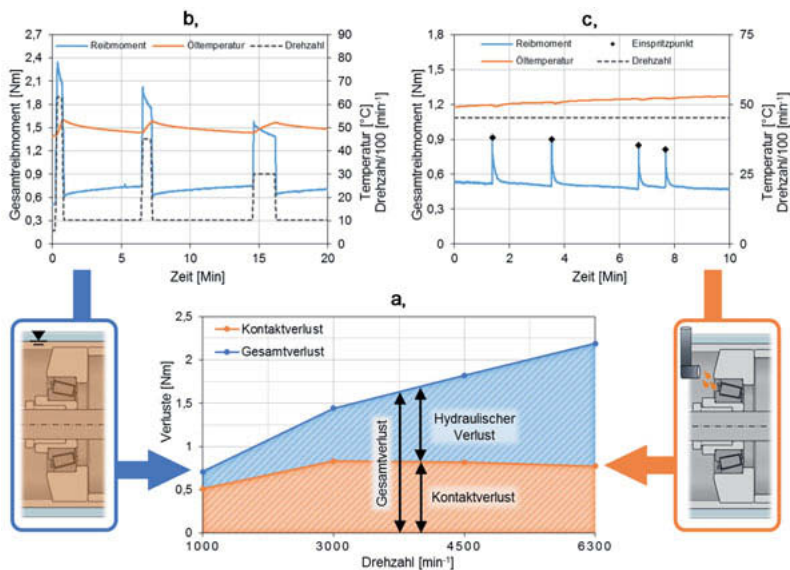


Bild 2: a, Exemplarische Darstellung der Bestimmung der hydraulischen Verluste aus den exp. Ergebnissen bei vollgefluteter Schmierung und der Minimalmengenschmierung  
b, Exemplarische Darstellung des Versuchsablaufs bei vollgefluteter Lagerschmierung  
c, Exemplarische Darstellung des Versuchsablaufs bei Minimalmengenschmierung [7]



Bei den Messungen mit einem definierten Ölstand (basierend auf der gekoppelten Beziehung zwischen den genannten Parametern) erfolgte die Einstellung der Randbedingungen mit verschiedenen Drehzahlstufen. Dadurch wird eine höhere Öltemperatur bzw. niedrigere Ölviskosität mit höherer Drehzahlstufe erreicht und umgekehrt. Bild 2.b zeigt einen exemplarischen Versuchsablauf des Gesamtreibmomentes.

Die Messung mit Minimalmengenschmierung wurde, analog zu [7] und [8], in Form einer Einspritzschmierung realisiert. Eine exemplarische Darstellung des Versuchsablaufs bei Minimalmengenschmierung ist in Bild 2.c dargestellt. Zum Zeitpunkt der Öleinspritzung erscheint ein Peak im Reibmomentsignal, der den Aufbau eines Schmierfilms im Wälzkontakt andeutet. Der Mittelwert dieser auftretenden Maximalwerte bildet die Referenz für die Bewertung der hydraulischen Verluste bei einer definierten Drehzahl und Öltemperatur. Um die Ergebnisse statistisch abzusichern, werden mehrere Messreihen durchgeführt.

#### 4. Numerische Grundlagen

Die für die Verlustentstehung verantwortlichen Strömungsgrößen sind der Druck  $p$  und die Scherspannung  $\tau$  des Fluids an den Bauteiloberflächen [10]. Für die Berechnung dieser Strömungsgrößen im betrachteten vollgefluteten Kegelrollenlager 32208 und angrenzenden Prüfraum werden CFD-Simulationen der dreidimensionalen, stationären und einphasigen Ölströmung mittels ANSYS CFX durchgeführt. Die sich während des Betriebs einstellenden Strömungszustände erfordern aufgrund ihres aperiodischen Charakters in Umfangsrichtung eine vollständige 360°-Modellierung des Lagers und des angrenzenden Prüfraumes. Die Beschreibung der Strömungen erfolgt mithilfe der Erhaltungsgleichungen der Masse, des Impulses und der Energie. Allerdings werden für die Simulation, entsprechend der experimentellen Bestimmung des Gesamtreibmomentes bei konstanten Temperaturen, isotherme Zustandsänderungen angenommen. Die benötigten Stoffgrößen, wie beispielsweise die kinematische Viskosität  $\nu$  des Öls, werden gemäß den Vorgaben aus dem Experiment als konstante Randbedingungen vorgegeben.

Für die numerische Lösung des so modellierten Strömungsproblems bedarf es der zeitlichen und räumlichen Diskretisierung des Strömungsraumes und der zu lösenden Gleichungen. Die zeitliche Diskretisierung erfolgt mittels implizitem Euler-Rückwärts-Verfahren zweiter Ordnung. Der mithilfe der Finite-Volumen-Methode diskretisierte Rechenraum ergibt das in Bild 3.a dargestellte Rechengitter.

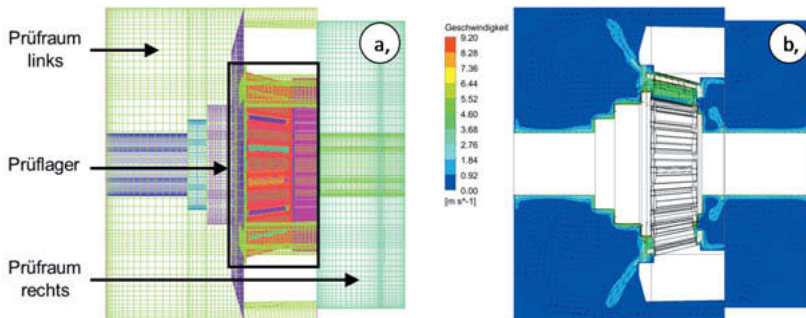


Bild 3: a, Rechengitter des Simulationsmodells

b, Kontur- und Vektorplot der Strömungsgeschwindigkeit im Mittelschnitt des Prüfaufbaus bei  $v = 58,3 \text{ mm}^2/\text{s}$ ,  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$  nach einer Simulationszeit  $t = 0,26 \text{ s}$

Aufgrund der transienten Simulation des Strömungsproblems bis zum Erreichen eines stationären Reibmoments, ergibt sich ein großer Bedarf an Rechenleistung und Rechenzeit. Somit ist es zweckmäßig die Anzahl der Zellen auf ein Minimum zu beschränken, welches gleichzeitig noch ausreichend ist, um die relevanten Strömungsphänomene mit guter Genauigkeit aufzulösen. Aus diesem Grund wurde auf die Auflösung des Schmierpaltes zwischen Wälzkörpern und den Lagerringen verzichtet. Das unter diesen Bedingungen generierte Rechengitter besteht aus 5,5 Millionen Zellen. Im Rahmen des Vorgängerprojekts konnte in [6] bis [10] gezeigt werden, dass mit dieser Vorgehensweise gute Übereinstimmungen zwischen der Simulation und dem Experiment erzielt werden können. Bild 3.b zeigt exemplarisch die Geschwindigkeiten im Absolutsystem bei der Verwendung eines FVA3-Öls bei  $T = 50^\circ\text{C}$  ( $v = 58,3 \text{ mm}^2/\text{s}$ ) und einer Drehzahl von  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$  nach Erreichen einer Simulationszeit von  $t = 0,26 \text{ s}$ .

## 5. Ergebnisse

Entsprechend dem vorgestellten Messverfahren und den Randbedingungen wurden die experimentellen Untersuchungen durchgeführt. Die resultierenden Ergebnisse bei vollgefluteter Ölbadschmierung an der mittleren axialen Position des Prüflagers im Prüfraum sind in Bild 4 dargestellt. Das Diagramm zeigt die Ergebnisse von zwei untersuchten Prüflagern („Wälzlager 1“ und „Wälzlager 2“), die mit dem gleichen Messverfahren bei jeweils  $v = 58,3$  und  $38 \text{ mm}^2/\text{s}$  Betriebsviskosität, entsprechend  $T = 50$  und  $60^\circ\text{C}$  Öltemperatur untersucht wurden. Die experimentellen Ergebnisse werden den simulativen Ergebnissen aus den Strömungssimulationen gegenübergestellt.

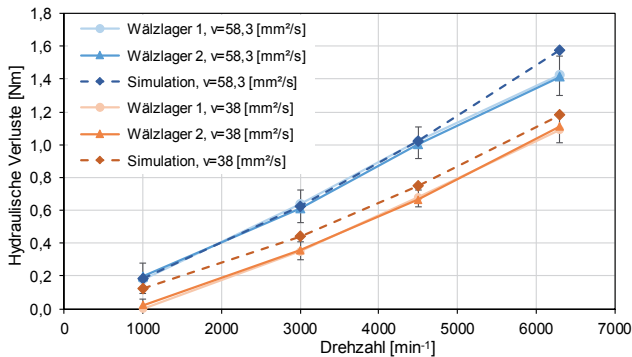


Bild 4: Experimentelle Ergebnisse der hydraulischen Verluste des gesamten Prüfsystems mit Standardabweichung sowie simulative Ergebnisse; Variation der Drehzahl und Betriebsviskosität; vollgeflutetes Kegelrollenlager 32208; mittlere axiale Position

Die Abbildung zeigt, dass die hydraulischen Gesamtverluste (d.h. die hydraulischen Verluste des gesamten Prüfraums, der neben den hydraulischen Lagerverlusten auch die Verluste aus der Interaktion der Welle und des Ölrervoirs mit dem Schmierstoff enthält, wie zum Beispiel der Verlust durch die Schmierstoffscherung an der Wellenoberfläche) mit zunehmender Drehzahl nahezu linear ansteigen und die geringere Viskosität zu geringeren hydraulischen Verlusten führt. Zusätzlich ist eine gute Reproduzierbarkeit der Ergebnisse festzustellen, da die Differenz zwischen den Ergebnissen an Wälzlager 1 und Wälzlager 2 in jedem Punkt unter 5 % liegt. Der Vergleich zwischen den experimentellen und simulativen Ergebnissen zeigt insgesamt eine gute bis sehr gute Korrelation, wobei im Fall höherer Viskosität kaum Abweichungen zwischen experimentellen und simulativen Ergebnissen auftreten.

Analog zu der Vorgehensweise bei der mittleren Lagerposition mit vollgefluteter Schmierung, wurden die Messungen für die beiden anderen untersuchten Positionen (Links, Rechts) mit halb- und vollgefluteter Ölbad Schmierung durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Bild 5 dargestellt. Wie aus der Abbildung ersichtlich, hat die axiale Position des Lagers im Ölbad eine große Auswirkung auf die hydraulischen Gesamtverluste. Die Verluste in der linken und rechten Position des Lagers weisen bei steigenden Drehzahlen im Vergleich zur mittleren Position eine andere Charakteristik auf.

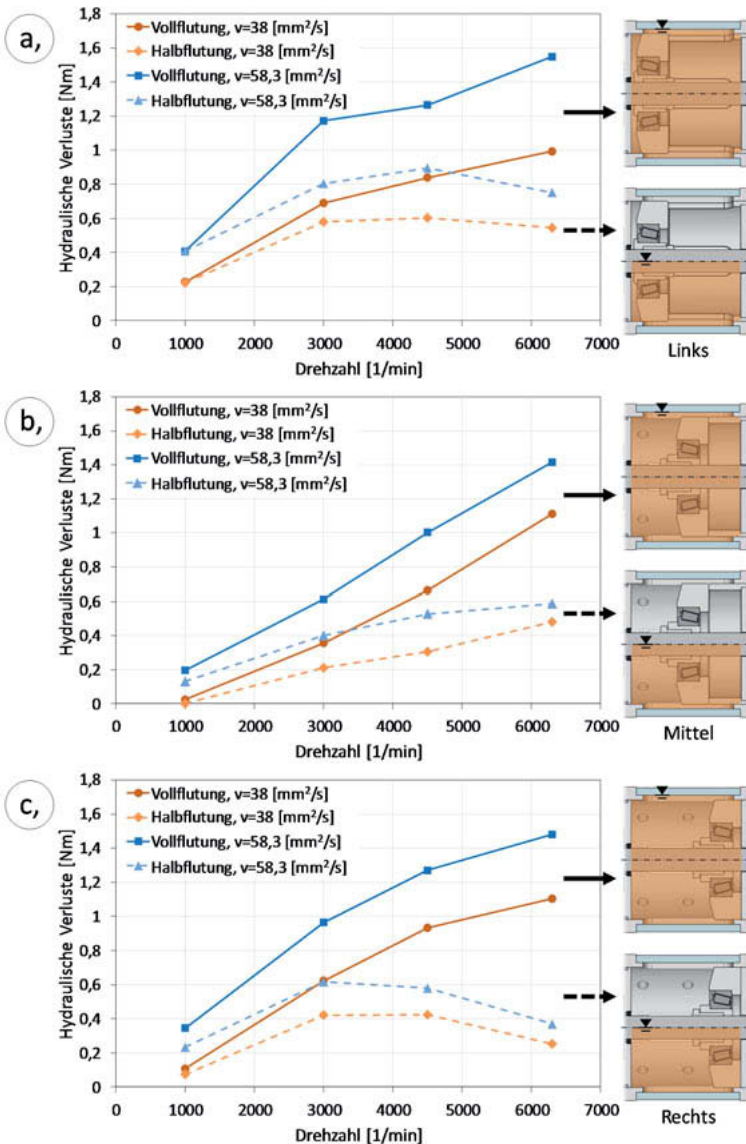


Bild 5: Experimentelle Ergebnisse der hydraulischen Gesamtverluste bei Variation der Drehzahl und der Betriebsviskosität mit halb- und vollgefluteter Ölbadschmierung (Lagerposition: a, Links; b, Mittel; c, Rechts)

Es lässt sich zudem eine Beeinflussung der auftretenden Strömungen durch die Prüfraumwand in unmittelbarer Nähe der untersuchten Prüflager feststellen. Außerdem ist ein Unterschied in den Gesamtverlustwerten zwischen der linken und rechten Position des Lagers zu erkennen, der durch den sogenannten Pumpeffekt der Kegelrollenlager erzeugt wird. Das bedeutet, dass das Lager das Öl in der linken Position gegen die Wand fördert. In der rechten Position zeigt sich ein umgekehrter Effekt. Dies erklärt die höheren Verlustwerte in der linken Position.

Zusätzlich kann beobachtet werden, dass der Unterschied in den hydraulischen Gesamtverlustwerten zwischen der vollgefluteten und halbgefluteten Schmierung mit der Drehzahl zunimmt und eine geringere Viskosität geringere Verluste bewirkt (Bild 5).

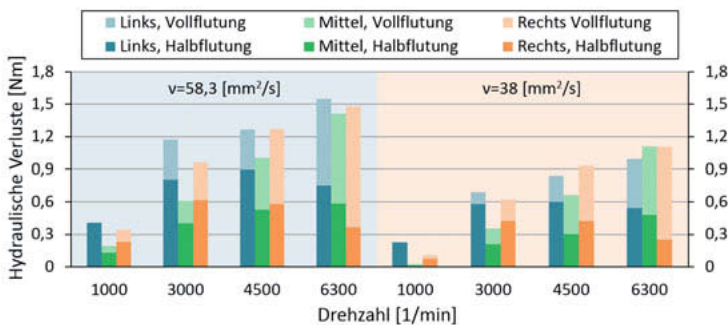


Bild 5: Vergleich der hydraulischen Gesamtverluste aus experimentellen Ergebnissen bei Variation der Drehzahl und der Betriebsviskosität mit halb- und vollgefluteter Ölbadschmierung

## 6. Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Beitrag werden die Ergebnisse der Untersuchungen von hydraulischen Gesamtverlusten eines Kegelrollenlagers 32208 mit seinem Prüfraum bei horizontaler Lageranordnung vorgestellt. Hierbei werden die Ölmenge, die Ölviskosität (bzw. die Öltemperatur), die Drehzahl und die axiale Position des Lagers im Prüfraum als Einflussparameter berücksichtigt. Anhand der Ergebnisse kann festgestellt werden, dass die axiale Position des Lagers im Ölbad einen großen Einfluss auf die hydraulischen Gesamtverluste hat. Dies kann mit dem Einfluss der Prüfraumwand in unmittelbarer Lagernähe auf die Strömung erklärt werden. Dieses Phänomen wird mit der Pumpwirkung der Kegelrollenlager kombiniert, was zu den vorgestellten Ergebnissen führt. Zusätzlich zeigen die Messergebnisse bei Vollflutung und mittlerer axialer Position des Prüflagers eine gute Übereinstimmung mit den simulativen Ergebnissen. Basierend auf diesem Ergebnis sollte der vorgestellte Einfluss der Umgebung auf die hydraulischen

Gesamtverluste im Rahmen weiterer Untersuchungen bei Voll- und Teilflutung des Prüfraums betrachtet werden, um die auslösenden Strömungen besser kennenzulernen und die hydraulischen Gesamtverluste auf die reinen hydraulischen Lagerverluste reduzieren zu können.

### Danksagung

Die Autoren danken der Deutschen Forschungsgemeinschaft für die Förderung im Rahmen des Projekts „Einfluss der hydraulischen Verluste auf die Reibung von Wälzlagern“ (SCHW 826/12-1 und SA 898/23-1).

### Literaturverzeichnis

- [1] Aul, V.; Kiekbusch, T.; Marquart, M.; Sauer, B.: Experimentelle und simulative Ermittlung von Reibmomenten in Wälzlagern. 51. Tribologie-Fachtagung GfT 09/2010
- [2] J. Liebrecht, X. Si, B. Sauer und H. Schwarze, „Berücksichtigung des Größeneinflusses bei der Berechnung der Plansch- und Schleppverluste an Wälzlagern,“ Tribologie und Schmierungstechnik, pp. 46-52, 3 2017.
- [3] J. Koryciak, „Einfluss der Ölmenge auf das Reibmoment von Wälzlagern mit Linienberührung“ Dissertation, Ruhr-Universität Bochum, 2007. ISBN: 3-89194-178-1
- [4] J. Liebrecht, X. Si, B. Sauer und H. Schwarze, „Technisch-mathematischer Ansatz zur Berechnung der Plansch- und Schleppverluste am Kegelrollenlager,“ Tribologie und Schmierungstechnik, pp. 5-13, 7 2016.
- [5] J. Liebrecht, X. Si, B. Sauer und H. Schwarze, „Calculation Approach of Drag and Churning Losses of Rolling Bearings,“ Bearing World, 4 2016.
- [6] J. Liebrecht, X. Si, B. Sauer und H. Schwarze, „Untersuchungen von hydraulischen Verlusten an Kegelrollenlagern,“ Tribologie und Schmierungstechnik, pp. 14-21, 5 2014.
- [7] Gonda, A.; Großberndt, D.; Sauer B.; Schwarze H.: Experimentelle und numerische Untersuchungen der hydraulischen Verluste in Wälzlagern unter praxisrelevanten Bedingungen. 59. Tribologie-Fachtagung (GfT) 2018, 24.-26.09.2018, Göttingen; pp. 35/1-35/10, Band 1
- [8] J. Liebrecht, X. Si, B. Sauer und H. Schwarze, „Untersuchungen von hydraulischen Verlusten an Kegelrollenlagern,“ Tribologie und Schmierungstechnik, pp. 14-21, 5 2014.
- [9] J. Liebrecht, X. Si, B. Sauer und H. Schwarze, „Wälzlagerungen – Plansch- und Strömungsverluste,“ Tagungsband: 56 Tribologie-Fachtagung, Band II, 54/1-11, 2015.
- [10] P. K. Gupta, Advanced Dynamics of Rolling Elements, 1 Hrsg., Springer-Verlag New York, 1984.

# 3D-CFD-Simulation eines Gleitlagers mit Versorgungsnut unter Berücksichtigung von Mischreibung

## Werkstoff und Oberfläche machen den Unterschied

M.Sc. **Vincent Hoffmann**, Prof. Dr.-Ing. habil. **Dirk Bartel**,  
Lehrstuhl für Maschinenelemente und Tribologie,  
Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

### 1. Kurzfassung

In diesem Beitrag wird ein 3D-CFD-Simulationsmodell für Gleitlager vorgestellt, in dem neben elastischen Verformungen auch Mischreibungszustände berücksichtigt werden können. Hierzu wird die elasto-hydrodynamische Kopplung durch eine Nachgiebigkeitsmatrix sowie das zum Einsatz kommende Mischreibungsmodell auf Basis einer integralen Festkörperkontaktdruckkurve beschrieben. Mit Hilfe des Modells wird ein stationärer Betriebspunkt für ein Weißmetall- und ein Bronzegleitlager mit umlaufender Schmierstoffnut berechnet. Die Ergebnisse für hydrodynamische sowie lokale Festkörperkontaktdrucke, elastische Verformungen und Temperaturen werden gegenübergestellt. Der sich einstellende Kontaktzustand der untersuchten Gleitlagervarianten unterscheidet sich infolge von unterschiedlichen Materialeigenschaften und Oberflächentopographien grundlegend voneinander.

### 2. Abstract

In this paper a 3D-CFD-simulation model for journal bearings is presented, which takes elastic deformations as well as mixed friction conditions resulting from the contact of shaft and bearing into consideration. Therefore the elasto-hydrodynamic coupling based on a flexibility matrix and the mixed friction model based on an integral solid contact pressure curve are described. The proposed model is used to analyze a stationary operating point for a white metal and a bronze journal bearing with a circumferential groove and coinciding gap geometries. The results for hydrodynamic and local solid contact pressures, elastic deformations and temperatures are compared. The resulting contact conditions of the investigated journal bearings differ strongly due to different material properties and surface topologies.

### 3. Einleitung und Problemstellung

Bei hydrodynamischen Gleitlagern findet ein Druckaufbau im Schmierfilm durch die Relativbewegung zwischen Welle und Lagerschale statt. Durch ihren einfachen Aufbau, der Möglichkeit hohe Drehzahlen aufzunehmen und ihrer Unempfindlichkeit gegenüber Stößen haben sie sich in diversen Anwendungen etabliert.

Neben der analytischen Berechnung von Gleitlagern, die auf Kennfeldlösungen der Reynolds'schen Differentialgleichung beruht und z.B. in [1] oder [2] beschrieben wird, können Gleitlager auch numerisch berechnet werden. Für eine Vielzahl von Anwendungsfällen wird hierbei die Reynolds'sche Differentialgleichung (RDGL) gelöst [3], [4], [5], [6]. Eine bei der Herleitung der RDGL getroffene Annahme besteht in der Vernachlässigung der Strömungsvorgänge in Spalthöhenrichtung. Während diese Annahme in vielen herkömmlichen, ölgeschmierten Gleitlagern gerechtfertigt ist, kann die Fluidströmung in Gleitlagern mit Schmierstoffnuten oder Schmierstofftaschen aufgrund der wesentlich größeren Spalthöhe im Nut-/Taschenbereich nicht mehr richtig abgebildet werden. Mit Hilfe der CFD-Simulation ist es möglich, die Strömung in einem Gleitlagerspalt unter Berücksichtigung aller räumlichen Strömungskomponenten zu berechnen. Hierbei können sowohl Durchmischungsvorgänge in den Einstrombereichen als auch der sich einstellende Druck in Vertiefungen wie Taschen und Nuten berücksichtigt werden. Zum Thema CFD-Simulation von Gleitlagern im stationären Betrieb existieren mehrere Veröffentlichungen u.a. [7], [8] und [9]. In den Untersuchungen werden Gleitlager mit einem festen Spaltgebiet und einer festen Wellenlage untersucht.

Bei hohen Belastungen wird der hydrodynamische Druck im Spaltgebiet so groß, dass es zu einer nicht mehr zu vernachlässigenden elastischen Verformung der Spaltoberflächen kommt, die meist eine Tragkraftsteigerung zur Folge hat. Dabei hat die geänderte Spaltgeometrie wiederum auch einen Einfluss auf den hydrodynamischen Druckaufbau, sodass eine Wechselwirkung entsteht, welche mit Hilfe einer elasto-hydrodynamischen Kopplung abgebildet werden kann. In [3] wird eine solche Kopplung zur Anwendung mit der RDGL vorgestellt, in [10] nutzen Dhande und Pande eine Fluid-Struktur-Kopplung, um elastische Verformungen für verschiedene Wellenpositionen zu berücksichtigen.

Durch eine reduzierte Tragfähigkeit in Folge von geringen Drehzahlen während des Auslaufvorgangs, bei sehr hohen Belastungen oder niedrigen Viskositäten kann eine Trennung der Bauteiloberflächen durch den hydrodynamischen Effekt nicht mehr gewährleistet werden und es kommt zum Kontakt der Oberflächen. Das System befindet sich im Bereich der Mischreibung, welche Verschleiß zur Folge hat.



Die Belastung kann nicht mehr durch die hydrodynamischen Kräfte allein aufgenommen werden, sondern wird zu einem Teil auch durch sich kontaktierende Rauheiten von Welle und Gleitlagerschale aufgenommen. Die dabei entstehenden Festkörperkontakt drücke und reibungsbedingten Temperaturerhöhungen können mit Hilfe eines Mischreibungsmodells berechnet werden. Während ein Mischreibungsmodell zur Anwendung mit der RDGL z.B. in [6] untersucht wurde, bestehen zum Zeitpunkt der Erstellung des Manuskripts keine Veröffentlichungen, in denen ein Mischreibungsmodell im Rahmen der 3D-CFD-Simulation umgesetzt wurde.

Nachfolgend wird ein CFD-Simulationsmodell eines Gleitlagers mit Versorgungsnut vorgestellt, das um ein Mischreibungsmodell und eine elasto-hydrodynamische Kopplung erweitert wurde.

#### 4. Lagergeometrie und Betriebspunkt

Es werden zwei verschiedene Gleitlagervarianten untersucht, die sich hinsichtlich der Werkstoffe und der Dicke der Lagerschale unterscheiden, jedoch über identische Spaltabmessungen verfügen.

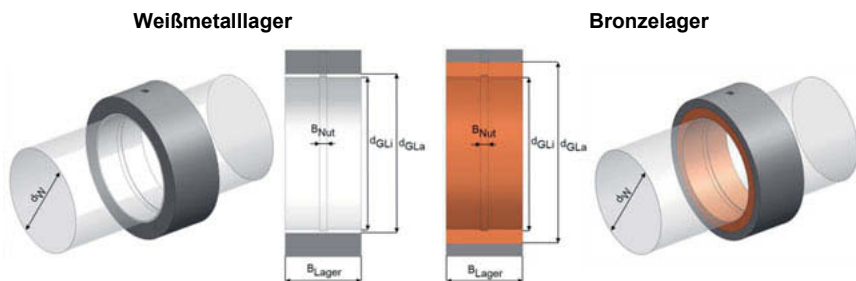


Abbildung 1: Weißmetalllager (links) und Bronzelager (rechts)

Einerseits ein dünnwandiges Weißmetallgleitlager, das sich in einem Gehäuse aus Stahl befindet. Andererseits eine Bronzeleitlagerbuchse, die sich in einem Gusseisengehäuse befindet, siehe Abbildung 1. Beide Gleitlagersysteme sind mit einer Schmierstoffnut versehen, die über eine Zuführbohrung mit einem Druck von 6 bar mit Schmieröl versorgt wird und mit einer Kraft von 10 kN belastet werden, wobei die Welle mit einer Drehzahl von 500 1/min rotiert.

Für den gewählten Betriebspunkt ist eine geringe minimale Schmierstalthöhe zu erwarten, bei der ein Übergang des Systems in die Mischreibung erfolgt und hohe hydrodynamische Drücke auftreten, die zu signifikanten elastischen Verformungen führen. Der gewählte Betriebspunkt sowie die Abmessungen von Welle und Gleitlager sind in Tabelle 1 zusammengefasst.

Tabelle 1: Abmessungen und Daten zum untersuchten Betriebspunkt

Abmessungen	Symbol	Weißmetalllager	Bronzelager	Einheit
Wellendurchmesser	$d_W$	79,84	79,84	mm
Lagerinnendurchmesser	$d_{GLi}$	80,0	80,0	mm
Lageraußendurchmesser	$d_{GLa}$	83,0	95,0	mm
Rel. Lagerspiel	$\psi$	2,0	2,0	‰
Lagerbreite	$B_{GL}$	40	40	mm
Nutbreite	$B_{Nut}$	3	3	mm
<b>Betriebspunkt</b>				
Belastung	F	10		kN
Drehzahl	n	500		1/min
Zufuhrdruck an Bohrung	$p_{zu}$	6,0		bar
Zufuhrtemperatur	$T_{zu}$	60		°C

## 5. CFD-Simulationsmodell

Mit Hilfe der CFD-Simulation können Strömungsvorgänge numerisch berechnet werden. Im Kern werden die geltenden Erhaltungssätze für Masse, Impuls und Energie mit Hilfe von nichtlinearen, partiellen Differentialgleichungen abgebildet und das zu untersuchende Strömungsgebiet in Kombination mit Methoden der numerischen Mathematik modelliert. Dabei erfolgt eine Diskretisierung des Strömungsgebiets mit dem Ziel, Differenzen- statt Differentialgleichungen zu lösen. Durch eine iterative Lösung der beschreibenden Gleichungen können somit auch komplexe Strömungsvorgänge, wie sie in Gleitlagern mit einer Versorgungsnut auftreten, berechnet werden. Bei der Diskretisierung der hier untersuchten Gleitlagervarianten werden sowohl das Fluid- als auch das Festkörpergebiet vernetzt. Bei dem Schmierstoff handelt es sich um ein ISO-VG 32 Öl. Die Viskosität des Schmieröls hängt dabei wesentlich von der Temperatur im Schmierpalt ab. Dieser Zusammenhang wird mit Hilfe der Vogel-Gleichung abgebildet und diskret an allen Zellen des Spaltgebiets ausgewertet. Der Zusammenhang zwischen der dynamischen Viskosität und der Temperatur für den gewählten Schmierstoff ist in Abbildung 2 links dargestellt.

Die Diskretisierung des Festkörpergebiets, welches sich aus der Welle, der Gleitlagerschale und dem Gehäuse zusammensetzt, dient der Abbildung der Wärmeleitung in den Körpern. Für die in diesem Manuskript untersuchten Gleitlagervarianten sind die zugehörigen Materialkenndaten in Tabelle 2 zusammengefasst.

Tabelle 2: Materialkenndaten der untersuchten Gleitlagervarianten

Eigenschaft	Symbol	Weißmetalllager	Bronzelager	Einheit
<b>Gleitlager</b>				
E-Modul	E	57000	85000	N/mm <sup>2</sup>
Wärmeleitfähigkeit	$\lambda$	65	120	W / (m K)
<b>Gehäuse</b>		<b>Stahl</b>	<b>GJL250</b>	
E-Modul	E	210000	110000	N/mm <sup>2</sup>
Wärmeleitfähigkeit	$\lambda$	46,5	48,5	W / (m K)
<b>Welle</b>		<b>Stahl</b>	<b>Stahl</b>	
Wärmeleitfähigkeit	$\lambda$	46,5	46,5	W / (m K)

Sowohl die Festkörper als auch das Fluidgebiet werden ausschließlich mit Hexaederelementen vernetzt, die im Vergleich zu Tetraederelementen bei gleicher Netzdichte eine höhere Ergebnislösung versprechen. Die Modellierung erfolgt bis zur Symmetrieebene. Dabei wird das Fluidgebiet in Spaltumfangsrichtung mit 1000, in Spaltbreitenrichtung mit 100 und in Spalthöhenrichtung mit 12 Elementen vernetzt. Zusammen mit den Festkörpern haben die Modelle einen Umfang von 2,1 Mio. bzw. 2,6 Mio. Elementen. Das Gesamtmodell für das System bestehend aus Welle und Weißmetallgleitlager ist exemplarisch in Abbildung 2 dargestellt.

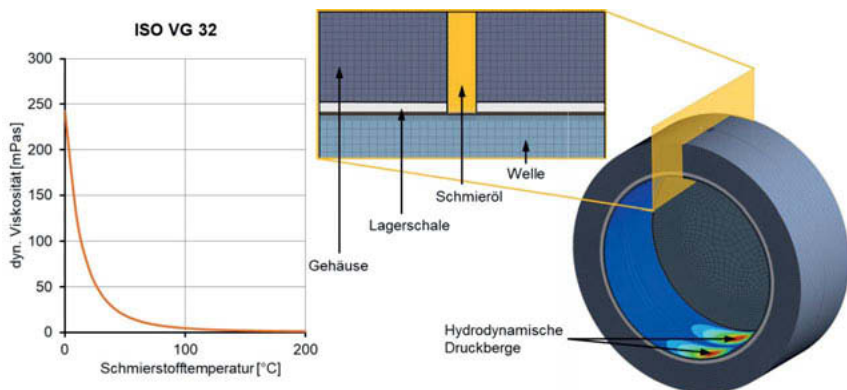


Abbildung 2: Temperaturabhängigkeit des ISO-VG 32 Öls (links) und vernetztes CFD-Modell für das Weißmetalllager (rechts)

Die Lösung des Modells erfolgt mit ANSYS Fluent 19.2. Viele der erforderlichen Funktionen und Modelle sind im Programmumfang von ANSYS Fluent nicht enthalten und müssen über eine Programmierschnittstelle ergänzt werden. Hierbei wird die Netzanpassung infolge von Wellenverschiebungen oder Verformungen, die elasto-hydrodynamische Kopplung und das Mischreibungsmodell über die „User-Defined-Function“-Schnittstelle in das Modell implementiert, sodass eine effiziente Auswertung der elastischen Verformungen sowie der Mischreibungszustände ermöglicht wird.

## **6. Modell zur Berücksichtigung von elastischen Verformungen**

Durch die Rotation der Welle wird Schmierstoff in den konvergenten Spalt gefördert, der durch die exzentrische Verlagerung der Welle im Gleitlager entsteht. Hieraus resultiert der hydrodynamische Druckaufbau. Infolge der Wirkung dieses Drucks auf die Lager- und Wellenoberfläche kommt es zu Verformungen, die durch eine elasto-hydrodynamische Kopplung berechnet werden können. Diese Kopplung kann durch statische Verfahren erfolgen, bei denen das Lager mit seinem Schichtaufbau und der Lagerumgebung mit definierten Randbedingungen in einem FEM-System modelliert wird und im Anschluss eine Nachgiebigkeitsmatrix für das Modell abgeleitet wird. Die Eigenschaften zu der lokalen Steifigkeit können hierbei durch eine statische Reduktion unmittelbar aus dem FE-Modell extrahiert werden.

Der große Vorteil dieses Verfahrens besteht darin, dass für die weiteren Berechnungen die Knoten an der Oberfläche ausgewertet werden und das Verformungsverhalten der Umgebung mit enthalten, wodurch der Berechnungsaufwand deutlich reduziert werden kann. Da die Lager infolge der geringeren Steifigkeit wesentlich stärker elastisch deformiert werden als die Oberfläche der Vollwelle, kann die Verformung der Welle vernachlässigt werden. Die Nachgiebigkeitsmatrix enthält für eine an einem Knoten angreifende Kraft nicht nur die Information darüber, wie groß die Verformung an dem belasteten Knoten ist, sondern auch wie groß diese an jedem anderen Knoten der Spaltoberfläche ist. Für die hier untersuchten Gleitlager wurde die Spaltoberfläche in dem FE-Modell mit 1600 Elementen vernetzt, woraus sich eine Matrix mit 2,56 Mio. Einträgen ergibt. Voraussetzung für die Anwendung dieses Verfahrens ist, dass bei den verwendeten Werkstoffen im Betriebsbereich stets von einem linearen Materialverhalten ausgegangen werden kann.

## 7. Modell zur Berücksichtigung von Mischreibung

Wird die kritische Schmierspalthöhe  $h_{cr}$  unterschritten, kommt es zu Mikrokontakten zwischen der rauen Gleitlager- und Wellenoberfläche. Die direkte numerische Abbildung der Rauheiten eines Gleitlagers durch eine gekoppelte Strömungs- und Kontaktsimulation, bei der die Schmierspaltgeometrie bis in die mikroskopische Ebene hinein modelliert wird, führt bei Nutzung der derzeit verfügbaren Rechentechnik zu impraktikabel hohen Rechenzeiten. Durch eine indirekte Kopplung von Mikro- und Makrogeometrie, wie in [10], kann der Rechenaufwand erheblich reduziert werden.

Hierbei wird eine vorgelagerte elastisch-plastische Kontaktsimulation auf Basis von vermessenen, realen Bauteiloberflächen durchgeführt, siehe Abbildung 3 links. Neben der dreidimensionalen Oberflächengeometrie gehen hierbei ein plastischer Fließdruck  $p_{lim}$  und die oberflächennahen elastischen Eigenschaften von Welle und Gleitlager mit in die Berechnung ein, die mit Hilfe eines Ultramikrohärtemessgeräts bestimmt werden. Das Ergebnis der Kontaktsimulation ist die integrale Festkörperkontaktdruckkurve, mit der der Festkörperkontaktdruck in Abhängigkeit von der Schmierspalthöhe angegeben werden kann. Für die vorgestellten Gleitlagervarianten sind die ermittelten Festkörperkontaktdruckkurven in Abbildung 3 rechts dargestellt.

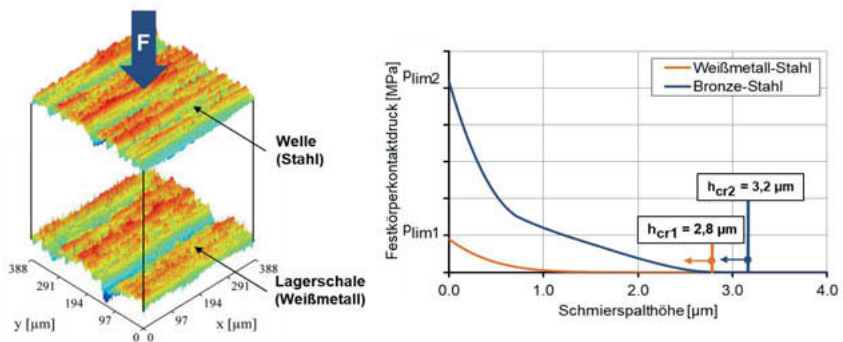


Abbildung 3: Schematische Darstellung des Kontaktmodells (links) und Festkörperkontaktdruckkurven für die Paarung Welle mit Weißmetall- und Bronzelager (rechts)

Während der Mischreibungsübergang für die untersuchten Gleitlagervarianten bei einer ähnlichen Schmierspalthöhe erfolgt, unterscheiden sich die Kurven hinsichtlich ihres Anstiegs deutlich.

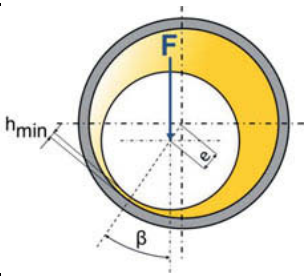
Bedingt durch die Verteilung der Rauheiten auf den Oberflächen von Welle und Gleitlagerschale und die Materialeigenschaften nimmt der Festkörperkontaktdruck mit abnehmender Schmierspalthöhe bei der Paarung Bronze-Stahl deutlich stärker zu. Während der nachgelagerten CFD-Simulation kann durch eine lokale Auswertung der Schmierspalthöhe der resultierende Festkörperkontaktdruck ermittelt werden. Ist die Belastung so groß, dass das System im Bereich der Mischreibung betrieben wird, kann somit bestimmt werden welcher Anteil der äußeren Last durch die Hydrodynamik und welcher Anteil durch den Kontakt von Oberflächenrauheiten aufgenommen wird.

8. Auswertung der Ergebnisse

Die Position der Welle im Gleitlager stellt sich in Abhängigkeit der Wellenbelastung ein. Bei Betrachtung starrer Bauteile ohne Mischreibung würde sich dieselbe Wellenlage für beide untersuchten Lagervarianten ergeben. Bei Berücksichtigung der elastischen Verformungen und der Mischreibung stellt sich infolge einer materialspezifischen Anpassung der Spaltgeometrie jeweils eine andere Wellenposition ein. Wie in Tabelle 3 ersichtlich wird ist die relative Exzentrizität für das nachgiebigere Weißmetallgleitlager größer, die minimale Schmierspalthöhe kleiner als für das Gleitlager aus Bronze.

Tabelle 3: Gegenüberstellung von Berechnungsergebnissen für die Gleitlagervarianten

	Symbol	WM	Bronze	Einh.
Rel. Exzentrizität	$\epsilon_{el}$	0,9760	0,9674	-
Verlagerungswinkel	$\beta$	10,25	8,56	°
Min.Schmierspalthöhe	$h_{min}$	1,91	2,60	$\mu m$
Reibmoment	$T_W$	0,442	3,213	Nm
Festkörpertraganteil	$Lo_c$	0,2	25,6	%



Die große Abweichung zwischen den Reibmomenten kann auf den deutlich höheren Festkörpertraganteil von 25,6% für das Gleitlager aus Bronze im Vergleich zu den 0,2% für das Weißmetallgleitlager zurückgeführt werden. Die Grenzreibung (Festkörperreibung) wurde hierbei mit einem angenommenen Grenzreibungskoeffizienten von  $\mu=0,05$  berechnet.

Während sich die Wellenposition im Gleitlager bei einer statischen Belastung und starren Oberflächen entlang des Gumbel'schen Halbkreises einstellt [1] und somit mit zunehmender Exzentrizität bei hoher Belastung mit einem abnehmenden Verlagerungswinkel zu rechnen wäre, zeigt sich in dieser Untersuchung, dass für das Bronzelager trotz geringerer Exzentrizität ein kleinerer Verlagerungswinkel berechnet wird als für das Weißmetallager. Der Verlagerungswinkel der Welle hat zur Folge, dass sich auch die Kontaktzone außermittig verlagert und somit die Festkörperkontaktkraft nicht mehr der Lastrichtung entgegengerichtet ist, sondern zentrierend wirkt. Durch die höheren Festkörperkontaktdrücke des Systems mit dem Bronzegleitlager ergibt sich demzufolge eine stärkere, zentrierend wirkende Rückstellkraft durch den Festkörperkontakt im Vergleich zum Weißmetallager und dadurch auch ein kleinerer Verlagerungswinkel. In Abbildung 4 und Abbildung 5 werden die diskreten Verteilungen für den hydrodynamischen und den Festkörperkontaktdruck sowie die Überlagerung dieser beiden Größen als Gesamtdruck grafisch dargestellt.

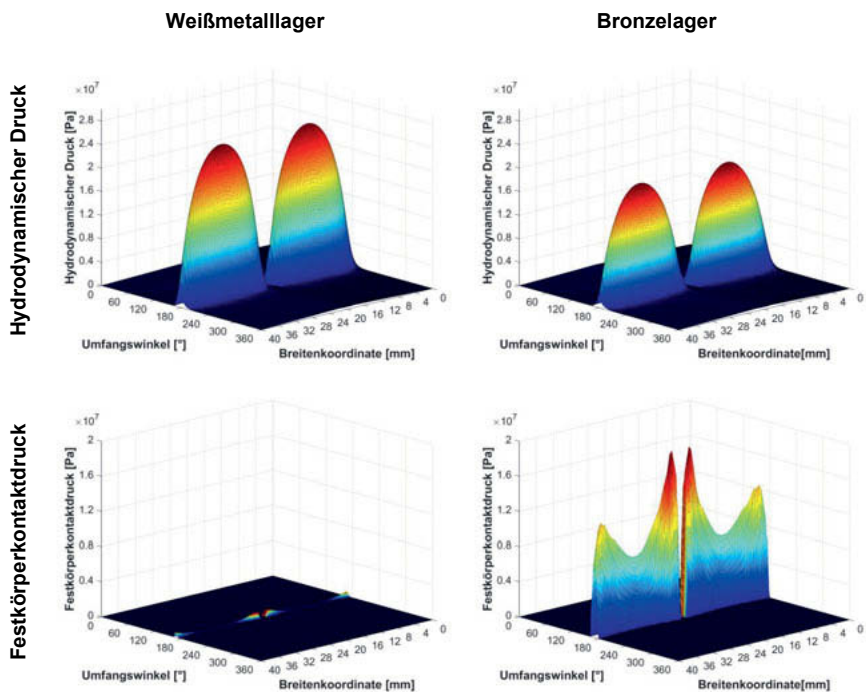


Abbildung 4: Hydrodynamischer und Festkörperkontaktdruck für beide Gleitlagervarianten

Deutlich erkennbar ist hierbei, dass der hydrodynamische Druck, der sich im Bronzelager ausbildet, kleiner als im Weißmetallager ist. Der hydrodynamische Druck alleine reicht im Bronzeleitlager demzufolge nicht aus, um die Belastung aufzunehmen. Der verbleibende Anteil wird in diesem Gleitlager über die sich kontaktierenden Rauheiten von Welle und Gleitlager aufgenommen, welche durch den Festkörperkontakt Druck repräsentiert werden. Aufgrund der deutlich steiler ansteigenden integralen Festkörperkontakt Druckkurve des Bronzeleitlagers ergeben sich für dieses deutlich höhere Kontaktdrücke im Vergleich zum Weißmetalllager, bei der nahezu kein Kontakt der Oberflächen erfolgt. Für beide Gleitlager sind die Festkörperkontakt Drücke am Außenrand des Gleitlagers hoch, nehmen dann zunächst ab bevor sie im Bereich der Nutkante ihr Maximum erreichen. Durch die größere Nachgiebigkeit der Lagerschale am Lagerrand gibt sie in diesem Bereich dem Festkörperkontakt Druck stärker nach als an der Nut, die besser abgestützt wird.

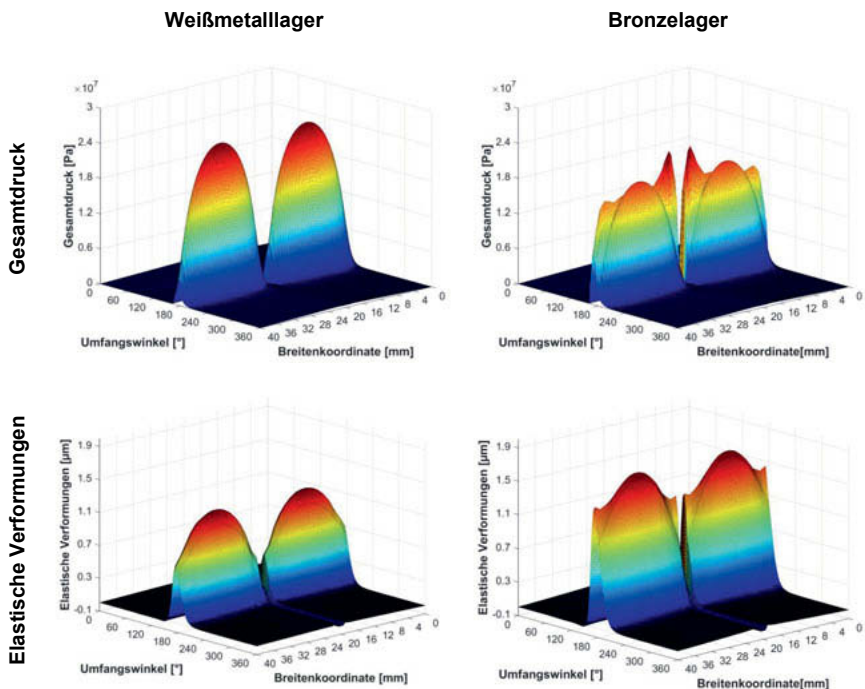


Abbildung 5: Gesamtdruck und elastische Verformungen für beide Gleitlagervarianten



Vergleicht man die auftretenden elastischen Deformationen des Weißmetall- und Bronzegleitlagers in Abbildung 5 so zeigt sich zunächst, dass sie beim Weißmetalllager durch den hydrodynamischen Druck geprägt werden und vom jeweiligen Druckmaximum bis zum Lagerrand hin kontinuierlich abfallen. Die elastischen Verformungen des Bronzegleitlagers sind ebenfalls dort am größten, wo der hydrodynamische Druck sein Maximum erreicht. Am Lagerrand nehmen die elastischen Verformungen jedoch nicht mehr kontinuierlich ab, sondern steigen infolge des dort wirksamen Kontaktdrucks noch einmal an und drücken den Spalt in diesem Bereich auf.

Trotz des geringeren E-Moduls des Weißmetalls treten im Bronzegleitlager die größeren maximalen elastischen Deformationen auf. Dies verdeutlicht, dass nicht nur das elastische Verhalten der Lagerschale selbst von Bedeutung ist, sondern auch die Lagerumgebung eine wesentliche Rolle spielt. Das Weißmetallgleitlager verfügt über eine geringe Materialstärke, sodass das elastische Gesamtverhalten durch das Stahlgehäuse dominiert wird, welches eine hohe Steifigkeit im Vergleich zum Gehäuse aus Gusseisen bzw. zur Bronzelegierung aufweist, siehe auch Tabelle 2 und Abbildung 1.

## 9. Zusammenfassung

In diesem Manuskript wurde ein CFD-Modell, das um eine elasto-hydrodynamische Kopplung und ein Mischreibungsmodell erweitert wurde, zur Berechnung eines Lastpunktes für ein Weißmetall- und ein Bronzelager mit umlaufender Schmierstoffnut genutzt. Mit Hilfe der CFD-Simulation wurde hierbei einerseits der hydrodynamische Druck im Spaltgebiet andererseits eine richtige Berechnung der Strömung im Schmiernutbereich sichergestellt.

Für die untersuchten Varianten unterscheidet sich der resultierende Kontakt deutlich. Während mit dem Gleitlager aus Weißmetall nahezu ein Betrieb im verschleißfreien Bereich der Flüssigkeitsreibung möglich ist, wird ein Viertel der Belastung für das Gleitlager aus Bronze über sich kontaktierende Rauheiten aufgenommen, die einerseits eine erhöhte Reibung und Temperatur im Kontakt zur Folge haben - zum anderen bei einem langfristigen Betrieb des Systems in diesem Betriebspunkt zu Verschleiß führen.

Die stark abweichenden Ergebnisse verdeutlichen die Bedeutung der elastischen Verformungen und der Mischreibung für die Berechnung von Gleitlagern. Durch die Integration einer elasto-hydrodynamischen Kopplung und eines Mischreibungsmodells auf Basis der integralen Festkörperkontaktdruckkurve in die CFD-Simulation wird in diesem Manuskript ein Werkzeug vorgestellt, mit dem Gleitlager bei Mischreibung und genauer Abbildung von komplexen Einstromvorgängen berechnet werden können.

## 10. Literaturhinweise

- [1] DIN 31652 - 1...3: Gleitlager - Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb, 2017.
- [2] ISO 7902 – 1...3: Hydrodynamic plain journal bearings under steady-state conditions - Circular cylindrical bearings - Part 1: Calculation procedure, 2013.
- [3] Bobach, L.; Bartel, D.; Deters, L.: Das dynamisch belastete Radialgleitlager unter dem Einfluss elastischer Verformungen der Lagerumgebung, *Tribologie und Schmierungstechnik*, 54(1), S. 5-13, 2007.
- [4] Moßmann, T.: Ein Beitrag zur Elastohydrodynamik des instationär belasteten Radialgleitlagers, Dissertation, Universität Karlsruhe, 1993.
- [5] Schwarze, H.: Beitrag zur Erfassung der Schmiervershältnisse im Pleuellager, Dissertation, Technische Universität Clausthal, 1992.
- [6] Bartel, D.; Bobach, L.; Illner, T.; Deters, L.: Simulating transient wear characteristics of journal bearings subjected to mixed friction. *Journal of Engineering Tribology* 226 (2012) 12, 1095-1108
- [7] Guo, Z.; Hirano, T.; Kirk, R. G.: Application of CFD analysis for rotating machinery—part I. Hydrodynamic, hydrostatic bearings and squeeze film damper. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 127, S. 445–451, 2005.
- [8] Gao, G.; Yin, Z.; Jiang, D.; Zhang, X.: Numerical analysis of plain journal bearing under hydrodynamic lubrication by water, *Tribology International* 75, S. 31–38, 2014.
- [9] Pai, R.; Hargreaves, D. J.: Water Lubricated Bearings, *Green Tribology: Biomimetics, Energy Conservation and Sustainability, Green Energy and Technology*, Springer-Verlag, S. 347–391, 2012.
- [10] Dhande, D.Y.; Pande, D.W.: Multiphase flow analysis of hydrodynamic journal bearing using CFD coupled Fluid Structure Interaction considering cavitation, *Engineering Sciences* 30, S. 345-354, 2018.
- [11] Bartel, D.: Simulation von Tribosystemen – Grundlagen und Anwendungen, Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2010.

# Gekoppelte EHD-Simulation zur Auslegung von Gleitlagern in einem Kurbeltrieb

**Denis Pendovski**, M.Sc.,

Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen RWTH Aachen University,  
Aachen;

Dr.-Ing. **Sebastian Sonnen**,

FEV Europe GmbH, Aachen

## Kurzfassung

Die Anforderungen an Verbrennungsmotoren hinsichtlich geringer Reibungsverluste zur Sicherstellung eines niedrigen Kraftstoffverbrauchs führen häufig zu einer grenznahen Auslegung der Gleitlager im Kurbeltrieb. Aus diesem Grund kommt der möglichst genauen Modellierung der Hydrodynamik in Gleitlagern eine immer größere Bedeutung zu. Derzeit werden elasto-hydrodynamische (EHD) Gleitlagersimulationen verwendet, um das tribologische Verhalten der Lager abzubilden. Dabei werden Haupt- und Pleuellager häufig separat voneinander betrachtet, sodass in den Berechnungen für jedes Lager eine unabhängige Versorgungsquelle angenommen wird. Die Kontinuitätsgleichung ist dabei aber nicht vollständig erfüllt.

In diesem Beitrag wird ein Ansatz vorgestellt, in dem die Gleitlager über eine Strömungssimulation miteinander gekoppelt werden und so die transienten Zustandsgrößen des Fluids in der Versorgungsbohrung der Kurbelwelle abgebildet werden können. Ein weiterer wesentlicher Aspekt dieser Arbeit bezieht sich auf das Löslichkeitsverhalten von Gas in Öl. Es wird aufgezeigt, dass die Gasanteile in der kurbelwellenseitigen Versorgungsbohrung die Drücke im Pleuellagereintritt in hohem Ausmaße beeinflussen und mit Hilfe des Simulationsansatzes abgebildet werden können.

Neben der Anwendung für konventionelle Kurbeltriebe kann die entwickelte Methodik auch für die Ölversorgung von Kurbeltrieben mit hydraulisch längenverstellbaren Pleueln sowie für gleitgelagerte Turbolader verwendet werden.

## 1. Einleitung

Das stetige Wachstum unterschiedlichster technologischer Anforderungen an moderne Verbrennungsmotoren geht häufig mit einer grenznahen Auslegung diverser Motor-komponenten einher. Damit steigt die Bedeutung der heute und in Zukunft eingesetzten Entwicklungsmethoden immer stärker an, um Verbrennungsmotoren auch unter höchsten Beanspruchungen sicher, dauerhaft und effizient auszulegen.

Bild 1 stellt die relativen Reibungsverlustanteile ausgewählter Motorkomponenten über der Drehzahl dar. Es ist zu erkennen, dass die höchsten Reibungsverluste durch die Haupt- und Pleuellager verursacht werden. Aus diesem Grund ist es stets das Bestreben, die Verluste des Kurbeltriebs zu reduzieren, um zukünftige Antriebe weiterzuentwickeln.

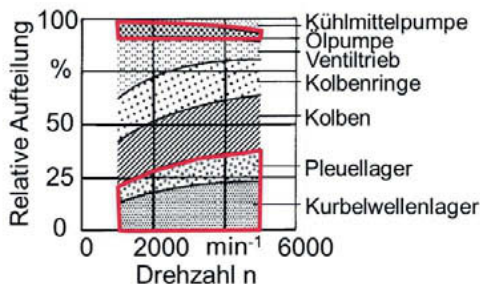


Bild 1: Relative Reibungsverlustanteile für einen PKW-Ottomotor [1]

Niedrige Verluste im Kurbeltrieb werden einerseits durch Vermeidung von Mischreibung und andererseits durch Verkleinerung der Tragflächen zur Reduktion der Flüssigkeitsreibung realisiert. Kleine Tragflächen hingegen beeinträchtigen die Lagertragfähigkeit, sodass die Gefahr für Mischreibung ansteigt. Aus diesem Grund existiert ein lokales Optimum, welches eine ausreichende hydrodynamische Tragfähigkeit gewährleistet und simultan die Verluste der Flüssigkeitsreibung minimiert. Damit steigt die Relevanz der Weiterentwicklung aussagekräftiger Berechnungsmöglichkeiten zur möglichst genauen Vorhersage des tribologischen Verhaltens.

Diese Arbeit beschreibt eine Berechnungsmethodik, welche die Zustandsgrößen des Schmiermittels an der Eintrittsposition eines Gleitlagers transient ermittelt und damit genauere Randbedingungen für eine präzisere Modellierung der Hydrodynamik eines Gleitlagers bereitstellt. Dafür werden gekoppelte numerische Simulationsmodelle eingesetzt, welche im Anschluss mithilfe von Messdaten validiert werden.

## 2. Ölversorgungssysteme im Verbrennungsmotor

Das Schmiermittel zur Versorgung der hydrodynamischen Lager einer Pleuellager strömt zunächst von einer Förderpumpe über die Hauptgalerie in den Lagerschalen-Eintritt des Hauptlagers. Über diesen Eintritt wird die Versorgungsnut des Hauptlagers versorgt. Diese Nut bildet das zentrale Element zur Schmiermittelzufuhr von Haupt- und Pleuellager. Während das Hauptlager direkt mit der Versorgungsnut in Verbindung steht und so die Schmiermittelversorgung kontinuierlich gewährleistet werden kann, muss das Pleuellager über eine rotierende Bohrung in der Pleuellager mit der Nut verbunden werden. Häufig verwendet man hier eine sogenannte I-Bohrung (Bild 2). Für den Fall einer 180°-Nut gilt das Pleuellager als diskontinuierlich versorgt, da das Öl nur in das Pleuellager strömen kann, wenn die Bohrung oberhalb der Nut liegt. Weitere Details zur Bohrungs- und Nutgestaltung können [1] entnommen werden.

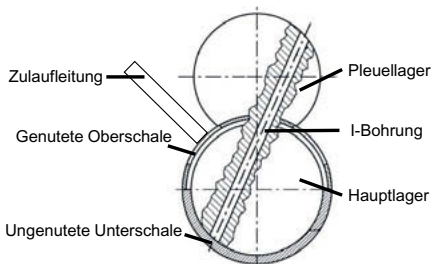


Bild 2: Konventionelle Ölversorgungssysteme [4]

Das Fluid in der Bohrung unterliegt Zentrifugalkräften, weshalb sich eine drehzahl- und ortsabhängige Druckkurve entlang der Bohrung ausbildet (Bild 3, links) [8,9]. Der Druck  $p$  in Abhängigkeit des Abstands von der Drehachse  $r$  kann unter Einbeziehung der Fluidichte  $\rho$  und der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  berechnet werden:

$$p(r) = p_{HL} + \frac{\rho}{2} \omega^2 (r_{HL}^2 - r^2)$$

Ein weiterer physikalischer Effekt, welcher die Eigenschaften des Fluids in der Bohrung beeinflusst, ist die Gaskavitation. Öl ist in der Lage Gase zu lösen, ohne dass die Fluideigenschaften dabei beeinflusst werden. In diesem Zusammenhang ist die Gaskavitation definiert als das durch Druckabfall bedingte Auslösen von Gas [2]. Für Schmiersysteme ist sie die vorherrschende Kavitationsform. Aus diesem Grund wird die Dampfkavitation, bei der der Druck unter den Sättigungsdampfdruck fällt, im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter betrachtet. Das Henry-Dalton Gesetz beschreibt den Zusammenhang zwischen gelöstem Gasvolumen und Systemdruck im Gleichgewicht. Der Bunsenkoeffizient  $\alpha_V$  gibt an, wie viel Volumen Gas

( $V_G$ ) in einem Volumen Flüssigkeit ( $V_{FL}$ ) unter Normbedingungen gelöst wird. Übliche Werte für Mineralöle liegen zwischen 7 % - 9 % [2].

$$V_G = V_{FL} \cdot \alpha_V \cdot \frac{p}{p_{Norm}}$$

Bild 3 (rechts) ist zu entnehmen, dass je nach Ölverschäumungsgrad und Druck des Schmiermittels das Gas frei oder in gelöster Form vorzufinden ist. Der Ölverschäumungsgrad wird in dieser Arbeit als gesamter Volumenanteil an Gas (sowohl gelöst als auch frei) bei Normbedingungen definiert. Entscheidend für die Auslösung ist die Lage der Sättigungslinie, die den Bunsenkoeffizienten repräsentiert. Bewegt sich der Systemdruck unterhalb der Sättigungslinie, entstehen freie Gasanteile. Bild 3 (links) stellt exemplarische Berechnungsergebnisse eines Versorgungssystems mit einer I-Bohrung dar. Man erkennt, dass ab dem Sättigungsdruck freie Gasanteile vorzufinden sind. Mit abfallendem Druck steigen die Gasanteile weiter an. Im Druckminimum erreichen sie ihr Maximum. Im weiteren Verlauf der Bohrung – nach Erreichen des Sättigungsdrucks – lösen sich die Gase erneut. Dadurch wird das Pleuellager mit Öl ohne freie Gasanteile versorgt.

Für tiefergehende Analysen der in Bild 3 rein statischen Betrachtung der Gaskavitation müssen die Zentrifugalkräfte mitberücksichtigt werden. Aufgrund des nun vorhandenen zweiphasigen Fluids, unterscheiden sich die Volumenkräfte, die auf das Öl bzw. das Gas wirken, voneinander. Wegen der höheren Dichte des Öles lagern sich die Ölanteile an den äußeren Enden der Bohrung ab, während sich die freigewordenen Gasanteile in der Mitte der Bohrung ansammeln, es entsteht eine Gasblase [5].

Dies kann dazu führen, dass bei hohen freien Gasanteilen die Gasblase eine Größe annimmt, welche die außenliegenden Ölsäulen vollständig voneinander trennt. Dieser Effekt tritt vor allem bei hohen Winkelgeschwindigkeiten auf, da der Minimaldruck in der Bohrung zunehmend abfällt und die Entstehung freier Gasanteile begünstigt wird.

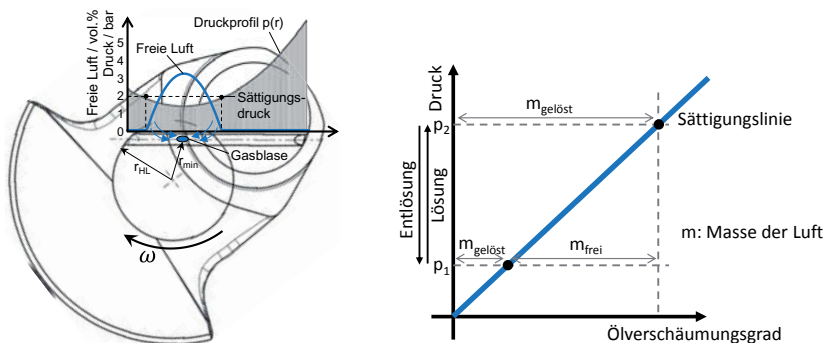


Bild 3: Links: Lokale Druck- und Luftverteilung. Rechts: Statische Gaskavitation [6], [7]

Die Folgen dieser Trennung sind in Bild 4 (links) dargestellt. Der gemessene Druck am Pleuellagereintritt fällt zweimal abrupt ab. In der Darstellung geschieht dies zunächst bei einer Drehzahl von 4000 1/min. Dadurch, dass an dieser Stelle der Versorgungsdruck von 2,5 bar auf 4 bar erhöht wird, kommt es zur Lösung der entstandenen freien Gasanteile. So kann der Druck in Abhängigkeit des Versorgungsdrucks zwei Zustände annehmen. Bei niedrigem Druckniveau verursachen die freien Luftanteile eine Trennung der Ölsäulen, weshalb der Druck am Pleuellager auf 2,3 bar abfällt, wohingegen ein hohes Druckniveau dazu führt, dass der Druck am Pleuellager dem theoretisch errechneten Wert von 7 bar entspricht. Bei Drehzahlen über 5000 1/min tritt dieser Effekt wiederholt auf.

Die Simulationsergebnisse eines EHD Gleitlagers in einem Dreizylinder Ottomotor (Bild 4, rechts) zeigen auf, inwiefern der Druck am Pleuellagereintritt das Gleitlagerverhalten beeinflusst. Unter der Annahme, dass Öl ohne freie Gasanteile das Gleitlager versorgt, führt ein Druckabfall zu einem Reibungsanstieg von bis zu 5 %. Der Reibungsanstieg wird signifikant verstärkt, falls zusätzlich freie Gasanteile ins Gleitlager gelangen [5]. Außerdem steigt die Kavitationsgefahr an, da das Füllungspotential des Schmierspalt sinkt.

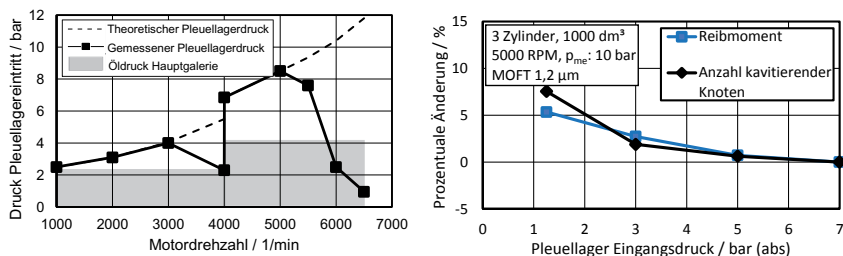


Bild 4: Links: Gemessener Druck am Pleuellagereintritt. Rechts: Einfluss auf das Gleitlager

Eine diskontinuierliche Versorgung des Pleuellagers verursacht hochfrequente Druckschwingungen in der Bohrung. Diese werden zum einen durch den Ein- und Austritt in die Nut und zum anderen durch die hydrodynamische Interaktion mit den verbundenen Gleitlagern hervorgerufen. Bild 5 stellt anhand von Messergebnissen den transienten Druckverlauf in einer I-Bohrung mit diskontinuierlicher Versorgung des Pleuellagers dar. Der Druck wird an vier Stellen aufgezeichnet. Neben dem Druck in der Hauptgalerie ( $p_{HL}$ ) und an der Zulaufbohrung ( $p_{ZL}$ ) werden der Maximal- und der Minimaldruck ( $p_{max}$ ,  $p_{min}$ ) in der Versorgungsbohrung dargestellt. Die Schraffierungen stellen die unversorgten Phasen des Pleuellagers dar. Man erkennt, dass der Druck  $p_{min}$  lang anhaltende Niederdruckphasen aufweist und somit Gaskavitation auftritt.

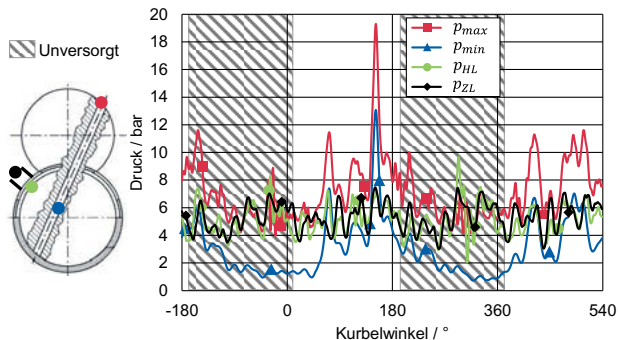


Bild 5: Messbeispiel der dynamischen Öldrücke in der Kurbelwelle [6]

Derartige Druckoszillationen können dazu führen, dass freie Gase, trotz temporär ausreichend hohen Systemdrucks, nicht mehr gelöst werden. Bild 6 erläutert das transiente Verhalten der Gaskavitation. Im Falle einer statischen Zustandsänderung findet die Gaskavitation entlang der Sättigungslinie statt. Bei transienten Zustandsänderungen hingegen, beeinflussen die Löse- und Auslösegeschwindigkeit das Verhalten maßgeblich. So ergeben sich bei Änderung des Drucks zeitliche Verlaufslinien, welche gestrichelt gekennzeichnet sind. Die Länge der Linie verdeutlicht, dass der Lösevorgang deutlich länger anhält als der Auslösevorgang [7]. Diese Vorgänge müssen nach aktuellem Forschungsstand noch weiter erforscht werden.

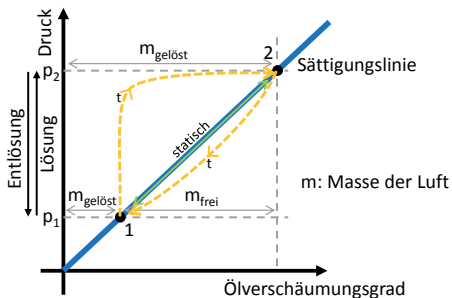


Bild 6: Transiente Betrachtung der Gaskavitation [6], [7]

Die obigen Erläuterungen heben die Notwendigkeit hervor, den Druck in der Versorgungsbohrung mithilfe numerischer Methoden transient abbilden und das Verhalten von freien Gasanteilen besser analysieren zu können. Im Folgenden wird ein Berechnungsansatz vorgestellt, welcher es ermöglicht einer Gleitlagersimulation detaillierte Versorgungsrandbedingungen zu liefern, um so Schmiersysteme gesamtheitlich betrachten zu können.



### 3. Gekoppelte Gleitlagerberechnung

#### 3.1 Modellbildung

Wird die Bohrung vereinfacht als hydraulische Kapazität betrachtet, ist es möglich, durch Bilanzierung der ein- und ausfließenden Volumenströme, den Druck transient zu berechnen. Die hydraulische Kapazität ist definiert als das Verhältnis aus Volumenstrom zum zeitlichen Druckdifferential [2]. So gilt:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{1}{\beta \cdot V_B} \cdot \frac{dV_{Fl}}{dt} \Leftrightarrow p(t) = \int \frac{1}{\beta \cdot V_B} \cdot \frac{dV_{Fl}}{dt} dt$$

Entsprechend entscheidet – neben dem Kompressibilitätskoeffizienten  $\beta$  – das Fluidvolumen innerhalb des Bohrungsvolumens  $V_B$  über den Druckverlauf. Die Volumenströme an den jeweiligen Bohrungsenden können anhand der hydrodynamischen Druckverteilung der anliegenden Gleitlager bestimmt werden. Das im Folgenden verwendete Gleitlagermodell basiert auf einer massenkonservativen Lösung der Reynoldsschen Differentialgleichung [3].

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho_M h^3}{12 \eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\rho_M h^3}{12 \eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{u_1 + u_2}{2} \frac{\partial}{\partial x} (\rho_M h) + \frac{\partial (\rho_M h)}{\partial t}$$

Mithilfe der in Bild 7 (links) vorgegebenen Druckverteilung im Schmierfilm eines Gleitlagers soll die Volumenstrombestimmung grafisch erläutert werden. Unter Belastung eines Gleitlagers durch eine äußere Kraft, bildet sich ein charakteristischer Druckverlauf im Schmierfilm aus, der die Kraft aufnimmt. Durchläuft eine Versorgungsbohrung dieses Druckgebiet, kommt es an dieser Stelle zu einem Druckeinbruch. Im Falle einer sehr geringen Krafteinwirkung kann ebenso ein Druckanstieg entstehen. Der ein- bzw. ausfließende Volumenstrom kann somit anhand des Druckgradienten bestimmt werden [6]:

$$q = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{u_1 + u_2}{2} h$$

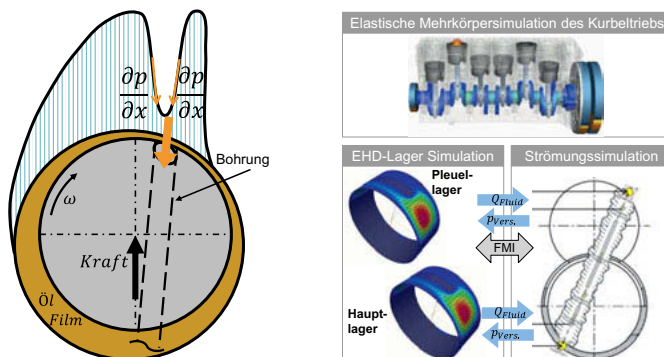


Bild 7: Links: Hydrodynamische Druckverteilung. Rechts: Schema Simulationsmodell

Der Lösungsansatz besteht darin eine gekoppelte Simulation aufzubauen, welche zum einen die hydrodynamische Druckverteilung im Lager berechnet und zum anderen eine Strömungssimulation für die Bohrung durchführt. Bild 7 (rechts) beschreibt die hier genannte gekoppelte Gleitlagerberechnung. Sie besteht aus den drei Systemelementen:

- Elastische Mehrkörpersimulation des Kurbeltriebs
- Elasto-hydrodynamisches (EHD) Gleitlagermodul
- Strömungssimulation von Rohrleitungen

Die Dynamik des Kurbeltriebs wird durch eine Mehrkörpersimulation mit FEV Virtual Dynamics abgebildet. Das darin integrierte EHD-Gleitlagermodul ermöglicht die Ermittlung der Druckverteilung im Lager und der Volumenströme in die Bohrungen.

Eine Modellierung der Bohrung als vereinfachte Kapazität würde aufgrund der fehlenden Betrachtung der Gasblasenbildung und der Strömungsverluste zu groben Fehlern führen [2]. Stattdessen wird eine zweiphasige eindimensionale Strömungssimulation verwendet.

Als Eingangsgröße benötigen die Gleitlager einen Versorgungsdruck an den Bohrungspositionen. Diese Randbedingung wird von der Strömungssimulation bereitgestellt. Beide Simulationsumgebungen werden zum Datenaustausch über das standardisierte Functional Mock-Up Interface (FMI) miteinander gekoppelt.

### 3.2 Simulationsergebnisse

Das folgende Diagramm zeigt die Validierung des Simulationsansatzes anhand eines Vierzylinder-Motors. Das Versorgungssystem besteht aus einer 180°-Nut in der oberen Hauptlagerschale und einer I-Bohrung (Bild 8, links) [6].

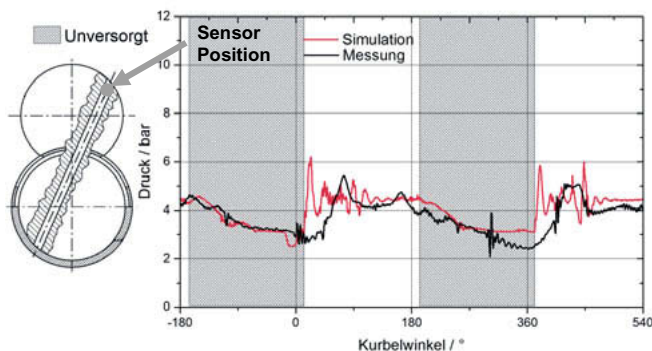


Bild 8: Validierung der transienten Öldrücke (3000 1/min, Versorgungsdruck 4 bar) [6]

Das Simulationsmodell ist in der Lage das Druckverhalten in der Bohrung qualitativ abzubilden. Im Hinblick auf Gaskavitation sind vor allem die Druckamplituden und die zeitliche Dauer von Niederdruck- und Hochdruckphase relevant. Beide Größen werden gleichwertig reproduziert, sodass eine Gasauslösung im Simulationsmodell unter ähnlichen Druckverhältnissen stattfinden kann. Betrachtet man die Zeitpunkte des Druckanstiegs an den Eintritt in den versorgten Bereich, ist ein Phasenversatz zu erkennen. Eine mögliche Ursache dafür ist eine nicht ausreichend hohe Elementanzahl des hydrodynamischen Netzes, welche für die Berechnung gewählt wurde. Ein grob gewähltes Netz kann dazu führen, dass die Bohrung verspätet oder verfrüht in die Nut eindringt und so der Zeitpunkt des Druckanstiegs verschoben wird.

Zusätzlich treten in den Simulationsergebnissen stärkere Oszillationen auf. Diese können ebenfalls durch den oben erwähnten versetzten Ein- bzw. Austritt entstehen. Eine weitere mögliche Ursache ist ein zu gering angenommener Ölverschäumungsgrad, da höhere freie Gasanteile in der Bohrung eine dämpfende Wirkung auf den Druckverlauf zeigen.

#### **4. Zusammenfassung**

Das Öl im Schmiersystem eines Verbrennungsmotors unterliegt höchsten Belastungen. Neben hohen Zentrifugalkräften sind hochfrequente Anregungen unter hohen Temperaturen zu nennen. Die entwickelte Simulationsmethodik bietet die Möglichkeit, das Schmiersystem eines Verbrennungsmotors gesamtheitlich zu untersuchen. Der physikalische Lösungsansatz basiert auf einer gekoppelten Simulation, welche zum einen die hydrodynamische Druckverteilung im Lager berechnet und zum anderen eine Strömungssimulation für die Bohrung in der Kurbelwelle durchführt. Der Kurbeltrieb wird dabei mit einer flexiblen Mehrkörpersimulation abgebildet. Das EHD-Gleitlagermodul ist darin integriert. Das Gleitlager benötigt transiente Versorgungsdrücke an den Eintrittsstellen. Diese Randbedingungen werden von der Strömungssimulation bereitgestellt [6].

Der Vergleich von Messung und Simulation zeigt eine gute Übereinstimmung der transienten Druckverläufe in der Kurbelwelle. Die Berechnungsmethodik stellt den qualitativen Verlauf gleichwertig dar und gibt auch quantitativ ähnliche Druckwerte wieder. Sie kann dazu genutzt werden das Verhalten der Gaskavitation im Schmiersystem zu untersuchen. Des Weiteren lassen sich optimierte Schmiersysteme entwickeln, welche aufgrund einer präziseren Modellierung der Hydrodynamik eines Gleitlagers grenznäher ausgelegt werden können.

## Literaturverzeichnis

- [1] Pischinger, S. „Verbrennungskraftmaschinen 1“, Vorlesungsumdruck, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, RWTH Aachen University, 2009
- [2] Murrenhoff, H. „Grundlagen der Fluidtechnik Band Teil 1: Hydraulik“, 7.Auflage, Institut für fluidtechnische Antriebe und Steuerungen, RWTH Aachen, 2012
- [3] Back, A., Dissertation „Elasto-hydrodynamische Gleitlagermodellierung im Umfeld einer hybriden Mehrkörpersimulation“, RWTH Aachen, 2017
- [4] Orlowsky, K., Dissertation „Druckdynamische Effekte bei der Ölversorgung von Gleitlagern in Verbrennungsmotoren“, RWTH Aachen, 2004
- [5] Maassen, F., Koch, F., and Pischinger, F., "Connecting Rod Bearing Operation with Aerated Lube Oil," SAE Technical Paper 981404, 1998
- [6] Pendovski D., Pischinger S., Uhlmann T., Plettenberg M., „Dynamische Öldrücke im Pleuellager und ihre Bedeutung bei der Entwicklung eines VCR-Pleuels“, Simulation und Test 2018
- [7] Zhou J, Vacca A, Manhartgruber B., “A Novel Approach for the Prediction of Dynamic Features of Air Release and Absorption in Hydraulic Oils”, ASME, J. Fluids Eng, 2013, 135(9):091305-091305-8

# Auslegung eines hochbelasteten Radialgleitlagers mit Hilfe einer Multi-Parameter-Optimierung

M.Sc. **Vincent Hoffmann**, Tribo Technologies GmbH, Magdeburg;  
Prof. Dr.-Ing. habil. **Dirk Bartel**, Lehrstuhl für Maschinenelemente und Tribologie, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg;  
M.Eng. **Christian Stelzer**, CADFEM GmbH, Grafting b. München

## 1. Kurzfassung

Vorgestellt wird ein Verfahren zur Multi-Parameter-Optimierung eines hoch belasteten Gleitlagers, das durch einen Doppelsteg im Gehäuse abgestützt wird. Bei diesem Gleitlager spielen elastische Verformungen, die Erwärmung des Schmierstoffs und eventuell auftretende Mischreibung eine wesentliche Rolle. Mit Hilfe des Berechnungstools „Tribo-X inside ANSYS“ werden DoE-basierte thermo-elastohydrodynamische Berechnungen durchgeführt, die die Grundlage für eine antwortflächenbasierte Optimierung mit „ANSYS DesignXplorer“ liefern.

Das Verfahren wird erfolgreich für die Optimierung eines Gleitlagers und seiner Lagerumgebung in einem definierten Parameterraum angewendet. Dabei werden Geometriegrößen, die Schmierstoffzufuhr und die Abstützung des Gleitlagers in der Lagerumgebung variiert. Das mit Hilfe der Optimierung bestimmte Gleitlager weist hierbei minimierte Werte hinsichtlich der entstehenden Reibungsverluste, der maximalen Schmierstofftemperatur und des hydrodynamischen Maximaldrucks auf.

## 2. Abstract

A method for a multi-parameter-optimization of a double flange journal bearing which is exposed to high load is presented. Elastic deformations, lubricant heating due to friction as well as possible solid contact pressures resulting from mixed friction play a major role for this kind of journal bearing. DoE-based thermo-elasto-hydrodynamic simulations with the simulation tool “Tribo-X inside ANSYS” are conducted, which are the basis for a response surface based optimization with “ANSYS DesignXplorer”.

The method is successfully applied to the optimization of a journal bearing and its surrounding in a predefined parameter range. Therefore the dimensions of the journal bearing, the lubricant supply and the bearing surrounding is varied. The determined journal bearing has minimized values according to friction losses, maximum lubricant temperature as well as maximum hydrodynamic pressure.

### 3. Motivation und Stand der Technik

Durch die Kombination von mathematischen Optimierungsmethoden mit Simulationsmodellen können ingenieurtechnische Probleme hinsichtlich einer Zielfunktion minimiert oder maximiert werden. Dabei besteht das Ziel darin, Handlungsalternativen für Systeme zu identifizieren, deren Verhalten bei Änderung von Einflussgrößen nicht trivial vorhersagbar ist.

Bei der Gestaltung von hydrodynamischen Gleitlagern hat der Konstrukteur diverse Möglichkeiten, das Tragverhalten zu beeinflussen. Dieses wird sowohl durch die Abmessungen des Gleitlagers wie den Durchmesser, die Breite und das Lagerspiel beeinflusst. Aber auch die elastischen Eigenschaften, die durch die Gestaltung der Lagerumgebung und die Wahl des Lagerwerkstoffs bestimmt werden, spielen neben anderen Einflussgrößen eine wesentliche Rolle. Bei leicht bis moderat belasteten Gleitlagern ist eine vollständige Trennung der Oberflächen von Welle und Gleitlager gewährleistet. Eine grobe Abschätzung der Tragfähigkeit kann in diesem Bereich mit Hilfe von analytischen Berechnungsverfahren nach [1] bzw. [2] erfolgen. Eine andere Möglichkeit hydrodynamische Gleitlager zu berechnen, besteht in der Lösung der Reynolds'schen Differentialgleichung, mit der relevante Strömungsgrößen wie der Druck, die Temperatur und die dynamische Viskosität im Schmierpalt berechnet werden können [3]. Im Vergleich zur komplexen CFD-Simulation ist die erforderliche Rechenzeit und –kapazität deutlich geringer.

Bei hoch belasteten Gleitlagern treten einerseits elastische Verformungen infolge des im Schmierpalt wirksamen hydrodynamischen Drucks auf. Andererseits kann es zum Kontakt der Oberflächenrauheiten von Welle und Gleitlager und somit zu Mischreibung kommen. Eine zuverlässige Berechnung dieser hoch belasteten Gleitlager erfordert eine Erweiterung der Reynolds'schen Differentialgleichung um eine elasto-hydrodynamische Kopplung und ein Mischreibungsmodell wie in [6].

Die vorgestellten numerischen Berechnungsmethoden kommen bereits im Auslegungsprozess für Gleitlager zum Einsatz. Hierbei wird in der Regel so vorgegangen, dass einzelne Gleitlagervarianten entworfen werden, für die die numerischen Simulationen durchgeführt werden. Auf Basis einer besser/schlechter-Aussage erfolgt dann eine Auswahl des Gleitlagers für die Anwendung. Mit der simulationsbasierten Optimierung existiert ein Verfahren, mit Hilfe dessen verschiedene Varianten innerhalb vorgegebener Grenzen automatisiert erzeugt werden können. Eine hinreichend schnelle Lösung des Berechnungsmodells vorausgesetzt, ist es somit möglich, das Systemverhalten für hydrodynamische Gleitlager in den vorgegebenen Grenzen effizienter zu bewerten und die bestmögliche Lösung abzuleiten.

Basierend auf einem Design of Experiments (DoE)-Ansatz und einem parametrisierten Gleitlagermodell wird eine Vielzahl von Varianten mit Hilfe des zugrundeliegenden Simulationsmodells automatisiert berechnet. Zwischen diesen Lösungspunkten erfolgt eine mathematische Interpolation. Werden hinreichend viele Stützpunkte bzw. Gleitlagerdesigns für das Problem berechnet, kann das Systemverhalten innerhalb der festgelegten Grenzen abgebildet und auf Basis dieser Kenntnis eine anforderungsabhängige, optimale Lösung abgeleitet werden.

Nachfolgend wird für ein hoch belastetes Gleitlager eine solche simulationsbasierte Optimierung durchgeführt. Für die Berechnung kommen die Simulationstools „Tribo-X inside ANSYS“ (Gleitlagerberechnung) sowie „ANSYS DesignXplorer“ (Optimierer) zum Einsatz. Die Berechnung des Gleitlagers basiert auf einer erweiterten Reynolds'schen Differentialgleichung und berücksichtigt elastische Verformungen und Mischreibungszustände.

#### 4. Gleitlageroptimierung

Neben der Gewährleistung einer ausreichenden Tragfähigkeit besteht ein wesentliches Ziel bei der Auslegung von Gleitlagern häufig darin, die Reibungsverluste zu reduzieren, um den Gesamtwirkungsgrad der Maschine zu erhöhen. Zudem dürfen einerseits zulässige Grenztemperaturen des Schmieröls nicht überschritten werden, um eine kontinuierliche Einsatzfähigkeit und gewünschte Ölwechselintervalle zu gewährleisten, andererseits müssen auch die hydrodynamischen Drücke unterhalb von vorgegebenen Grenzwerten der Gleitlagerwerkstoffe bleiben, um einer Beschädigung der Lageroberflächen vorzubeugen. Ziel der hier vorgestellten Optimierung ist eine Reduktion der Reibungsverluste des Gleitlagers bei gleichzeitiger Minimierung der hydrodynamischen Drücke und Schmierstofftemperaturen. Die Zielparameter für das gewählte Beispiel sind in Tabelle 1 zusammengefasst.

Tabelle 1: Zielstellung der Optimierung

Zu optimierende Ergebnisgröße	Symbol	Ziel
Reibungsverluste	$P_{\text{Reib}}$	minimieren
Max. Schmierstofftemperatur	$T_{\text{max}}$	minimieren
Max. hydrodynamischer Druck	$p_{\text{max}}$	minimieren

Bei der Auslegung des Gleitlagers kann der Konstrukteur zumeist nicht frei agieren, sondern muss den Gestaltungsspielraum innerhalb von konstruktiven Restriktionen ausschöpfen.

Hierbei können Beschränkungen hinsichtlich des zur Verfügung stehenden Bauraums oder des maximalen Schmierstoffzufuhrdrucks bestehen, mit dem das Gleitlager versorgt werden kann. Bei anderen Einflussgrößen ist nicht bekannt wie sich diese auf das Tragverhalten auswirken. Wie sollte die Lagerumgebung gestaltet werden, um das Tragverhalten des Gleitlagers möglichst günstig zu beeinflussen? Wie sollte das Lagerspiel in Verbindung mit der Rauheit der Wellen- und Lageroberfläche gewählt werden, wenn ein Betrieb des Systems im Bereich der Mischreibung erwartet wird?



Abbildung 1: Bronzegleitlager in einem Gusseisengehäuse

In Abbildung 1 ist ein Bronzegleitlager dargestellt, das über eine Doppelstegkonstruktion in einem Stehlagergehäuse aus Gusseisen abgestützt wird und mit einem ISO-VG 46 Öl versorgt wird. Dieses Gleitlager wird für einen stationären Betriebspunkt und einen festgelegten Parameterraum optimiert. Die dazugehörigen Daten sind in Tabelle 2 zusammengefasst.

Tabelle 2: Parameterraum und Betriebspunkt

Eingangsparameter	Symbol	von	bis	Einheit
Lagerdurchmesser	$D_{\text{Lager}}$	80	100	mm
Lagerbreite	$B$	30	50	mm
Lagerspiel	$\psi$	1	2,5	‰
Durchmesser der Schmierstoffzuführbohrung	$d_{\text{zu}}$	3	8	mm
Versorgungsdruck	$p_{\text{zu}}$	1	5	bar
Relative Breite des abstützenden Stegs	$B_{\text{Stütz}}$	20	45	%
Quadratische Mittenrauheit der Welle	$R_{q\text{Welle}}$	0,8	1,6	$\mu\text{m}$
<b>Betriebspunkt</b>				
Belastung	$F$	10		kN
Drehzahl	$N$	500		1/min
Schmierstoffzuführtemperatur	$T_{\text{zu}}$	60		°C
Schmierstoff	ISO-VG 46			



Hierbei werden Abmessungen des Gleitlagers (Lagerdurchmesser, Breite, Lagerspiel), die Schmierstoffzufuhr (Zufuhrdruck, Durchmesser der Zuführbohrung) sowie oberflächen-spezifische Parameter (quadratische Mittenrauheit der Welle) variiert. Die Oberfläche des Gleitlagers wird mit einer konstanten quadratischen Mittenrauheit von  $R_{q\text{Lager}}=1,2\text{ }\mu\text{m}$  angenommen.

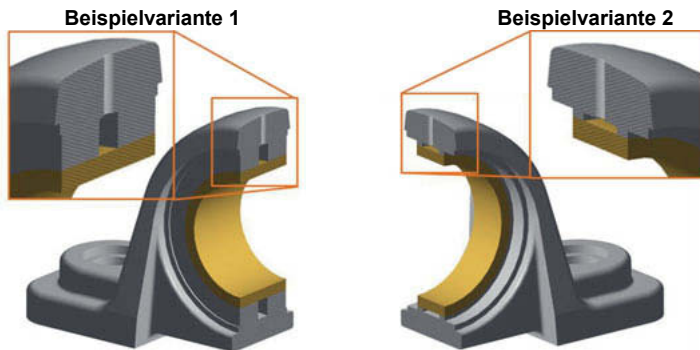


Abbildung 2: Exemplarische Geometrievarianten des parametrischen CAD-Modells

Durch eine Variation der relativen Breite der Stege, die das Gleitlager abstützen, werden dabei auch die elastischen Eigenschaften der Lagerumgebung beeinflusst. Der Parameter  $B_{\text{Stütz}}$  ergibt sich aus dem Verhältnis der Breite des Steges bezogen auf die Breite des gesamten Gleitlagers. Da die verwendete Simulationssoftware auf CAD-Daten basiert, ist ein parametrisiertes CAD-Modell des Gleitlagers samt Umgebung erforderlich, mit dem der gesamte Parameterraum abgebildet werden kann. In Abbildung 2 sind zwei verschiedene Geometrievarianten des Parameterraums exemplarisch dargestellt, bei denen die Breite, der Lagerdurchmesser und die relative Breite des abstützenden Steges verschieden sind.

## 5. DoE-basierte thermo-elastohydrodynamische Simulation des Gleitlagers

Infolge der hohen Belastungen wird die Tragfähigkeit des Gleitlagers maßgeblich durch die elastischen Verformungen der Lagersoberfläche bestimmt. Außerdem ist zu erwarten, dass das Lager in der Mischreibung laufen kann, bei der ein Teil der Belastung durch den Kontakt von Oberflächenrauheiten aufgenommen wird und die Schmierfilmtemperatur durch die entstehende Grenzreibung in der Kontaktzone maßgeblich beeinflusst wird. Eine richtige Abbildung des Systems erfordert daher eine thermo-elastohydrodynamische (TEHD) Berechnung unter Berücksichtigung von möglichen Mischreibungszuständen.

Hinzu kommt, dass für die Optimierung des beschriebenen Gleitlagers im gegebenen Parameterraum die Lösung mehrerer hundert Varianten notwendig und somit ein effizientes Berechnungswerkzeug erforderlich ist.

Die Strömungsberechnung der Gleitlager erfolgt auf Basis der verallgemeinerten Reynolds'schen Differentialgleichung. Durch eine Kopplung mit der Finite-Elemente-Methode wird die elastische Verformung der Spaltoberfläche und der Lagerumgebung mit berücksichtigt. Die elastischen Deformationen des Schmierspalts werden hierbei auf Basis einer Nachgiebigkeitsmatrix ermittelt, die durch eine statische Reduktion unmittelbar aus dem FE-Modell abgeleitet werden kann, siehe Abbildung 3.

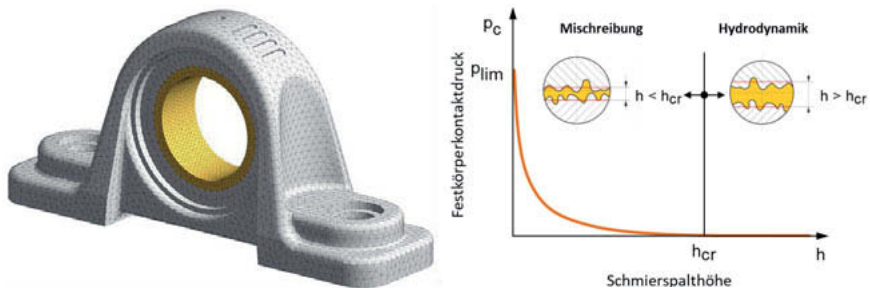


Abbildung 3: FE-Modell des Stehlagers zur Ableitung der Nachgiebigkeitsmatrix (links) und integrale Festkörperkontaktdruckkurve (rechts)

Mit Hilfe von Mischreibungskennfeldern, die die integrale Festkörperkontaktdruckkurve sowie Druck- und Scherflussfaktoren enthalten [7], werden die Gleitlagervarianten berechnet, die sich in Mischreibung oder am Mischreibungsübergang befinden. Um für diese Untersuchung eine Variation der Oberflächenparameter durchführen zu können, wird auf einen analytischen Ansatz zur Bestimmung der Mischreibungskennfelder zurückgegriffen [8], der neben der quadratischen Mittenrauheit der Welle und des Gleitlagers auch vom plastischen Fließdruck  $p_{lim}$  der weicheren Lageroberfläche abhängt. Hierzu ist exemplarisch eine Festkörperkontaktdruckkurve in Abbildung 3 dargestellt, aus der die kritische Schmierspalthöhe  $h_{cr}$  hervorgeht, unterhalb derer das Lager in der Mischreibung laufen würde.

Zusätzlich werden die im Schmerspalt auftretenden Temperaturen durch Lösung der Energiegleichung bestimmt. Hierbei wird sowohl die Erwärmung des Öls infolge der Flüssigkeitsreibung als auch durch die ggf. auftretende Grenzreibung in der Kontaktzone sowie die Wärmeabgabe an die Lagerumgebung berücksichtigt. Die Abhängigkeit der dynamischen Viskosität des Schmieröls von der Temperatur wird in dem Simulationsmodell durch die Vogel-Gleichung abgebildet. Alle für die Optimierung berechneten Lagerdesigns basieren somit auf einer vollständigen thermo-elastohydrodynamischen Berechnung.

## 6. Antwortflächenbasierte Optimierung

Für das hoch beanspruchte Gleitlager wird eine antwortflächenbasierte Optimierung mit dem „ANSYS DesignXplorer“ durchgeführt. Soll ein System hinsichtlich mehrerer Parameter auf Basis von Antwortflächen optimiert werden, ist es erforderlich, Stützstellen (Gleitlagerdesigns mit zuvor festgelegten Parametern) zu berechnen. Die Ermittlung dieser Stützstellen erfolgt für diese Untersuchung DoE-basiert mit Hilfe des Sparse-Grid-Verfahrens. Hierbei wird zunächst eine Antwortfläche durch Berechnung einer geringen Zahl von Stützstellen initialisiert, wobei die Antwortfläche den Zusammenhang zwischen Eingangsparametern und auszuwertenden Ergebnisgrößen darstellt. Der Vorteil des Sparse-Grid-Verfahrens besteht nun darin, dass sich die gebildete Antwortfläche in Abhängigkeit der lokalen Gradienten selbst verfeinert. Für Parameter, die linear von der jeweiligen Ergebnisgröße abhängen, werden dabei wenige zusätzliche Stützstellen generiert und berechnet - für Parameter, die nichtlinear von den Ergebnissen abhängen, werden viele Stützstellen erzeugt. Auf diese Weise wurden insgesamt 670 Berechnungen durchgeführt, die als Grundlage für die Generierung der Antwortflächen und der anschließenden Optimierung dienen. Als Grad für die Abbildungsgenauigkeit des Systems dient der sogenannte Determinationskoeffizient, der möglichst nahe an dem Wert 1 liegen sollte. Für die hier vorgestellte Optimierung wurde für die auszuwertenden Ergebnisgrößen ein Wert von 0,96 oder höher erreicht.

## 7. Ergebnisauswertung auf Basis der Stützstellen

Die 670 berechneten Stützstellen sind über den gesamten Parameterraum verteilt. Für den gewählten Betriebspunkt befinden sich die Gleitlager dabei teilweise im Bereich der Flüssigkeits- und teilweise im Bereich der Mischreibung, woraus starke Schwankungen der Ergebnisgrößen resultieren. Die berechneten Reibleistungen liegen im Bereich zwischen 30 und 1.400 Watt, die berechneten maximalen Schmierstofftemperaturen zwischen 60 und 370 °C und die maximalen hydrodynamischen Drücke zwischen 5 und 30 MPa.

Die Lagerdesigns, für die sehr hohe Temperaturen und Reibungsverluste ermittelt werden, können im realen System nicht mehr betrieben werden, da der Schmierstoff und/oder Lagerwerkstoff bereits versagen würden. Dennoch dienen diese Designs als Stützstellen für die Antwortfläche und geben Aufschluss darüber welche Parameterbereiche gemieden werden sollten. In Tabelle 3 sind die Ergebnisse für die Lagerdesigns mit dem geringsten Reibungsverlust (Variante 1), der geringsten Schmierstofftemperatur (Variante 2) und dem geringsten hydrodynamischen Druck (Variante 3) aufgeführt.

Tabelle 3: Berechnete Lagerdesigns (Stützstellen) mit geringster Reibung, Temperatur und niedrigstem hydrodynamischen Druck

Eingangsparameter	Var. 1 ( $P_{\text{Reib}} \downarrow$ )	Var. 2 ( $T_{\text{max}} \downarrow$ )	Var. 3 ( $p_{\text{max}} \downarrow$ )	Einheit
Lagerdurchmesser	80	90	100	mm
Lagerbreite	42,2	40	50	mm
Lagerspiel	2,5	1,75	1	‰
Durchmesser der Schmierstoffzufuhrbohrung	8	6,75	3	mm
Versorgungsdruck	1	3	1	bar
Relative Breite des abstützenden Stegs	45	32,5	20	%
Quadratische Mittenrauheit der Welle	0,8	1,2	1,6	µm
<b>Ergebnisgröße</b>				
Reibungsverluste	32,7	42,9	66,4	W
Maximale Temperatur	62,5	60	62	°C
Max. hydrodyn. Druck	13,9	10,4	4,9	MPa
Festkörpertraganteil	0,15	0,25	0	%

Variante 1 entspricht dem Gleitlager, das unter allen berechneten Designs, die geringsten Reibungsverluste aufweist. Verglichen mit Variante 3 (minimaler hydrodynamischer Druck) sind die berechneten Reibungsverluste etwa halb so groß. Für die Variante mit den geringsten ermittelten Temperaturen liegen die berechneten Reibungsverluste und der maximale hydrodynamische Druck wiederum zwischen Variante 1 und 2. Betrachtet man die zu den Berechnungsvarianten gehörenden Parameter, so fällt auf, dass diese hinsichtlich der Eingangsparameter stark schwanken. Sowohl der Lagerdurchmesser, das Lagerspiel, die relative Stegbreite als auch die Rauheit der Oberfläche decken nahezu den gesamten Parameterbereich aus Tabelle 2 ab. Dennoch bildet die Gesamtheit der berechneten Stützstellen den Parameterraum nur grob ab, da bei der Erzeugung der Stützstellen zumeist mehr als ein Parameter variiert und nicht jede denkbare Parameterkombination berechnet wird. So können auch Lagerdesigns in Tabelle 3 enthalten sein, die noch nicht das tatsächliche, globale Optimum darstellen.

Variante 3 weist z.B. einen sehr hohen Wert für die quadratische Mittenrauheit der Welle auf, der im Hinblick auf den Mischreibungsbereich ungünstig ist. Eine Berechnung für eine kleinere Mittenrauheit hätte nahezu identische Werte für den maximalen hydrodynamischen Druck zur Folge, wurde aber durch das verwendete DoE-Verfahren, welches seine Stützstellen eigenständig ermittelt, nicht berechnet.

## 8. Ergebnisauswertung auf Basis der Antwortflächen

Die in Tabelle 3 dargestellten Designs stellen nur die jeweils besten Gleitlager hinsichtlich einer zu optimierenden Größe dar. Außerdem sind sie nur eine Auswahl aus einer zuvor berechneten Anzahl an Stützstellen. Das gesuchte - für den definierten Parameterraum optimale Gleitlager - ist aller Wahrscheinlichkeit nach nicht in dieser Auswahl enthalten, sondern liegt irgendwo zwischen den Stützstellen im Parameterraum und soll mit Hilfe der Antwortfläche bestimmt werden.

Die resultierende Antwortfläche hat infolge der sieben Eingangsparameter und drei Ergebnisgrößen insgesamt zehn Dimensionen und ist daher nicht mehr grafisch darstellbar. Es lässt sich aber eine Ergebnisgröße über zwei Eingangsparameter darstellen. Beispielhaft ist in links die Reibleistung über der Lagerbreite und dem –durchmesser abgebildet.

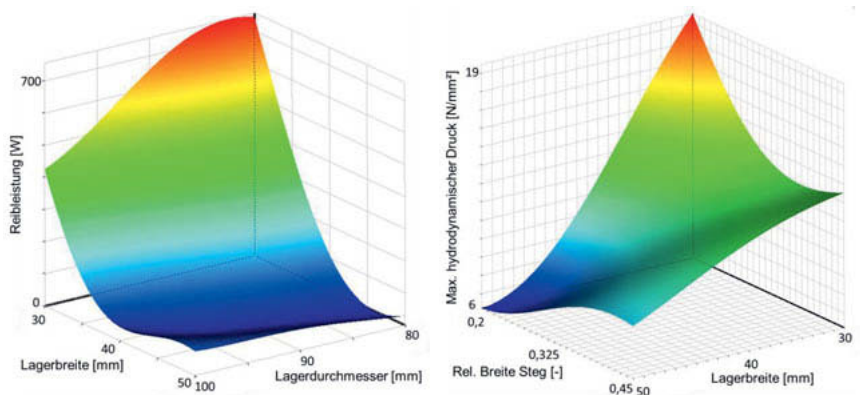


Abbildung 4: Reibleistung über Lagerbreite und –durchmesser (links); max. hydrodyn. Druck über der rel. Breite des Stegs und der Lagerbreite (rechts)

Infolge der geringen hydrodynamischen Tragfähigkeit bei geringer Lagerbreite und –durchmesser (roter Flächenbereich) befinden sich die resultierenden Gleitlagervarianten deutlich in der Mischreibung, woraus sich hohe Reibungsverluste ergeben.

Sind sowohl der Lagerdurchmesser als auch die Lagerbreite groß, so resultieren deutlich geringere Reibleistungen. Mit Hilfe der Antwortfläche kann der Parameterbereich mit den geringsten Verlusten bestimmt werden. Für den untersuchten Betriebspunkt liegt dieser in dem blauen Flächenbereich bei geringen Lagerdurchmessern und großen Lagerbreiten. In rechts ist der hydrodynamische Druck über der Lagerbreite und der relativen Breite des Doppelstegs aufgeführt (siehe auch Abbildung 2). Während sich bei einem Gleitlager mit einer Lagerbreite von z.B. 50 mm eine geringe Breite des abstützenden Doppelstegs bezüglich der wirksamen hydrodynamischen Drücke als günstig erweist (blauer Flächenbereich), sollten die Stege bei geringen Lagerbreiten stabiler ausgeführt werden (grüner Flächenbereich in der rechten Ecke).

Mit Hilfe der Antwortfläche und einer Multiparameterauswertung wurden die Eingangsparameter hinsichtlich der in Tabelle 1 formulierten Zielstellungen für den gegebenen Betriebspunkt optimiert. Das Ergebnis dieser Optimierung ist das in Tabelle 4 beschriebene Lagerdesign.

Tabelle 4: Für den Betriebspunkt optimiertes Gleitlager

Parameter	Optimum		Einheit
Lagerdurchmesser	83,8		mm
Lagerbreite	49,6		mm
Lagerspiel	1		%
Durchmesser der Schmierstoffzufuhrbohrung	4,5		mm
Versorgungsdruck	1,8		bar
Rel. Breite des abstützenden Stegs	20		%
Quadr. Mittenrauheit der Welle	0,82		µm
Ergebnisgröße	Antwortfläche	Verifizierung	
Reibungsverluste	49,7	46,7	W
Maximale Temperatur	61,2	60	°C
Max. hydrodyn. Druck	5,0	5,5	MPa
Festkörpertraganteil	0,3	0,0	%

Das im Rahmen der Optimierung erhaltene Gleitlager weist eine Verlustleistung von knapp 50 W auf, die erwartete Schmierstofftemperatur liegt nur knapp über der Zuführtemperatur von 60 °C und der maximal auftretende Druck beträgt 5 MPa. Damit liegen die Ergebniswerte des optimierten Gleitlagers am unteren Ende des Spektrums des Parameterraums für die auftretenden Reibungsverluste (zwischen 30 und 1.400 Watt), die maximale Schmierstofftemperatur (zwischen 60 und 370 °C) und den maximalen hydrodynamischen Druck (zwischen 5 und 30 MPa).

Auch im Vergleich mit den Lagerdesigns aus Tabelle 3 stellt das optimierte Gleitlager eine deutliche Verbesserung dar. Auch wenn es im Vergleich mit den dargestellten Varianten nicht hinsichtlich jeder Größe einen geringeren Wert liefert, so kann es allen formulierten Zielen eher gerecht werden.

Durch eine abschließende TEHD-Berechnung mit den aus der Optimierung gewonnenen Werten für die Eingangsparameter werden die erhaltenen Ergebniswerte verifiziert. Hierbei kann eine gute Übereinstimmung zwischen den aus der Antwortfläche und den endgültig berechneten Ergebnisgrößen erreicht werden.

## 9. Zusammenfassung

Es wurde ein Verfahren zur antwortflächenbasierten Multi-Parameter-Optimierung von Gleitlagern vorgestellt. Dafür notwendige Stützstellen (Lagerdesigns) wurden mit Hilfe von thermo-elastohydrodynamischen Berechnungen erzeugt. Das Verfahren wurde auf ein Gleitlager angewendet, das durch einen Doppelsteg im Gehäuse abgestützt wird. Dabei werden die Abmessungen des Gleitlagers, die Schmierstoffzufuhr und die Lagerumgebung variiert. Mit Hilfe von insgesamt 670 Stützstellenberechnungen wurde eine Antwortfläche abgeleitet, die den Zusammenhang zwischen den Eingangsparametern und Ergebniswerten wiedergibt. Mit Hilfe dieser Antwortfläche wurden optimale Eingangsparameter für das Gleitlager abgeleitet, die zu geringsten Reibungsverlusten bei gleichzeitig minimalen Schmierstofftemperaturen und hydrodynamischen Drücken geführt haben.

Das vorgestellte Verfahren kann Konstrukteuren bei einer zielgerichteten Auslegung sowohl von moderat belasteten Gleitlagern in der Flüssigkeitsreibung als auch von hoch belasteten Gleitlagern in der Mischreibung helfen. Im Vergleich zum herkömmlichen Auslegungsprozess kann somit nicht nur die Tragfähigkeit für einzelne Lagerkonstruktionen nachgewiesen werden, sondern es kann für einen gegebenen Bauraum und andere Restriktionen eine optimale Lagerkonfiguration bestimmt werden. Diese gibt Aufschluss darüber wie Lagerabmessungen, Schmierstoffzufuhr, Materialauswahl und Oberflächenbearbeitung für einen gegebenen Anwendungsfall gewählt werden sollten.

## 10. Literaturhinweise

- [1] DIN 31652 - 1...3: Gleitlager - Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb, 2017.
- [2] ISO 7902 – 1...3: Hydrodynamic plain journal bearings under steady-state conditions - Circular cylindrical bearings - Part 1: Calculation procedure, 2013.
- [3] Bobach, L.; Bartel, D.; Deters, L.: Das dynamisch belastete Radialgleitlager unter dem Einfluss elastischer Verformungen der Lagerumgebung, Tribologie und Schmierungstechnik, 54(1), S. 5-13, 2007.
- [4] Moßmann, T.: Ein Beitrag zur Elastohydrodynamik des instationär belasteten Radialgleitlagers, Dissertation, Universität Karlsruhe, 1993.
- [5] Schwarze, H.: Beitrag zur Erfassung der Schmierverhältnisse im Pleuellager, Dissertation, Technische Universität Clausthal, 1992.
- [6] Bartel, D.; Bobach, L.; Illner, T.; Deters, L.: Simulating transient wear characteristics of journal bearings subjected to mixed friction. Journal of Engineering Tribology 226 , S. 1095-1108, 2012.
- [7] Bartel, D.: Simulation von Tribosystemen – Grundlagen und Anwendungen, Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2010.
- [8] Patir, N.; H.S. Cheng, H.S.: An average flow model for determine effects of three dimensional roughness on partial hydrodynamic lubrication. ASME J. Lubr. Technol. 100, S. 12-17, 1978.
- [9] Bowden, FP; Tabor, D.: Friction and lubrication of solids, revised edition, Clarendon, Oxford, 2001.



# Einsatzgrenzen von Gleitlagern im Bereich der Mischreibung

**F. König, C. Sous, G. Jacobs,**

Institut für Maschinenelemente und Systementwicklung,  
RWTH Aachen University

## Kurzfassung

Anwendungsfelder wie Getriebe in Windenergieanlagen und veränderte Betriebsstrategien wie Start-Stopp-Automatiken führen zu einem erhöhten Anteil des mischreibungsbehafteten Betriebs, der die Gebrauchsdauer eines Gleitlagers einschränkt. Neben Gleitlagerverschleiß, der in gewissen Grenzen eine Tragfähigkeitssteigerung eines Lagers bewirkt, kann es infolge lokaler, mechanischer Überbeanspruchung zum Warmfressen kommen, was einen sofortigen Lagerausfall zur Folge hat. Die Abgrenzung beider Phänomene ist Gegenstand dieses Artikels.

## 1. Einleitung

An Gleitlagerungen in vielen technischen Anwendungen, beispielsweise in Verbrennungsmotoren der aktuellen Generation und in Windenergieanlagen, werden hohe Anforderungen hinsichtlich Verschleiß und Zuverlässigkeit gestellt. Die sequentielle Abschaltung des Verbrennungsmotors zur Kraftstoffeinsparung und Emissionsminderung führt zu einer Erhöhung der Motorstarts von 30.000 auf schätzungsweise 250.000 bis zu 300.000 Startvorgängen über die Lebensdauer. Dieser sog. Start-Stopp-Betrieb in Kombination mit höheren Leistungsdichten bedeutet eine deutlich verschleißkritischere Belastung der Haupt- und Pleuellagerungen [1,2]. Auch in Windenergieanlagen gewinnen Gleitlagerungen aufgrund ihrer erhöhten Leistungsdichte und verbesserten vibroakustischen Eigenschaften (Noise, Vibration, Harshness: NVH) gegenüber Wälzlagern zunehmend an Bedeutung [3]. Für die Anwendung von Gleitlagerungen in Windenergieanlagen müssen bei geringen Wellendrehzahlen und hohen Lasten im sogenannten Schwerlastbetrieb zuverlässig operieren. Die Auslegung von Gleitlagern für eine Betriebsstrategie mit häufigem Start-Stopp und sequentiellem Schwerlastbetrieb erfordert die Erweiterung der Auslegungsgrenzen zu Grenz- und Mischreibungszuständen, vgl. Bild 1.

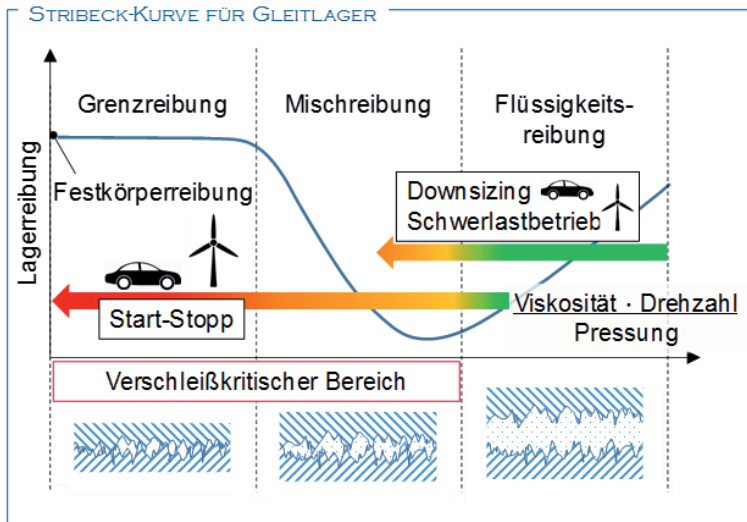


Bild 1: Betriebszustände hydrodynamischer Gleitlager in Abhängigkeit der Gümbel-Hersey-Zahl

## 2. Einsatzgrenzen im Bereich der Mischreibung

Aufbauend auf den Ergebnissen aus Forschungsprojekten (z. B. FVA 755 I, Gleitlagerverschleißgrenzen II) der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) werden in Abhängigkeit von System (Lagerbauform, Werkstoffe, Schmierstoff) und Betriebspunkt drei mögliche Verhaltensweisen für Gleitlager im stationären Mischreibungsbetrieb erwartet:

- (a) Einlaufverschleiß des Gleitlagers mit anschließendem verschleißfreien Betrieb
- (b) Dauerhafter Verschleiß
- (c) Warmfressen

Die Verhaltensweisen (a) und (b) limitieren zwar die Gebrauchsdauer, führen jedoch zunächst nicht zum Ausfall der jeweiligen Maschine oder Anlage. Im Gegensatz dazu führt ein Warmfressen (c) unmittelbar zum Ausfall. Die Differenzierung zwischen verschleißbehafteten jedoch ansonsten unkritischen Betriebsbereichen und Betriebspunkten, in denen es zum Warmfressen kommt, ist von zentraler Bedeutung für die Zuverlässigkeit des jeweiligen Systems.

### (a) Einlaufverschleiß

Während der als Einlaufvorgang bezeichneten Zeit kurz nach der Inbetriebnahme eines Gleitlagers erfolgen eine Einglättung der Rauheiten sowie eine Konturanpassung in Folge von Verschleiß, wie in Bild 2 dargestellt.

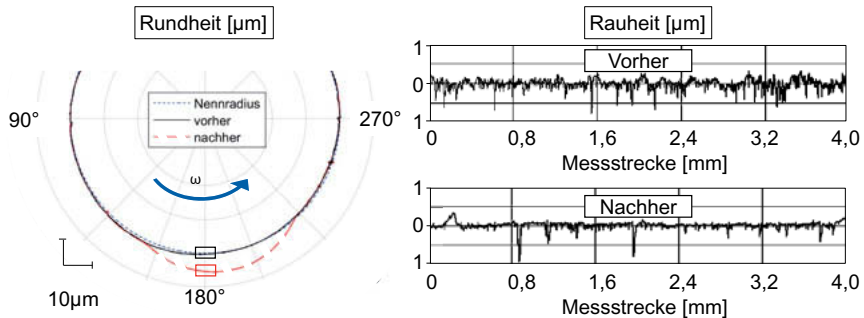


Bild 2: Einlaufverschleiß an Gleitlageroberflächen [4]

Die Prognose von Einlaufverschleiß eines Gleitlagers mit anschließendem verschleißfreien Betrieb erfordert die Berücksichtigung der verschleißinduzierten Veränderung der Kontur und Rauheit. Zur entkoppelten Betrachtung der Einlaufeffekte (Rauheits- und Konturanpassung) wurden Stribeck-Kurven eines 30 mm Bronze-Gleitlagers bei  $p_{spez} = 5 \text{ MPa}$ ,  $40 \text{ °C}$  (isotherm) und Schmieröl ISO VG 32 simuliert. Die Ergebnisse sind Bild 3 dargestellt.

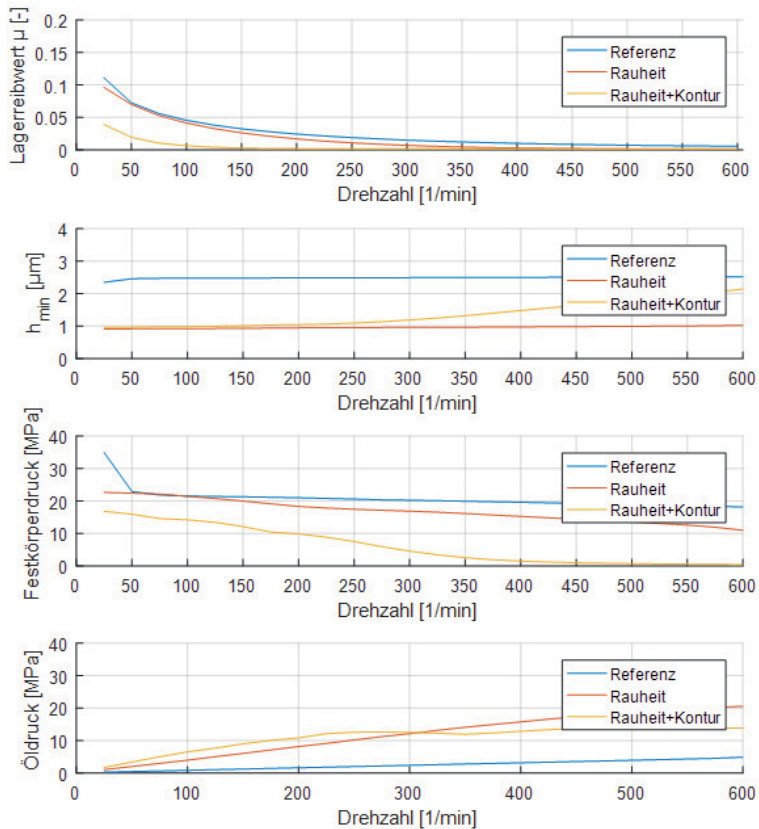


Bild 3: Einfluss der Rauheits –und Konturanpassung auf den Lagerreibwert, minimale Schmierstalthöhe und die maximalen Drücke eines 30 mm Bronze-Gleitlagers ( $B/D = 0,5$ ) bei  $p_{\text{spez}} = 5 \text{ MPa}$ ,  $40^\circ\text{C}$  (isotherm) und Schmieröl ISO VG 32 in Simulationen [6]

Die Ergebnisse der Simulation zeigen, dass insbesondere die Kombination der Rauheits- und Konturanpassung einen signifikanten Einfluss auf den Übergang zur Mischreibung hat. Die Simulation mit geringer Rauheit bewirkt eine deutliche Abnahme des Festkörperkontaktdrucks im Vergleich zur rauen Referenz. Bei zusätzlicher Anpassung der Kontur sinkt der Öldruck bei hohen Drehzahlen, was auf eine Optimierung des Druckaufbaus im konvergenten Schmierstalt zurückzuführen ist.

Werden die Anpassung der Kontur und Rauheit in der Berechnung der Kontaktzustände berücksichtigt, ist eine Prognose von Einlaufverschleiß möglich, vgl Bild 3 [5].

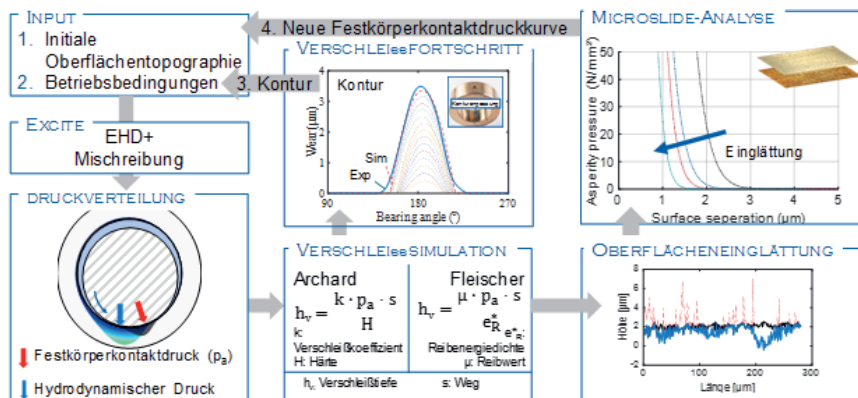


Bild 4: Verschleißprognose unter Berücksichtigung der Rauheits- und Konturanpassung [5]

### (b) Dauerhafter Verschleiß

Der Betrieb eines Gleitlagers unter Betriebsbedingungen, bei denen dauerhafter Verschleiß auftritt, führt zu einer begrenzten Verschleißlebensdauer. In der Praxis wird die Verschleißlebensdauer (zulässige Gebrauchsdauer) üblicherweise systemabhängig durch eine maximal zulässige Verschleißgrenze definiert. Als Kriterium wird die maximal zulässige Verschleißtiefe  $w$  gewählt. Ein Kriterium für die zulässige Verschleißtiefe ist die Begrenzung des diametrischen Lagerspiels, gekennzeichnet als Durchmesserdiffferenz zwischen Welle und Gleitlager auf maximal 140...150 Prozent des initialen Werts [7,8]. Bei weiterer Zunahme der Verschleißtiefe nimmt die zuvor gewonnene Tragfähigkeit der Lagerung wieder ab. Die Prognose der Verschleißlebensdauer bei dauerhaftem Verschleiß erfolgt analog zum Einlaufverschleiß.

### (c) Warmfressen

Der Grundgedanke ist, dass eine lokale, mechanische Überbeanspruchung zu einem lokalen Energieeintrag je Zeiteinheit führt [9]. Wird eine kritische Grenze überschritten, tritt großflächige Adhäsion auf, die als Warmfressen bezeichnet wird. Beim Auftreten von Warmfressen werden ein abrupter Anstieg des Reibmoments und eine Ungleichförmigkeit der Drehbewegung beobachtet. Nach [9] ist Bestimmung der Grenze zwischen Verschleiß und Warmfressen (s. Bild 5) mit hoher Unsicherheit behaftet, da sich Einflussgrößen wie die lokale

Temperatur an einem Rauheitstgipfel und der lokale Schmierzustand sehr schwer bestimmen lassen.

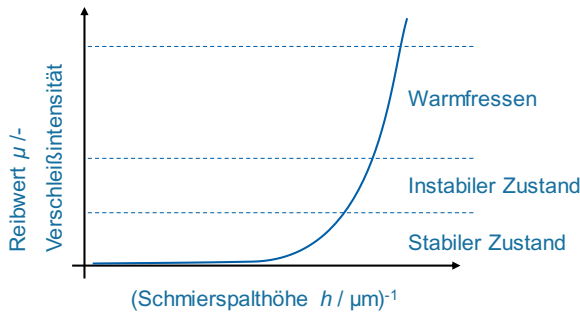


Bild 5: Überschreitung der kritischen Grenze führt zum Warmfressen [10]

Die Abgrenzung des kritischen und unkritischen Bereichs wurde im Rahmen des Projektes FVA 755 I, Gleitlagerverschleißgrenzen II der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) vorgenommen. Dies ermöglicht den Einsatz von Gleitlagern für neue Anwendungsfelder, bei denen ein zeitweiser Betrieb im Bereich der Mischreibung z. B. durch Sonderereignisse, Montage- oder Wartungsarbeiten gefordert ist. Weiterhin wird durch die Kenntnis sicherer Betriebspunkte im Bereich der Mischreibung die Ausnutzung des verschleißbehafteten Einlaufvorgangs zur Vergrößerung des Betriebsbereichs mit Vollschmierung (a) unterstützt.

An Weißmetall-Gleitlagern mit einem Bohrungsdurchmesser von 120 mm, Lagerbreite 60 mm und einem spezifischen Lagerspiel von  $\psi = 1,32 \text{ ‰}$  wurden Versuche im Bereich der Mischreibung bei konstanter spezifischer Pressung und unterschiedlichen Gleitgeschwindigkeiten durchgeführt. Die transienten Reibungsverluste sind in Bild 6 dargestellt.

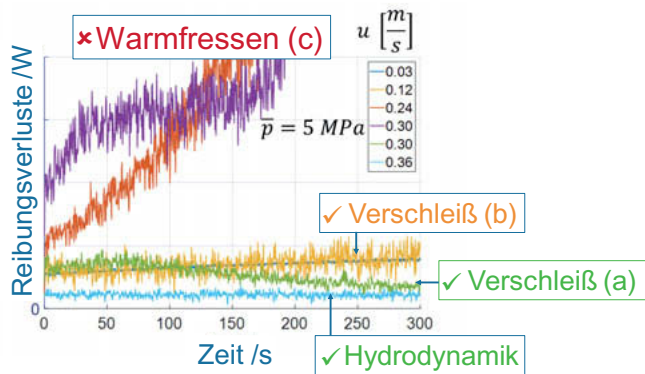


Bild 6: Überschreitung der kritischen Grenze führt zum Warmfressen

Bei geringen Gleitgeschwindigkeiten ( $u < 0,12 \text{ m/s}$ ) wurde anhaltender Verschleiß (b) beobachtet, die jedoch keinen kritischen lokalen Energieeintrag zur Folge hat. Bei zunehmender Drehzahl ( $0,24 \dots 0,3 \text{ m/s}$ ) findet ein hoher Energieeintrag in die Lagersoberfläche statt, die eine großflächige Adhäsion zur Folge hat. Es kommt zum Warmfressen des Gleitlagersystems (c). Bei höheren Gleitgeschwindigkeiten ( $u \sim 0,3 \text{ m/s}$ ) wurde eine Grenze zwischen Eintreten von Warmfressen oder lediglich Einlaufverschleiß (a) beobachtet. Eine weitere Anhebung der Gleitgeschwindigkeit ( $u > 0,3 \text{ m/s}$ ) führt lediglich zu Einlaufverschleiß (a).

### 3. Zusammenfassung

Die Einsatzgrenzen im Bereich der Mischreibung untergliedern sich in Gleitlagerverschleiß und Warmfressen.

Gleitlagerverschleiß während der Einlaufphase führt zur Verbesserung der Schmierungsbedingungen in Gleitlagersystemen. Mithilfe der gekoppelten Simulation von EHD und Mischreibung konnte gezeigt werden, dass die Beobachtungen auf die Reduktion der Lagerrauheit und die Anpassung der Lagerkontur zurückzuführen sind. Unter Berücksichtigung beider Effekte, kann das Verschleißverhalten eines Gleitlagers mit erhöhter Genauigkeit beschrieben werden. Es besteht das Potential, die Lebensdauerprognose von existierenden Gleitlagerungen und Auslegung neuer Gleitlagersysteme zu verbessern.

Warmfressen führt zum abrupten Ausfall eines Gleitlagersystems infolge lokaler, mechanischer Überbeanspruchung.

#### 4. Literaturverzeichnis

- [1] Knorr, R.: Start-Stopp Systeme auf der Zielgeraden. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 113 , Nr. 9, S. 664–669, 2011
- [2] Adam, A.; Prefot, M., & Wilhelm, M.: Crankshaft bearings for engines with start-stop systems. In: MTZ worldwide, 71(12), 22-25. Springer Fachmedien, Wiesbaden, 2010
- [3] Goris, S.; Ooms, M. et al.: Plain bearings for wind turbine gearboxes - trajectory towards technology readiness ZF, Proceedings to the Conference for Wind Power Drives (2017), Aachen, Germany
- [4] König, F.; Jacobs, G.; Sous, C., Einlaufverhalten von Gleitlagern im Start-Stopp-Betrieb, VDI-Berichte 2308, 12. VDI-Tagung Wälz- und Gleitlager 2017, Schweinfurt, Deutschland.
- [5] König, F.; Ouald Chaib, A.; Jacobs, G.; Sous, C. (2019): A multiscale-approach for wear prediction in journal bearing systems – from wearing-in towards steady-state wear. In: Wear 426-427, S. 1203–1211. DOI: 10.1016/j.wear.2019.01.036.
- [6] König, F.; Jacobs, G.; Sous, C., Mischreibungsbetrieb von Gleitlagern: Einfluss der Oberflächentopographie auf Reibung und Verschleiß, ATK 2019, Aachen, Deutschland.
- [7] Begelinger, A.; de Gee, A.W.J., The effect of wear on the performance of statically loaded journal bearings, A S L E Trans. 19 (4) (1976) 273–278.
- [8] Saridakis K. M.; Nikolakopoulos P. G.; Papadopoulos C., A.; Dentsoras A., J.: Identification of wear and misalignment on journal bearings using artificial neural networks. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology 2011;226(1):46–56.
- [9] Hamrock, B. J.; Schmid, S. R.; Jacobson, B. O. (2004): Fundamentals of fluid film lubrication. 2nd ed. New York: Marcel Dekker (Mechanical engineering, 169)
- [10] Zhang, C.; Cheng, H. S.; W., Q. J. (2004): Scuffing Behavior of Piston-Pin/Bore Bearing in Mixed Lubrication—Part II: Scuffing Mechanism and Failure Criterion. In: Tribology Transactions 47 (1), S. 149–156. DOI: 10.1080/05698190490279100.



## **Schlupfberechnung innerhalb von Sekunden**

### **Schnelle und einfache Simulation der Dynamik bei stationären Betriebsbedingungen**

## **Calculation of Slippage Within Seconds**

### **Fast and Easy Simulation of Rolling Bearing Dynamics under Stationary Operating Conditions**

**M.Sc. Philipp Rödel,**  
Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Schweinfurt

#### **Kurzfassung**

Beim realen Betrieb eines Wälzlagers erzeugen elastische Einfederungen und Reibungseffekte in den Kontakten sowie die Massenträgheiten der einzelnen Komponenten mikroskopische und makroskopische Gleitbewegungen. Solche Schlupfzustände stellen sich auch unter stationären Betriebsbedingungen ein und sind in der Regel für die Funktion des Wälzlagers unkritisch. Unter bestimmten Bedingungen können durch diese Schlupfzustände aber Schäden wie beispielsweise Anschmierungen, White Etching Cracks (WEC) und Neuhärtungen begünstigt werden. Um kritische Betriebsbedingungen zu identifizieren und Vermeidungsmaßnahmen für diese Schäden zu definieren, müssen bislang umfassende Mehrkörper-Dynamiksimulationen durchgeführt werden, die einen hohen Modellierungsaufwand und relativ lange Rechenzeiten voraussetzen.

Basierend auf dem Wälzlagerauslegungsprogramm BEARINX wurde eine Methode entwickelt, die schnell und einfach die Dynamik bei stationären Betriebsbedingungen und somit Schlupf sowie reibungsbasierte Schadenskennwerte berechnen kann. Sie stützt sich auf einen quasidynamischen Ansatz, mit dem die Geschwindigkeitsverhältnisse der Wälzlagerkomponenten iterativ ermittelt werden. In Kombination mit einem bereits implementierten physikalischen Reibungsmodell lassen sich zusätzlich allgemein bekannte Schadenskennwerte – zum Beispiel Anschmierkennwerte nach Wadewitz oder Eglinger – schnell und einfach bestimmen. Die Ergebnisse der entwickelten Methode sind umfangreich mit der Software für Mehrkörpersimulation CABA3D, an internen Prüfständen als auch mit extern durchgeführten Versuchen validiert worden.

Damit ist es erstmals möglich umfassende Analysen der Kinematik von Wälzlagern in komplexen Getriebe- beziehungsweise Wellensystemen für den täglichen Auslegungsprozess durchzuführen und damit auch die schadenskritischen Lastfälle zu identifizieren.

## Abstract

In real applications of rolling bearings, elastic deformation and friction in the contacts as well as the inertia of all bearing components cause microscopic and macroscopic sliding movement. These slippage conditions also occur under stationary operating conditions and are normally not critical for the functionality of the bearing. Under certain circumstances slippage can increase the likelihood of damages like smearing, grey staining, white etching cracks (WEC) and rehardening areas. Until now, comprehensive multi-body dynamic simulations must be performed to identify slippage at critical operating conditions and to determine measures to avoid these conditions. These simulations require high modelling effort and relatively high calculation time.

A new method has been developed based on the bearing analysis software BEARINX, which enables a fast and easy calculation of rolling bearing component dynamics under stationary operating conditions and, consequently, slippage and characteristic values for friction related damage. This method uses a quasi-dynamic approach, iteratively determining the speeds of all rolling bearing components. In combination with the physically based friction model of BEARINX, commonly known characteristic damage values – for instance smearing values according to Wadewitz or Eglinger – can be determined fast and easily. The results of this method have been extensively validated using the rolling bearing multi-body simulation CABA3D and by test rig experiments.

Thereby, it is possible for the first time to extensively analyze the dynamics of rolling bearings in complex transmission or shaft systems in the daily design process. Furthermore, critical load cases can be identified and bearing damages can be avoided.

## 1. Einleitung

Wenn im Betrieb von Wälzlagern die momentane Geschwindigkeit der Wälzlagerkomponenten von der kinematisch korrekten Geschwindigkeit verschieden ist, spricht man von Satz- und Wälzkörperschlupf. Um Schäden durch Schlupf zu vermeiden, definieren Schaeffler und andere Wälzlagerhersteller eine erforderliche Mindestbelastung der Wälzlager als Auslegungskriterium [1]. Für manche Anwendungen, wie zum Beispiel bei Windkraftanlagen oder Bahnantrieben, lässt sich eine Unterschreitung der Mindestbelastung an bestimmten Lagerstellen zum Teil nicht vermeiden. In der Regel ist der Betrieb unter solchen Bedingungen nicht kritisch,

da in den Berechnungsverfahren der Lagerhersteller Sicherheitsfaktoren hinterlegt sind. Dennoch können unter bestimmten Voraussetzungen auch bei stationären Betriebsbedingungen schlupfinduzierte Schäden entstehen (Bild 1). Diese kritischen Lastfälle müssen in der Auslegung frühzeitig erkannt und vermieden werden.

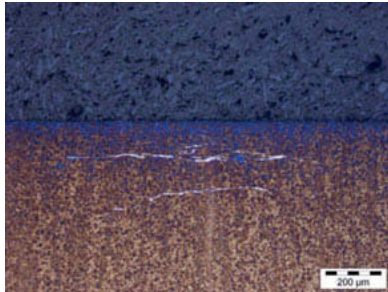


Bild 1: Axialschliff mit „White Etch Cracks“ [2] (links) und Käfigschaden infolge Schlupfzusammenbruch [3] (rechts).

Mit der Mehrkörpersimulationssoftware CABA3D von Schaeffler ist eine Analyse solcher Lastfälle seit längerem mit ausgezeichneter Qualität möglich, allerdings relativ zeitaufwändig und somit sind Fallstudien oder Parameteranalysen teuer.

Das Wälzlagerauslegungsprogramm BEARINX von Schaeffler stellt eine neue Methode zur Verfügung, welche in kürzester Zeit Schlupfzustände bei Lastfällen mit stationären Betriebsbedingungen berechnet. Damit ist die Identifikation von Lastfällen mit Schadenspotential in einem frühen Entwicklungsstadium und für ein breites Belastungsspektrum möglich. Somit können rechtzeitig Gegenmaßnahmen getroffen werden oder zielgerichtet kritische Lastfälle im Detail mit CABA3D analysiert werden.

## 2. Berechnungsmodell

Die grundlegende Idee für die Berechnungsmethode stützt sich auf die Beobachtung, dass sich die Bewegung eines Wälzkörpers um die Drehachse eines Wälzlagers bei stationären Betriebsbedingungen prinzipiell wiederholt, für jeden Wälzkörper ähnlich verläuft und die Satzbeziehungsweise Käfigdrehzahl dabei im Mittel konstant bleibt. Das heißt aufeinander folgende Umdrehungen starten mit einer ähnlichen Drehzahl. Übertragen auf ein idealisiertes

Berechnungsmodell müssen die Startbedingungen für eine vollständige Rotation eines Wälzkörpers um die Wälzlagerdrehachse iterativ so angepasst werden, dass die berechneten Werte bei  $0^\circ$  und  $360^\circ$  identisch sind.

Die Berechnung stützt sich auf die bereits vorhandene Lastverteilungs- und Pressungsberechnung der Lagerauslegungssoftware BEARINX von Schaeffler unter Berücksichtigung der bekannten Betriebsdaten und der hinterlegten Geometriedaten der Wälzlager sowie des umgebenden Systems.

Die Basis für diese Berechnungsmethode bildet die Reibungsberechnung, die für einen Wälzkörper an jeder beliebigen Position im Lagerumfang durchgeführt werden kann. Somit können alle resultierenden Kräfte und Momente auf einen Wälzkörper berechnet werden. Die aktuell berücksichtigten Reibungsanteile sind:

- Verluste im Wälzkontakt:

Ein Modell für die Verluste im Wälzkontakt ist bereits in BEARINX implementiert und wird seitdem stetig weiterentwickelt. Dieses Modell ist die Grundlage für die etablierte Reibmomentberechnung für Wälzlager in BEARINX [4].

- Verluste im Kontakt zum Käfig:

Zusätzlich entstehen Reibkräfte im Kontakt des Wälzkörpers zum Käfigsteg. Hier ist in einem ersten Ansatz ein einfaches Coulomb'sches Reibmodell in Verwendung, welches sich auf empirisch ermittelte Reibkoeffizienten stützen kann. Die tangentialen Anteile des Wälzkörpereigengewichts sind ebenfalls berücksichtigt. Diese Vereinfachung ist zulässig, da die Verlustleistung in den Käfigkontakten unter stationären Betriebsbedingungen gegenüber der Verlustleistung in den Laufflächenkontakten mindestens eine Größenordnung kleiner ist.

- Verluste durch Planschen im „freien“ Schmierstoff:

Der freie Schmierstoff ist jeglicher Schmierstoff, der sich im Wälzlager befindet und gerade nicht im Wälzkontakt ist. Alle Wälzlagerkomponenten erfahren einen Widerstand, wenn dieser freie Schmierstoff durchfahren oder durchtaucht wird. Das Modell geht dabei von einem bekannten zusätzlichen Gesamtreibmoment infolge Planschen aus und verteilt die Widerstände anteilig auf die einzelnen Komponenten. Die Logik der Aufteilung stützt sich auf interne Analysen von „Computational Fluid Dynamics“(CFD)-Simulationen und bietet einen ersten Ansatz zur komponentenweise Berücksichtigung der Planschverluste.

Der Geschwindigkeitsverlauf eines Wälzkörpers für eine vollständige Umdrehung um die Lagerdrehachse wird über das numerische Lösen der Bewegungsgleichungen bestimmt. Dabei

wird nicht über die Zeit, sondern über Winkelsegmente diskretisiert. Abhängig von den momentan wirkenden resultierenden Kräften und Momente auf einen Wälzkörper und dessen Massenträgheit wird die Geschwindigkeiten für die nächste Position berechnet.

Ist die Simulation einer vollständigen Umdrehung abgeschlossen, müssen Start- und Endgeschwindigkeiten identisch sein. Zusätzlich muss sich die Summe aller Kräfte auf den Käfig (beziehungsweise Satz) inklusive zusätzlicher Reibungsanteile - wie beispielsweise den Planschverlusten - zu Null ergeben. Sind beide Bedingungen nicht erfüllt, ist die Berechnung mit geänderten Startbedingungen zu wiederholen.

Da die Methode nur teilweise dynamisch funktioniert, wird sie als quasi-dynamische Berechnung bezeichnet. Das Prinzip der quasi-dynamischen Simulation ist in Bild 2 dargestellt.

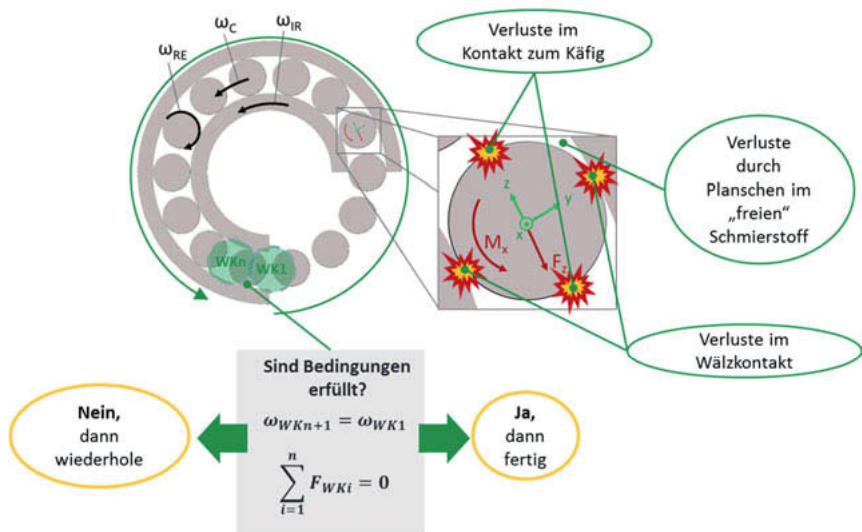


Bild 2: Prinzip der quasi-dynamischen Berechnungsmethode.

Schließlich lassen sich mit den Ergebnissen der Geschwindigkeitsverteilung der Wälzkörper und den positionsabhängigen Kontaktreibungswiderständen zusätzlich Kennwerte für reibungsinduzierte Schäden berechnen. Diese sind im Detail:

*Für Ansmierungen:*

- Ansmierkennwert nach Potthoff [5]
- Lokale Reibenergie nach Wadewitz [6]
- Spezifische Reibenergie nach Eglinger [7]

*Für White Etching Cracks (ohne Stromdurchgang):*

- Kinematische Reibenergie nach Kruhöffner/Loos [8]

*Für oberflächeninduzierte Schäden:*

- Risiko für oberflächeninduzierte Schäden nach Vierneusel [9]

### 3. Grenzen des Verfahrens

Anwender können schon jetzt eine sehr gute Einschätzung zum Schlupfverhalten eines Wälzlagers im System unter frei gewählten Betriebsbedingungen erhalten, obwohl die Methode auch Grenzen hat. In der ersten Ausbaustufe stehen Wälzlager mit Linienkontakt und Käfig im Fokus. Die Reibung in den Käfigtaschen und die Widerstände infolge Planschen des „freien“ Schmierstoffs sind nur durch sehr einfache Ansätze berücksichtigt. Transiente Belastungen können gegenwärtig nicht analysiert werden.

### 4. Praxisbeispiele

Zur Veranschaulichung der Leistungsfähigkeit der Methode sollen nachfolgend zwei Beispiele vorgestellt werden.

An einem internen Prüfstand bei Schaeffler sind Satz- und Rollendrehzahlen gemessen worden. Mit dem Prüflager NU215-MPAX sind an mehreren Prüfpunkten auch für stationäre Betriebsbedingungen Messungen durchgeführt wurden. Anschließend sind ausgewählte Lastfälle für weitere Analysen mit CABA3D berechnet worden. Bild 3 zeigt exemplarisch für einen Prüfpunkt den Messverlauf der relativen Wälzkörperdrehzahlen aus einem Versuch bei stationären Betriebsbedingungen sowie die CABA3D und BEARINX Ergebnisse in einem Diagramm. Das Wälzlager ist konstant mit 10 kN radialer Last beaufschlagt und mit 2000 1/min betrieben worden. Infolge einer installierten Ömlaufschmierung zur Regelung der Temperatur des Öl-

zuflusses müssen Verluste durch „freien“ Schmierstoff angenommen werden. Das Betriebspiel und die Wellenverkipfung im Betriebspunkt sind mit einer Analyse des Prüfstandsystems in BEARINX ermittelt worden. Für diesen Betriebspunkt war der gemessene Satzschlupf  $< 1\%$ . Die Ergebnisse der BEARINX und CABA3D Simulationen stimmen qualitativ und quantitativ gut mit den Messwerten überein. Für beide Berechnungswerkzeuge liegt der Satzschlupf ebenfalls unter  $1\%$ . Im Vergleich der Aufwände liegt CABA3D mit Modellierung und Rechenzeiten im Bereich von Tagen, die Ergebnisse sind dafür quantitativ etwas besser. Die quasi-dynamische Berechnung in BEARINX liefert eine gute Einschätzung des Schlupfverhaltens mit Zeitaufwänden für die Modellierung im Bereich von Minuten und für die Berechnung sogar innerhalb von Sekunden.

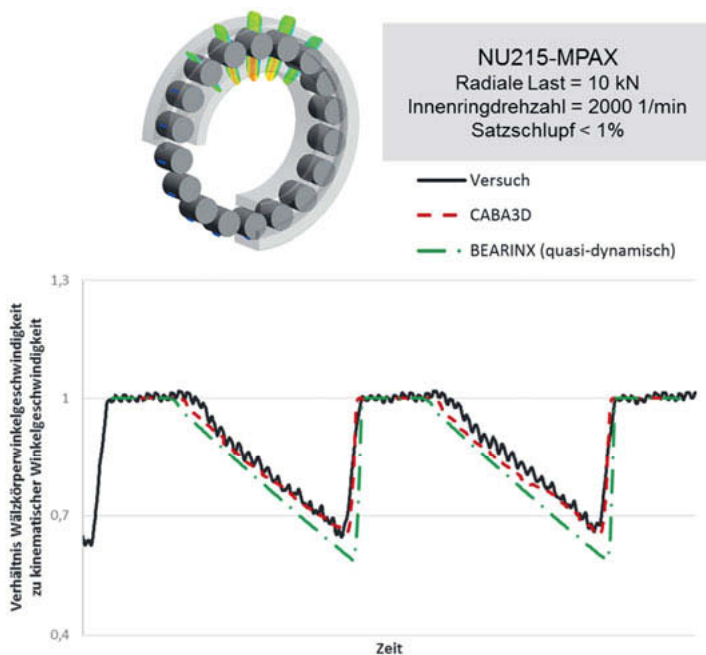


Bild 3: Berechnete und gemessene Wälzkörperdrehzahlen eines NU215-MPAX

In einem Teil des FVA-Vorhaben 663 I „Schädlicher Wälzlagerschlupf“ wurden Zylinderrollenlager unter verschiedenen Lastfällen betrieben, mit dem Ziel Schlupfzustände zu erzeugen. Während der Versuche sind Satzdrehzahlen und Wälzkörperdrehzahlen erfasst worden. Für die Schmierung der Prüflager wurde eine Ölumlaufschmierung verwendet, wobei der Ölstand

auf die Mitte des untersten Wälzkörpers eingestellt wurde. Ein breites Versuchsprogramm wurde durchgeführt und neben anderen Parametern Belastung, Drehzahl und Temperatur variiert [10].

Weil die Versuchsparameter und -ergebnisse sehr gut dokumentiert sind, lassen sich die Versuche unter stationären Betriebsbedingungen mit der neu entwickelten Methode nachrechnen. Bilder 4 & 5 vergleichen die gemessenen Werte von Satzschlupf und maximalem Wälzkörperschlupf unter verschiedenen Lastfällen für das Prüflager NU2330-E-M1 (Radialluft C3) mit der quasi-dynamischen Berechnung. Auch hier stimmen Berechnungsergebnisse und Versuch qualitativ gut überein. Im Rahmen der beabsichtigten Nutzung der neuen Methode ist auch die Quantität mit gut zu bewerten, obwohl eine mögliche Wellenverkipfung nicht berücksichtigt wurde. Schlupfzustände unter verschiedenen Betriebsbedingungen lassen sich mit der quasi-dynamischen Berechnungsmethode generell gut identifizieren.

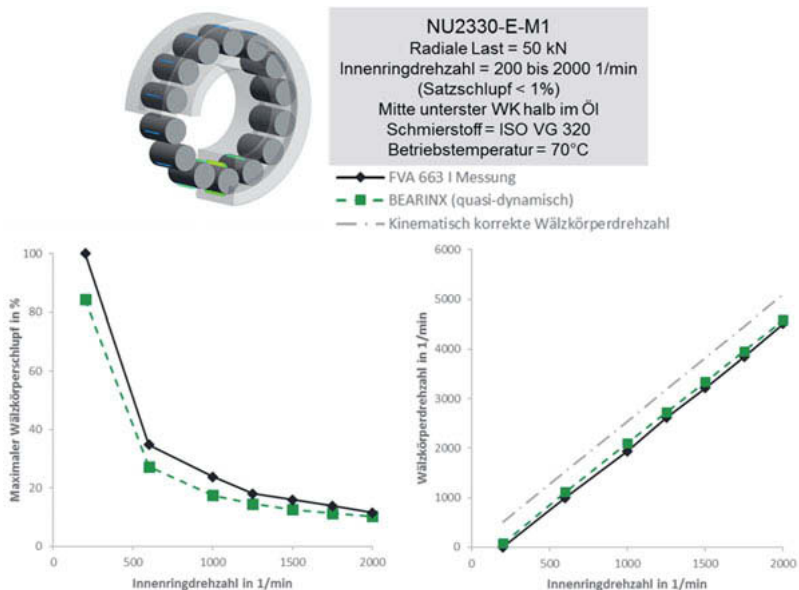


Bild 4: Einfluss der Innenringdrehzahl auf den maximalen Wälzkörperschlupf (links) und auf die Wälzkörperdrehzahl (rechts) im Vergleich Messung zu Berechnung [10].



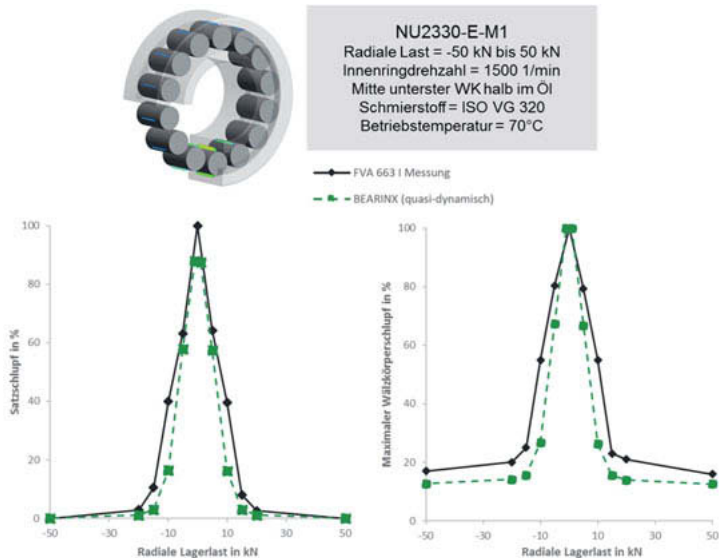


Bild 5: Einfluss der Radiallast auf den Satzschlupf (links) und auf den maximalen Wälzkörperschlupf (rechts) im Vergleich Messung zu Berechnung [10].

## 5. Zusammenfassung

Die vorgestellte Methode ermöglicht eine schnelle Berechnung von Schlupfzuständen unter stationären Betriebsbedingungen für Wälzlager mit Linienkontakt und Käfig. Verschiedene Reibungsursachen wie Wälzkontakt, Käfigkontakt und Planschen durch „freien“ Schmierstoff werden im neuen Berechnungsverfahren berücksichtigt. In der ersten Ausbaustufe dieser Methode sind Wälzlager mit Käfig und Linienkontakt enthalten. Zur Bewertung der Lastfälle werden Kennwerte für Anschmierungen, WEC (ohne Stromdurchgang) und oberflächeninduzierte Schäden berechnet. Durch die Implementierung in das Wälzlagerauslegungsprogramm BEARINX von Schaeffler steht diese neue Methode nun auch für die Auslegung und Optimierung von Lagerungen in Getriebesystemen zur Verfügung. Zusammen mit dem Mehrkörpersimulationswerkzeug CABA3D von Schaeffler können komplexe Problemstellungen hinsichtlich Schlupf effektiv analysiert und gelöst werden. Die Methode ist mit CABA3D sowie zahlreichen realen Versuchsläufen validiert worden und liefert gute qualitative und quantitative Übereinstimmungen.

## 6. Literatur

- [1] NN: Wälzlager. Technische Grundlagen und Produktdaten zur Gestaltung von Wälzlagerungen, Hauptkatalog, Herzogenaurach: Schaeffler Technologies AG & Co. KG (Hrsg.), 2017.
- [2] Kruhöffner, W., Loos, J.: WEC Formation in Rolling Bearings under Mixed Friction: Influences and "Friction Energy Accumulation" as Indicator, Tribology Transaction, 60: S.516–529, 2017.  
<https://www.tandfonline.com/doi/full/10.1080/10402004.2016.1183250>
- [3] Binderszewsky, J., Endres, J., Suckfüll, T., Smolenski, M.: Dynamische Beanspruchung von Wälzlagerkäfigen in Bahnanwendungen, 3. VDI-Fachkonferenz Schadensmechanismen an Lagern, Aachen, 10. und 11. Juli 2018.
- [4] Koch, O.; Plank, R.; Weber, J.: Analytisches Modell zur Berechnung und Minimierung der Wälzlagerreibung. In: VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.): 8. VDI-Fachtagung Gleit- und Wälzlagerungen. VDI-Bericht 2069. Düsseldorf: VDI, 2009, S. 67–78
- [5] Potthoff, H.; Anwendungsgrenzen vollrolliger Planetenrad-Wälzlager, Dissertation Ruhr-Universität Bochum 1986
- [6] Wadewitz, M.; Ursachen der Ansmierungen im Wälz-/Gleitkontakt, Heft 384, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V.; Frankfurt am Main, 1993
- [7] Eglinger, M.; Einfluss des Schmierstoffes und der Rollenbeschaffenheit auf die Entstehung von Ansmierungen, Heft 465, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V.; Frankfurt am Main, 1995
- [8] Loos, J., Kruhöffner, W. Merk, D., Kerstiens, J. Smolenski, M.: Berechnungsansätze für die WEC-Neigung unter reibenergetischer Wälzbeanspruchung, 12. VDI-Fachtagung Gleit- und Wälzlagerungen, Schweinfurt, 27. und 28. Juni 2017
- [9] Vierendeel, B.: Schnelles Berechnungsverfahren zur Vermeidung von oberflächeninduzierter Schäden in Wälzlagern, 12. VDI-Fachtagung Gleit- und Wälzlagerungen, Schweinfurt, 27. und 28. Juni 2017.
- [10] van Lier, H., Hentschke, C., Jacobs, G.: Schädlicher Wälzlagerschlupf. Wann ist Wälzlagerschlupf schädlich und führt zum Ausfall des Wälzlagers?, FVA-Bericht, Heft Nr. 1124, FVA Frankfurt am Main, 2015

# Kennzahl zur Identifikation der Wälzlagerkäfigdynamik

**Sebastian Schwarz**, M.Sc., Dr.-Ing. **Stephan Tremmel**,  
Lehrstuhl für Konstruktionstechnik (KTmfk),  
Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg (FAU);  
Dr. rer. nat. **Hannes Grillenberger**,  
Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Herzogenaurach

## Kurzfassung

Moderne Wälzlagerungen müssen heute nicht mehr nur hohen Ansprüchen an Lebensdauer und Führungsgenauigkeit genügen, sondern es werden auch minimale Reibungsverluste und Störgeräusche gefordert. Störgeräusche entstehen insbesondere dann, wenn unter bestimmten Betriebsbedingungen der Käfig eines Wälzlagers zusätzlich zu seiner Rotation eine überlagerte, im Vergleich zu seiner Drehzahl sehr hochfrequente Bewegung durchführt, die als Geräuschquelle fungiert und häufig von einer starken Käfigverformung begleitet ist. Dieses Phänomen wird in der Literatur als „Käfiginstabilität“ oder „Käfigrasseln“ bezeichnet.

In diesem Beitrag wird anhand zahlreicher Mehrkörpersimulationen die Käfigbewegung in verschiedenen Wälzlagerungen unter unterschiedlichen Betriebsbedingungen systematisch analysiert. Hieraus lassen sich grundsätzliche, verallgemeinerbare Bewegungstypen ableiten. Darauf aufbauend wird eine Methodik präsentiert, die es erlaubt, die in einer Simulation berechnete beziehungsweise in einem Experiment gemessene Käfigbewegung automatisiert und mit hoher Zuverlässigkeit den zuvor definierten Bewegungstypen zuzuordnen. Diese Methodik erlaubt somit eine objektive Beurteilung der Käfigdynamik.

## 1. Einleitung

In der Antriebstechnik gilt ein vibrations- und geräuscharmes Verhalten als eines der wichtigsten Qualitätsmerkmale. Besonders bedeutsam ist dieses Qualitätsmerkmal im Werkzeugmaschinen- und im Fahrzeugbau. So ist derzeit beispielsweise im Fahrzeugbau im Zuge der Elektrifizierung der Antriebe die Reduzierung von Störgeräuschen im Antriebsstrang von höchster Relevanz: durch den im Gegensatz zum Verbrennungsmotor sehr ruhig laufenden Elektromotor rücken die Vibrationen und Störgeräusche, welche durch die übrigen Maschinenelemente – wie Wälzlager – hervorgerufen werden, zunehmend in den Fokus; zugleich werden die Betriebsbedingungen insbesondere für die Lager (hohe Drehzahlkennwerte, niederviskose Schmierstoffe, etc.) anspruchsvoller.

Ein sehr wichtiger Bestandteil des Wälzlagers ist sein Käfig, dessen Hauptfunktionen unter anderem in der Führung der Wälzkörper und deren gleichmäßiger Verteilung über den Umfang besteht. Durch die Käfiggestaltung werden die Drehzahlgrenze, das Reibungsverhalten sowie die Temperaturentwicklung und nicht zuletzt das Vibrations- und Geräuschverhalten des Lagers maßgeblich beeinflusst. Unter bestimmten Betriebsbedingungen führt der Käfig zusätzlich zu seiner Rotation eine überlagerte, im Vergleich zu seiner Drehzahl sehr hochfrequente Bewegung durch. Dieser sich dann „instabil“ bewegendes Käfig verursacht durch seine hochdynamischen Bewegungsanteile hohe Kräfte im Kontakt mit den Wälzkörpern und kann dadurch die Leistungsfähigkeit des eingesetzten Lagers vermindern. Zudem wird dabei – wie in mehreren Veröffentlichungen beschrieben – oftmals ein sehr störendes Geräusch (Lärm) wahrgenommen [1–3]. Im Extremfall kann die instabile Bewegung aufgrund der wirkenden Stoßkräfte und der damit einhergehenden erhöhten Beanspruchungen zum Bruch des Käfigs und damit zum sofortigen Ausfall der Lagerung führen [3].

Die Käfigdynamik lässt sich inzwischen mit Hilfe spezieller Mehrkörpersimulationsprogramme untersuchen [4; 5]. Entscheidend für die Aussagegüte solcher Simulationen hinsichtlich Käfiginstabilitäten ist eine sehr detaillierte Abbildung der einzelnen Kontakte sowie des Verformungsverhaltens des Käfigs. Ein Programm, welches solche speziellen und vergleichsweise anspruchsvollen Untersuchungen an Käfigen ermöglicht, ist CABA3D (Computer Aided Bearing Aalyzer 3 Dimensional) der Firma SCHAEFFLER [1; 6; 7]. Bei der Ergebnisinterpretation der transienten Simulationen ist ausgeprägtes Expertenwissen notwendig, um die Bewegung des Käfigs korrekt in kritische oder unkritische Bewegungstypen zu klassieren. Soll eine Vielzahl von Ergebnissen klassiert werden, stößt die manuelle Beurteilung durch einen Experten jedoch an Grenzen. Daher ist eine rechnerunterstützte Methode notwendig, die das Wissen des Experten repräsentiert und eine automatisierte, objektive und zuverlässige Beurteilung der Käfigbewegung erlaubt.

## 2. Kriterien zur Charakterisierung der Käfigdynamik

In der Fachliteratur werden zahlreiche Kriterien vorgeschlagen, um die Käfigdynamik zu charakterisieren und instabiles Käfigverhalten zu identifizieren. Diese Kriterien werden nachfolgend kurz vorgestellt.

Erste, rein experimentelle Untersuchungen zu instabilen Käfigbewegungen wurden 1965 von KINGSBURY für Lagerungen von Gyroskopen durchgeführt [2]. Die instabile Käfigbewegung lässt sich demnach anhand eines instationären Verlaufs des Reibungsmoments identifizieren. Auf Basis der experimentellen Ergebnisse sind für den Käfig verschiedene Bewegungstypen definiert worden [2], siehe Tabelle 1.

Tabelle 1: Bewegungstypen des Käfigs nach KINGSBURY [2]

Bewegungstyp	Beschreibung
Whirl Mode	Drehzahl des Käfigschwerpunktes ist wesentlich größer als die Drehzahl des Käfigs
Synchronous Whirl Mode	Drehzahl des Käfigschwerpunktes entspricht der Drehzahl des Außenrings
Stable Mode	Drehzahl des Käfigschwerpunktes entspricht der Drehzahl des Wälzkörpersatzes
Ball-Jump Mode	Drehzahl des Käfigschwerpunktes entspricht mit geringen Abweichungen der Drehzahl des Wälzkörpersatzes; oszillierende Bewegungen der Wälzkörper in der Käfigtasche („Jump“)

GUPTA hat die Käfiginstabilität mithilfe des Mehrkörpersimulationsprogramms ADORE (Advanced Dynamics of Rolling Elements) bezüglich verschiedener Einflussfaktoren wie Reibungs-Schlupf-Kurven [8] oder dem Käfigtaschenspiel [9] untersucht. Zur Beurteilung der Käfigbewegung schlägt GUPTA die Form des Orbitplots – also der Trajektorie des Käfigschwerpunktes in der Ebene senkrecht zur Lagerachse – in Verbindung mit der translatorischen Geschwindigkeit des Käfigschwerpunktes vor [10]. Demnach ist im Falle der instabilen Käfigbewegung als Orbitplot ein Polygon höherer Ordnung beziehungsweise eine sehr sprunghafte und willkürliche Trajektorie des Käfigschwerpunktes zu beobachten, siehe Bild 1. Es wird ein direkter Zusammenhang zwischen der Form des Orbitplots, der Geschwindigkeit des Käfigschwerpunktes und der Geräuschentwicklung beziehungsweise dem „Squeal“ – also der instabilen Käfigbewegung – festgestellt.

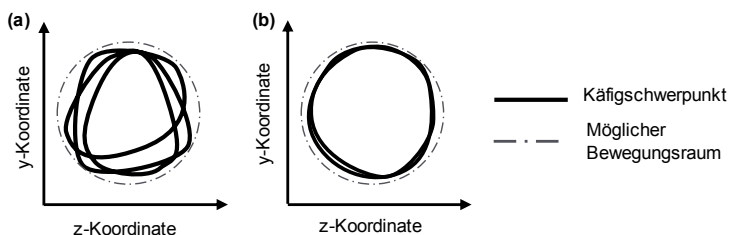


Bild 1: Orbitplot für eine instabile Käfigbewegung (a) und eine stabile Bewegung (b) nach GUPTA [10]; der mögliche Bewegungsraum kann zum Beispiel aus dem Käfigführungsspiel ergeben

Eine Stabilitätskennzahl zur Unterscheidung der Käfigbewegungen als Funktion mehrerer Indikatoren (siehe Tabelle 2) wird von BOESIGER und WARNER vorgeschlagen [11]. Für diese Untersuchungen sind sowohl experimentelle Messungen als auch Berechnungen durchgeführt worden. Durch einen Vergleich zwischen einer zu bewertenden Bewegung und einer Referenzbewegung wird das relative Verhalten und somit eine stärkere oder weniger starke Neigung zur Instabilität ermittelt. Eine absolute Einordnung beider Bewegungen ist allerdings nicht möglich – entsprechend kann mit dieser Kennzahl nicht festgestellt werden, ob die als Vergleichsbasis herangezogene Bewegung stabil oder instabil ist.

Tabelle 2: Indikatoren der Stabilitätskennzahl nach BOESIGER und WARNER [11]

Indikator	Beschreibung beziehungsweise Erläuterung
Whirl Ratio	Drehzahl des Käfigschwerpunktes um die Lagerachse
Omega Ratio	Drehzahl des Käfigs um seinen Schwerpunkt
Koordinaten des Käfigschwerpunktes	Form des Orbitplots
Zeit der numerischen Integration	Aufgrund der geringeren Anzahl an Kontakten ist die Integrationszeit bei einer stabilen Käfigbewegung geringer
Antriebsdrehmoment	Stabile Käfigbewegungen verursachen geringere Antriebsdrehmomente
Leistungsverlust	Stabile Käfigbewegungen verursachen geringere Leistungsverluste im Lager
Verschleißrate des Käfigs	Verschleißrate in Abhängigkeit der Kräfte und Schlupfgeschwindigkeit in den Kontakten
Kräfte	Kräfte in den Kontakten zwischen Käfig und Wälzkörpern und Käfig und Lagerringe

V. AUL und SAUER nutzen für die Bewertung von Käfigwirbelbewegungen dimensionslose Kennzahlen [5], siehe Tabelle 3. Diese wurden aus Ergebnissen mehrerer Mehrkörpersimulationen abgeleitet. Anhand eines Beispiels wird verdeutlicht, dass sich auf Basis dieser Kennzahlen Grenzen definieren lassen, um zwischen stabilem und instabilem Käfigverhalten unterscheiden zu können.

Tabelle 3: Kennzahlen zur Bewertung der Käfigdynamik nach V. AUL und SAUER [5]

Kennzahl	Beschreibung
Geometriekennzahl	Verhältnis von Taschen- zu Führungsspiel des Käfigs
Positionskennzahl	Maximale horizontale und vertikale Verschiebung des Käfigschwerpunktes in Bezug auf den Teilkreisdurchmesser des Wälzkörpersatzes
Geschwindigkeitskennzahl	Quotient aus dem Betrag der Geschwindigkeit des Käfigschwerpunktes und der Umfangsgeschwindigkeit des Antriebs am Teilkreisdurchmesser
Taschenkraftkennzahl	Verhältnis aus mittlerer Taschenkraft zu dynamisch äquivalenter Lagerbelastung
Führungsbordkraftkennzahl	Mittlere Bordkraft bezogen auf die dynamisch äquivalente Lagerbelastung

Eine wesentliche Erweiterung der zuvor genannten Simulationsmöglichkeiten zur Analyse der Käfiginstabilität ist von GRILLENBERGER et al. durch eine makroelastische Modellierung des Käfigs mithilfe starrer Käfigsegmente, Feder- und Dämpferelemente eingeführt worden [1]. Es wird festgestellt, dass bei der instabilen Bewegung des Käfigs dessen Starrkörperbewegung von einer starken elastischen Verformung überlagert wird [1]. Näher untersucht wurden anhand von Simulationen und Experimenten der Einfluss der Reibungszahl im Kontakt zwischen Käfig und Wälzkörper sowie der Lagerbelastung auf die Käfigbewegung [4]. Eine Differenzierung zwischen verschiedenen Käfigbewegungstypen ist mithilfe der Koordinaten des Käfigschwerpunktes, dem Vergleich der Rotationsfrequenz des Käfigschwerpunktes mit der des Wälzkörpersatzes und der Verformung des Käfigs erfolgt [1].

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass sich das Bewegungsverhalten von Käfigen heute durch spezielle Mehrkörpersimulationsprogramme abbilden lässt. Die Simulationsergebnisse stehen dabei in guter Übereinstimmung mit experimentellen Untersuchungen [4]. Letztere sind jedoch sehr aufwändig und können daher nur vereinzelt durchgeführt werden. Zudem lässt sich in der Fachliteratur eine Vielzahl von Kennzahlen finden, die der Identifikation instabiler Käfigbewegungen dienen. Umfangreiche, systematische Simulationsstudien, welche die Autoren in den vergangenen zwei Jahren durchgeführt haben, zeigen jedoch, dass sich bei Tests auf Käfiginstabilität relativ schnell für alle bisher bekannten Kennzahlen falsch-positiv oder positiv-falsch Ergebnisse einstellen. Eine zuverlässige, objektive und automatisierte Beurteilung von Käfigbewegungen ist somit bislang nicht möglich.

Nachfolgend wird eine Methodik vorgestellt, die das erstmals erlaubt. Sie basiert auf einer Vielzahl von Mehrkörpersimulationen für unterschiedliche Lager und Betriebssituationen und ermöglicht mit hoher Zuverlässigkeit die automatische Klassierung von Käfigbewegungen in charakteristische Bewegungstypen. Auch alle Arten elastisch modellierter Käfige können berücksichtigt werden.

### 3. Beschreibung der Simulationsmodelle

Die Mehrkörpersimulationen werden in der Software CABA3D durchgeführt. Die Modellierung der Käfige erfolgt vollelastisch, wobei die Freiheitsgrade nach der Methode von CRAIG und BAMPTON [12] reduziert werden; Details zur Implementierung finden sich bei HAHN [6]. Somit kann die Verformung des Käfigs anhand der Knotenverschiebungen hochauflösend abgebildet werden, siehe Bild 2 sowie [7].

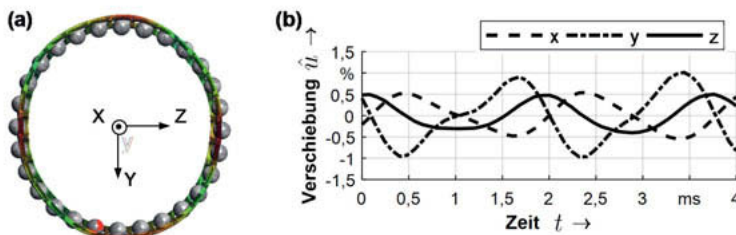


Bild 2: Deformation, 5-fach überhöht dargestellt (a) und zeitlicher Verlauf der auf den Radius des Teilkreises bezogenen Verschiebungen  $\hat{u}$  in Prozent (b) eines Knotens für einen Fensterkäfig aus Polyamid in einem Schrägkugellager

Für die Identifikation charakteristischer Bewegungstypen werden mehrere Lager unter verschiedenen Belastungszuständen, Anfangs- und Randbedingungen untersucht. Die variierten Parameter sind die Reibungszahl im Kontakt zwischen Käfig und Wälzkörper sowie die Ringdrehzahlen und die Lagerkräfte.

Bei den analysierten Lagertypen handelt es sich um Rillen- und Schrägkugellager, Kegel- und Zylinderrollenlager sowie Spindellager mit Polyamid-, Hartgewebe- sowie Stahlblechkäfigen. Der Bohrungsdurchmesser der untersuchten Lager liegt in einem Bereich von 65 mm bis 90 mm, das Käfigtaschenspiel variiert zwischen 0,18 mm und 1,05 mm. Die Wahl der untersuchten Lager- und Käfigtypen erlaubt eine allgemeine Aussage zu Käfigbewegungen und die Übertragbarkeit auf nicht in diesem Beitrag berücksichtigte Wälzlager.



#### 4. Ableitung von Eigenschaften der Käfigbewegungen zur Klassierung

Die Ergebnisse der vorgenannten Simulationen lassen den Schluss zu, dass Käfigbewegungen in drei Bewegungstypen – stabil, instabil und umlaufend – eingeteilt werden können. Die drei Bewegungstypen weisen bestimmte Eigenschaften auf, anhand derer sich beliebige Käfigbewegungen in diese drei Bewegungstypen klassieren lassen.

Als erste Eigenschaft wird der *zeitliche Verlauf der Koordinaten des Käfigschwerpunktes* für die Dauer einer Umdrehung des Wälzkörpersatzes bezüglich des ortsfesten, inertialen Koordinatensystems herangezogen, siehe Bild 3. Die Trajektorie der stabilen Käfigbewegung verdeutlicht, dass sich der Käfigschwerpunkt geringfügig bewegt. Die beiden übrigen Bewegungstypen zeigen kreisförmige Bewegungsverläufe. Außerdem wird bei der Trajektorie der instabilen Käfigbewegung deutlich, dass sich der Käfigschwerpunkt häufiger um den Ursprung des Koordinatensystems dreht als der Wälzkörpersatz und die Drehzahl des Käfigschwerpunktes somit signifikant höher ist als die Satz-drehzahl. Die Vergleichbarkeit zwischen Käfigen mit verschiedenen Führungsspielen wird gewährleistet, indem die Koordinaten auf das Führungsspiel bezogen werden, siehe Bild 3. Die Standardabweichung dieser normierten Koordinaten für den Zeitraum einer Käfigumdrehung wird als Indikator verwendet, um besonders den Bewegungstyp „stabil“ von den beiden übrigen Bewegungstypen zu unterscheiden.

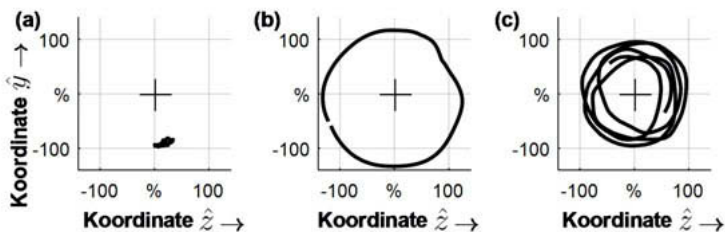


Bild 3: Käfigschwerpunkttrajektorien für eine stabile (a), umlaufende (b) und instabile Käfigbewegung (c) bezogen auf das Führungsspiel für die Zeitdauer einer Käfigumdrehung

Neben den Koordinaten des Käfigschwerpunktes weist auch dessen Geschwindigkeit auf die Zugehörigkeit zu einem der Bewegungstypen hin. Das *Wirbelverhältnis* („Whirl Ratio“ nach GUPTA [10]) ist definiert als der Quotient aus Drehzahl des Käfigschwerpunktes und Drehzahl des Wälzkörpersatzes. Bild 4 illustriert charakteristische Wirbelverhältnisse für die drei Bewegungstypen. Die stabile Käfigbewegung zeigt um Null schwankende Werte. Folglich dreht sich der Käfigschwerpunkt im Vergleich zum Wälzkörpersatz abwechselnd gleich- und gegensinnig. Im Fall der umlaufenden Käfigbewegung schwanken die Werte geringfügig um Eins, das

heißt die Drehzahl des Schwerpunktes entspricht ungefähr der des Wälzkörpersatzes. Bei der instabilen Käfigbewegung sind für den Betrag des Wirbelverhältnisses vergleichsweise hohe und stark fluktuierende Werte zu beobachten. Als skalare Eigenschaften zur Klassierung der Bewegungen werden das arithmetische Mittel und die Standardabweichung für den Zeitbereich einer Käfigumdrehung ermittelt.

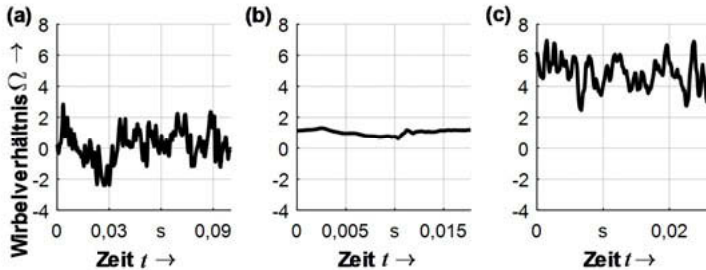


Bild 4: Wirbelverhältnis für eine stabile (a), umlaufende (b) und instabile (c) Käfigbewegung für jeweils eine Käfigumdrehung

Neben der translatorischen werden auch die rotatorischen Geschwindigkeiten des Käfigs durch das Drehzahlverhältnis bei der Bewertung berücksichtigt. Das *Drehzahlverhältnis* ist definiert als der Quotient der euklidischen Norm aller Käfigrotationen und dem linearen Trend dieser Norm im zu klassifizierenden Zeitbereich, also einer Käfigumdrehung. Das Drehzahlverhältnis eignet sich als weitere Eigenschaft zur Unterscheidung der Bewegungstypen, s. Bild 5.

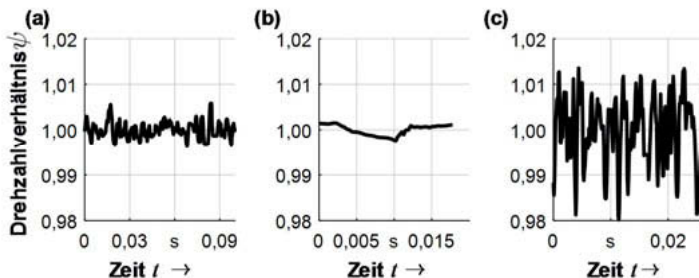


Bild 5: Drehzahlverhältnis für eine stabile (a), umlaufende (b) und instabile (c) Käfigbewegung

Für das Drehzahlverhältnis wird die euklidische Norm der Rotationsgeschwindigkeiten des Käfigs um sein Schwerpunktsachsensystem berechnet. Weiterhin wird für den Zeitraum einer Käfigumdrehung der lineare Trend für den zeitlichen Verlauf dieser Norm ermittelt. Im Falle einer konstanten Drehzahl entspricht der lineare Trend also dem arithmetischen Mittelwert. Die zeitliche Veränderung dieser Eigenschaft weist darauf hin, wie stark die Drehzahl des Käfigs variiert, siehe Bild 5. Ein sehr sprunghafter Verlauf dieser Eigenschaft ist für den instabilen Käfig erkennbar, da zusätzlich zur Rotation um die Lagerachse häufig hochfrequente Verkippen auftreten.

Da instabile Käfigbewegungen häufig von einer starken elastischen Deformation des Käfigs (siehe Bild 2 und [4]) begleitet werden, sind die *Verschiebungen der Knoten des FE-Modells* ein Bestandteil der Klassifikation. Besonders hochfrequent auftretende und sich stark verändernde Knotenverschiebungen beziehungsweise Käfigverformungen sind Indikatoren für eine instabile Bewegung, während für die umlaufende und stabile Bewegungsform geringe, stationäre Verschiebungen charakteristisch sind, siehe Bild 6. Das Ausmaß der Schwankungen wird für jede Verschiebungsrichtung durch die Standardabweichung repräsentiert.

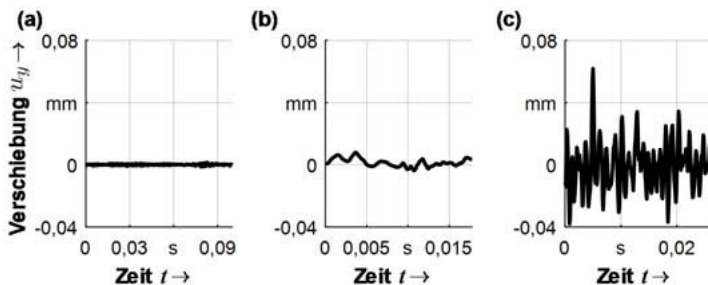


Bild 6: Verschiebung eines Knotens des reduzierten FE-Modells des Käfigs für eine stabile (a), umlaufende (b) und instabile Käfigbewegung während einer Käfigumdrehung

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass die drei Bewegungstypen

- Stabil,
- Umlaufend und
- Instabil

durch folgende Eigenschaften – in Kombination – identifiziert werden können:

- Standardabweichung der normierten Koordinaten des Käfigschwerpunktes
- Standardabweichung des Drehzahlverhältnisses

- Arithmetisches Mittel und Standardabweichung des Wirbelverhältnisses
- Standardabweichung der Knotenverschiebungen

Diese Werte werden für den Zeitraum einer Käfigumdrehung berechnet und als CDI (*Cage Dynamics Indicator*) bezeichnet. Diese Kennzahl bildet die Ausgangsbasis für die Klassifikation:

$$\begin{array}{c}
 \text{Koordinaten des} \\
 \text{Käfigschwerpunktes} \quad \text{Drehzahlabweichung} \\
 \text{CDI} = \left[ \underbrace{\sigma_{\hat{x}} \sigma_{\hat{y}} \sigma_{\hat{z}}}_{\text{Wirbelverhältnis}} \underbrace{\bar{\Omega} \sigma_{\Omega}}_{\text{Drehzahlabweichung}} \underbrace{\sigma_{\psi}}_{\text{Drehzahlabweichung}} \underbrace{\sigma_{u_x} \sigma_{u_y} \sigma_{u_z}}_{\text{Deformation}} \right]
 \end{array}
 \quad
 \begin{array}{l}
 \sigma_x : \text{Standardabweichung} \\
 \bar{x} : \text{Arithmetischer Mittelwert}
 \end{array}$$

Die Bestandteile des CDI sind bewusst derart gewählt, dass dieser nicht nur aus Simulationen, sondern auch aus optischen Messungen bestimmt werden kann.

## 5. Diskriminanzanalyse zur Klassierung der Käfigdynamik

Im Sinne des maschinellen Lernens stellt der CDI einen Merkmalsvektor dar. Die quadratische Diskriminanzanalyse als ein strukturprüfendes Verfahren der multivariaten Statistik ermöglicht durch Bewertung des CDI eine Klassierung der Käfigbewegung in die Klassen stabil, instabil oder umlaufend. Der CDI wird für den Zeitraum einer Käfigumdrehung berechnet.

Die Diskriminanzanalyse benötigt Trainingsdaten, die die Klassifikationsproblematik – also die Einordnung des CDI für einen konkreten Berechnungsfall in die Bewegungstypen stabil, instabil oder umlaufend – repräsentieren. Die Trainingsdaten beinhalten insgesamt die Ergebnisse aus 402 Mehrkörpersimulationen und 4 788 Merkmalsvektoren. Auf Grundlage der Trainingsdaten werden für jeden Bewegungstyp multivariate Normalverteilungen zur Ermittlung der Klassenzugehörigkeit für den zu klassierenden CDI ermittelt. Multipliziert man im Weiteren diese Wahrscheinlichkeit mit einer Funktion, die die Kosten einer Fehlklassifikation definiert, führt dies zur Zielfunktion. Letztendlich wird der CDI der Klasse zugeordnet, die die geringsten Kosten durch eine potentielle Fehleinordnung verursacht.

Als Beispiel für die Verteilung zweier Merkmale zeigt Bild 7 den arithmetischen Mittelwert und die Standardabweichung des Wirbelverhältnisses. Zwar kann für bestimmte Simulationen bereits alleine auf Basis dieser Eigenschaft eine Klassierung zu den drei Bewegungstypen vorgenommen werden, allerdings gibt es häufig Überschneidungen beziehungsweise Übergangsbereiche zwischen den Bewegungstypen. Mithilfe des CDI können diese Bereiche möglichst genau voneinander getrennt werden.

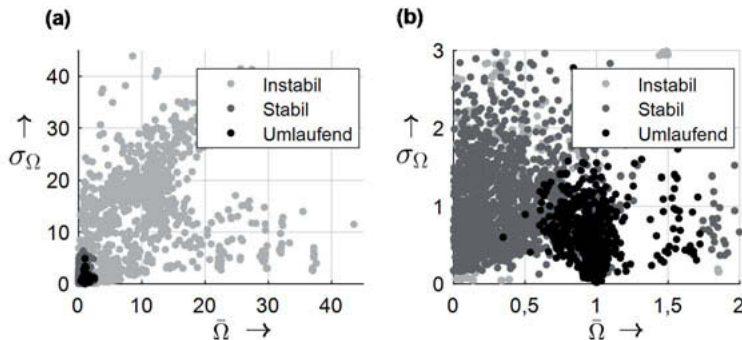


Bild 7: Verteilung der Trainingsdaten für den arithmetischen Mittelwert und die Standardabweichung des Wirbelverhältnisses für den gesamten (a) und einem vergrößerten Ausschnitt (b)

Die Diskriminanzanalyse besitzt bei einer fünffachen Kreuzvalidierung eine Vorhersagegenauigkeit von 93,3 %, was für die Praxis als sehr zuverlässig erachtet werden darf. Die falsch klassierten Käfigbewegungen sind größtenteils auf CDIs zurückzuführen, die keine eindeutige Klassenzugehörigkeit besitzen und auch mithilfe einer manuellen Einordnung durch einen Experten nicht eindeutig klassiert werden können.

## 6. Zusammenfassung und Ausblick

Dieser Beitrag beschreibt eine Vorgehensweise zur objektiven und zuverlässigen, automatisierten Klassierung von Wälzlagerkäfigbewegungen in die drei charakteristischen Bewegungstypen stabil, umlaufend und instabil. Elastische Verformungen des Käfigs können dabei berücksichtigt werden.

Basis stellt der CDI (Cage Dynamics Indicator) dar, welcher mehrere Eigenschaften subsumiert. Als Verfahren des maschinellen Lernens wird die quadratische Diskriminanzanalyse genutzt. Insgesamt werden 402 Simulationen und 4788 CDIs verschiedener Lager- und Käfigtypen verwendet, um die quadratische Diskriminanzanalyse zur Klassifikation der Käfigbewegung zu trainieren. Der Algorithmus besitzt nach einer fünffachen Kreuzvalidierung eine Vorhersagegenauigkeit von 93,9 %. Der Großteil der falsch zugeordneten Käfigbewegungen zeigt kein eindeutiges Bewegungsverhalten, das für eine bestimmte Klasse charakteristisch ist.

Bei der Erstellung der Trainingsdaten ist darauf geachtet worden, dass die Klassierung auch für weitere, dem Algorithmus unbekannte Wälzlager- und Käfigtypen eingesetzt werden kann,

sodass eine breite Nutzbarkeit gewährleistet ist. Auch können durch die beschriebene Vorgehensweise die Ergebnisse großer Versuchspläne automatisiert und objektiv in die Bewegungstypen stabil, instabil und umlaufend eingeordnet werden, sodass sich die Käfigdynamik hinsichtlich verschiedener Einflüsse, wie einer Änderung der Geometrie oder der Last am Wälzlager, untersuchen lässt.

### **Danksagung**

Die in diesem Beitrag veröffentlichten Ergebnisse und Erkenntnisse sind im Rahmen des durch die Bayerische Forschungsstiftung geförderten Projektes „KILL VIB – Reduzierung von Vibrationen und Geräuschemissionen infolge von Käfiginstabilitäten in Wälzlagerungen“ (AZ-1233-16) entstanden. Die Autoren danken der Bayerischen Forschungsstiftung für die Finanzierung und Unterstützung ihrer Arbeiten.

## 7. Literaturverzeichnis

- [1] GRILLENBERGER, H.; HAHN, B.; BINDERSZEWSKY, J.: Simulation von elastischen Käfiginstabilitäten in Wälzlagern. In: VDI-Berichte 2257. Gleit- und Wälzlagerungen. 6.-7. Mai 2015, Schweinfurt. Düsseldorf, VDI 2015, S. 365–376.
- [2] KINGSBURY, E. P.: Torque Variations in Instrument Ball Bearings. Tribology Transactions. (1965), Nr. 4, S. 435–441.
- [3] KANNEL, J. W.; SNEDIKER, D. K.: The hidden cause of bearing failure. Machine Design. (1977), Nr. 49, S. 78–82.
- [4] GRILLENBERGER, H.; HAHN, B.; KOCH, O.: Elastic Cage Instability in Rolling Element Bearings Simulation and Test. In: Society of Tribologists and Lubrication Engineers (Hrsg.): STLE 70th Annual Meeting & Exhibition. Dallas, 2015, S. 704–706.
- [5] AUL, V.; SAUER, B.: Kriterien zur Bewertung von Käfigorbitalbewegungen. In: VDI-Berichte 2069. Gleit- und Wälzlagerungen. 9.-10. Juni 2009, Wiesloch. Düsseldorf: VDI, 2009, S. 79–90.
- [6] HAHN, B.; VLASENKO, D.; STEFANIE, G.: Detailed Cage Analysis Using CABA3D. In: Society of Tribologists and Lubrication Engineers (Hrsg.): 73rd STLE Annual Meeting and Exhibition. Minneapolis, 2018.
- [7] SCHWARZ, S.; GRILLENBERGER, H.; TREMMEL, S.: Investigations on cage dynamics in rolling bearings by test and simulation. In: Society of Tribologists and Lubrication Engineers (Hrsg.): 74th STLE Annual Meeting and Exhibition. Nashville, 2019. - Angenommen
- [8] GUPTA, P. K.: On the Frictional Instabilities in a Cylindrical Roller Bearing. Tribology Transactions. (1990), Nr. 3, S. 395–401.
- [9] GUPTA, P. K.: Modeling of Instabilities Induced by Cage Clearances in Cylindrical Roller Bearings. Tribology Transactions. (1991), 1, S. 1–8.
- [10] GUPTA, P. K.: Frictional Instabilities in Ball Bearings. Tribology Transactions. (1987), Nr. 2, S. 258–268.

- [11] BOESIGER, E.; WARNER, M.: Spin bearing retainer design optimization. In: Aeronautics, U. States National; Administration, S.; Technology, C. Institute of; Missiles, L.; Company, S.; Laboratory, J. Propulsion (Hrsg.): The 25th Aerospace Mechanisms Symposium: NASA Office of Management, Scientific and Technical Information Division, 1991, S. 161–178.
- [12] CRAIG, R., JR.; BAMPTON, M.: Coupling of substructures for dynamic analyses. AIAA Journal, American Institute of Aeronautics and Astronautics. (1968), Nr. 7, S. 1313–1319.



# Simulation von Lagerkäfigen in CABA3D mit detaillierter Festigkeitsanalyse

Dipl.-Ing. (FH) **Bodo Hahn**, Dr.-Ing. **Dmitry Vlasenko**,  
M. Eng. **Thomas Kammerbauer**,  
Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Herzogenaurach

## Kurzfassung

Unter gewissen Betriebsbedingungen wie Vibrationen, Stöße, Torsionsschwingungen oder Drehbeschleunigungen ist häufig nicht nur die Ermüdungslebensdauer eines Wälzlagers entscheidend, sondern auch die Festigkeit des Lagerkäfigs.

Ein zentraler Punkt ist dabei die rechnerische Festigkeitsanalyse für Käfigen. Die Belastungen auf den Käfig können in der Regel nicht direkt von den Belastungen auf das Lager abgeleitet werden. Der Einsatz von Simulationsmethoden wird erforderlich. Daher wurde für das Wälzlager-Mehrkörpersimulationsprogramm CABA3D ein elastisches Käfigmodell entwickelt, welches nun auch um eine Schnittstelle zum kommerziellen Betriebsfestigkeitsprogramm FEMFAT erweitert wurde.

Die benutzten Modelle, der Simulationsablauf und die Festigkeitsanalyse werden im Artikel erläutert. Darüber hinaus wird ein Validierungsbeispiel gezeigt, bei dem die Simulationsergebnisse mit Prüfstandsversuchen verglichen werden.

## Abstract

Under certain operating conditions such as vibrations, impacts, torsional vibrations or angular acceleration, the decisive factor is frequently not only the fatigue life of a rolling bearing but also the strength of the bearing cage.

A central issue in this respect is the computer-aided strength calculation of cages. The loads on the cage cannot generally be derived directly from the loads on the bearing. The use of simulation methods is then necessary. This was the reason that an elastic cage model has been developed for the multi-body simulation program CABA3D that has now been expanded to include an interface for the operating strength program FEMFAT.

The models used, the simulation procedure and the strength analysis method are explained in the article. A validation example is also shown in which the simulation results are compared with rig tests.

## 1. Motivation

Unter gewissen Betriebsbedingungen wie Vibrationen, Stöße, Torsionsschwingungen oder Drehbeschleunigungen ist häufig nicht nur die Ermüdungslebensdauer eines Wälzlagers entscheidend, sondern auch die Festigkeit des Lagerkäfigs. Die Auswahl des richtigen Käfigs und die Optimierung von neuen Designs stellt hier eine besondere Herausforderung dar.

Ein zentraler Punkt ist dabei die rechnerische Festigkeitsanalyse für Käfigen. Die Belastungen auf den Käfig können in der Regel nicht direkt von den Belastungen auf das Lager abgeleitet werden. Der Einsatz von Simulationsmethoden wird erforderlich.

Bei der Simulation muss immer zwischen Genauigkeit und Rechenzeit abgewogen werden.

Zum einen gibt es einfache, analytische Modelle, mit denen man schnell Grobauslegungen machen kann. Auf der anderen Seite bieten kommerzielle Finite-Element(FE)-Programme die Möglichkeit das komplette Lager dynamisch zu simulieren. Der Käfig muss dann komplett vernetzt werden. Diese Modelle sind sehr genau, sie haben dennoch den Nachteil, dass sehr hohe Rechenzeiten entstehen wegen der vielen Tausend Freiheitsgrade, die berücksichtigt werden müssen.

Eine Methode, die sowohl genau als auch schnell ist, ist die Mehrkörpersimulation(MKS) mit elastischen Bauteilen. Bei Schaeffler existiert hierfür das Programm CABA3D.

Ein Schritt, der bisher noch nicht automatisiert erfolgte, ist die Festigkeitsbewertung des Käfigs. Dies wurde nun ebenfalls durch eine Schnittstelle zu dem kommerziellen Betriebsfestigkeitsprogramm FEMFAT realisiert.

## 2. Das Wälzlager-Mehrkörpersimulationsprogramm CABA3D

CABA3D ist ein universelles Wälzlager – Mehrkörpersimulationsprogramm. Es können damit alle Arten von Wälzlagern realitätsnah simuliert werden. Der Name CABA3D der Schaeffler Eigenentwicklung steht dabei für „Computer Aided Bearing Analyzer 3-Dimensional“ [1]

Die Berechnung berücksichtigt alle translatorischen und rotatorischen Freiheitsgrade jedes Bauteils. Ringe und Wälzkörper werden als Starrkörper modelliert, für Käfige steht auch ein elastisches Modell zur Verfügung.

CABA3D benutzt ein sehr detailliertes Kontaktmodell, welches auf einem Scheibenmodell basiert. Mit diesem kann der Einfluss von Temperatur, Schmierstoff und Rauheit und damit der komplette Verlauf einer Stribeck-Kurve simuliert werden. Auch veränderliche Lasten und Drehzahlen, aber auch externe Vibrationen oder Stöße können berücksichtigt werden. [2]

Das Wälzlager kann hierbei auch im System mit Wechselwirkungen mit anderen Bauteilen dynamisch simuliert werden.

Als Ergebnis stehen neben der Kinematik aller Körper und der auf diese Körper wirkenden Kräfte auch sehr detaillierte Informationen über die Kontakt- und Schmierungsbedingungen, wie z. B. die Pressungsverteilung, Schmierfilmdicke, Lasttraganteil, Schlupfzustände oder Kontaktverlustleistung zu Verfügung.

Darüber hinaus besitzt CABA3D eine grafische Benutzeroberfläche (Siehe Bild 1), mit der Modelle einfach erstellt und ausgewertet werden können. Ergebnisse können über Assistenten in Diagrammform oder in der 3D-Animation dargestellt werden.

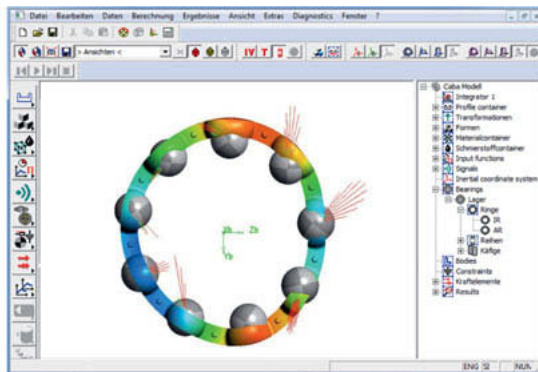


Bild 1: Benutzeroberfläche von CABA3D

CABA3D wird in der Produktentwicklung von Wälzlager in verschiedenen Bereichen wie Akustik, Schlupf, Reibung und Festigkeit eingesetzt. [3]

### 3. Modell für elastische Käfige

CABA3D wird ständig weiterentwickelt. Eine wesentliche Neuentwicklung ist ein elastisches Käfigmodell. Der Käfig wird hierbei als reduziertes FE-Modell in das MKS-Modell des Lagers eingebunden (Siehe Bild 2). Es werden nach [4] alle Trägheitseffekten berücksichtigt. Die Reduktion erfolgt nach dem Verfahren nach Craig und Bampton [5].

Um später eine Festigkeitsanalyse durchführen zu können, muss das reduzierte Modell die Verformungen des Käfigs mit hoher Genauigkeit abbilden können. Hierfür müssen die Interface-Knoten bei dieser Methode in einer Weise gesetzt werden, sodass sie typische Verformungen des Käfigs abbilden können. [6]

Die Modellerstellung in CABA3D läuft hierbei weitgehend automatisiert ab, wodurch die Methode von einem breiten Anwenderkreis genutzt werden kann. Dies wurde durch ein Plug-In für das kommerzielle FE-Programm Abaqus realisiert. Darüber hinaus existiert die Möglich-

keit die Verformungen des Käfigs zu exportieren, wodurch in einem nachgeschalteten Schritt Spannungen berechnet werden können. [6]

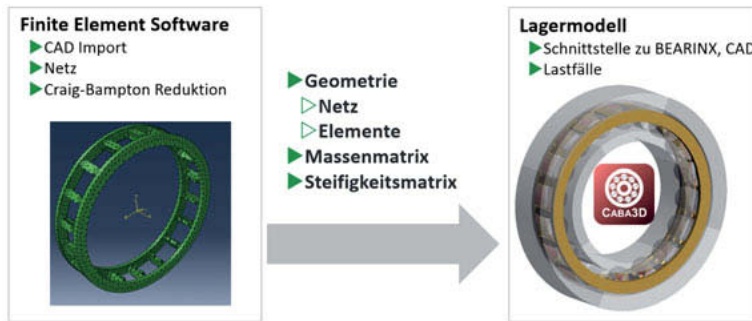


Bild 2: Erstellung eines Modells mit elastischem Käfig

Die Kontaktberechnung ist bei Wälzlagern sehr entscheidend für die Qualität der Ergebnisse der Simulation. Für elastische Käfige stehen zwei Kontaktmodelle zur Verfügung um den Anforderungen an Genauigkeit und Rechenzeit gerecht zu werden.

#### **Scheibenmodell:**

Bei diesem Modell bleiben die Kontaktflächen der Käfigtaschen in sich starr. Diese Kontaktflächen werden durch ein automatisiert erzeugtes Verbindungselement mit den Oberflächenknoten des reduzierten FE-Modells verbunden. Der Kontaktpartner ist in Scheiben diskretisiert. Dieses Kontaktmodell hat sich in der Simulation von Wälzlagern etabliert [1]. Es ist gut geeignet für einfache Geometrien und ist performant.

#### **Knoten-Fläche Modell:**

Dieses Modell wird standardmäßig FE-Berechnungen angewandt. Es wird für jeden Knoten der kürzeste Abstand zum Kontaktpartner ermittelt. Dadurch können beliebige Kontaktgeometrien berücksichtigt werden. Dadurch ist es sehr genau.

Bild 3 zeigt ein Beispiel für eine Gegenüberstellung der Spannungen und Verformungen mit dem reduzierten Käfigmodell in CABA3D mit dem kommerziellen FE-Programm Abaqus unter statischen Bedingungen. Es ist eine sehr gute Übereinstimmung der Ergebnisse erkennbar.

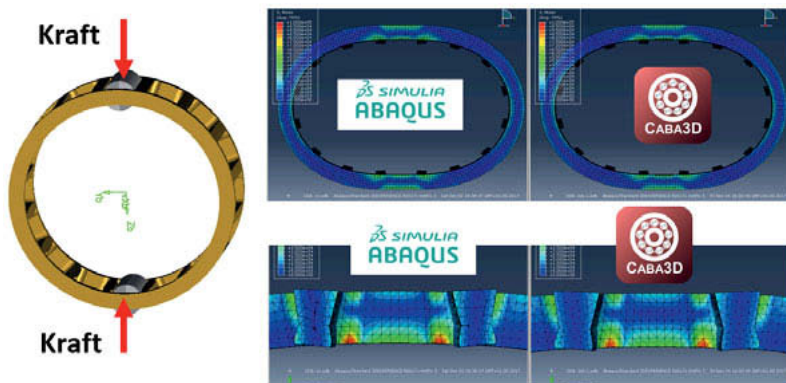


Bild 3: Verifikation der Spannungsberechnung

Darüber hinaus stehen weitere Methoden zur Verifikation der dynamischen Eigenschaften des reduzierten Modells zur Verfügung. Zu erwähnen wären hier das NRFD-Kriterium für die Eigenfrequenzen und das MAC-Kriterium der Eigenformen. Näheres hierzu ist in [7] zu finden.

#### 4. Berechnung von Spannungen

Analysen zur Betriebsfestigkeit mussten bisher, ausgehend von den Spannungen, manuell erfolgen. Dies ist mit Nachteilen verbunden. Es mussten manuell kritische Zeitpunkte ausgewählt und es mussten viele kritische Stellen am Käfig untersucht werden.

Mit dem neu entwickelten elastischen Käfigmodell ist es nun möglich dieses Vorgehen wesentlich zu automatisieren und gleichzeitig die Genauigkeit der Ergebnisse zu steigern.

Hierfür werden die Ergebnisse aus CABA3D über eine Schnittstelle mit der kommerziellen Betriebsfestigkeits-Software FEMFAT weiterverarbeitet. Es kann sowohl eine Sicherheit gegen Dauerbruch als auch den Zeitverlauf der Schädigung im Zeitfestigkeitsbereich berücksichtigt werden. Diese Analyse erfolgt automatisch für jeden Knoten im FE-Modell. Die kritische Stelle des Käfigs muss also nicht zuvor bekannt sein.

Der erste Schritt ist die Berechnung der Spannungen im Material. Bei der dynamischen MKS-Simulation von Lagerkäfigen liegen häufig mehrere Tausend Zeitschritte vor. Zu jedem Zeitschritt könnte dann die Verschiebung jedes einzelnen Knotens berechnet werden. Bei Knotenanzahlen von häufig über 100.000 ist dieses Verfahren mit sehr hohen Rechenzeiten und Speicherbedarfen verbunden.

Genau hier greift das Verfahren der modalen Spannungen an. Hierbei werden nicht die Verschiebungen der einzelnen Knoten auf das Modell aufgebracht, sondern man macht sich die linearen Eigenschaften des reduzierten Modells zunutze. Daher müssen lediglich zu jedem reduzierten Freiheitsgrad einmal die Spannungen bei der Verformung von „eins“ berechnet werden. Die daraus entstehenden Spannungsbilder können dann für alle reduzierten Freiheitsgrade superpositioniert werden (Siehe Bild 4). Auf diese Art wird die Effizienz der Auswertung deutlich gesteigert und es können so tausende Zeitschritte berücksichtigt werden. [8]

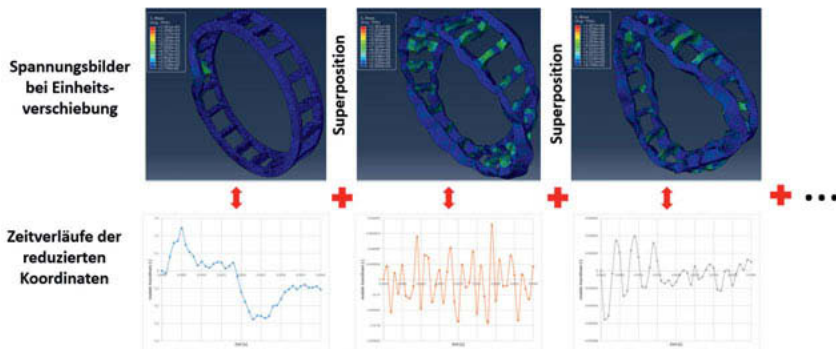


Bild 4: Spannungsberechnung mit modalen Spannungen [8]

Liegen die Spannungen vor, so wird für jeden Knoten ein Amplitudenkollektiv gebildet (Siehe Bild 5). Dies erfolgt über die sogenannte Rainflow-Zählmethode, welche geschlossene Hysteresen zählt, aus denen dann die Amplitude und die Mittelspannung ermittelt wird. Dies geschieht automatisch für mehrere Schnittebenen, aus denen die Kritischste bestimmt wird. [9] Zuletzt wird für jeden Knoten eine lokale Wöhlerlinie bestimmt, welche Materialfestigkeit, Mittelspannungsempfindlichkeit, Spannungsgradient, Oberflächengüte, Temperatur und weitere Einflüsse berücksichtigt. Ausgehend hiervon kann entweder eine Sicherheit gegen Dauerbruch oder eine Schädigung in Zeitfestigkeitsbereich bestimmt werden.

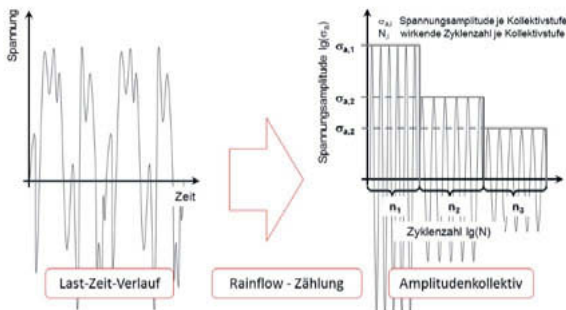


Bild 5: Ableitung eines Amplitudenkollektivs aus einem beliebigen Last-Zeit-Verlauf aus [10]

Die erwähnten Methoden stehen bereits in kommerziellen Programmen zur Verfügung. Daher wurde für CABA3D lediglich eine zusätzliche Schnittstelle zu dem Programm FEMFAT entwickelt. [8] FEMFAT ist ein kommerzielles Programm der Firma Magna zur Betriebsfestigkeitsberechnung von Bauteilen. Es weist unterschiedliche Berechnungsmöglichkeiten und Module auf. Die erwähnte Schnittstelle nutzt das Modul „ChannelMAX“, welches den beschriebenen Ablauf realisiert. [9]

## 5. Verifikation und Validierung

Bevor das beschriebene Verfahren auf reale Beispiele angewandt wird, wurde die entwickelte Schnittstelle zuerst verifiziert. Dies wurde anhand einfachen Beispielen wie Stäbe oder Balken gemacht, welche einfach analytisch nachzurechnen sind. Die Abweichung betrug hier unter einem Prozent.

Um zu untersuchen, ob die gezeigte Methode auch für Praxisfälle anwendbar ist, wurde diese anhand eines Prüfstandsversuchs (siehe Bild 6) validiert.

Der Versuchsaufbau stellt typische Betriebsbedingungen in von Eisenbahngetrieben nach. Es wird hierbei eine dynamisch wechselnde Radiallast auf die Prüflager aufgebracht. Darüber hinaus kann über einen Resonanzschwinger eine Drehbewegungen auf die Welle aufgebracht werden. Die daraus entstehenden Beschleunigungs- und Abbremsvorgänge stellen eine kritische Betriebsbedingung für den Käfig dar.

Es wurden zwei Lastfälle und drei verschiedene Käfigtypen miteinander verglichen. Im Prüfaufbau wurden immer mehrere Käfige gemeinsam geprüft. In gegebenen Zeitintervallen wurden die Käfige auf Schäden untersucht. Bei einem Schaden wurde der Versuchslauf dann beendet. Es konnten an Ende lediglich Schäden unter den Betriebsbedingungen von Lastfall 2 an Käfig B erzeugt werden.

	Lastfall 1	Lastfall 2
Radialkraft [kN]	+18 / -12	$\pm 10$
Frequenz Radialkraft [Hz]	60	60
Drehzahl [min <sup>-1</sup> ]	3000	400
Amplitude Drehschwingung [°]	$\pm 5^\circ$	$\pm 6^\circ$
Frequenz Drehschwingung [Hz]	63	63

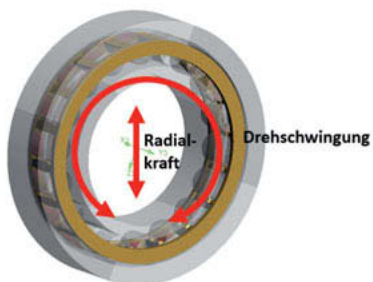


Bild 6: Testbedingungen

Bild 7 zeigt eine typische Verteilung der Schädigung. Es ist zu sehen, dass vor allem an den Übergängen der Käfigstege zum Seitenband die höchsten Schädigungen auftreten. Dies ist plausibel, da es sich hier um Kerbstellen handelt, bei denen es zu Spannungsüberhöhungen kommen kann. Des Weiteren stimmt dieses Bild mit der Praxis überein. Im erwähnten Versuchsaufbau traten Brüche immer an diesen Übergängen auf.

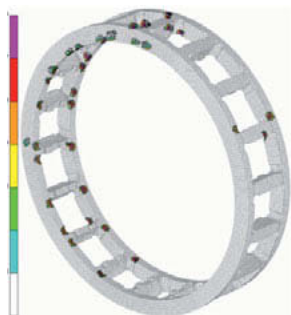


Bild 7: Akkumulierte Schädigung eines Käfigs

Wichtig ist hier noch zu erwähnen, dass das Schädigungsbild lediglich einen kurzen Zeitraum von wenigen Sekunden in der Simulation abbildet. In dieser verhältnismäßig kurzen Zeit erfahren lediglich manche Stege eine nennenswerte Schädigung. Bei der Extrapolation auf die komplette Betriebszeit des Käfigs kann in guter Näherung angenommen werden, dass sich die Schädigungen gleichmäßig auf alle Stege verteilen.



In Bild 8 sind die extrapolierten Lebensdauern der Käfige für die zwei Lastfälle und drei Käfigtypen dargestellt. Einerseits ist zu sehen, dass die Käfigtypen A und C wesentlich längere Lebensdauern errechnen als Käfig B. Des Weiteren stellt sich Lastfall 2 kritischer als Lastfall 1 dar. Beides stimmt mit den Beobachtungen im Versuch überein.

Betrachtet man die absoluten Lebensdauern so liegt der errechnete Wert unter den Ergebnissen des Versuchs. Dies kann durch verschiedene Sicherheiten für Materialdaten oder statistische Einflüsse verursacht sein, welche bei einer rechnerischen Festigkeitsanalyse immer so gewählt werden, dass sie auf der sicheren Seite liegen.

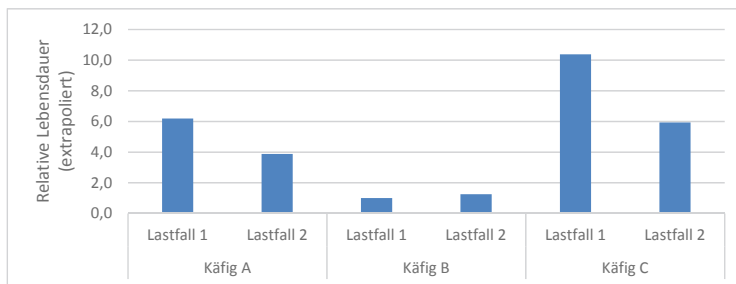


Bild 8: Errechnete, relative Lebensdauern

## 6. Zusammenfassung / Fazit

Es wurde vorgestellt, wie eine Berechnungskette von der dynamischen MKS bis hin zur Festigkeitsanalyse in CABA3D umgesetzt ist.

Mit dem neu entwickelten elastischen Käfigmodell ist es nun möglich dieses Vorgehen wesentlich zu automatisieren und gleichzeitig die Genauigkeit der Ergebnisse zu steigern.

Mit der beschriebenen Kombination von Verfahren können Lagerkäfige deutlich genauer, schneller und unter Berücksichtigung realitätsnaher Randbedingungen analysiert und optimiert werden.

Die Validierung mit den Versuchsergebnissen hat gute Ergebnisse gezeigt. Dennoch gibt es Unsicherheiten, welche in der Praxis berücksichtigt werden müssen. So kann eine Simulation nicht besser sein als die Eingaben zu den Betriebsbedingungen des Lagers.

## Literatur

- [1] Vesselinov V.: Dreidimensionale Simulation der Dynamik von Wälzlagern; Karlsruhe; 2003
- [2] Bakolas, V.; Koch, O.: Bearing optimization using a 3D-dynamic simulation tool. Proceedings STLE Annual Meeting & Exhibition 2009, Florida
- [3] Grillenberger H., Hahn B., Koch O.: Elastische Käfiginstabilität in Wälzlagern – Simulation und Versuch. Tagungsband 16. Antriebstechnisches Kolloquium, 1. Auflage, 2015, 153 – 164
- [4] Wallrapp O., Schwertassek R: Dynamik flexibler Mehrkörpersysteme; Braunschweig/Wiesbaden 1998.
- [5] Craig, R.R. Coupling of substructures for dynamic analyses: an overview. In Structures, Structural Dynamics and Material Conference, 41st AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC, Atlanta, 2000
- [6] Hahn B., Gaile S., Vlasenko D.: Detailed Cage Analysis Using Caba3D. Proceedings of the 73rd STLE Annual Meeting and Exhibition, Minneapolis 2018.
- [7] Vlasenko, D.: Modal reduction of elastic cages in CABA3D. Tagungsband 17. Antriebstechnisches Kolloquium, 1. Auflage, 2017, 153 – 164
- [8] Kammerbauer, T: Entwicklung einer Methodik zur automatisierten Festigkeitsanalyse von Lagerkäfigen. Masterarbeit. Nürnberg 2018
- [9] Fischer, P, Witteveen, W, Schabasser, M.: Lebensdauerberechnung von FE-MKS Verbundstrukturen mit modalen Spannungen, 9. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen 2000
- [10] „Einbock Akademie,“ [Online]. Available: [http://einbockakademie.de/lebensdauer\\_anhand\\_bauteilwoehlerkurven\\_berechnen\\_teil\\_1/](http://einbockakademie.de/lebensdauer_anhand_bauteilwoehlerkurven_berechnen_teil_1/). [Zugriff am 23 April 2018].

# Sensorische Eigenschaften von Wälz- und Gleitlagerungen

## Beherrschen von Unsicherheiten von und durch die Zusatzfunktion

**Marcel Neu**, M.Sc., **André Harder**, M.Sc.,

Prof. Dr.-Ing. **Eckhard Kirchner**, Produktentwicklung und Maschinenelemente (pmd), Technische Universität Darmstadt

### Kurzfassung

Die Unsicherheit bei der Zustandsüberwachung technischer Systeme kann durch eine erhöhte Prozessnähe reduziert werden. Dazu können die notwendigen Größen direkt im Maschinenelement gemessen werden. Daher wurden in den letzten Jahren zahlreiche Konzepte für sensorintegrierende und sensorisch nutzbare Maschinenelemente entwickelt. Damit diese Maschinenelemente mit ihrer zusätzlichen sensorischen Funktion eine Verbesserung gegenüber konventionell positionierten Sensoren bieten, muss die Unsicherheit der sensorischen Nutzung beherrscht und reduziert werden. Im Rahmen dieser Arbeit wird die Unsicherheit in der modellbasierten sensorischen Nutzung von Wälz- und Gleitlagern diskutiert und Ansätze zur Reduzierung der Modellunsicherheit aufgezeigt. Es wird ein numerischer Ansatz beschrieben mit dem eine präzise Modellierung der elektrischen Eigenschaften von Wälz- und Gleitlagern ermöglicht werden soll, um die Reduktion der Modellunsicherheit voranzutreiben.

### Abstract

A reduction of uncertainty during the condition monitoring of technical systems can be achieved by close-to-process measurement. In recent years various concepts for sensor integrating or sensing machine elements have been developed to accomplish in-situ measurement in technical systems. The additional sensorical function can only be an improvement if its uncertainty is reduced and restrained. In this paper the uncertainty of the model-based sensorical use of roller bearings and journal bearings is discussed. An approach for the reduction of the uncertainty of the modelling is given. A numerical approach for the precise modelling of the electrical properties of roller bearings and journal bearings is presented, which allows the reduction of model-uncertainty.

## 1. Einleitung

Im Zuge der fortschreitenden Digitalisierung gewinnt die Datenerhebung zur Zustandsüberwachung technischer Systeme zunehmend an Bedeutung. Hierbei ist die Reduzierung von Unsicherheit bei der Messung von Systemgrößen ein zentraler Aspekt. Messungen finden zumeist an prozessfernen Komponenten des Systems (bspw. Körperschallmessungen an Getriebegehäusen) wie von Martin in [1] gezeigt statt. Der Messunsicherheit, die mit der Prozessferne entsteht, kann mit einer prozessnahen Messung begegnet werden. Die elektrischen Eigenschaften von Maschinenelementen eignen sich dazu, Systemgrößen prozessnah zu erfassen, wie von Martin in [2] beschrieben. Im Gegensatz zu konventionellen Sensoren (bspw. Körperschallsensorik) stellt die Messung über das Maschinenelement nicht die Hauptfunktion des Bauteils dar. Deswegen ist die Beherrschung der Messunsicherheit essentiell, um der konventionellen Zustandsüberwachung gegenüber einen Vorteil bieten zu können. Ursache für die Messunsicherheit ist die unpräzise Modellierung des physikalischen Zusammenhangs, der für die sensorische Nutzung des Maschinenelements zugrunde gelegt wird. Für eine zuverlässige Messdateninterpretation wie in Bild 1 dargestellt muss das Modell in der Lage sein, das betrachtete Maschinenelement präzise zu beschreiben.

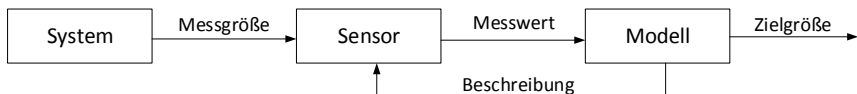


Bild 1: Modellbasierte Messdaten-Interpretation

Wälz- und Gleitlager werden sowohl als tribologisches als auch als elektrisches System betrachtet. Die Eigenschaften dieses tribologischen Systems sind abhängig von den Betriebsparametern und beeinflussen die elektrischen Systemeigenschaften. Die Messung dieser ermöglicht Rückschlüsse auf die Betriebsparameter. Voraussetzung dafür ist ein präzises Modell zur Beschreibung des tribologischen und elektrischen Systems sowie vorhandener Abhängigkeiten. Deswegen weisen Wälz- und Gleitlager ein besonderes Potential für die integrative Nutzung als Sensor auf.

## 2. Modellierung sensorisch nutzbarer Gleitlager

Die elektrischen Eigenschaften von hydrodynamischen Gleitlagern wurden bereits an mehreren Stellen untersucht. Prashad beschreibt in [3] die Berechnung der elektrischen Kapazität sowie des Widerstandes von Gleitlagern und ermittelt daraus die Reduzierung der Lebensdauer infolge von elektrischen Spannungen in der Rotorwelle. Hagen beschreibt in [4] und Dai

in [5] wie ein Gleitlager zur berührungsfreien Energieübertragung in rotierenden Wellen genutzt werden kann. Abraham und Franek nutzen in [6] die elektrische Kapazität zur Schmier-spaltüberwachung im Gleitlager.

Der Betriebszustand eines Gleitlagers wird über die Sommerfeldzahl  $So$  beschrieben, die von den Betriebsparametern (Lagerlast  $F$  und Winkelgeschwindigkeit  $\omega$ ), Lagergeometrie (Durchmesser  $D$ , Breite  $B$  und relatives Lagerspiel  $\psi$ ) und der Viskosität des Schmierstoffes  $\eta$  abhängt.

$$So = \frac{F \cdot \psi^2}{B \cdot D \cdot \eta \cdot \omega} \quad (1)$$

Der hydrodynamische Zustand im Gleitlager wird mithilfe der Reynold'schen Differentialgleichung [7] beschrieben. Für schmale Lager ( $B/D \leq 1$ ) und unter der Annahme, dass auf der lastabgewandten Lagerseite der Druck zu null wird (halbe Sommerfeldbedingung), lässt sich nach Hori [8] folgender Zusammenhang zwischen Sommerfeldzahl und relativer Exzentrizität  $\kappa$  aus der Reynold'schen Differentialgleichung ableiten:

$$So = \left(\frac{B}{D}\right)^2 \cdot \frac{\kappa[16\kappa^2 + \pi^2(1 - \kappa^2)]^{\frac{1}{2}}}{2 \cdot (1 - \kappa^2)^2} \quad (2)$$

Die Kapazität  $C$  eines Gleitlagers wird in Anlehnung an Prashad [3] in Gleichung (3) berechnet, dabei bezeichnet  $\varepsilon$  die Permittivität des Schmierstoffes.

$$C = \frac{4 \cdot \varepsilon \cdot B}{\psi \cdot \sqrt{1 - \kappa^2}} \cdot \tan^{-1} \left( 0.41 \sqrt{\frac{1 + \kappa}{1 - \kappa}} \right) \quad (3)$$

Die Temperatur- und Druckabhängigkeit der dynamischen Viskosität  $\eta$  wird in Kapitel 4 genauer beschrieben. Die temperaturabhängige Änderung des relativen Lagerspiels lässt sich nach Roloff/Matek [9] in Gleichung (4) mit den Wärmeausdehnungskoeffizienten des Lagers und der Welle  $\alpha_L$  und  $\alpha_W$ , der Umgebungstemperatur  $\vartheta_U$  und der Betriebstemperatur  $\vartheta$  berechnen.

$$\Delta\psi = (\alpha_L - \alpha_W) \cdot (\vartheta - \vartheta_U) \quad (4)$$

Für eine Messung der Lagerlast ist somit die Messung der Lagerkapazität  $C$ , der Betriebstemperatur  $\vartheta$  und der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  erforderlich. Die Auswertung der Messdaten ist in Bild 2 dargestellt.

Beim Einsatz des Gleitlagers als sensorintegrierendes Maschinenelement, müssen zudem folgende Unsicherheiten in Betracht gezogen werden:

- Die Permittivität  $\varepsilon$  des Schmierstoffes ist i.A. druck- und temperaturabhängig und ändert sich zudem durch Verschmutzung oder Alterung.
- Alle Schmierstoffeigenschaften werden als homogen angenommen.

- Bedingt durch Fertigungstoleranzen ist die tatsächliche Lagergeometrie (vor allem  $\psi$ ) nicht bekannt.
- Die Rauigkeit der Oberflächen ist nicht berücksichtigt.
- Eine Schiefstellung zwischen Welle und Lager führt ebenfalls zu einer veränderten Kapazität wie von Thoma in [10] beschrieben.

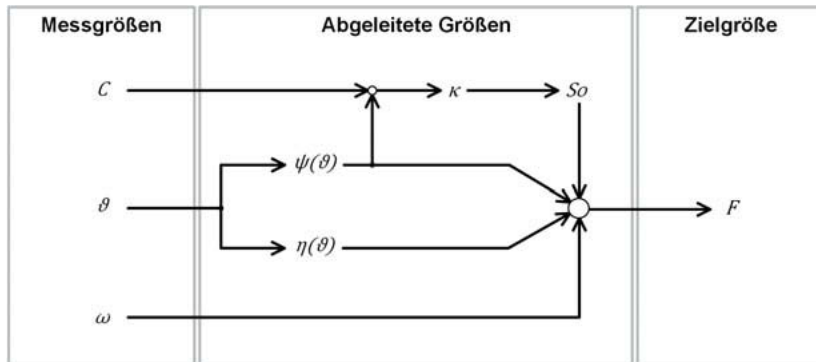


Bild 2: Auswertung der Messdaten

Im weiteren Vorgehen muss die hier gezeigte Gleitlagermodellierung experimentell überprüft werden. Es ist zu untersuchen, welchen Einfluss die genannten Unsicherheiten auf die Messwerte haben. Anhand ihres Einflusses ist zu überprüfen, ob und wie sie in die Modellierung eingebunden werden.

### 3. Modellierung sensierender Wälzlager

Es existieren Untersuchungen zu den elektrischen Eigenschaften des Wälzlagers, vornehmlich des belasteten Wälzkontakts. Im Fokus stand bisher die Quantifizierung von Schadensfolgen infolge zu hoher Stromdichten, wie beispielsweise bei Prashad in [3]. Erste Untersuchungen zur Eignung der elektrischen Wälzlagereigenschaften für die Nutzung als sensorisches Element werden von Schirra in [11] genannt. Ein empirisches Modell zur Beschreibung der Lagerstromdichte kann Magdun in [12] entnommen werden. Bei der bisherigen Beschreibung der elektrischen Eigenschaften des Wälzlagers wird wie beim Gleitlager von einer Kondensatoranalogie ausgehend die Kapazität des Lagers abhängig vom Betriebszustand ermittelt. Hierbei werden die tribologischen Paarungen aus Innenring – Wälzkörper und Außenring – Wälzkörper als Kondensatoren aufgefasst. Der Beschreibungsansatz ist in Bild 3 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die jeweiligen Paarungen an den Wälzkörpern in Reihe geschaltet

sind und diese wiederum über alle Wälzkörper hinweg parallel. Abhängig von der Position und des Belastungszustandes des Wälzkörpers ändert sich die Kapazität der jeweiligen Kondensatoren. Hierbei wird der Käfig des Lagers als nichtleitendes Element vernachlässigt.

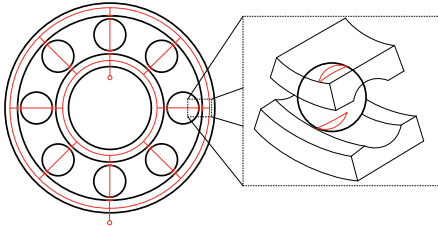


Bild 3: Kondensatorsersatzmodell des Wälzlagers

Die zur Charakterisierung dieses Ersatzmodells notwendigen Eigenschaften (Plattenabstand  $h_0$ , Plattenfläche  $A_{Hz}$  und Dielektrikum  $\varepsilon$ ) werden bisher aus der Berechnung des Schmierpalts über die Reynoldsgleichungen sowie die Theorie der Hertz'schen Fläche ermittelt. Von Gemeinder wird in [12] eine Gleichung abgeleitet, um die Kapazität des Wälzkontakts abhängig vom Betriebszustand beschreiben zu können. Hierbei wurde die Gleichung mit experimentellen Daten verglichen und korrigiert.

$$C_{Hz} = k_c \cdot \varepsilon \cdot \frac{A_{Hz}}{h_0} \quad (5)$$

Gleichung (5) basiert auf der Beschreibung nach Hamrock [13] bzw. Harris [14] und beinhaltet die folgenden Einschränkungen:

- Die Fläche  $A_{Hz}$  wurde nach der Hertz'schen Theorie berechnet und nach Schrader [15] mit einem Viskositätsmodell korrigiert. Dieses Modell ist jedoch in den vorliegenden Druck und Temperaturbereichen unpräzise.
- Der Korrekturfaktor  $k_c$  berücksichtigt den Einfluss der Randgebiete um den betrachteten Hertz'schen Kontaktbereich.
- Es wird lediglich die nach Hertz berechnete mittlere Schmierfilmhöhe betrachtet.

Die Einschränkungen dieses Ansatzes auf die eigentliche Kontaktzone reduzieren die Übertragbarkeit auf andere Systeme, da insbesondere Einflüsse aus dem Randbereich des tragenden Schmierfilms nur bedingt abgebildet werden. Es wird daher angenommen, dass der Ansatz zur Entwicklung eines übertragbaren Modells für Wälzlager nicht mehr analytisch möglich ist. Deshalb ist der Aufbau eines numerischen Modells mit hoher Detailierung angestrebt um die Zusammenhänge für die Beschreibung der elektrischen Eigenschaften von Wälzlagern zu ermöglichen.

#### 4. Numerische Beschreibung tribologisch-elektrischer Systeme

Die numerische Strömungssimulation ermöglicht es, den Schmierstoff abzubilden. Über die Kopplung mit einer Finiten Element Methode kann die Interaktion aus Schmierstoff und Struktur im Wälzkontakt realisiert werden. Insbesondere der Übergang aus der deformierten Kontaktgeometrie in das makroskopische Strömungsgebiet ist mithilfe von Fluidmodellen möglich, die für größere Druck und Temperaturbereiche Gültigkeit besitzen. Hartinger zeigt in [16] exemplarisch die Möglichkeiten des Einsatzes der numerischen Strömungssimulation zur Modellierung einer Fluid-Struktur-Interaktion.

Wenn zusätzlich die elektromagnetischen Differentialgleichungen in den Berechnungsablauf aufgenommen werden, könnten so elektrische Kenngrößen wie die Kapazität numerisch abgebildet werden. Dieses Vorgehen mit den drei zentralen Bausteinen der Strömungssimulation, Struktursimulation und Feldsimulation ist in Bild 4 mit den wichtigsten Kopplungen dargestellt. Die Ansätze der Simulation sollen im Folgenden vereinfacht dargelegt werden. Ziel ist es, ein Simulationsumfeld zu kreieren, welches es als virtuelles Strömungslabor ermöglicht, Ansätze zur Untersuchung der elektrischen Eigenschaften transientser Schmierstoffsysteme, unabhängig von einer experimentellen Konfiguration, zu evaluieren und ein besseres Verständnis der Vorgänge zu ermöglichen.

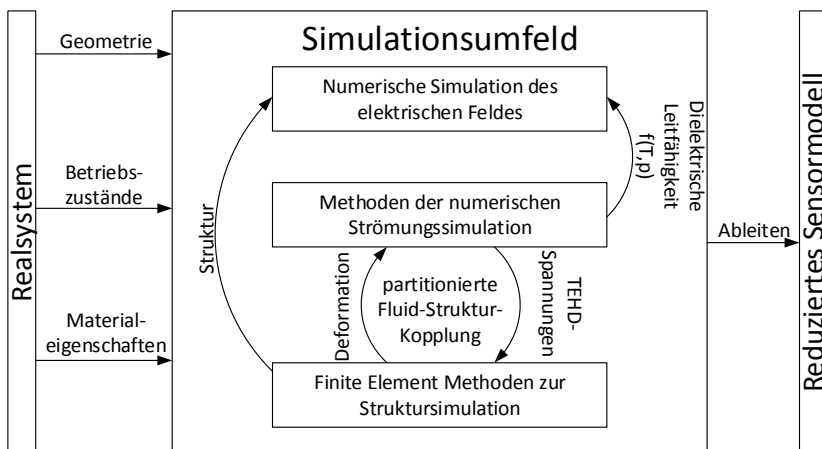


Bild 4: Simulationsumfeld

Ziel ist es, eine transiente und laminare Simulation des Schmierstoffs zu ermöglichen. Gelöst werden die Impuls-, Masse- und Enthalpie Transportgleichung wie von Bird in [17] dargestellt.



Da von hohen Gradienten in der Strömung ausgegangen werden kann, muss die Kopplung der Enthalpie mit der Impulstransportgleichung über die irreversible Umwandlung von Impuls in Wärme durch die viskose Dissipation in der Modellierung enthalten sein.

Für die Modellierung der dynamischen Schmierstoffviskosität existiert eine Vielzahl von Modellansätzen. Daher werden für die Beschreibung initial zwei empirische Ansätze und ein analytischer Ansatz berücksichtigt. Es soll einerseits das empirische Viskositätsmodell nach Murch [18] eingesetzt werden, andererseits wird aber auch das analytische Modell basierend auf der freien Volumentheorie der Moleküle beschreiben von Bair in [19] genutzt.

$$\text{Murch \& Wilson} \quad \eta = f(\eta_0, e^p, e^T) \quad (6)$$

$$\text{Roelands} \quad \eta = f(\eta_0, \eta^{p^x}, \eta^{T^y}) \quad (7)$$

$$\text{Freie Volumentheorie} \quad \eta = f(\eta_0, e^{(V-V_0)}) \quad (8)$$

Wie zu erkennen ist handelt es sich bei Gleichung (6), (7) und (8) um einen Exponentialansatz zur Beschreibungsweise der Viskositätsänderung mit steigendem Druck unter Berücksichtigung der Temperatur. Gleichung (6) ist die Grundlage der in Abschnitt 3 beschriebenen Modellierung. Bei Gleichung (7) wird ein überexponentielles Verhalten postuliert. Dieses Verhalten der Viskosität liefert für weite Druckbereiche eine gute Übereinstimmung mit experimentellen Werten wie von Bair in [20] gezeigt. Für die Beschreibung über das analytische Modell der freien Volumentheorie wird zusätzlich eine Zustandsgleichung benötigt um von der Beschreibung der Viskosität mittels des freien Volumens  $V - V_\infty$  zu einer Beschreibung über den Druck und die Temperatur zu gelangen, wie von Bair in [19] beschrieben.

Da für den Kontakt von einer Kompressibilität des Schmierstoffs ausgegangen wird, sodass ohnehin eine Zustandsgleichung zur Beschreibung der Dichteabhängigkeit von dem Druck und der Temperatur genutzt werden muss, sollen für die Lösung die Tait Gleichung und die Mur-naghan Gleichung hinzugefügt werden, vgl. Bair [20].

Wie von Hoopert in [21] gezeigt, muss für eine realitätsnahe Beschreibung des Schmierstoffverhaltens die Abhängigkeit des Schmierstoffs von der Scherrate  $\dot{\gamma}$  berücksichtigt werden. Auch hier existiert eine Vielzahl von Ansätzen wie beispielsweise von Bartel in [22]. Das von Almqvist in [23] beschriebene Ree – Eyring Verhalten soll für die Impulstransportgleichung genutzt werden.

$$\dot{\gamma} = \frac{\tau_0}{\eta} \sinh\left(\frac{\tau}{\tau_0}\right) \quad (9)$$

Die Lösung des elektrischen Feldes soll für die Simulation zunächst mit einigen Einschränkungen vereinfacht werden. Diese können bei Bastos in [24] nachgelesen werden und entsprechen der Herleitung der Poisson Gleichung der Elektrostatik (10).

$$\Delta\Phi = -\frac{\rho_e}{\varepsilon} \quad (10)$$

mit  $E = -\nabla\Phi$

Dabei ist  $\Phi$  das elektrische Potentialfeld,  $\rho_e$  ist die elektrische Ladungsdichte und  $E$  die elektrische Feldstärke. Eine Beschreibung der dielektrischen Leitfähigkeit für Schmierstoffe ist aufgrund vieler unterschiedlicher Moleküle schwierig. Als Ausgangspunkt für die Beschreibung soll die Debye Gleichung (11) dienen.

$$\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon + 2} = \frac{N_A \rho}{3\varepsilon_0 M} \left( \alpha + \frac{\mu_{\text{Dipol}}^2}{3k_B T} \right) \quad (11)$$

Die dielektrische Leitfähigkeit  $\varepsilon$  eines Mediums setzt sich zusammen aus der Polarisierbarkeit  $\alpha$  und dem permanenten Dipolmoment  $\mu_{\text{Dipol}}$  welches die Moleküle aufweisen. Die meisten Öle, die als Grundlage für Schmierstoffe dienen, haben kein permanentes Dipolmoment und die dielektrische Leitfähigkeit  $\varepsilon$  ist somit nicht direkt von der Temperatur  $T$  abhängig. Die Abhängigkeit ergibt sich ausschließlich aus der Änderung der Dichte  $\rho$  wie über die Zustandsgleichung ersichtlich wird. Die Avogadrokonstante  $N_A$ , die Molmasse  $M$  und die Wärmeleitfähigkeit  $k_B$  sind nicht von Druck und Temperatur abhängig und gelten für die Überlegung als konstant. Anders als die Grundöle weisen einige Additive permanente Dipole auf. Der Einfluss der Temperatur auf die Dielektrizitätskonstante variiert also mit der Schmierstoffzusammensetzung. Ein hinreichendes Modell für die Schmierstoffe konnte jedoch bisher nicht identifiziert werden und soll im Rahmen der Evaluierung der Simulation mit experimentellen Untersuchungen abgeleitet werden.

## 5. Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wurden die Ansätze für eine Modellierung der Sensorischen Eigenschaften von Wälz- und Gleitlagern aufgezeigt. Mit den beschriebenen Herangehensweisen soll die Unsicherheit des prozessnahen Messverfahrens der sensierenden Gleit- und Wälzlager reduziert werden. Die Beschreibungen für Wälz- und Gleitlager, wie sie dargestellt wurden, müssen experimentell evaluiert werden. Mit der numerischen Simulation soll ein Werkzeug bereitgestellt werden um das Vorgehen bei der Modellbildung von Wälz- und Gleitlagern zu verbessern. Innerhalb der Simulation können Modelle für die Beschreibung der einzelnen Bestandteile des Systems zu einer numerischen Gesamtbeschreibung aggregiert werden. Diese Herangehens-

weise lässt nicht nur eine Beschreibung vorhandener Messdaten zu, sondern kann auch Anhaltspunkte für konstruktive Maßnahmen geben um die Unsicherheit der Messkette weiter zu reduzieren.

## 6. Literaturangaben

- [1] Martin, Georg; Vogel, Sven; Schirra, Tobias: Methodical Evaluation of Sensor Positions for Condition Monitoring of Gears. In: NordDesign, Bd. 91.
- [2] Martin, Georg; Vogel, Sven; Schork, Stephan (2018): MME-Potentiale durch mechatronische Maschinenelemente. In: *Konstruktion* 70 (1), S. 71–75.
- [3] Prashad, Har (2006): Tribology in electrical environments. Amsterdam: Elsevier (Tribology and interface engineering series, 49).
- [4] Hagen, Skyler; Knippel, Ryan; Dai, Jiejian; Ludois, Daniel C. (2015): Capacitive coupling through a hydrodynamic journal bearing to power rotating electrical loads without contact. In: 2015 IEEE Wireless Power Transfer Conference (WPTC). 2015 IEEE Wireless Power Transfer Conference (WPTC). Boulder, CO, USA, 13.05.2015 - 15.05.2015: IEEE, S. 1–4.
- [5] Dai, Jiejian; Hagen, Skyler; Ludois, Daniel C.; Brown, Ian P. (2017): Synchronous Generator Brushless Field Excitation and Voltage Regulation via Capacitive Coupling Through Journal Bearings. In: *IEEE Trans. on Ind. Applicat.* 53 (4), S. 3317–3326.
- [6] Abraham, G.; Franek, F. (1989): Schmierspaltüberwachung mittels Hochfrequenzoszillators. In: *Schmierungstechnik* 20 (3), S. 75–80.
- [7] Reynolds, Osborne (1886): IV. On the theory of lubrication and its application to Mr. Beauchamp tower's experiments, including an experimental determination of the viscosity of olive oil. In: *Phil. Trans. R. Soc. Lon* 177, S. 157–234.
- [8] Hori, Yukio (2006): Hydrodynamic Lubrication. Tokyo: Springer-Verlag Tokyo.
- [9] Muhs, Dieter; Jannasch, Dieter; Voßiek, Joachim; Wittel, Herbert; Roloff, Hermann; Matek, Wilhelm (2007): Roloff/Matek Maschinenelemente. Normung Berechnung Gestaltung. 18. vollst. überarb. Aufl. Wiesbaden: Vieweg.
- [10] Thoma, P. (1966): Kapazität und Wärmefluss zwischen ineinanderliegenden Zylindern mit nichtparallelen Achsen. In: *Archiv f. Elektrotechnik* 50 (6), S. 395–400.
- [11] Schirra, Tobias; Martin, Georg; Vogel, Sven; Kirchner, Eckhard (2018): BALL BEARINGS AS SENSORS FOR SYSTEMATICAL COMBINATION OF LOAD AND FAILURE MONITORING. In: 15th International Design Conference, May, 21-24, 2018: Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture, University of Zagreb, Croatia; The Design Society, Glasgow, UK (Design Conference Proceedings), S. 3011–3022.

- [12] Magdun, Oliver; Gemeinder, Yves; Binder, Andreas (2013): Rotor impedance of the high frequency circulating bearing current path in inverter-fed AC machines. In: 2013 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition. 2013 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE). Denver, CO, USA, 15.09.2013 - 19.09.2013: IEEE, S. 3512–3519.
- [13] Hamrock, Bernard J.; Dowson, Duncan (1981): Ball bearing lubrication. the elastohydrodynamics of elliptical contacts. New York: Wiley-Interscience.
- [14] Harris, Tedric A.; Kotzalas, Michael N. (2007): Rolling bearing analysis.
- [15] Schrader, Reinhard (1988): Zur Schmierfilmbildung von Schmierölen und Schmierfetten in elastohydrodynamischen Wälzkontakt. Monographie. Hannover, Hannover.
- [16] Hartinger, Markus; Reddyhoff, Tom (2018): CFD modeling compared to temperature and friction measurements of an EHL line contact. In: *Tribology International* 126, S. 144–152.
- [17] Bird, Robert Byron; Stewart, Warren E.; Lightfoot, Edwin N. (2007): Transport phenomena. Rev. 2. ed. New York: Wiley.
- [18] Murch, L. E.; Wilson, W. R. D. (1975): A Thermal Elastohydrodynamic Inlet Zone Analysis. In: *J. Lub. Tech.* 97 (2), S. 212.
- [19] Bair, Scott P. E. (2007): High-pressure rheology for quantitative elastohydrodynamics. 1st ed. Amsterdam: Elsevier (Tribology and interface engineering series, 54).
- [20] Bair, Scott; Khonsari, Michael (1999): High-pressure rheology of lubricants and limitations of the Reynolds equation. In: *Tribology International* 31 (10), S. 573–586.
- [21] Houpert, L. (1985): Fast Numerical Calculations of EHD Sliding Traction Forces; Application to Rolling Bearings. In: *J. Tribol.* 107 (2), S. 234.
- [22] Bartel, Dirk (2010): Simulation von Tribosystemen. Grundlagen und Anwendungen. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden.
- [23] Almqvist, T.; Larsson, R. (2008): Thermal transient rough EHL line contact simulations by aid of computational fluid dynamics. In: *Tribology International* 41 (8), S. 683–693.
- [24] Bastos, João Pedro A.; Sadowski, Nelson (2003): Electromagnetic modeling by finite element methods. New York, NY: Dekker (Electrical engineering and electronics, 117).

# Intelligente Lineartechnik für die Fabrik der Zukunft

Dr. **Sebastian Unsleber**, Bosch Rexroth AG, Schweinfurt

## Kurzfassung

Unsere Vision der *Fabrik der Zukunft* beinhaltet eine intelligente Verknüpfung von Maschinen, innovativen Fertigungshallen und digitalen Fertigungsdaten. Dadurch können auftragsindividuell Fertigungslinien erstellt werden und es findet ein optimaler Wertstromfluss durch diese Linie statt. Dazu muss jede Maschine für sich ihren verbleibenden Arbeitsvorrat kennen damit die Fertigungssteuerung den Maschinenpark optimal einsetzen kann. Als stark belastete Komponenten in Werkzeugmaschinen müssen somit Lineartechnikkomponenten hinsichtlich ihres Verschleiß- und Ermüdungszustandes überwacht werden. In diesem Vortrag stellen wir einige unserer innovativen Lösungen zur Zustandsüberwachung an Linearführungen und Kugelgewindetriebsvorrichtungen vor.

## Abstract (optional)

Our vision of the *Factory of the Future* consists of an intelligent link of machines, innovative manufacturing plants and digital manufacturing data. Having this prerequisites, production lines can be assembled individually for each order and an optimal value stream is achieved. For this, each and every machine has to know its individual remaining production reserve so the manufacturing control can use the machine park in an optimized manner. Linear motion components are highly loaded machine parts and therefore they have to be monitored in terms of their wear and fatigue. In this talk, we present some of our innovative solutions for condition monitoring of linear bearings and ball screw assemblies.

## 1. Die Fabrik der Zukunft

Das produzierende Gewerbe sieht sich einem immer stärker werdenden Spannungsfeld aus kostengünstiger Massenproduktion und kundenindividuellen Aufträgen mit Losgröße 1 ausgesetzt. Um diesem breiten Anforderungsfeld Rechnung tragen zu können verknüpft das Konzept der *Fabrik der Zukunft* der Bosch Rexroth AG intelligente Maschinen mit dem digitalen Strom an Fertigungsdaten und einer neuartigen kleinsten Einheitszelle für Fertigungshallen. Diese Zelle bietet der darauf angebrachten Maschine eine Stromversorgung, eine Schnittstelle zur Konnektivität sowie Mobilität in der Fertigungshalle. Jeder Fertigungsauftrag kann somit durch einen individuellen Aufbau der Fertigungslinie mit einem optimalen Wertstromfluss

bearbeitet werden. Um diesen optimalen Wertstrom herstellen zu können muss jede Maschine und auch die Fertigungssteuerung genau den verbleibenden Arbeitsvorrat einer jeden Maschine kennen. An die Erzeugnisse der Lineartechnik als stark belastete Komponenten einer Werkzeugmaschine werden in diesem Kontext besondere Aufgaben gestellt und eine detaillierte Kenntnis der Verschleiß- und Ermüdungszustandes ist notwendig.

## 2. Zustandsüberwachung an Linearführungen und Kugelgewindetrieben

Die Bosch Rexroth AG bietet verschiedene innovative Lösungen um den Zustand von Linearführungen und Kugelgewindetrieben überwachen zu können.

Zur Überwachung von Linearführungen kann das innovative Linearmesssystem IMS-A mit seinem integrierten Beschleunigungssensor eingesetzt werden (siehe Abbildung 1).

Durch die direkte Ankopplung an den Führungswagen kann eine nachlassende Vorspannung im System sehr gut durch eine Frequenzanalyse der hochfrequenten Beschleunigungsdaten nachgewiesen werden.

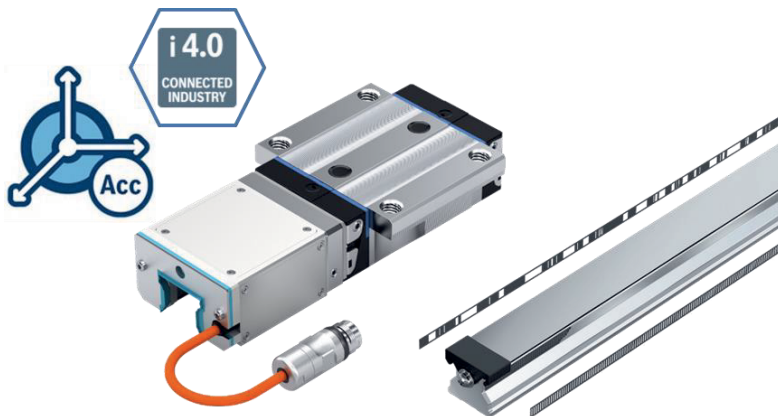


Abbildung 1: Integriertes Messsystem IMS-A

Einen weiteren innovativen Ansatz bietet der smartBASA (siehe Abbildung 2). Hier wird ein retrofit-fähiger Sensor direkt an die Mutter der Kugelrollspindel angeflanscht – ohne zusätzliche Maßnahmen wie das Einbringen von Bohrungen. Der intelligente Sensor entscheidet selbstständig ob und wann Messungen auszuführen sind, filtert störende Einflüsse durch Bearbeitungsprozesse aus den Messsignalen und transferiert die Daten kabellos zu einem Edge-Device.

Cloud-basiert findet daraufhin die Bewertung der Messungen statt und das System erkennt Unregelmäßigkeiten wie Materialermüdungsausbrüche oder einen Vorspannungsverlust am Kugelgewindetrieb.



*Abbildung 2: smartBASA Sensor zur Zustandsüberwachung am Kugelgewindetrieb*





# Untersuchung des Betriebsverhaltens radial belasteter Hochgeschwindigkeitswälzlager

Prof. Dr.-Ing. **Christian Brecher**, Dipl.-Ing. Dipl.-Wirt.-Ing. **Jens Falker**,  
Dr.-Ing. **Marcel Fey** WZL der RWTH Aachen University

## Kurzfassung

Die Hauptspindel ist eine Schlüsselkomponente der Werkzeugmaschine, deren Drehzahleignung und Lastaufnahme im Wesentlichen von der verwendeten Lagerung abhängt. Die für die Lagerung der Hauptspindel verwendeten Hochgeschwindigkeitslager unterliegen spezifischen Nachteilen. Aufgrund der Gefahr des thermischen Verklemmens kommen Zylinderrollenlager trotz der idealen Loslagerfunktion nur bei reduzierten Drehzahlkennwerten zum Einsatz. Die als Standardlösung verwendeten Spindellager weisen zwar eine erhöhte Drehzahleignung auf, unterliegen aber kinematischen Einflüssen, die zu einem Steifigkeitsabfall und Ringverlagerungen führen.

In der Vergangenheit wurden umfangreiche experimentelle Untersuchungen an solchen Lagern durchgeführt und das Betriebsverhalten durch analytische Modelle abgebildet und validiert. Neben der Drehzahl wurde vornehmlich die Vorspannung bzw. axiale Lasten variiert, sodass der Einfluss radialer Lasten weitgehend unberücksichtigt bleibt. Aus diesem Grund konnten der Einfluss einer ungleichmäßigen Lastverteilung und die resultierenden Effekte beim Abgleich der Berechnungsmodelle nicht berücksichtigt werden.

Zur Untersuchung des Radiallast-Einflusses auf Spindel- und Zylinderrollenlager sowie ein alternatives Loslagerkonzept [1] wurde ein modularer Lagerprüfstand [2] erweitert. Die Auswertung des Steifigkeits- und Reibungsverhaltens sind möglich. In den Versuchsreihen wurde neben dem allgemeinen Betriebsverhalten insbesondere das Steifigkeits- und Reibungsverhalten untersucht. Die Messung der Käfigdrehzahl erlaubt zudem Rückschlüsse auf die interne Lagerkinematik.

## 1. Einleitung

Die Beschreibung des Betriebsverhaltens von Spindel-Lager-Systemen und deren Leistungssteigerung sind bis heute Gegenstand von Forschungsarbeiten. Die grundlegenden Modelle für das Steifigkeitsverhalten von Schrägkugellagern [3, 4] wurden um Drehzahl- und Reibungseffekte in Hochgeschwindigkeits-Wälzlagern erweitert und untersucht [5 bis 7]. Die Lagermodelle wurden in Arbeiten zu Spindel-Systemen aufgegriffen um Prozesskräfte [8, 9] und thermische Deformationen [10, 11] zu berücksichtigen. Weiterhin wurden veränderte Geometrien



Dieser Artikel beschreibt eine erweiterte Methodik zur Untersuchung von Hochgeschwindigkeits-Wälzlagern unter radialen Lasten und zeigt Versuchsergebnisse zum Betriebsverhalten von Spindellagern, Zylinderrollenlagern und FRB-Lagern.

## 2. Prüfmethode

### 2.1 Prüfstand

Bild 2 zeigt zwei Varianten des modularen Lagerprüfstands zur Messung der radialen Verlagerung (MoLaPs). Die Varianten unterscheiden sich durch das Prüflager und die Lasteinleitung. Im oberen Teil wird ein Spindellager im unteren Teil ein Zylinderrollenlager geprüft.

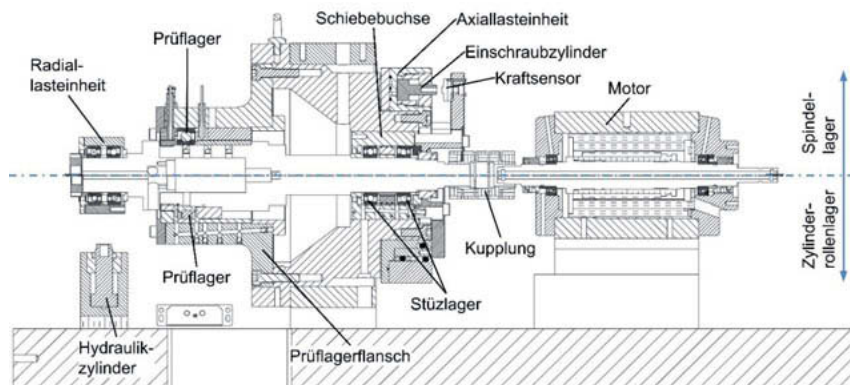


Bild 2: Aufbau des modularen Lagerprüfstands

Im Fall des Spindellagers wird über die Axiallasteinheit mit einem Einschraubzylinder die Vorspannkraft über die Schiebebuchse aufgebracht. Dabei wird die Kraft mit einem Kraftsensor gemessen. Bei der Erprobung von Zylinderrollenlagern wird die Schiebebuchse festgeschraubt. Die Stützlager sind dann Festlager.

Zur radialen Belastung wird an der Stirnseite der Welle eine Radiallasteinheit montiert. Auf einem Wellenflansch ist ein Gehäuse mit einem Spindellagerpaket gelagert, welches ebenfalls durch eine geregelte Servohydraulik mit einer Radiallast beaufschlagt wird. Die Druckkraft wird direkt im Kraftfluss mit einem Kraftsensor erfasst und über eine Kugel querkraftfrei ins Gehäuse geleitet.

Je nach Messaufgabe werden verschiedene Prüfmodule eingesetzt. Für die Steifigkeits- und Reibungsmessung wurden die in Bild 3 gezeigten Module eingesetzt. Bei Modul A sind keine

Zusatzfunktionen implementiert. Leicht zugängliche Bohrungen erlauben eine einfache Montage von Sensoren. Hier werden zwei Verlagerungssensoren zur kontaktlosen Messung der relativen Position der Welle zum Gehäuse genutzt.

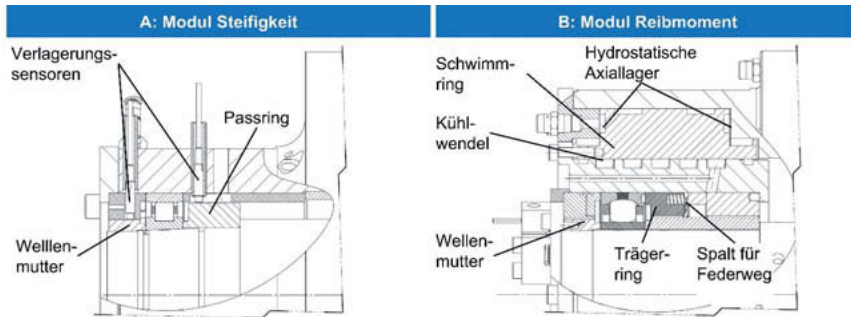


Bild 3: Prüfmodule für Steifigkeit- und Reibmomentmessung

Modul B nutzt eine hydrostatische Lagerung um die Prüflagerbuchse zu führen. Auf diese Weise wird die direkte Reibmomentmessung über einen Biegebalken ermöglicht. Zusätzlich wird über eine Kühlwendel das Prüflager von der Hydrostatik thermisch entkoppelt.

## 2.2 Auswertung

Das Betriebsverhalten wird in Stufenläufen und kurzen Belastungsläufen untersucht, welche Rossaint in ähnlicher Form bei der Untersuchung des axialen Steifigkeits- und Reibungsverhaltens von Spindel- und Mehrpunktlagern einsetzte [18]. Bei den Belastungsläufen wird bei einer konstanten Drehzahl die Last in Rampen mit einer hohen Belastungsrate zyklische belastet und entlastet. Durch die hohen Belastungsraten wird der thermische Einfluss reduziert und kann vernachlässigt werden.

Die Einleitung der Radiallast erfolgt nicht in der Prüflagerebene. Für die Bestimmung der Steifigkeit müssen die geometrischen Verhältnisse im Prüfstand berücksichtigt werden. Bild 3 zeigt links ein Ersatzschaltbild aller im Kraftfluss liegenden Steifigkeiten und rechts die Mess- und Auswertepositionen von Last- und Verlagerung.

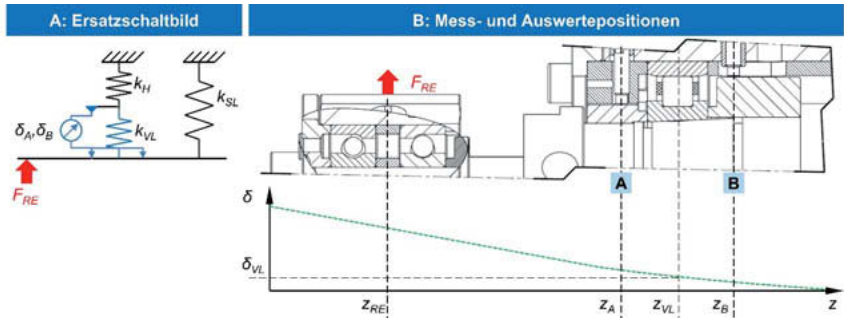


Bild 3: Lasteinleitung und Verlagerungsmessung

Der Kraftfluss verläuft von der Radiallasteinheit durch die Welle zum Versuchslager und den Stützlager. Im Fall des Moduls Reibmoment (vgl. Bild 2) liegt zusätzlich die Hydrostatik Kraftfluss. Die an den Messpositionen A und B gemessene Verlagerung setzt sich aus der Wellenbiegung und der Lagereinfederung zusammen. Da die Sensoren sehr nah am Lager angeordnet sind, wird ein linearer Verlauf zwischen den zwei Messpositionen angenommen, sodass für die Lagereinfederung folgt:

$$\delta_{VL} = \delta_A + \frac{\delta_B - \delta_A}{z_B - z_A} (z_B - z_{VL}) \quad (1)$$

Die in der Lagerebene wirksame Radialkraft ergibt sich näherungsweise aus dem Kräfte- und Momentengleichgewicht:

$$|F_{rad}| = \left| F_{RE} \left( 1 + \frac{z_{VL} - z_{RE}}{z_{SL} - z_{VL}} \right) \right| \quad (2)$$

Der genaue Umrechnungsfaktor wird durch eine Modellierung des Wellenlagersystems bestimmt. Dazu wurde das Berechnungstool MTPlus verwendet [19]. Je nach Betriebsbedingungen weicht die vereinfachte Lösung um ca. 5 % von der simulierten ab. Bei der Auswertung wurde der berechnete Faktor verwendet.

Bei der Messung unter Rotation wird der statischen Verlagerung der Rundlauffehler überlagert, welcher etwa 25 µm am Messtarget betrug. Durch die nachgiebige Lasteinleitung entsteht durch den Rundlauffehler der Welle eine dynamische Kraftamplitude von ±75 N. Die Messwerte sind in Bild 4 links dargestellt.

Durch eine Mittelung der Messwerte werden die Rundlauffehler gemittelt. Anschließend werden die Rampenbereiche identifiziert und jeder Belastungs- und Entlastungszyklen einzeln ausgewertet. Die Einzelnen Verlagerungssignale werden offset-korrigiert und anschließend für

die gesamte Messung gemittelt. Bild 4 zeigt rechts exemplarisch einen Verlauf der Radialverlagerung inklusive der Fehlertoleranzen über der Lagerlast.

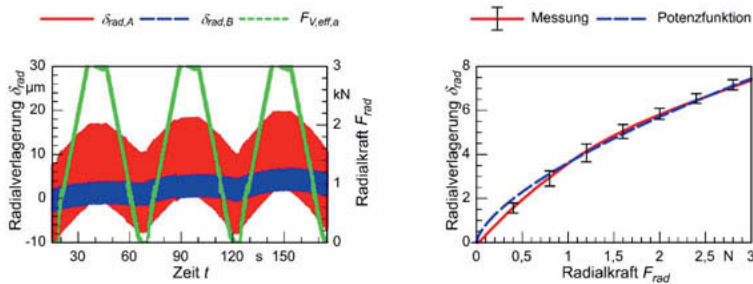


Bild 4: Rohdaten und Auswertung

Zur Bestimmung der Steifigkeit wird die Verlagerungskurve zunächst mit einer Potenzfunktion, welche sich zur Approximation des Wälzlagerverhaltens eignet [20], angenähert:

$$f(x) = a \cdot x^b \quad (3)$$

Die Ableitung der Potenzfunktion ergibt den Steifigkeitsverlauf, welcher der Tangentensteifigkeit entspricht.

Bei der Reibmomentmessung wird lediglich eine Offset-Korrektur durchgeführt. Zu Beginn einer Messung wird das Lager zyklisch in positive und negative Richtung bei 1.000 1/min rotiert. Anschließend werden für diesen Bereich die Reibmomentwerte gemittelt und vom Signal abgezogen.

### 3. Ergebnisse

Nachfolgend werden für Spindellager, Zylinderrollenlager und das FRB-Lager exemplarisch Versuchsergebnisse dargestellt. Das Verhalten wurde zusätzlich mit MTPlus simuliert und den Messergebnissen gegenübergestellt.

#### 3.1 Spindellager

Unter Radiallasteinfluss kommt es in Spindellagern nicht nur zu einer radialen, sondern zusätzlich zu einer axialen Verlagerung. Um dieses Verhalten messtechnisch nachzuweisen wurde ein Hybrid-Spindellager der Baugröße 7014 mit 500 N, 750 N und 1.000 N Vorspannung sowie mit einer Radiallast von 0-1.500 N, was einer Lagerlast von 0-2.027 N entspricht, belastet. Bild 5 zeigt die axiale und radiale Verlagerung für alle Vorspannungen.

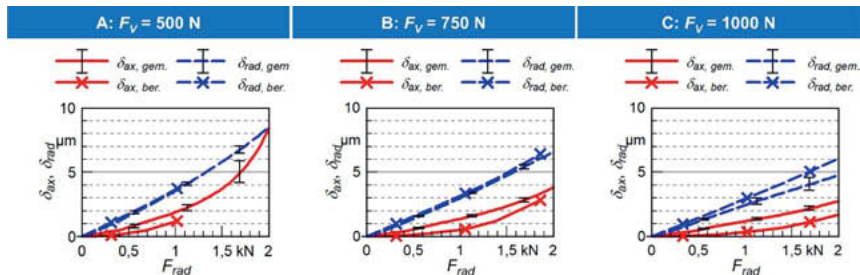


Bild 5: Verlagerungsverhalten eines Spindellagers unter Radiallast

Die radiale Verlagerung übersteigt in allen Fällen die axiale Verlagerung aufgrund des niedrigen Druckwinkels von ca.  $17^\circ$ . Bei 500 N Vorspannung liegt die maximale Verlagerung bei 8  $\mu\text{m}$  und bei 1000 N Vorspannung nur noch bei 5  $\mu\text{m}$ . Die axiale Verlagerung zeigt bei geringer Vorspannung einen stark nichtlinearen Verlauf und nimmt mit steigender Last zu. Die berechnete Axialverlagerung zeigt bei ca. 750 N einen Knick. Es kommt zu einer Entlastung einer Lagerhälfte, was die Lagersteifigkeit drastisch reduziert. Die Folge ist das axiale Schieben des Lagerrings. Bei 750 N Vorspannung tritt der Effekt bei ca. 1.400 N auf und bei der höchsten Vorspannung reicht diese aus, um ein Entlasten zu verhindern. Die Berechnung bildet das Last-Verlagerungsverhalten quantitativ ab, wobei die maximale Abweichung von den Messwerten kleiner 1  $\mu\text{m}$  ist. In elastisch angestellten Motorspindeln sind 800-1.000 N für solche Lager übliche Vorspannungen. Wird der Radialkraft eine axiale Zugkraft überlagert, wird der Betriebspunkt in Richtung niedriger Vorspannung verlagert und es besteht die Gefahr einer kritischen Entlastung der Lager.

### 3.2 Zylinderrollenlager

Für ein Zylinderrollenlager der Bauform N1014 wurde das Reibmoment für ein radiales Spiel von  $-4 \mu\text{m}$  und  $0 \mu\text{m}$  bei einer Drehzahl von 0 bis 10.000 1/min untersucht. Die gemessenen und berechneten Werte zeigt Bild 6A.

In beiden Fällen steigt das Reibmoment kontinuierlich an. Bis 3.000 1/min liegen die Werte auf einem vergleichbaren Niveau. Anschließend steigen die Werte bei Vorspannung stärker an und liegen dann etwa 20-25 Nmm oberhalb der Werte ohne Vorspannung. Bei 10.000 1/min liegt das Reibmoment des spielfreien Lagers bei 31 Nmm. Das vorgespannte Lager zeigt einen ungewöhnlich starken Anstieg mit hoher Schwankung, welcher auf Käfigschlupf zurückgeführt wird. Dies zeigt Bild 6B. Hier ist die zeitliche Verlauf des Versuchs dargestellt. Neben der

Wellendrehzahl wurde die Käfigdrehzahl mittels eines Infrarotsensors gemessen. Dazu wurde auf dem Käfig ein Raster angebracht.

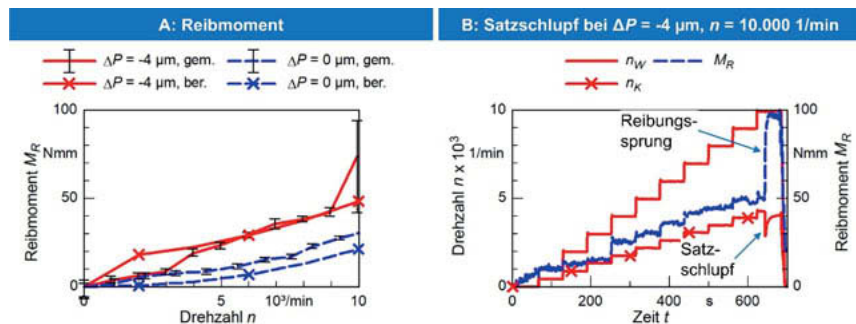


Bild 6: Verlagerungsverhalten eines Spindellagers unter Radiallast

Die Käfigdrehzahl fällt lokal von 4.275 1/min auf 2865 1/min ab. Anschließend steigt die Käfigdrehzahl wieder an und es entsteht eine Abweichung von -248 1/min zum ursprünglichen Niveau. In der Folge verdoppelt sich das Reibmoment. Die in Bild 6A dargestellten Berechnungswerte bilden das Reibverhalten ab, wobei insbesondere bei Vorspannung die Abweichung gering ist. Wird bei der Berechnung zusätzlich der Käfigschlupf berücksichtigt, steigt das berechnete Reibmoment lediglich um 12 Nmm (20%) an, wie Bild 7A zeigt. Ab einer Abweichung von 100 1/min tritt keine signifikante Änderung mehr auf, da ab einer kritischen Scherrate die maximal übertragbare Schubspannung erreicht wird [18].

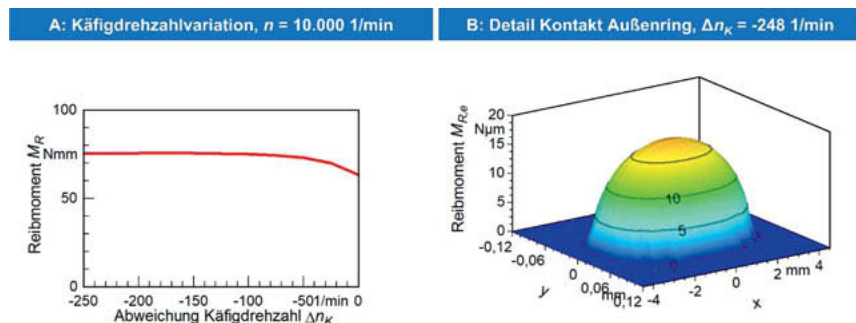


Bild 7: Verlagerungsverhalten eines Spindellagers unter Radiallast



Bild 7B zeigt das Reibmoment an den Flächenelementen im Hertz'schen Kontakt bei Käfigschlupf dargestellt. Der Verlauf ähnelt dem ohne Schlupf, ist aber breiter.

### 3.3 Betriebsverhalten des Floating Roller Ball Lagers

Für das FRB Lager der ersten Generation [17] wurde auf dem modularen Lagerprüfstand ebenfalls das Verlagerungs- und Steifigkeitsverhalten untersucht. Bild 8 zeigt die gemessenen Verlagerungs- und Steifigkeitswerte über Last und Drehzahl.

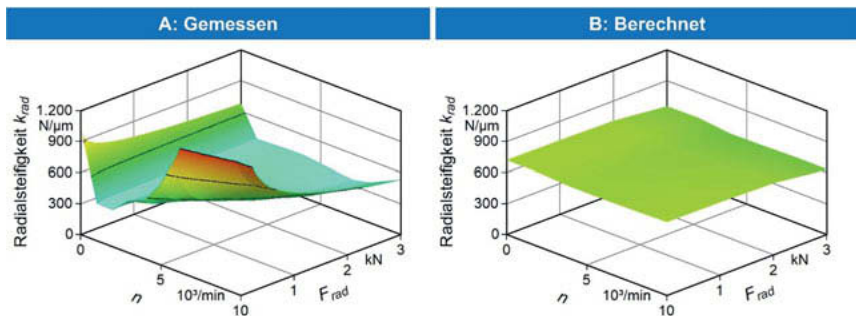


Bild 8: Verlagerungs- und Steifigkeitsverhalten des FRB-Lagers

Ohne Rotation sind die Verlagerungen deutlich geringer als unter Drehzahl. Eine mögliche Erklärung für den Sprung zwischen Stillstand und Rotation sind Kippen und Schränken der Wälzkörper sowie des beweglichen Lagerrings im Stillstand. Die Folge ist eine zusätzliche Verspannung, die zu einer geringeren Verlagerung führt. Durch die Rotation richten sich die Wälzkörper und der Ring bereits bei geringen Drehzahlen aus und das Last-Verlagerungsverhalten ändert sich signifikant. Weiterhin sinken die maximalen Verlagerungen mit steigender Drehzahl. Insbesondere im Bereich bis 2 kN Last nimmt die Verlagerung ab. Dies äußert sich auch in einem signifikanten Steifigkeitsanstieg im Bereich von 5.000 bis 10.000 1/min und 0 bis 2 kN. In diesem Bereich und im Stillstand verlaufen die Steifigkeiten stark progressiv. Das mittlere Niveau der Steifigkeiten liegt zwischen 300 N/μm und 400 N/μm. Das FRB Lager zeigt nicht das rechnerisch erwartete konstante Verhalten [21].

### 4. Zusammenfassung und Ausblick

Die Erprobung von Hochgeschwindigkeits-Wälzlageren beschränkt sich weitgehend auf die Untersuchung axialer Lasten. Wechselwirkungen zwischen Axial- und Radiallast oder Effekte in

der internen Lagerkinematik durch unterschiedliche Lastverteilungen wurden noch nicht untersucht. Die vorgestellte Untersuchungsmethodik eignet sich, um das statische Last-Verlagerungsverhalten sowie das Reibungsverhalten von Hochgeschwindigkeits-Wälzlager zu erfassen und zu bewerten. In einer ersten Versuchsreihe wurden die Wechselwirkungen zwischen Vorspannung und Radiallast für ein Spindellager für den statischen Fall beschrieben. Dabei wurde eine kritische Entlastung des Lagers unter Radiallasteinfluss identifiziert, welche zu einem axialen Schieben der Welle führt.

Durch die Messung von Wellen- und Käfigdrehzahl wurde bei der Untersuchung von Zylinderrollenlagern Käfigschlupf und damit ein kritischer Zustand der Lagerkinematik identifiziert. Dieser führt unter anderem aufgrund der erhöhten Gleitgeschwindigkeit an den Kontakten zu einem starken Anstieg des Reibmoments.

Die Auswertung des Last-Verlagerungs-Drehzahlverhaltens ist ebenfalls möglich. Dies zeigt die Analyse des FRB Lagers der ersten Generation. Neben dem reinen Lasteinfluss, wird durch die kontaktlose Verlagerungsmessung auch der Drehzahleinfluss auf das Verlagerungs- und Steifigkeitsverhalten sichtbar. Im Fall des untersuchten Lagers führt die höhere Drehzahl zu einem signifikanten Anstieg der Steifigkeit im unteren Lastbereich, was zu einer geringeren Gesamtverlagerung führt.

Die vorgestellte Prüfmethodik wird in weiteren Versuchsreihen genutzt, um das Betriebsverhalten von Hochgeschwindigkeitslagern im Detail zu untersuchen. Dazu zählt insbesondere der Lasteinfluss auf die Lager- und Käfigreibung.

## 5. Danksagung

Die Autoren danken der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) für die Förderung unter dem Kennzeichen BR 2905/50-2 „Radiales Loslager für Hochdrehzahlenwendungen“.

## 6. Literatur

- [1] Brecher, C., Fey, M. u. Falker, J.: Untersuchung des Betriebsverhaltens eines neuartigen Loslagers für Hochgeschwindigkeitsanwendungen. Gleit- und Wälzlagerungen 2015. VDI-Berichte, Bd. 2257. Düsseldorf: VDI-Verlag 2015, S. 105–116
- [2] Brecher, C., Falker, J. u. Lehmann, T.: Baureihenversuche an Hochgeschwindigkeitszylinderrollenlagern auf einem modularen Lagerprüfstand. Gleit- und Wälzlagerungen 2017. VDI-Berichte, Bd. 2308. Düsseldorf: VDI-Verlag 2017, S. 185–196
- [3] Jones, A. B.: A general theory for elastically constrained ball and radial roller bearings under arbitrary load and speed conditions. *Journal of Basis Engineering* 82 (1960) 2, S. 309–320
- [4] deMul, J. M., Vree, J. M. u. Maas, D. A.: Equilibrium and Associated Load Distribution in Ball and Roller Bearings Loaded in Five Degrees of Freedom While Neglecting Friction—Part I: General Theory and Application to Ball Bearings. *Journal of Tribology* 111 (1989) 1, S. 142–148
- [5] Steinert, T.: Das Reibmoment von Kugellagern mit bordgeführtem Käfig, RWTH Aachen Diss. Aachen 1995
- [6] Tüllmann, U.: Das Verhalten axial verspannter, schnelldrehender Schrägkugellager, RWTH Aachen Diss. Aachen 1999
- [7] Baly, H.: Reibung fettgeschmierter Wälzlager, Universität Hannover Diss. Hannover 2005
- [8] Cao, Y.: Modelling of high-speed machine tool spindle systems, University of British Columbia Diss. Vancouver 2006
- [9] Jorgensen, B. R.: Robust modeling of high-speed spindle-bearing dynamics under operating conditions, Purdue University Dissertation. West Lafayette, Indiana 1996
- [10] Li, H. u. Shin, Y. C.: Integrated Dynamic Thermo-Mechanical Modeling of High Speed Spindles, Part 1. Model Development. *Journal of Manufacturing Science and Engineering* 126 (2004) 1, S. 148
- [11] Li, H. u. Shin, Y. C.: Integrated Dynamic Thermo-Mechanical Modeling of High Speed Spindles, Part 2. Solution Procedure and Validations. *Journal of Manufacturing Science and Engineering* 126 (2004) 1, S. 159
- [12] Weck, M. u. Spachtholz, G.: 3- and 4-Contact Point Spindle Bearings – a new Approach for High Speed Spindle Systems. *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 52 (2003) 1, S. 311–316
- [13] Spachtholz, G.: Erweiterung des Leistungsbereichs von Spindellagern, RWTH Aachen Diss. Aachen 2008

- [14] Brecher, C., Spachtholz, G. u. Paepenmüller, F.: Developments for High Performance Machine Tool Spindles. CIRP Annals - Manufacturing Technology 56 (2007) 1, S. 395–399
- [15] Brecher, C., Rossaint, J. u. Falker, J.: Evaluation of an internally spring preloaded four contact-points bearing for spindle units. Production Engineering - Research and Development 7 (2013) 2-3, S. 195–201
- [16] Butz, F.: Gestaltung der Loslagerung von Werkzeugmaschinen-spindeln, RWTH Aachen Diss. Aachen 2007
- [17] Brecher, C., Fey, M. u. Falker, J.: Untersuchung des Betriebsverhaltens eines neuartigen Loslagers für Hochgeschwindigkeitsanwendungen. Gleit- und Wälzlagerungen 2015. VDI-Berichte, Bd. 2257. Düsseldorf: VDI-Verlag 2015, S. 105–116
- [18] Rossaint, J.: Steigerung der Leistungsfähigkeit von Spindellagern durch optimierte Lagergeometrien, RWTH Aachen Diss. Aachen 2014
- [19] Brecher, C., Falker, J. u. Fey, M.: Simulation schnell drehender Welle-Lager-Systeme Teil 1: Berechnung von Hochgeschwindigkeitswälzlager in Wellen-Lager-Systemen (Akzeptiert). Antriebstechnik 58 (2019) 6
- [20] Becker, A.: Numerische Berechnung des Kontaktes beliebig gekrümmter Körper unter besonderer Berücksichtigung der Einflussgrößen des Rad-Schiene-Systems, Universität Bochum Diss. Bochum 1990
- [21] Brecher, C., Fey, M. u. Falker, J.: Theoretische Analyse eines neuen Loslagerkonzepts. wt Werkstattstechnik online 105 (2015) 5, S. 285–290

# Realitätsgetreue Abbildung von Rotorblattlagerbelastungen durch Berücksichtigung der Anschlusssteifigkeiten

**Florian Schleich** M.Sc., Dipl.-Ing. (FH) **Matthias Stammler**,  
Large Bearing Laboratory, Fraunhofer-Institut für Windenergiesysteme  
(IWES), Hamburg

## Kurzfassung

Der vorliegende Beitrag stellt zunächst ein neu entwickeltes Konzept eines vom Fraunhofer IWES betriebenen Prüfstands für Rotorblattlager vor. Dieser zeichnet sich durch eine realitätsgetreue Abbildung der spezifischen Einbausituation der zu testenden Rotorblattlager aus, welche auf der Verwendung von Adapterbauteilen für Rotorblatt und Rotornabe basiert. Es wird der iterative Auslegungsprozess dieser Adapterbauteile, der auf Basis der Finite-Elemente-Methode (FEM) durchgeführt wird, exemplarisch für das Blattlager einer 7,5 MW Windenergieanlage aufgezeigt. Ein wesentlicher Schritt bei dem Auslegungsprozess ist der Vergleich der Blattlagerbelastungen, welche mit dem realen Bauteil (Rotorblatt, Rotornabe) und dem jeweiligen Ersatzbauteil erzielt werden. Dazu werden mithilfe eines detaillierten FE-Modells statische Belastungssituationen eines Rotorblattlagers zum einen bei realer Einbausituation und zum anderen mit den am Prüfstand zum Einsatz kommenden Ersatzbauteilen für Rotornabe und Rotorblatt simuliert. Im Rahmen von Sensitivitätsanalysen werden auf die Blattlagerbelastung einflussnehmende Größen dieser Bauteile identifiziert. Anhand der FE-Simulationen zeigt sich der starke Einfluss der Steifigkeiten von Rotornabe und Rotorblatt auf die Lastverteilung im Blattlager. Bei der Auswertung der Wälzkörperkräfte zeigt sich, dass die Qualität der Steifigkeitsabbildung vom Lastfall abhängig ist, die Ersatzbauteile insgesamt aber in der Lage sind, die realen Blattlagerbelastungen in guter Näherung zu reproduzieren.

## 1. Einleitung und Motivation

Rotorblattlager von Windenergieanlagen verbinden die Rotorblätter mit der Rotornabe und ermöglichen über ein Drehen (Pitchen) der Rotorblätter die Last- und Leistungsregelung der Windenergieanlage. Dabei arbeiten sie unter für Wälzlager ungünstigen Bedingungen, welche zu vorzeitigen Ausfällen führen können und daher bei der Entwicklung von Rotorblattlagern Lebensdauertests erforderlich machen. Die bei derartigen Großwälzlagern auftretenden Belastungen werden wesentlich von den Steifigkeitseigenschaften der Umgebungsstrukturen beeinflusst [1] [2]. Bei der Durchführung von Rotorblattlagertests zur Analyse von Schadensmechanismen und zur Validierung neuer Methoden für die Lebensdauerberechnung

kommt der realitätsgetreuen Abbildung der spezifischen Einbausituation eines Rotorblattlagers somit eine besondere Bedeutung zu. Die Erzeugung realitätsgetreuer Belastungen von Rotorblattlagern hat die Hauptzielsetzung bei der Entwicklung des neuen, seit Mai 2019 vom Fraunhofer IWES betriebenen Prüfstands BEAT 6.1 gebildet.

## 2. Prüfung von Rotorblattlagern am Prüfstand BEAT 6.1

Das neu entwickelte Konzept des Prüfstands BEAT 6.1 zeichnet sich dadurch aus, dass eine realitätsgetreue Abbildung der Einbausituation sowie die Erzeugung realitätsgetreuer dynamischer Belastungen der Blattlager realisiert werden können. Der Neuigkeitswert des Prüfstands liegt in der Verwendung eines Nabenadapters und eines Blattadapters, welche die spezifischen Steifigkeitseigenschaften der jeweiligen Komponente und damit zusammen die realitätsgetreue Einbausituation eines Blattlagers abbilden.

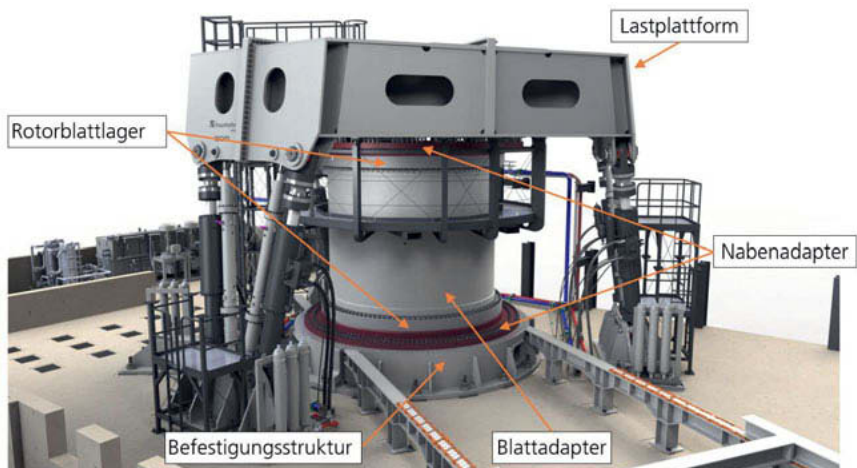


Bild 1: Blattlagerprüfstand des Fraunhofer IWES, BEAT 6.1

Wie in Bild 1 zu sehen ist, umfasst der gesamte Aufbau zwei Rotorblattlager und ermöglicht dadurch bei der Durchführung von einem Test die Prüfung von zwei Rotorblattlagern, was die Testkapazität verdoppelt. Die beiden Rotorblattlager sind jeweils an dem Blattadapter und einem der beiden Nabenadapter angeschlossen. Neben diesen Ersatzbauteilen zählen die Befestigungsstruktur, die Lastplattform sowie die Hydraulikzylinder zu den Hauptkomponenten des Prüfstands. Die untenliegende Befestigungsstruktur dient als Verbindung zum Fundament und die obenliegende Lastplattform als Verbindung zu den Hydraulikzylindern. Insgesamt

ermöglichen sechs Hydraulikzylinder in Hexapodkonfiguration eine im Hinblick auf die Wirkrichtungen (Freiheitsgrade) uneingeschränkte Belastung der Rotorblattlager. Das maximale statische Biegemoment des Prüfstands beträgt 50 MNm und die maximale Frequenz für dynamische Lasten liegt bei 0,5 Hz. Damit die Rotorblattlager auch im gepitchten Zustand belastet werden können, ist der Prüfstand mit einer (hydraulischen oder elektrischen) Pitcheinheit versehen, welche die rotatorischen Bewegungen kontrolliert. Der Prüfstand BEAT 6.1 ermöglicht realitätsgetreue beschleunigte Lebensdauertests von Blattlagern bis zu einem Durchmesser von 6 m. Die Reduzierung der Testdauer erfolgt dadurch, dass nur schadensrelevante Betriebssituationen gefahren werden. Somit kann innerhalb weniger Monate das Verschleißverhalten des Blattlagers von 20 Jahren im Feld nachgebildet werden. Während bei anderen Prüfständen für Blattlager, unter anderem dem BEAT 2.1 des Fraunhofer IWES, eine reale Rotornabe und Rotorblatt zum Einsatz kommen, wird durch die Verwendung von Ersatzbauteilen auch das Testen von großen Blattlagern auf kleinem Bauraum möglich. Zudem wird der logistische Aufwand verringert und letztlich aufgrund der geringeren Massen die Dynamik des gesamten Prüfstands erhöht.

### **3. Herausforderungen bei der realitätsgetreuen Abbildung der Einbausituation**

Die Herausforderungen bei der realitätsgetreuen Abbildung der spezifischen Einbausituation eines Blattlagers resultieren aus den beiden angrenzenden Strukturbauteilen Rotorblatt und Rotornabe.

#### **3.1 Auf die Blattlagerbelastung einflussnehmende Eigenschaften von Rotorblättern**

Der konstruktive Aufbau eines Rotorblattes zeichnet sich dadurch aus, dass die Struktur in lasttragende und aerodynamische Komponenten unterteilt werden kann. Zu den lasttragenden Komponenten eines Rotorblattes zählen die Schubstege sowie die Gurte. Die Schubstege verlaufen nicht direkt bis an den Blattwurzelflansch, weshalb der Blattwurzelbereich eines Rotorblattes als ein rohrartiges Bauteil angesehen werden kann. Hinzu kommt die Verwendung von quasiisotropen Laminaten in diesem Bereich, was den Wurzelbereich eines Rotorblattes zu einem homogenen Strukturabschnitt werden lässt. Trotz dieses homogenen Strukturabschnitts kommt es zu einer Lastheterogenität am Blattwurzelflansch eines Rotorblattes. Dieser Sachverhalt ist in vergrößerter Darstellung der folgenden Abbildung zu entnehmen.

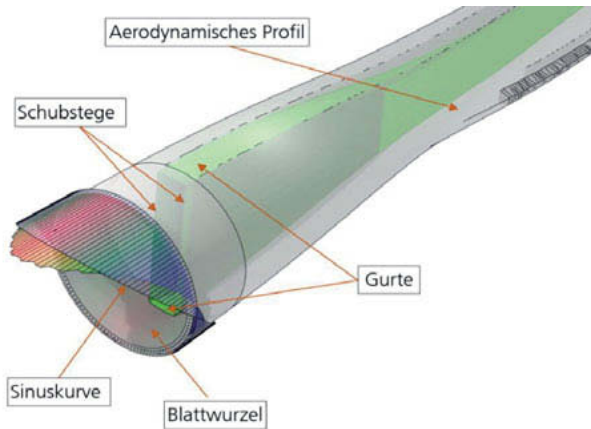


Bild 2: Typische Lastverteilung am Blattwurzelflansch bei Biegebelastung

Die farbig markierten Verläufe veranschaulichen die Lastheterogenität, welche bei einem auf Biegung belasteten Rotorblatt auftritt. Diese Lastverteilung zeichnet sich am Blattwurzelflansch durch Lastüberhöhungen in den Bereichen der tragenden Gurte aus. Dieser Lastüberhöhungseffekt bzw. charakteristische Kraftverlauf lässt sich auf die beiden folgenden Eigenschaften zurückführen:

- die besondere Verbundbauweise von Rotorblättern, bei der tragende und aerodynamische Funktionen in einzelne Strukturelemente getrennt sind
- die weiche Struktur aus Faser-Kunststoff-Verbund, die dafür sorgt, dass sich die besondere Steifigkeitscharakteristik der Verbundbauweise durch den homogenen Blattwurzelbereich bis zum Wurzelflansch „durchdrücken“ kann

Damit ist der charakteristische Kraftverlauf am Wurzelflansch von der spezifischen Auslegung bzw. den Eigenschaften des Rotorblattes abhängig. Neben dem Lastüberhöhungseffekt tritt bei einem auf Biegung belasteten Rotorblatt eine Ovalisierung des Blattquerschnitts auf. Diese Ovalisierung ist im Übergangsbereich der aerodynamischen Blattprofile zum rohrförmigen Bereich der Blattwurzel am stärksten ausgeprägt. Der Rotorblattlagerring, an dem das Rotorblatt befestigt ist, folgt mit geringerer Auslenkung dieser Ovalisierungsverformung. Somit erfährt das Rotorblattlager durch die Ovalisierung eine zusätzliche Belastung.

### 3.2 Auf die Blattlagerbelastung einflussnehmende Eigenschaften von Rotornaben

Die Rotornabe ist eines der höchstbelasteten Bauteile der Windenergieanlage. In ihr konzentrieren sich die gesamten Kräfte und Momente der drei Rotorblätter. Der Anschluss an



den mechanischen Triebstrang erfolgt in der Regel über eine Flanschverbindung quer zur Rotationsachse. Um den großen Belastungen an dieser Verbindungsstelle gerecht zu werden, ist die Materialstärke am Rotorflansch deutlich größer als in der übrigen Rotornabe, was zu einem steiferen Bereich führt.

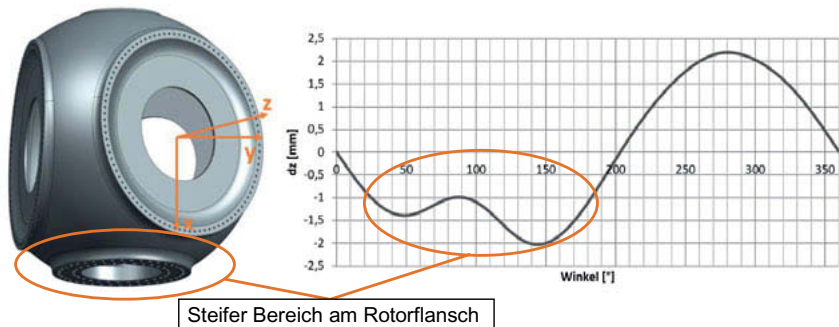


Bild 3: Typisches Verformungsverhalten (axial) am Blattflansch einer Rotornabe

Dieser steife Bereich am Rotorflansch führt bei Belastung der Rotornabe zu einer ungleichmäßigen Verformung des Blattflansches und diese wiederum zu einer ungleichmäßigen Lastverteilung im angeschlossenen Rotorblattlager.

#### 4. Adapterbauteile des BEAT 6.1

Bei dem Blattadapter, welcher sich in dem Prüfstand zwischen den beiden Rotorblattlagern befindet, handelt es sich um ein rohrförmiges Bauteil, welches aus zwei Rohren aus glasfaserverstärktem Kunststoff (GfK) und mehreren Stahlsegmenten zusammengesetzt ist.

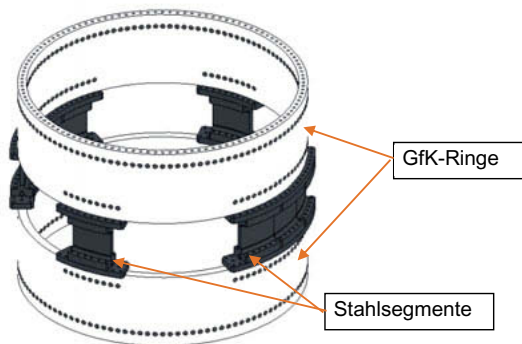


Bild 4: CAD-Modell des Blattadapters

Die Grundidee dieses Hybrid-Konzeptes basiert darauf, mit den GfK-Rohren das weiche Materialverhalten und mit den Stahlsegmenten in der Mitte die von den lasttragenden Gurten eingebrachte Lastüberhöhung abzubilden. Durch Variation der Breite bzw. Position der mittleren Stahlsegmente lässt sich das charakteristische Steifigkeitsverhalten dieses Ersatzbauteils anpassen.

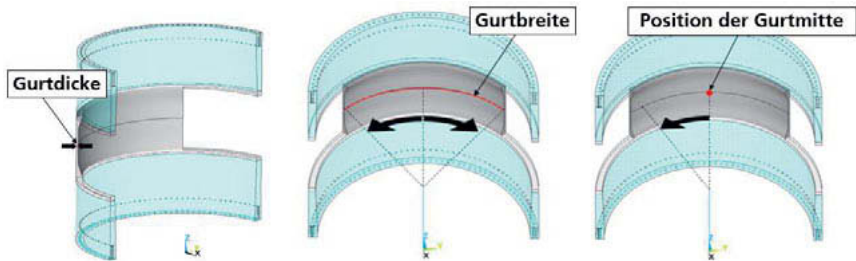


Bild 5: Schematische Darstellung verschiedener Varianten des Blattadapters

Bei dem Nabenadapter, welcher sich in dem Prüfstand zwischen einem Rotorblattlager und der Befestigungsstruktur bzw. der Lastplattform befindet, handelt es sich um ein ringförmiges Bauteil aus Stahl. Das Konzept des Nabenadapters basiert auf der Verwendung von zwei Ringen, einem Hauptring und einem sogenannten Kompensationsring, und kann der folgenden Abbildung entnommen werden.

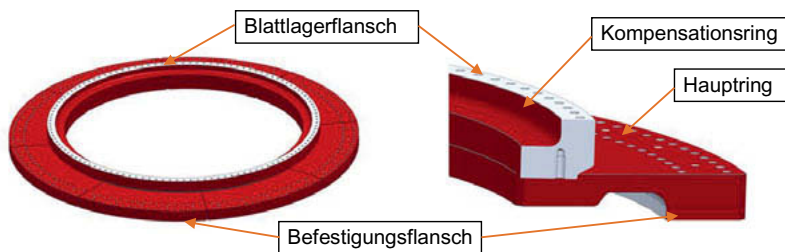


Bild 6: Gesamtansicht und Schnittansicht vom CAD-Modell des Nabenadapters

Der Hauptring besitzt einen über den Umfang variierenden Profilverlauf, um den steifen Bereich am Rotorflansch berücksichtigen und die ungleichmäßige Verformung des Blattflansches abbilden zu können (siehe Bild 7). Während der Hauptring aus mehreren Segmenten zusammengesetzt ist, handelt es sich bei dem Kompensationsring um ein

zusammenhängendes Bauteil. Dieser zweite Ring dient dazu, bei Belastung eine möglichst realitätsnahe Verkipfung der Flanschfläche zu erzeugen, an die das Rotorblattlager angeschlossen ist. Ohne diesen zweiten Ring ließe sich die ungleichmäßige Verformung in axialer Richtung zwar in guter Näherung abbilden, jedoch würde die abweichende Verkipfung der Flanschfläche zu einer von der Realität abweichenden Lasteinleitung in das Rotorblattlager führen. Als Parameter für die Anpassung des Steifigkeitsverhaltens lassen sich der variierende Profilverlauf des Hauptrings sowie die Dicke des Kompensationsrings aufführen.

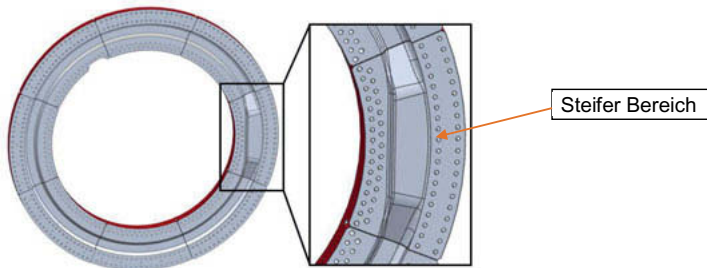


Bild 7: Hauptring des Nabenadapters mit variierendem Profilverlauf

## 5. FE-Simulationen zur Auslegung der Adapterbauteile

Bei der Auslegung der beiden Ersatzbauteile handelt es sich jeweils um einen iterativen Prozess auf Basis der Finite-Elemente-Methode, welcher sich in die folgenden Schritte unterteilen lässt:

1. Aufbau eines FE-Modells eines Rotorsterns und Analyse der im Blattlager auftretenden Belastungen, welche als Referenzgröße verwendet werden
2. Auslegung des Nabenadapters durch Anpassen von Designparametern, um das gewünschte Steifigkeitsverhalten zu erzielen
3. Auslegung des Blattadapters durch Anpassen von Designparametern, um das gewünschte Steifigkeitsverhalten zu erzielen
4. Aufbau eines vereinfachten Prüfstandsmodells mit beiden Adapterbauteilen und Vergleich der Blattlagerbelastungen mit den von Rotorstern und Nabe verursachten denen vom Rotorstern

Ziel ist es, die Ersatzbauteile so zu gestalten, dass sie das Steifigkeitsverhalten der jeweiligen realen Komponente hinreichend genau abbilden. Die folgende Abbildung zeigt exemplarisch das FE-Modell mit realen Komponenten, welches zur Bestimmung der Referenzgrößen verwendet wird. (Nur das Rotorblatt an Flansch 1 ist abgebildet.)

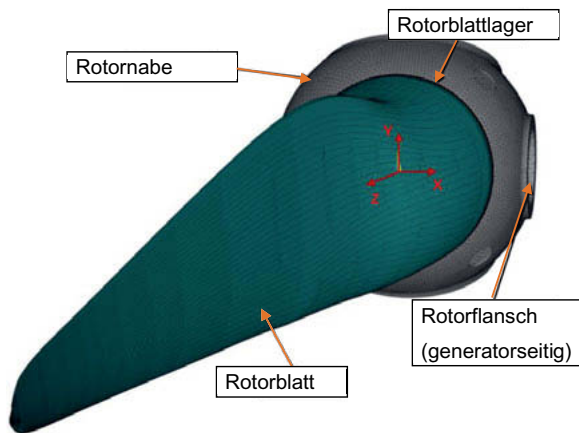


Bild 8: FE-Modell mit Rotornabe und Rotorblatt zur Simulation der Blattlagerbelastungen

Die Charakterisierung des Steifigkeitsverhaltens erfolgt anhand der Lastverteilung des angeschlossenen Rotorblattlagers bei definierten statischen Lastfällen. Diese für die Blattlagerbelastung relevanten statischen Lastfälle werden mit bestimmten Betriebszuständen der Windenergieanlage definiert, die während des Betriebs häufig auftreten oder eine besonders hohe Belastung für das Blattlager erwarten lassen. Als Bewertungskriterium für die Qualität der mit den Ersatzbauteilen erzielten Abbildung des Steifigkeitsverhaltens wird die resultierende Blattlagerbelastung herangezogen, welche mit den realen Komponenten (Rotorblatt, Rotornabe) erzielt wird. Dazu wird ein detailliertes FE-Modell des jeweils zu untersuchenden Blattlagers verwendet, welches ein Auslesen der Wälzkörperkräfte und Kontaktwinkel (Vierpunktlager) ermöglicht. Die Wälzkörpermodellierung erfolgt dabei über eine bestimmte Anordnung von nichtlinearen Federelementen in Anlehnung an Daidé [3] und Houpert [4].

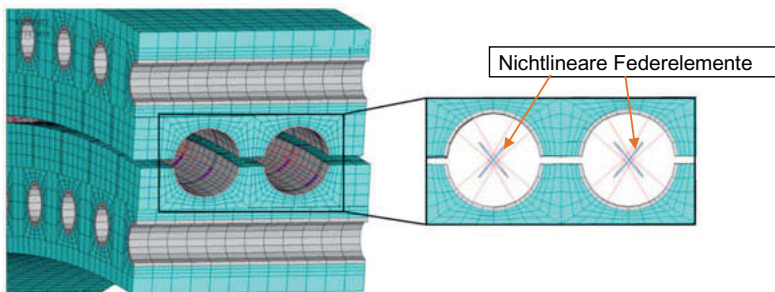


Bild 9: FE-Modell eines doppelreihigen Vierpunktalters mit nichtlinearen Federelementen

Die Auslegung der Ersatzbauteile erfolgt in der Weise, dass die Wälzkörperkräfte über den gesamten Umfang dem Kräfteverlauf von der Referenzbelastungssituation entsprechen, wobei eine Abweichung um 10 % von der maximalen Wälzkörperkraft aller Laufbahnen zugelassen wird. Dieses Ziel basiert auf der Annahme, dass nicht nur die Belastungsspitzen für Schädigungsmechanismen im Wälzlager von Bedeutung sind, sondern auch das Lastverhältnis nebeneinanderliegender Wälzkörper. Der Käfig bestimmt die Position aller Wälzkörper auf der Laufbahn. Somit können bei stark unterschiedlicher Belastung nebeneinanderliegender Wälzkörper die benachbarten Wälzkörper zu einem Verhalten gezwungen werden, was bei gleichmäßiger Belastung nicht auftreten würde.

## 6. Blattlagerbelastungen mit Adapterbauteilen

Da der erste Dauertest mit dem BEAT 6.1 mit Rotorblattlagern der Referenzanlage IWT 7,5 MW durchgeführt wird, werden in diesem Abschnitt exemplarisch Simulationsergebnisse von der Auslegung der für diesen Test benötigten Adapterbauteile vorgestellt. Bei der Referenzanlage IWT 7,5 MW handelt es sich um ein Anlagenmodell, welches am IWES entworfen wurde, um für die Entwicklung von Windenergieanlagen in dieser Leistungsklasse eine Referenz bereitzustellen. Die Anlage verfügt über Rotorblätter mit einer Länge von 80 m und Rotorblattlager mit einem Außendurchmesser von 5 m. Bei diesen handelt es sich um doppelreihige Vierpunktlager.

Die Auswertung der Belastungen erfolgt für jede der vier Laufbahnen. In Bild 10 ist der Vergleich der Wälzkörperkräfte zu sehen, welche zum einen mit dem Rotorblatt und zum anderen mit einem entsprechend angepassten Blattadapter bei einem Biegemoment von  $M_V = 35 \text{ MNm}$  erzielt werden (Koordinatensystem entsprechend Bild 8). Es zeigt sich zunächst einmal die beschriebene Lastüberhöhung, welche sich an den spitz zulaufenden Kurven deutlich erkennen lässt. Die maximalen Wälzkörperkräfte werden bei Verwendung des angepassten Blattadapters nicht ganz getroffen, woraus sich ableiten lässt, dass mit diesem der Lastüberhöhungseffekt nur begrenzt abgebildet wird. Bei Betrachtung der gesamten Kurvencharakteristik wird jedoch ersichtlich, dass mit dem Blattadapter die Verläufe der Wälzkörperkräfte der verschiedenen Laufbahnen in guter Näherung reproduziert werden können. Insbesondere die Steigungen der Kurven auf der Druckseite zeigen zwischen Rotorblatt und Blattadapter eine hohe Übereinstimmung.

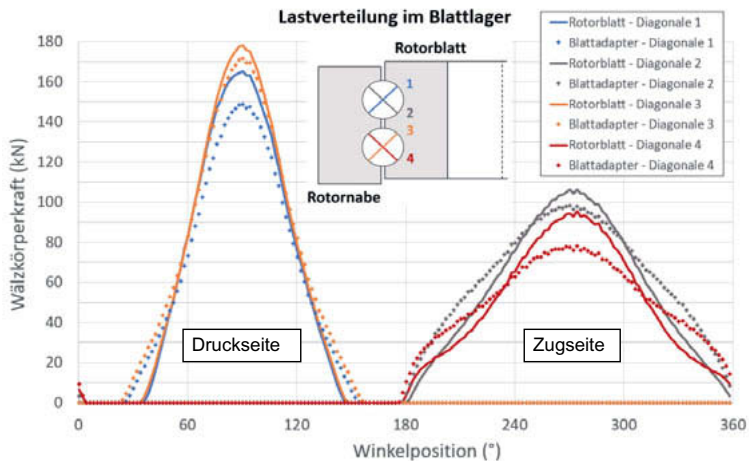


Bild 10: Vergleich der Wälzkörperkräfte mit Rotorblatt und Blattadapter für  $M_Y = 35 \text{ MNm}$

Im Folgenden werden die Wälzkörperkräfte miteinander verglichen, welche zum einen mit dem Rotorblatt und zum anderen mit dem Blattadapter bei einem Biegemoment von  $M_X = 12,3 \text{ MNm}$  erzielt werden (Koordinatensystem entsprechend Bild 8). Es wird derselbe Blattadapter wie für die Belastung mit reinem  $M_Y$  Biegemoment verwendet.

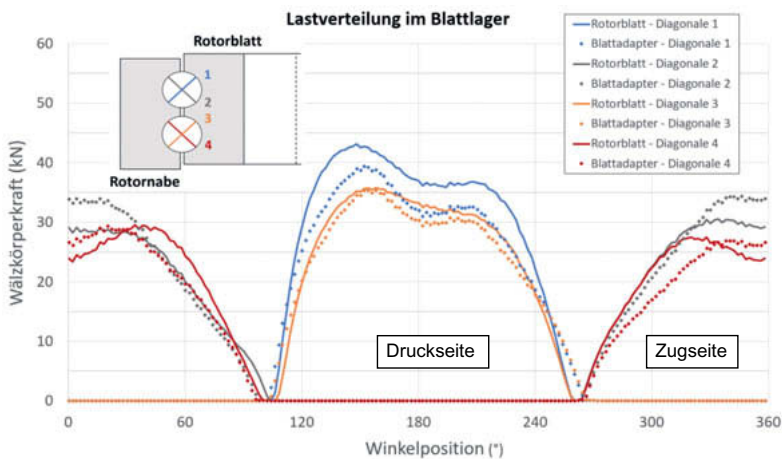


Bild 11: Vergleich der Wälzkörperkräfte mit Rotorblatt und Blattadapter für  $M_X = 12,3 \text{ MNm}$

In Bild 11 zeigt sich eine ähnliche Abbildungsqualität der Steifigkeit, wenngleich die Kurvencharakteristik zum vorherigen Lastfall deutliche Unterschiede aufweist. Diese lassen sich auf die spezifische Struktur des Rotorblattes zurückführen. Insbesondere im Druckbereich besitzen die Kurven der Wälzkörperkräfte der verschiedenen Laufbahnen einen breiteren Verlauf. Mit dem Blattadapter kann dieser spezifische Kurvenverlauf in guter Näherung getroffen werden, wenngleich die Abweichungen im Vergleich zum  $M_Y$ -Lastfall ein wenig größer ausfallen.

## 7. Zusammenfassung und Ausblick

Anhand der FE-Simulationen lässt sich der starke Einfluss der Anschlusssteifigkeiten von Rotornabe und Rotorblatt auf die Lastverteilung im Blattlager ableiten. Die Verbundbauweise des Rotorblattes, bei der tragende und aerodynamische Funktionen konstruktiv getrennt sind, sorgt für eine ungleichmäßige Lasteinleitung in das Rotorblattlager. Auch am Blattflansch einer Rotornabe zeigt sich ein spezifisches Verformungsverhalten, da im Bereich zum Rotorflansch hin ein deutlich steiferer Bereich vorliegt.

Die Simulationsergebnisse zeigen, dass sich mit den vorgestellten Konzepten für die Ersatzbauteile die erzeugten Blattlagerbelastungen über den gesamten Umfang in guter Näherung reproduzieren lassen. Gleichzeitig wird jedoch deutlich, dass das Steifigkeitsverhalten mit derartigen Bauteilen nicht exakt nachgebildet werden kann und die Qualität der Steifigkeitsabbildung vom Lastfall abhängig ist. Daher ist die Auswahl relevanter Lastfälle bzw. eine Gewichtung von Belastungssituationen für den Designprozess der Adapterbauteile unerlässlich. Inwieweit die Lastverteilung über den gesamten Umfang für den Verschleiß in Rotorblattlagern von Bedeutung ist, muss weiter untersucht werden.

Mit realitätsnahen Rotorblattlagertests lassen sich Erkenntnisse über die in Rotorblattlagern auftretenden Schadensmechanismen gewinnen. Mithilfe dieser Erkenntnisse wiederum können Aussagen über den Einfluss von künftigen Betriebsführungsstrategien von Windenergieanlagen wie Individual Pitch Control auf die Lebensdauer von Rotorblattlagern getroffen und die bestehenden Berechnungsmethoden erweitert werden. Somit können realitätsgetreue Blattlagertests die Auslegung von Blattlagerungen verbessern, was für den zuverlässigen Betrieb von künftigen Windenergieanlagen von großer Bedeutung ist.

- [1] G.Chen, J. Wen: "Load Performance of Large-Scale Rolling Bearings With Supporting Structure in Wind Turbines", Journal of Tribology, 2012
- [2] M. Stammler, S. Baust, A. Reuter, G. Poll: "Load distribution in a roller-type rotor blade bearing", Journal of Physics, TORQUE, 2018

- [3] A. Daidé, Z. Chaib, A. Ghosn: "3D Simplified Finite Elements Analysis of Load and Contact Angle in a Slewing Ball Bearing", Laboratoire de Génie Mécanique de Toulouse, Toulouse, France, 2008.
- [4] L. Houpert: "An Engineering Approach to Hertzian Contact Elasticity", Timken Research, Colmar, France, 2000.



# **Oszillierende Wälzlager in Windenergieanlagen – Abgrenzung der Schadensmechanismen**

**Sebastian Wandel, Fabian Schwack, Gerhard Poll,**  
Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie,  
Maschinenbau, Leibniz-Universität Hannover

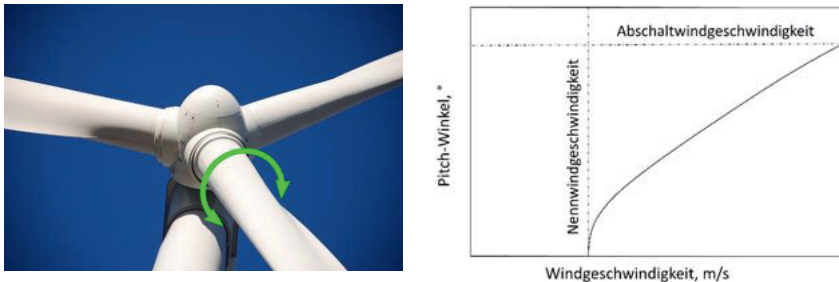
## **Kurzfassung**

Rotorblattlager ermöglichen die Drehung der Rotorblätter um ihre Längsachse und damit eine Regelung der Leistung sowie der Lasten einer Windenergieanlage. Über die geforderte Lebensdauer einer Windenergieanlage von 20 Jahren sind die Wälzlager vor allem durch das Konzept zur individuellen Einstellung der Rotorblätter („Individual Pitch Control“), ständiger oszillierender Bewegung mit variierenden Amplituden und komplexen Lastsituationen ausgesetzt. In oszillierenden Anwendungen können verschiedene Schädigungen auftreten, welche sich teilweise von den Schädigungen rotierender Wälzlager unterscheiden. Zum einen können Verschleißphänomene wie False Brinelling (Riffelbildung) und Fretting Corrosion (Reibkorrosion) auftreten, zum anderen besteht die Möglichkeit, dass Rolling Contact Fatigue (Wälzermüdung) auftritt. Welcher der genannten Schädigungsmechanismen auftritt, hängt von den Betriebsparametern und dem verwendeten Schmiermittel ab. Die primären Betriebsparameter welche zur Abgrenzung der Schadensmechanismen herangezogen werden, sind Last, Frequenz und Oszillationsamplitude. Eine Abgrenzung der Schadensmechanismen in Bezug auf die Betriebsparameter kann dabei helfen, kritische Parameterkombinationen frühzeitig zu erkennen und diese, wenn möglich bei der Betriebsführung der Windenergieanlage zu vermeiden.

Die Abgrenzung der Schadensmechanismen wird mit Hilfe herunterskalierter experimenteller Untersuchungen an Schrägkugellagern der Baugröße 7208 vorgenommen. Ziel der Untersuchungen ist die Erstellung eines Kennfeldes, welches das Auftreten von verschiedenen Schadensmechanismen in Abhängigkeit der Betriebsparameter aufzeigt. Für die in dieser Arbeit betrachteten Betriebsparameter zeigt sich, dass die Tendenz zu oberflächeninduzierten Verschleißschäden mit steigender Oszillationsamplitude und steigender Oszillationsfrequenz abnimmt.

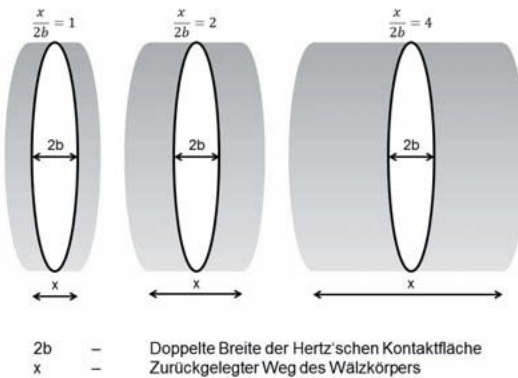
## 1. Einleitung

Rotorblattlager in Windenergieanlagen werden genutzt, um den aerodynamischen Angriffswinkel der Rotorblätter den Wind- und Lastbedingungen anzupassen [1]. Dies geschieht durch eine Drehbewegung um die Längsachse des Rotorblattes (siehe Abbildung 1, links). Diese Art der Leistungsbegrenzung mit Hilfe der Blattwinkelverstellung wird Pitch-Control genannt. Die Verstellung des Rotorblattes zur Leistungsregulierung hängt in erster Linie von der Windgeschwindigkeit ab (siehe Abbildung 1, rechts). Wenn die Windgeschwindigkeit über der Nennwindgeschwindigkeit liegt, wird das Rotorblatt zur Regelung der Leistung in den Wind gedreht.



**Abbildung 1: Blattwinkelverstellung zur Regelung der Leistung einer Windenergieanlage**

Moderne Pitch-Controller regeln mit Hilfe der Blattverstellung aktiv die Lasten, welche auf die Rotorblätter wirken. Durch individuelle und kontinuierliche Regelung des Pitchwinkels können die wirkenden Lasten, welche zum Beispiel durch den Turmschatten oder durch Turbulenzen entstehen, um bis zu 20 % reduziert werden [2, 3]. Die oszillierenden Bewegungen der Rotorblätter, welche durch die beschriebene Anwendung gefordert werden, sind für Wälzlager ungünstig. Darüber hinaus treten neben den gewollten oszillierenden Bewegungen in Rotorblattlagern ungewollte Mikrooszillationen auf, welche im Stillstand der Windenergieanlage durch Vibrationen entstehen. Die Berechnung der Erlebenswahrscheinlichkeit [4, 5], der Schmierfilmhöhe [6, 7] und des Reibmoments [8] sind für oszillierende Wälzlager nur bedingt anwendbar und nicht ausreichend experimentell validiert. Grundsätzlich können die auftretenden Schadensmechanismen in Verschleiß und Ermüdung unterteilt werden. Ob und welche Schadensmechanismen auftreten, hängt von den Betriebsparametern ab. Eine Aussage darüber, ob in Rotorblattlagern Verschleiß oder Ermüdung auftritt, kann helfen, die Auslegungsprozesse dieser Lageranwendung zu optimieren. Um eine Skalierung zwischen verschiedenen Lagergrößen herzustellen, wird das Verhältnis  $x/2b$  genutzt. Dies erlaubt es, den zurückgelegten Weg des Wälzkörpers  $x$  in Abhängigkeit von der Pressung durch die Breite der Kontaktfläche nach Hertz [9]  $2b$  abzubilden. Eine Veranschaulichung verschiedener  $x/2b$ -Verhältnisse ist in Abbildung 2 zu finden. In weiß ist die Kontaktellipse des Kontaktes zwischen Wälzkörper und Lagerlaufbahn dargestellt. Der grau hinterlegte Bereich zeigt die Fläche, die während eines Oszillationszyklus von der Kontaktellipse überstrichen wird.



**Abbildung 2** Schematische Darstellung des  $x/2b$ -Verhältnisses

## 2. Analyse des Pitchsystems

Das Verhalten des Pitchcontrollers kann zwischen verschiedenen Windenergieanlagen variieren. Zum einen liegt dies an den Windverhältnissen des Standortes, da zum Beispiel unterschiedliche Windgeschwindigkeiten in kurzen Zeitintervallen häufigeres Nachstellen der Rotorblätter verlangen, zum anderen existieren verschiedene Controllerstrategien. Um einen Überblick über die auftretenden Betriebsparameter die das Wälzlager erfährt zu erhalten, können die Daten der Referenzwindenergieanlage IWT-7.5-164 herangezogen werden [10]. Für diese Referenzwindenergieanlage existiert eine Analyse der Lasten und Pitchzyklen [11], wie auch ein Rotorblattlagermodell mit Laufkreisdurchmesser von 4690 mm und Kugeldurchmesser von 80 mm [12]. Abbildung 3 zeigt das prozentuale Auftreten verschiedener  $x/2b$ -Verhältnisse aus der Veröffentlichung von Stammler et al. unter der Annahme einer konstanten Hertz'schen Pressung von 1,88 GPa und die zugehörigen durchschnittlichen Oszillationsfrequenzen [11]. Ein signifikanter Anteil von 15,3 % der auftretenden  $x/2b$ -Verhältnisse ist im Bereich von  $x/2b=0,24$  bis  $x/2b=1,60$  vorzufinden. Dies entspricht 8.660.000 Oszillationszyklen. Dieser Bereich mit vergleichsweise geringen  $x/2b$ -Verhältnissen und hohen Frequenzen führt häufig zu False-Brinelling-Schädigungen [13–15]. Für  $x/2b$  kleiner 16,08 gilt, je größer  $x/2b$  desto geringer dessen prozentuales Auftreten während der Laufzeit der Windenergieanlage und desto kleiner die durchschnittliche Oszillationsfrequenz. Ein weiterer signifikanter Anteil liegt oberhalb von  $x/2b=16,08$ . Grund dafür ist die Controllerstrategie. Der Controller regelt die Leistung der Windenergieanlage mit Oszillationsamplituden über  $4^\circ$  ( $x/2b>16,08$ ), während die individuelle Blattsteuerung zur aktiven Lastreduzierung mit kleineren Oszillationsamplituden arbeitet. Sehr kleine  $x/2b$ -Verhältnisse ( $x/2b<0,24$ ) sowie Oszillationen durch Vibrationen im Stillstand der Windenergieanlage sind in der Analyse nicht berücksichtigt.

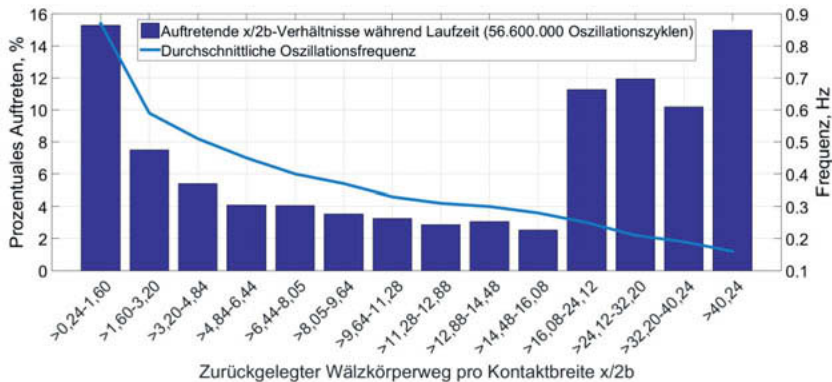


Abbildung 3: Oszillationszyklen und -frequenzen der Referenzwindenergieanlage IWT-7.5-164 [11]

### 3. Schmierfilm im oszillierenden EHD-Kontakt

Hamrock und Dowson entwickelten eine empirische Gleichung, mit der es möglich ist die Schmierfilmdicke in elliptischen EHD-Kontakten analytisch zu bestimmen [16]. Für den Fall kontinuierlich rotierender Lager im Gleichgewichtszustand, wurde der Ansatz in zahlreichen Versuchen validiert. In oszillierenden Anwendungen weicht die tatsächliche Schmierfilmdicke, in Abhängigkeit des Betriebszustandes, von der nach Hamrock und Dowson berechneten ab [7, 17–19]. In Kugel-Scheibe-Versuchen zeigten Maruyama et al., dass die Bildung eines trennenden Ölfilms im gleitenden EHD-Punktkontakt erst möglich ist, wenn ein kritisches  $x/2b$ -Verhältnis von 1,6 überschritten wird. Das kritische  $x/2b$ -Verhältnis ist dabei unabhängig von der Gleitgeschwindigkeit, der Ölviskosität und der Kontaktpressung [7]. Zu beachten ist, dass die Versuche bei relativ geringen Kontaktpressungen bis maximal 0.54 GPa und einer sehr hohen Oberflächengüte durchgeführt wurden. Ein äquivalenter Prüfaufbau wurde auch von Glovnea und Spikes verwendet, um das Schmierfilmverhalten in reversierenden EHD-Punktkontakten zu untersuchen [17]. In Kugel-Scheibe-Versuchen untersuchten Glovnea und Spikes den Einfluss der Oszillationsfrequenz auf die Bildung des Ölfilms, indem eine konstante maximale Rollsummengeschwindigkeit vorgegeben und die Oszillationsfrequenz variiert wurde. Für geringe Oszillationsfrequenzen zeigen die gemessenen Schmierfilmdicken über den gesamten Oszillationszyklus eine gute Übereinstimmung mit den nach Steady-State-Theorie berechneten Werten. Mit zunehmender Frequenz steigt, entgegen der Steady-State-Theorie, die zentrale Schmierfilmdicke in den Umkehrpunkten aufgrund des Einschlusses von Öl im Kontakt. Darüber hinaus existieren detaillierte Untersuchungen bezüglich des Schmierfilmeinschlusses und des Schmierfilmzusammenbruches beim plötzlichen Anhalten einer Bewegung [19].

### 4. Verschleiß

Für oszillierende Wälzlager besteht die Gefahr, dass oberflächeninduzierter Verschleiß auftritt [20, 21]. Dieser Verschleiß kann je nach Schmierungszustand und Gebrauchsdauer in Form von False Brinelling

(Riffelbildung) oder Fretting Corrosion (Reibverschleiß) auftreten [22, 23]. Bei geringen Oszillationsamplituden, auch als Quasi-Stillstand bezeichnet [24], kann es unter geschmierten Bedingungen zu False Brinelling kommen. Abbildung 4 zeigt einen solchen Schaden auf der Inneringlaufbahn eines Schrägkugellagers. Auf dem rechten Bild ist eine Übersichtsaufnahme der Inneringlaufbahn, auf der einzelne Schadensmarken zu erkennen sehen. Auf der linken Seite ist die vergrößerte Mikroskopaufnahme einer Schadensmarke zu sehen. Die Oszillationsamplitude betrug  $1,5^\circ$ .



**Abbildung 4 False Brinelling auf der Inneringlaufbahn eines Schrägkugellagers**

Hin zu größeren Oszillationsamplituden können zunehmend rötliche Verfärbungen und veränderte Oberflächenstrukturen auftreten. Die Verfärbung entsteht durch das Reaktionsprodukt Hämatit [25]. In der Literatur wird diese Schädigung häufig als Fretting Corrosion bezeichnet. Abbildung 5 zeigt eine solche Schädigung, welche bei einer Oszillationsamplitude von  $18,7^\circ$  auftrat. Die Mikroskopieaufnahme (links) zeigt die veränderte Oberflächenstruktur.



**Abbildung 5 Fretting Corrosion auf der Inneringlaufbahn eines Schrägkugellagers**

Fretting Corrosion kann bei geringen Oszillationsamplituden auftreten, wenn das Schmiermittel mit steigender Anzahl an Schwenkzyklen aus dem Kontakt gedrückt wird und ein Rückfließen des Schmiermediums durch Verschweißungen verhindert wird [14, 26].

Für den Fall, dass die beschriebenen Verschleißphänomene auftreten, sind diese in der Regel die für die Gebrauchsdauer dominierenden Schädigungen. Als Gebrauchsdauer wird dabei die Zeit definiert, in der das Lager seine Funktion insoweit erfüllen kann, dass es nicht ausgetauscht werden muss. Durch die Reaktionsprodukte und die veränderte Oberflächenstruktur kann das erforderliche Drehmoment zur Blattverstellung stark ansteigen, so, dass im schlimmsten Falle eine Verstellung der Rotorblätter verhindert wird.

## 5. Ermüdung

Die Berechnung der statistischen Ermüdungslebensdauer ist in DIN ISO 281 und DIN 26281 genormt. Für oszillierende Anwendungen sind die genannten Berechnungsmethoden nur bedingt anwendbar. Für kleine Oszillationsamplituden werden nur einzelne Abschnitte der Laufbahn belastet und das physikalisch belastete Volumen dadurch kleiner als im rotierenden Betrieb. Außerdem werden die instationären Rollsummengeschwindigkeiten und Schlupfverhältnisse, die während eines Oszillationszyklus auftreten, nicht berücksichtigt. Bekannte Ansätze für die Berechnung der Ermüdungslebensdauer im oszillierenden Betrieb kommen von Harris et al. [27] und Houpert [28]. Diese Ansätze sind durch die Autoren auf ausreichend große Oszillationsamplituden limitiert. Ein theoretischer Vergleich der Lebensdaueransätze in Anwendung auf Rotorblattlager von Windenergieanlagen findet sich in Schwack et al. [5].

## 6. Versuchsaufbau

Um den Einfluss der interessierenden Parameter wie Oszillationsfrequenz, Oszillationsamplitude und Last auf das Schadensbild untersuchen zu können, wird ein Prüfkopf verwendet, der von einem Schrittmotor angetrieben wird und eine Oszillation mit variierenden Frequenzen und Amplituden ermöglicht. Bei den untersuchten Wälzlager handelt es sich um Schrägkugellager vom Typ 7208, die auf einer Welle sitzen, die über eine Kupplung direkt mit dem Motor verbunden ist. Durch Federpakete und Distanzhülsen ist es möglich, eine definierte Axialbelastung aufzubringen. Abbildung 6 zeigt die Schnittdarstellung des verwendeten Prüfkopfes.

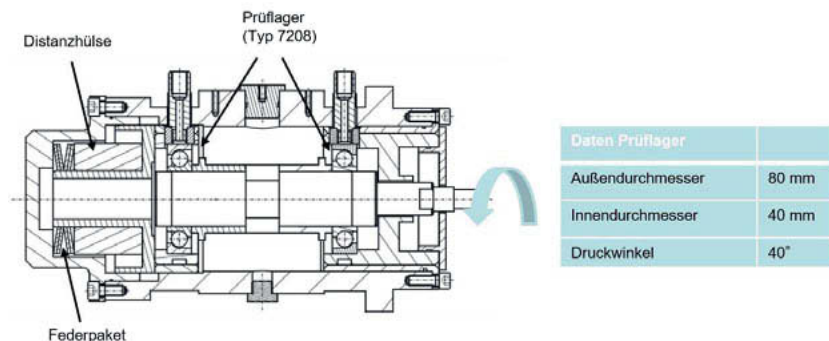


Abbildung 6 Schnittdarstellung des Prüfkopfes

## 7. Experimentelle Untersuchungen

Abbildung 7 zeigt die Parameterkombinationen der durchgeführten Versuche. Die Axiallast und die daraus resultierende Hertz'sche Pressung sowie die Anzahl an Oszillationszyklen wurden konstant gehalten. Als Schmiermittel wurde das Referenzöl FVA 3 gewählt. Grund für die Wahl dieses Schmiermittels sind die im Vergleich zu Schmierfetten guten Rückflusseigenschaften, welche sich im oszillierenden Betrieb Verschleißmindernd auswirken können [29]. Darüber hinaus sind die Zusammensetzung sowie die Eigenschaften des Schmiermittels bekannt [30].

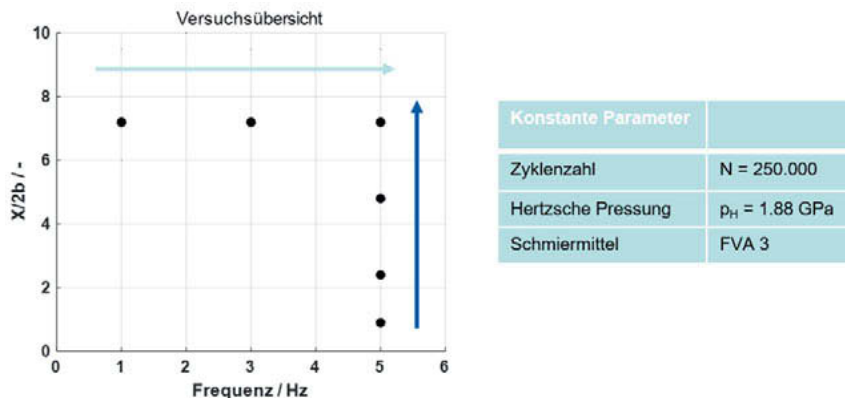
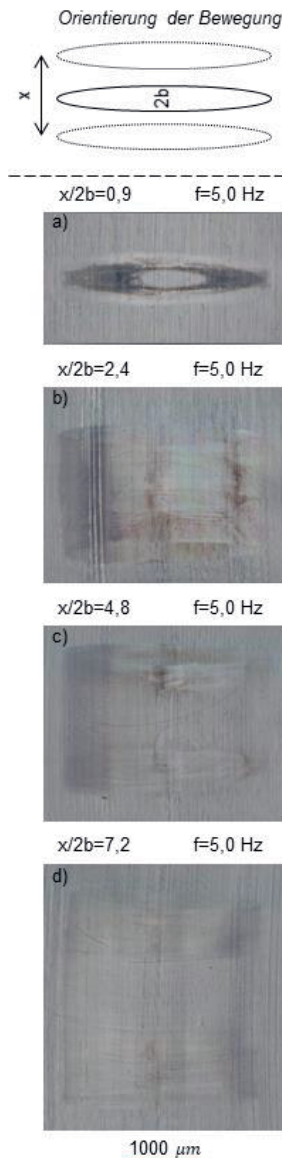


Abbildung 7 Versuchsübersicht

### 7.1 Erhöhung des $x/2b$ - Verhältnisses bei konstanter Frequenz

Zuerst wird der Einfluss des Amplitudenverhältnisses auf das entstehende Schadensbild betrachtet. Die Oszillationsfrequenz wird bei einem konstanten Wert von 5 Hz gehalten. Die Versuchsreihe beginnt bei der kleinsten Oszillationsamplitude von  $1,2^\circ$  ( $x/2b=0,9$ ). Die größte Oszillationsamplitude der Versuchsreihe beträgt  $9,4^\circ$  ( $x/2b=7,2$ ). Dadurch steigen sowohl das  $x/2b$ -Verhältnis, als auch die maximale Rollsummengeschwindigkeit während eines Oszillationszyklus an. Abbildung 8 zeigt die Entwicklung der Schadensausprägung auf dem Innenring anhand von Mikroskopie-Aufnahmen. Für  $x/2b=0,9$  entsteht False Brinelling [29] (Abbildung 8a). Für das nächst größere  $x/2b$ -Verhältnis von 2,5 gibt es keinen Bereich in dem die Kontaktellipsen der Umkehrpunkte sich überlappen (Abbildung 8b). Die Schadensmarke weist sowohl durch rötliche Reaktionsprodukte verfärbte Bereiche auf, die für die Bildung von Hämatit ( $\text{Fe}_2\text{O}_3$ ) sprechen [25]. Des Weiteren existieren Bereiche, in denen eine Einglättung der Bearbeitungsriefen der Ursprungsoberfläche stattgefunden hat. Dieser Schadensmechanismus wird als Fretting Corrosion bezeichnet. Nimmt das  $x/2b$ -Verhältnis weiter zu, kann die Schadensmarke optisch in zwei Bereiche unterteilt werden (Abbildung 8c). Einen Bereich in der Nähe der Umkehrpunkte und einen mittleren Bereich, der die Bereiche an den Umkehrpunkten verbindet.



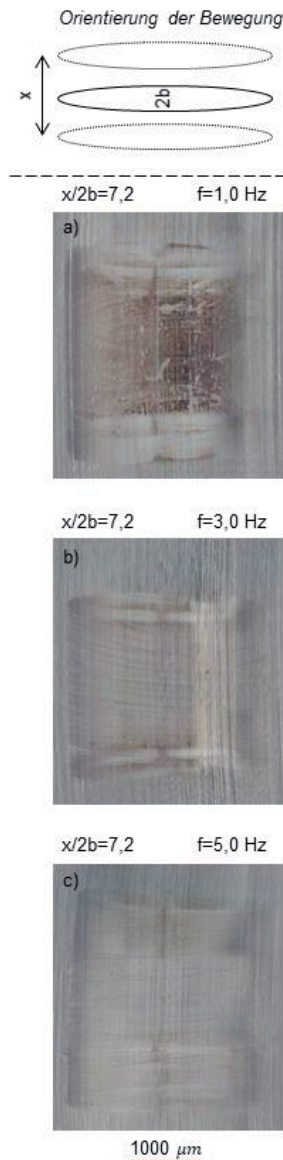
**Abbildung 8** Mikroskopaufnahmen der Schadensmarken in Abhängigkeit des  $x/2b$ -Verhältnisses

In den Umkehrpunkten sind sowohl rotbraune Verfärbungen der Oberfläche zu erkennen, die auf die Bildung von Eisenoxiden schließen lassen [25], als auch optisch glattere Bereiche. Der mittlere Bereich zwischen den Umkehrpunkten der Verschleißmarke zeigt keine Korrosion. Außerdem sind die Bearbeitungsriefen der Ausgangsoberfläche deutlich zu erkennen. Je größer das  $x/2b$ -Verhältnis wird, desto geringer wird die von Korrosion betroffene Oberfläche (Abbildung 8d). Diese Versuchsreihe zeigt den Übergang zwischen den Verschleißmechanismen False Brinelling und Fretting Corrosion, sowie den Übergang in einen Bereich in dem kein nennenswerter Verschleiß auftritt.

## 7.2 Erhöhung der Frequenz bei konstantem $x/2b$ -Verhältnis

Um den Einfluss der Oszillationsfrequenz auf den entstehenden Schaden abzubilden, wurde ein konstantes  $x/2b$ -Verhältnis von 7,2 gewählt. Die Frequenz wurde zwischen 1 Hz und 5 Hz variiert. Die Zyklenzahl beträgt 250.000. Abbildung 9 zeigt die für die Parameterkombinationen auftretenden Schadensbilder auf der Laufbahn des Lagerinnenrings. Für die kleinste Frequenz von 1 Hz ist in den Umkehrpunkten eine Einglättung der Oberfläche erkennbar die dazu führt, dass die ursprünglichen Bearbeitungsriefen kaum erkennbar sind (Abbildung 9a). An vereinzelten Stellen der Umkehrpunkte ist Hämatit zu erkennen. Der mittlere Bereich der Schadensmarke ist auf der gesamten Fläche korrodiert. Der hier dominierende Verschleißmechanismus ist Fretting Corrosion. Bei einer Frequenz von 3 Hz sind in den Umkehrpunkten ebenfalls sowohl einglättete, als auch korrodierte Bereiche zu erkennen (Abbildung 9b). Der mittlere Bereich der Schadensmarke weist jedoch keine sichtbaren Korrosionsprodukte auf. Für eine Frequenz von 5 Hz sind an den Umkehrpunkten nur leicht korrodierte und einglättete Bereiche zu erkennen (Abbildung 9c). Darüber sind für alle Untersuchungen Riefen senkrecht zur Laufbahnrichtung zu erkennen.





**Abbildung 9** Mikroskopaufnahmen der Schadensmarken in Abhängigkeit der Frequenz

Der mittlere Bereich ist frei von Reaktionsprodukten. Der Grad der Korrosion nimmt mit steigender Oszillationsfrequenz ab. Als Gründe können die steigende Schmierfilmhöhe aufgrund der steigenden Rollsummengeschwindigkeit sowie die kürzeren Zeitintervalle an den Umkehrpunkten, die für den Schmierfilmzusammenbruch ausschlaggebend sind, angeführt werden.

## 8. Fazit und Ausblick

Die Auswertung der  $x/2b$ -Verhältnisse der Referenzwindenergieanlage IWT-7.5-164 ergab, dass ein signifikanter Anteil der Oszillationszyklen unter der Annahme einer konstanten Flächenpressung in einem Bereich von  $x/2b < 1,6$  liegt. Ein weiterer signifikanter Anteil der Oszillationszyklen findet im Bereich  $x/2b > 16$  statt. Die Versuchsergebnisse zeigen, dass der Grad der Korrosion an der Oberfläche mit zunehmendem Amplitudenverhältnis und zunehmender Frequenz und damit auch die Neigung zu oberflächeninduzierten Schäden abnimmt. Für Rotorblattlager in Windenergieanlagen bedeutet dies, dass ein großer Anteil der Betriebsbedingungen aufgrund der kleinen  $x/2b$ -Verhältnisse anfällig für Verschleiß ist. Darüber hinaus zeigt die Analyse der Referenzanlage, dass für den untersuchten Controller ebenfalls ein großer Anteil der Betriebsbedingungen außerhalb verschleißintensiver Betriebsparameter liegt. Für Schmierfett, welches typischerweise in Rotorblattlagern eingesetzt wird, kann von intensiverem Verschleiß ausgegangen werden.

Für den Fall, dass im oszillierenden Betrieb kein signifikanter Verschleiß auftritt, besteht die Möglichkeit, dass es mit zunehmender Zyklenanzahl zu Ermüdungsschäden kommt. Windenergieanlagen sind für 20 Jahre ausgelegt. Dies führt zu Zyklenzahlen, die weit über den hier betrachteten liegen. Daher sollte im nächsten Schritt untersucht werden, ob Laufbahnermüdung im Bereich großer Amplitudenverhältnisse und Frequenzen eine Rolle spielt. Zu diesem Zweck werden in Zukunft sowohl theoretische als auch experimentelle Untersuchungen durchgeführt.

## 9. Danksagung

Die vorgestellten Ergebnisse wurden im Zuge der Projekte „HBDV – Hochbelastete Drehverbindungen“ und „HAPT – Highly Accelerated Pitch Bearing Tests“ erarbeitet, welche vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie gefördert werden.

Die Autoren möchten sich bei Matthias Stammer für die zur Verfügung gestellten Daten und bei Nick Schwarz für die Unterstützung bei der Versuchsdurchführung bedanken.

Das diesem Bericht zugrundeliegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie unter dem Förderkennzeichen 0324303A gefördert. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor.



## References

- 1 Burton, T., Sharpe, D., Jenkins, N., Bossanyi, E. (2012) *Wind Energy Handbook*, 2nd edn, Wiley & Sons, London.
- 2 Bossanyi, E.A. (2003) Individual Blade Pitch Control for Load Reduction. *Wind Energy*, **6**(2), 119–128.
- 3 Bossanyi, E.A. (2005) Further load reductions with individual pitch control. *Wind Energy*, **8**(4), 481–485.
- 4 Lundberg, G. and Palmgren, A. (1947) Dynamic Capacity of Roller Bearing. *Acta Polytechnica Mechanical Engineering Series*, **1**(3), 1–52.
- 5 Schwack, F., Stammler, M., Poll, G., Reuter, A. (2016) Comparison of Life Calculations for Oscillating Bearings Considering Individual Pitch Control in Wind Turbines. *J. Phys.: Conf. Ser.*, **753**(11), 112013.
- 6 Hamrock B. J. and Dowson M.D. (1977) Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of point Contacts: Part III - Fully Flooded Results. *Journal of Lubrication and Tribology*, **99**(2), 264–276.
- 7 Maruyama, T. and Saitoh, T. (2010) Oil film behavior under minute vibrating conditions in EHL point contacts. *Tribology International*, **43**(8), 1279–1286.
- 8 Stammler, M., Schwack, F., Bader, N., Reuter, A., Poll, G. (2018) Friction torque of wind-turbine pitch bearings – comparison of experimental results with available models. *Wind Energy. Sci.*, **3**(1), 97–105.
- 9 Hertz, H.R. (1881) Über die Berührung fester elastischer Körper. *Journal für die reine und angewandte Mathematik* (Crelle), **92**, 156–171.
- 10 Sevinc, A., Rosemeier, M., Bätge, M., Braun, R., Meng, F., Shan, M., Horte, D., Balzani, C., Reuter, A. (2014) IWES Wind Turbine IWT-7.5-164. *Fraunhofer IWES*.
- 11 Stammler, M., Reuter, A., Poll, G. (2018) Cycle counting of roller bearing oscillations – case study of wind turbine individual pitching system. *Renewable Energy Focus*, **25**, 40–47.
- 12 Schwack, F., Stammler, M., Flory, H., Poll, G. (2016) Free Contact Angles in Pitch Bearings and their Impact on Contact and Stress Conditions.
- 13 Grebe, M., Feinle, P., Hunsicker, W. (2007) Einfluß verschiedener Faktoren auf die Entstehung von Stillstandsmarkierungen (False-Brinelling-Effekt), in Reibung, Schmierung und Verschleiss. Tribologie-Fachtagung, 24. bis 26. September 2007, Göttingen. GfT, Aachen.
- 14 Schwack, F., Byckov, A., Bader, N., Poll, G. (eds) (2017) *Time-dependent analyses of wear in oscillating bearing applications*. STLE Annual Meeting, 21-25 May, Atlanta, USA.
- 15 Schwack, F., Prigge, F., Poll, G. (2018) Finite element simulation and experimental analysis of false brinelling and fretting corrosion. *Tribology International*, **126**, 352–362.
- 16 Hamrock B.J. and Dowson D. (1978) Minimum Film Thickness in Elliptical Contacts for Different Regimes of Fluid-Film Lubrication. *NASA Technical Paper 1342*, 1–22.
- 17 Glovnea, R.P. and Spikes, H.A. (2002) Behavior of EHD Films During Reversal of Entrainment in Cyclically Accelerated/Decelerated Motion. *Tribology Transactions*, **45** (2), 177–184.

- 18 Glovnea, R.P. and Spikes, H.A. (2001) Elastohydrodynamic film formation at the start-up of the motion. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, **215** (2), 125–138.
- 19 Glovnea, R.P. and Spikes, H.A. (2000) The Influence of Lubricant Upon EHD Film Behavior During Sudden Halting of Motion. *Tribology Transactions*, **43** (4), 731–739.
- 20 Stammer, M. and Reuter, A. (2015) Blade bearings: damage mechanisms and test strategies, Conference for Wind Power Drives, Aachen.
- 21 Schwack, F. Poll, G. (2016) Service Life of Blade Bearings: Problems Faced in Service Life Estimation of Blade Bearings. *Windtech International*, **2016** (November/December), 19–22.
- 22 Godfrey, D. (2003) Fretting Corrosion or False Brinelling? *Tribology & Lubrication Technology*, **59**(12), 28–30.
- 23 Errichello, R. (2004) Another Perspective: False Brinelling and Fretting Corrosion. *Tribology & Lubrication Technology*, **60**, 34–36.
- 24 Grebe, M., Feinle, P., Blaškovitš, P. (2014) Failure of Roller Bearings without Macroscopic Motion - Influence of the Pivoting Angle on the Contact Mechanics and the Wear Mechanisms in the Contact between Roller and Raceway, in *Tribology - industrial and automotive lubrication* (ed W.J. Bartz), Techn. Akad. Esslingen, Ostfildern.
- 25 Godfrey, D. (1999) Iron oxides and rust (hydrated iron oxides) in tribology. *Lubrication Engineering*, **55**(2), 33–37.
- 26 Godfrey, D. (1956) A Study of Fretting wear in mineral oil. *Lubrication Engineering*., **12**(1), 37–42.
- 27 Harris, T.A. and Kotzalas, M.N. (2007) *Rolling bearing analysis*, 5th edn, CRC, Taylor & Francis, Boca Raton, Fla. [u.a.].
- 28 Houpert, L. (1999) Bearing Life Calculation in Oscillatory Applications©. *Tribology Transactions*, **42**, 136–143.
- 29 Grebe, M. (2012) False Brinelling - Standstill marks at roller bearings. Slovak University of Technology. Dissertation.
- 30 E. M. Lautotka (2007) FVA Heft 660 Referenzölkatalog: Datensammlung.

# Robustheitstest für Getriebewälzlagerungen in Windenergieanlagen

**Sergej Oberdörfer**, M.Sc., Univ.-Prof. Dr.-Ing. **Georg Jacobs**,  
**Stephan Neumann**, M.Eng.,  
Chair for Wind Power Drives, RWTH Aachen University

## Kurzfassung

Die Wirtschaftlichkeit von Windenergieanlagen (WEA) wird auch heute noch durch frühzeitige Ausfälle belastet. Getriebeschäden infolge der Lagerschäden der schnelldrehenden Abtriebswelle (High-Speed-Shaft – HSS) sowie der Planetenlagerung sind die Hauptursache für Stillstandszeiten der WEA [1, 2]. Um diese frühzeitigen Lagerschäden zu vermeiden, werden im Rahmen des Projektes WEA-Lagerzentrum.NRW zwei neuartige Testmethoden zur Qualifizierung und Freigabe von WEA-Getriebeagern entwickelt [3]. Zum einen dient der *Bearing Robustness Test* (BRT) zur Prüfung der Robustheit von Lagern gegenüber WEA-spezifischen Lagerschäden wie klassische Ermüdung, Anschmierung, Graufleckigkeit, Schäden aufgrund von Schlupf und Bordbruch [4]. White Etching Cracks (WEC) sind hierbei ausgeschlossen, werden aber in einer gesonderten Testmethode berücksichtigt. In diesem Beitrag wird die Methode zur Erstellung des Testzyklus für den BRT vorgestellt. Insbesondere wird auf die Identifikation, Bewertung, Auswahl und Implementierung kritischer Lasten aus dem Anlagenbetrieb zur Berücksichtigung WEA-spezifischer Lagerschäden eingegangen. Dazu werden die zugrundeliegende simulative Analyse der kritischen Lasten sowie der Einfluss der Lagermodellparameter für die Erstellung des Testzyklus vorgestellt.

## 1. Einleitung

Die Wirtschaftlichkeit von WEA wird durch Stillstandszeiten infolge von frühzeitigen Ausfällen innerhalb der ersten sechs Betriebsjahre stark belastet. Untersuchungen zufolge werden 59 Prozent der Stillstandszeit von WEA durch Getriebeausfälle verursacht, welche zu 67 Prozent auf Lagerschäden zurückzuführen sind. Die bisher im Feld beobachteten Schadenshäufigkeiten sind bei HSS-Lagern aber auch an den Lagern der Planetenstufen besonders hoch. Grund dafür ist die fehlende Kenntnis der zu einem Lagerschaden führenden Betriebsbedingungen. Der Anlagenbetrieb einer WEA ist geprägt von verschiedenen Betriebszuständen (Produktionsbetrieb, transiente Betriebszustände), stochastischen Windverhältnissen, dem Regelungskonzept sowie dem Einfluss des Netzes in Form von externen Lasten. Diese wer-

den rotorseitig über die Hauptwelle und generatorseitig über die Generatorwelle auf das Getriebe übertragen. Daraus resultieren die inneren Lasten im Getriebe. In Abhängigkeit der Getriebestruktur und der Lagereigenschaften führt das zu lokalen Lasten am Lager. Diese lokalen Lagerlasten definieren schließlich die internen Lagerlasten wie Pressung, Lastverteilung am Wälzkörper, den Schlupf, Temperatur sowie Schmierungszustand. Eine kritische Kombination dieser internen Lagerlasten kann zur Initiierung sowie der Fortbildung von Lagerschäden führen und wird abhängig von der betrachteten Schadensart als Schadenskriterium festgelegt. Durch die Kenntnis der Schadenskriterien ist es möglich kritische Betriebsbedingungen aus dem Anlagenbetrieb zu identifizieren. Der Schlüsselfaktor dafür ist das Verständnis des Transferpfades von externen Lasten zu den kritischen internen Lagerlasten.

Der bislang in Forschung und Entwicklung verbreitete Ansatz, zielt auf die Reproduktion von isolierten Schadensmechanismen auf Prüfständen im Labormaßstab. Dabei werden synthetische Lasten aufgeprägt um kritische Betriebszustände zu definieren. Dies spiegelt nicht die komplexe Lastsituation in realen WEA-Getrieben wieder und erlaubt keine Berücksichtigung von Wechselwirkungen zwischen einzelnen Schadensmechanismen. Ferner gelingt die theoretische Übertragung der definierten kritischen Betriebszustände vom Labormaßstab auf realgroße Lager bisher nicht. Der Ansatz kritische Betriebszustände an realgroßen Bauteilen von Systemprüfständen, wie dem am CWD vorhandenen 4 MW-WEA-Systemprüfstand zu ermitteln, ist auf Grund der hohen Investitions- und Betriebskosten nicht möglich. Daher gelingt es bislang nicht, real auftretende Lagerschäden mit den heute verfügbaren Testmethoden an realgroßen WEA-Getriebelagern zu reproduzieren.

Vor diesem Hintergrund wird am Chair for Wind Power Drives (CWD) im Projekt WEA-Lagerzentrum.NRW an der Verbesserung der Robustheit von WEA-Getriebelagern durch qualifizierende Testzyklen geforscht [3]. Dazu werden zwei neuartige Testmethoden und Komponentenprüfstände zur Prüfung der Robustheit für realgroße WEA-Getriebelager der HSS- und Planetenstufe entwickelt. Die erste Methode ist der BRT und dient der Absicherung gegenüber Schäden wie klassische Ermüdung und spezifischen Lagerschäden wie Anschmierung, Graufleckigkeit, Schäden aufgrund von Schlupf und Bordbruch [4]. Dabei wird der gesamte Transferpfad von den externen Lasten zu den kritischen lokalen Lagerlasten einschließlich der Systemeigenschaften berücksichtigt und reale lokale Lagerlasten reproduziert. Dadurch kann die Robustheit von Lagern gegenüber WEA-spezifischen Lagerschäden im frühen Produktentwicklungszyklus geprüft und die Ausfallrate der Lager reduziert werden. Lagerschäden in Verbindung mit White Etching Phänomenen werden in einer gesonderten auf synthetischen Lasten basierenden Testmethode berücksichtigt.

Im Folgenden wird die Methode zur Erstellung der Testzyklen für den BRT vorgestellt. Insbesondere wird auf die Identifikation, Bewertung, Auswahl und Implementierung kritischer lokaler Lagerlasten aus dem realen Anlagenbetrieb zur Berücksichtigung WEA-spezifischer Lager-schäden eingegangen. Dazu werden die zugrundeliegende simulative Analyse der kritischen Lagerlasten sowie der Einfluss der Lagermodellparameter für die Erstellung des Testzyklus vorgestellt.

## 2. Struktur des Bearing Robustness Tests

Untersuchungen zufolge sind die ersten sechs Jahre nach Inbetriebnahmen der WEA hinsichtlich führzeitiger Lagerausfälle besonders kritisch [5]. Folglich werden die kritischen lokalen Lagerlasten aus sechs Betriebsjahren im BRT berücksichtigt und aufgrund wirtschaftlicher Gesichtspunkte auf einen Testzeitraum von zwei Monaten verdichtet.

Der BRT besteht aus zwei Hauptbestandteilen. Den ersten bildet ein gerafftes Lastkollektiv für eine Testzeit von zwei Monaten, beispielhaft abgeleitet aus Felddaten des Produktionsbetriebs einer 2 MW-Referenzwindenergieanlage, wie in Bild 1 dargestellt (oberer Pfad). Die betrachtete WEA entspricht der Größenordnung, in der die Prüflager für den BRT real eingesetzt werden. Das daraus resultierende Lastkollektiv beinhaltet die kritischen Lasten aus sechs Betriebsjahren entsprechend ihrer kumulativen Schadenswirkung. Auf diese Weise wird die Schadenswirkung hinsichtlich klassischer Ermüdungsschäden berücksichtigt. Darüber hinaus kann diese Schadenswirkung als Vorschädigung für die Initiierung und Ausbreitung weiterer spezifischer Lagerschäden verantwortlich sein [6].

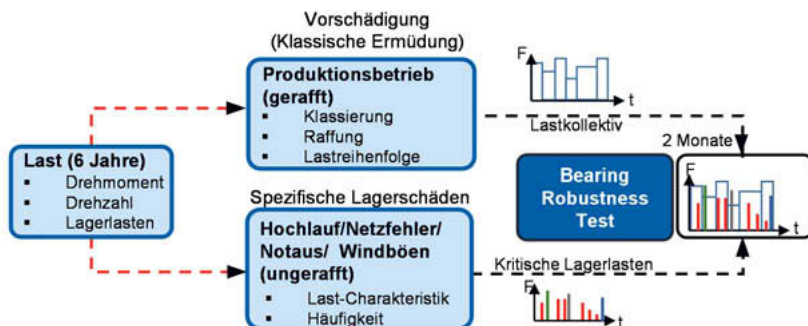


Bild 1: Struktur des Bearing Robustness Tests (BRT)

Weitere Betriebszustände aus dem Anlagenbetrieb, welche die spezifischen Lagerschäden wie Anschmierung, Graufleckigkeit, Schäden aufgrund von Schlupf und Bordbruch begünstigen, bilden den zweiten Hauptbestandteil, siehe Bild 1 (unterer Pfad). Eine Studie zu Betriebszuständen von WEA im Rahmen der BRT-Entwicklung hat gezeigt, dass es bei transienten Betriebszuständen wie Netzfehlern, Windböen sowie Anfahr- und Abbremsvorgängen der Fall ist. Diese werden entsprechend ihrer real auftretenden Anzahl, Reihenfolge und mit realistischem Hergang ungerafft in das Lastkollektiv aus dem Produktionsbetrieb integriert [7]. Welche der transienten Betriebszustände kritisch sind, wird auf Grundlage des Vergleiches zwischen den Schadenskriterien für spezifischen Lagerschäden und der vorherrschenden internen Lagerlasten ermittelt. Wird während eines Betriebszustandes eines der Schadenskriterien erfüllt, so wird dieser Betriebszustand als kritisch eingestuft und in den BRT implementiert. Auf diese Weise wird das komplexe Zusammenwirken verschiedener Lastsituationen innerhalb eines Tests vereint.

### 3. Definition der Schadenskriterien für den BRT

Die im BRT aufgenommenen Schadensarten wurden im Rahmen einer Studien unter industriellen Partnern aus der gesamten Wertschöpfungskette ermittelt [8]. Darüber hinaus ist für die Erstellung des BRTs die Kenntnis der ursächlichen Schadensmechanismen und folglich der Schadenskriterien erforderlich. Diese werden für die Auswahl der transienten Betriebszustände aus dem Anlagenbetrieb verwendet.

Die Schadenskriterien der klassischen Ermüdung werden in Form eines Lebensdauermodells gemäß internationaler Norm ISO 281 beschrieben. Für spezifische Lagerschäden (Graufleckigkeit, Anschmierung, Bordbruch) gibt es keine allgemein anerkannten Modelle zur Vorhersage der Lebensdauer. Es existieren mehrere Hypothesen zur Beschreibung der Schadensentstehung. Im Falle des Bordbruches sind die Kriterien für die Schadensentstehung die vorherrschenden Spannungs- und Dehnungswerte am Bord, welche zu Ermüdung und damit zum Bordbruch führen können. Diese werden auf eine maximal ertragbare Axialbelastung als Schadenskriterium, gemäß Tabelle 1, zurückgeführt



Tabelle 1: Schadenskriterien für Anschmierung, Neuhärtung, Graufleckigkeit und Bordbruch.

Schadensart	Schadenskriterium	Quelle
Anschmierung	$W_{R,spec} \geq 0,35 \text{ J/mm}$	[9]
Neuhärtung	$(E/A) > 1 \text{ J/mm}^2$ , $(P/A) > 30 \text{ W/mm}^2$	[10]
Graufleckigkeit	$\lambda \leq 0,25$ , $p \geq 1500 \text{ MPa}$	[11]
Bordbruch	$F_{a,max} = 0,075 \cdot k_B \cdot d_M^{2,1}$ , $F_{a,max} = 0,0045 \cdot D^{1,5}$ (Reihe 2) $F_{a,max} = 0,0023 \cdot D^{1,7}$ (übrige Reihen).	[12, 13]

Das Schadenskriterium für Anschmierung ist der Energieeintrag, der durch Pressung in Kombination mit Schlupf verursacht wird. Weitere schlupfinduzierte Schäden wie Neuhärtung können durch das Schadenskriterium der Flächenleistungs- sowie der Flächenenergiedichte berücksichtigt werden. Im Falle der Graufleckigkeit sind die Bedingungen der Mischreibung sowie das Vorherrschen hoher Pressungen für die Schadensentstehung verantwortlich. Eine Zusammenfassung der Schadenskriterien ist in Tabelle 1 aufgeführt.

#### 4. Identifikation, Bewertung, Auswahl und Implementierung der kritischen Betriebszustände in die Testzyklen

Die Identifikation der kritischen Betriebszustände erfolgt anhand einer simulativen Analyse der Design Load Cases (DLCs) einer generischen 2,75 MW-Windenergieanlage. Als kritische DLCs wurden Böen (DLC 2.3), Hochläufe (DLC 3.1) und Not-Aus (DLC 5.1) identifiziert [7]. Das dazu verwendete Mehrkörpersimulationsmodell (MKS-Modell) wurde am CWD entwickelt und validiert. Die Simulation mit diesem Modell ermöglicht detaillierte Lastanalysen von Antriebsstrang- und Lagerlasten unter Berücksichtigung externer Lasten bedingt durch aerodynamischen Rotoreingangslasten sowie elektrischen Netzlasten, wie in Bild 2 dargestellt.

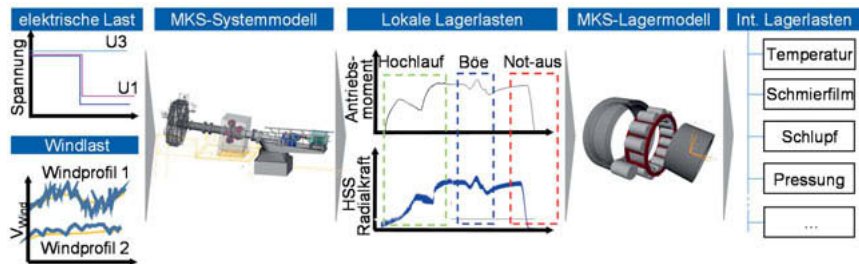


Bild 2: Simulative Analyse transients Betriebszustände zur Bestimmung interner Lagerlasten zur Ableitung der BRT-Testzyklen

Basierend auf der Charakteristik der transienten Betriebszustände können die internen Lasten für Planeten- und HSS-Lager berechnet werden. Dafür wird das Simulationsprogramm LaMBDA (**L**ager **M**ehrkörper **B**erechnung und **D**ynamik **A**nalyse) aus dem Forschungsvorhabens FVA 625 II eingesetzt [14]. Durch Anwendung dieses detaillierten Simulationsprogramms ist eine Berücksichtigung von Geometrieabweichungen realer Lager, bedingt durch Toleranzen im Produktionsprozess, möglich. Dazu gehören Rauheit, Lagerspiel sowie Reibwerte für Laufbahn, Käfig und Bord. Der Einfluss der Lagermodellparameter auf die internen Lagerlasten wurde mittels einer simulativen Studie ermittelt. Mittels der Methoden statistischer Versuchsplanung wurde geprüft wie stark sich diese Abweichungen der Lagermodellparameter auf die Zielgrößen der Schadenskriterien auswirken. Dazu zählen die zentrale Schmierfilmhöhe  $h_0$ , maximale Kontaktpressung  $p_{max}$ , spezifische Reibenergie  $W_{R, spez, max}$ , Flächenleistungsdichte  $(P/A)_{max}$  sowie der maximale Wälzkörper- und Käfigschlupf. Um die Einflüsse dieser Parameter auf die Zielgrößen einzuschätzen, wurden diese mit den Einflüssen der Betriebsbedingungen verglichen, siehe Bild 3.

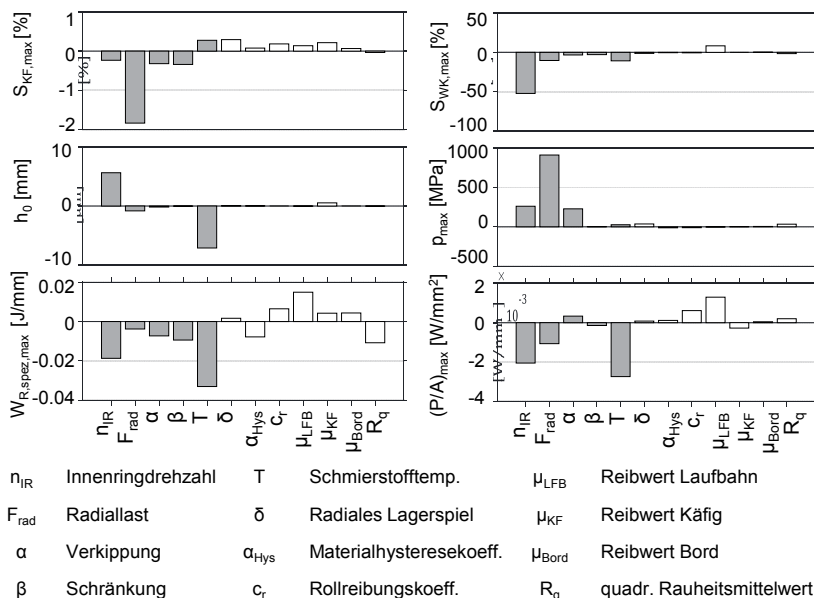


Bild 3: Berechnete Effekte der Betriebsbedingungen (grau) und der Modellparameter (weiß) auf die Zielgrößen Käfigschlupf, Wälzkörperschlupf, Schmierfilmhöhe, Pressung, Spezifische Reibenergie und Flächenenergiedichte

Die Betriebsbedingungen umfassen die Größen Innenringdrehzahl, Radiallast, Verkipfung, Schränkung und Schmierstofftemperatur. Die Faktoren des Versuchsplans, wurden aus Messungen an realen Prüflagern sowie auf Grundlage von Literaturrecherche abgeleitet. Ausgehend von den dargestellten Ergebnissen in Bild 3 folgt, dass die Kinematik des Lagermodells (Schlupf, Pressung) nur unwesentlich durch Parameterunsicherheiten beeinflusst wird. Deutlich zu erkennen resultiert der größte Einfluss aus der vorherrschenden Drehzahl, Radiallast sowie Temperatur. Hinsichtlich der Schadenskriterien haben Unsicherheiten in den Parametern für Rauheit und Reibung einen signifikanten Einfluss und müssen bei der Bewertung von transienten Betriebszuständen beachtet werden. Folglich werden bei der Simulation für jeden Prüfling die herstellerseitigen Informationen individuell angewendet.

Auf dieser Grundlage erfolgt die Bewertung der transienten Betriebszustände bezüglich der vorgestellten Schadenskriterien von Anschmierung, Neuhärtung, Graufleckigkeit sowie Bordbruch. Damit wird ein grundlegendes Verständnis der Korrelation zwischen den externen Lasten der WEA und internen Lagerlasten ermöglicht. Folglich kann jeder zu kritischen internen

Lasten führender Beitrag sowie jede Abweichung vom Normalzustand durch die Simulation ermittelt, charakterisiert und bewertet werden. Wird ein Betriebszustand als kritisch bewertet, so wird dieser für den BRT ausgewählt. Infolgedessen wird dieser Betriebszustand entsprechend seiner Charakteristik in den BRT implementiert. Die Charakteristik umfasst Lastgradienten, Lastfrequenzen, Lastwerte sowie Lastabfolgen, gemäß Bild 4.

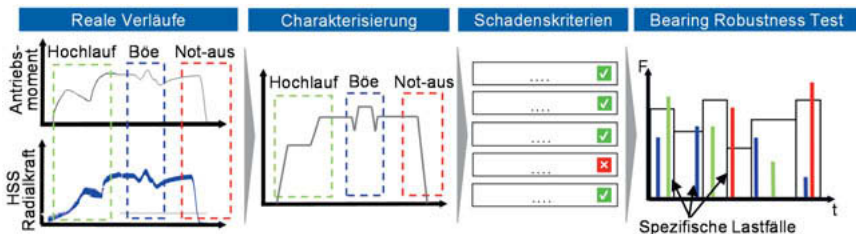


Bild 4: Simulative Analyse transients Betriebszustände zur Bestimmung lokaler Lagerbelastungen sowie des kinematischen Lagerverhaltens zur Ableitung der BRT-Testzyklen

## 5. Quantitatives Fallbeispiel zur Verdeutlichung des Vorgehens

Erste Untersuchungen zeigen, dass der Not-Aus-Vorgang die Anschmierung und Neuhärtung an HSS-Lagern begünstigt, da in diesem Betriebszustand hohe Schlupfbeträge auftreten [7]. Daher wird die Methode für die Ableitung des Testzyklus für den BRT am Beispiel des HSS-Lagers für den Not-Aus-Vorgang verdeutlicht. Bild 5 zeigt exemplarisch die radialen Lasten an der HSS-Stufe während eines Not-Aus-Vorgangs für zwei verschiedene Windbedingungen. Dabei wird das Not-Aus durch einen Netzausfall eingeleitet, auf den die Anlage nach 3 s reagiert. Hierzu wird die Generatorlast abgeschaltet und die Steuerung des Pitchsystems wechselt in den Bremsmodus zur Reduktion der Rotordrehzahl. Deutlich zu erkennen sind im Drehzahl- und Drehmomentverlauf sehr hohe Last- und Drehzahlgradienten. Diese haben einen maßgeblichen Einfluss auf die internen Lagerlasten. So führt die Abschaltung der Generatorlast zu einem Anstieg der Rotordrehzahl aufgrund des fehlenden Gegenmomentes. Bedingt durch den Abfall der Radiallast an der Lagerstelle und den kurzzeitigen Drehzahlanstieg, steigt der Schlupf im Wälzlager an. Dieser erreicht sein lokales Maximum beim Überschwingen der Radialkraft in den negativen Bereich. In Kombination mit dem steigenden Betrag der Radialkraft nimmt die spezifische Reibenergie zu. In Anbetracht des Schadenskriteriums für Anschmierung ist ein Wert von  $W_{R, \text{spez}} \geq 0,35 \text{ J/mm}$  kritisch. Gemäß Bild 5 wird dieser Wert bei der Windbedingung 1 überschritten. Folglich ist der Not-Aus-Vorgang entsprechend der Windbedingung 1 und der resultierenden internen Lagerlasten

kritisch und wird daher in den BRT implementiert. Die Charakteristik umfasst die dargestellten realen Lastgradienten, Lastwerte sowie Lastabfolgen entsprechend ihrer realen Dauer.

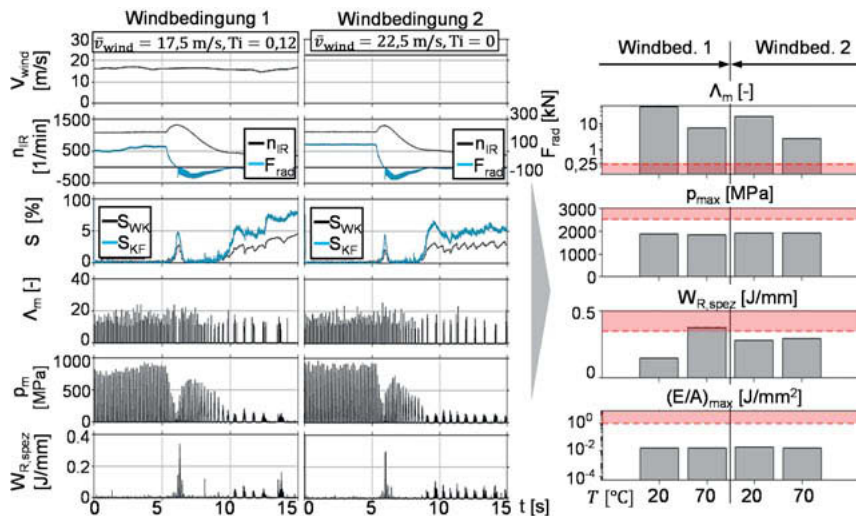


Bild 5: Identifikation, Bewertung und Auswahl eines kritischen Not-Aus-Vorganges

Jeder kritische Betriebszustand wird in seiner tatsächlichen Häufigkeit im BRT berücksichtigt. Zu diesem Zweck wurde im Rahmen der BRT-Entwicklung eine Studie zu Betriebszuständen von WEA durchgeführt. Dabei wurde ermittelt, dass etwa 200 Not-Aus-Vorgänge pro Jahr vorkommen. Folglich werden im BRT, welcher die ersten sechs Betriebsjahre einer WEA umfasst, 1.200 Not-Aus-Vorgänge zeitversetzt berücksichtigt. Das Vorgehen für weitere transiente Betriebszustände ist analog.

Die abgeleiteten lokalen Lagerlasten aus Betriebszuständen für Anfahrvorgänge, Böen, normale Abschaltungen und Not-Aus werden mit dem Lastspektrum, zur Berücksichtigung der Schadenswirkung aus dem Produktionsbetrieb gemäß Bild 2, zusammengeführt. Die kritischen lokalen Lagerlasten werden bei nahezu gleichem Belastungsniveau in das Lastkollektiv aus dem Produktionsbetrieb integriert. Damit beinhaltet der BRT die kritischen Lasten, denen ein Lager in den ersten sechs Betriebsjahren ausgesetzt ist.

## 6. Zusammenfassung

Dieser Beitrag beschreibt eine Methode zur Erstellung von Testzyklen für einen neuartigen Lager-Robustheitstest mit der Bezeichnung Bearing Robustness Test. Im Gegensatz zu herkömmlichen Wälzlager tests berücksichtigt der BRT das komplexe Zusammenwirken verschiedener realer Lasten. Dadurch kann die Robustheit gegen unterschiedliche Schadensarten von Lagern innerhalb eines Tests geprüft werden.

Zur Berücksichtigung der komplexen Lastsituation realer Windenergieanlagen innerhalb des BRT werden lokale Lagerlasten aus WEA-spezifischen Betriebszuständen (Anfahrvorgänge, Böen, normale Abschaltungen und Not-Aus) implementiert. Diese werden auf Grundlage detaillierter Lastanalysen verschiedener transienter Betriebszustände unter Beachtung individueller Systemeigenschaften am Beispiel einer generischen 2,75 MW-WEA ausgewählt. Es wurde gezeigt, dass der Einfluss der Lagerparameter aus Geometrieabweichungen realer Lager bei der Bewertung von Betriebszuständen nicht zu vernachlässigen ist. Darüber hinaus konnte an einem Beispiel verdeutlicht werden, dass Betriebszustände, die zu höheren externen Lasten führen, nicht pauschal als kritischer eingestuft werden können. Viel mehr ist die Berücksichtigung des gesamten Transferpfades von den externen Lasten zu internen Lagerlasten notwendig. So können WEA-Getriebe lager durch den Einsatz von BRT qualifiziert werden.

## Danksagung

Die Autoren danken der Europäischen Union und dem Land Nordrhein-Westfalen für die finanzielle Unterstützung, der Leitmarktagentur.NRW für die wissenschaftliche und administrative Projektbegleitung sowie den Projektpartnern für die gute Zusammenarbeit. Das Vorhaben wird im Rahmen des Leitmarktwettbewerbs EnergieUmweltwirtschaft.NRW durch den Europäischen Fonds für regionale Entwicklung (EFRE.NRW) und die Landesregierung Nordrhein-Westfalen gefördert.



EUROPÄISCHE UNION  
Investition in unsere Zukunft  
Europäischer Fonds  
für regionale Entwicklung



EFRE.NRW  
Investitionen in Wachstum  
und Beschäftigung

## Literatur

- [1] Sheng, S.: Report on Wind Turbine Subsystem Reliability - A Survey of Various Databases, NREL, 2013, <https://www.nrel.gov/docs/fy13osti/59111.pdf>.
- [2] Scott, K.; Infield, D.; Bartrop, N.; Coultate, J.; Shahaj, A.: Effects of Extreme and Transient Loads on Wind Turbine Drive Trains, 50th AIAA Aerospace Sciences Meeting, Nashville 2012.
- [3] Neumann, S.; Jacobs, G.: Reduzierung von Lagerschäden im Antriebsstrang von Windenergieanlagen. - WEA-Lagerzentrum.NRW, Ingenieur-Spiegel, 2017. DOI: [10.18154/RWTH-2017-09861](https://doi.org/10.18154/RWTH-2017-09861).
- [4] Kock, S.; Jacobs, G.; Hirt, A.; Oberdörfer, S.; Neumann, S.; Bosse, D.: Robustness Test for Wind Turbine Gearbox Bearings. Journal of Physics: Conference Series, Vol. 1037, Nr. 5, 2018. DOI: [10.1088/1742-6596/1037/5/052012](https://doi.org/10.1088/1742-6596/1037/5/052012).
- [5] IZP, IWES, SAG GmbH, ENERTRAG: Erhöhung der Verfügbarkeit von Windkraftanlagen – Abschlussbericht für das Verbundprojekt Ausgabe 2009.
- [6] Oberdörfer, S.; Jacobs, G.; Kock, S.; Neumann, S.; Bosse, D.: Determination of a Load Spectrum for a Robustness Test of WT Gearbox-Bearings, CWD, Conference Proceedings. 2019.
- [7] Hirt A., Jacobs G., Neumann S., Kock S., Bosse D.: Load analysis of special operation conditions and implementation of derived load states in Bearing Robustness Test (BRT). WindEurope Conference, Bilbao, 2019.
- [8] Guzmán, F.G.; Neumann, S.; Jacobs, G.: Wälzlagerausfälle in Windenergieanlagen – Eine Studie aus der Sicht von Windkraftanlage-, Getriebe- und Wälzlagerherstellern, 2019.
- [9] Eglinger, M.: Einfluss des Schmierstoffes und der Rollenbeschaffenheit auf die Entstehung von Anschmierung. FVA-Forschungsvorhaben Nr.164/II, Frankfurt, 1995.
- [10] van Lier, H.: Neuhärtungsgefährdung von Radial-Zylinderrollenlagern durch Lastaufschaltungen in Betriebspunkten mit Käfigschlupf. Aachen, RWTH Aachen University, Dissertation, 2015.
- [11] Bongardt, C.: Wälzlagergrauflackigkeit. Aachen, RWTH Aachen University, Dissertation, 2015.
- [12] SKF Gruppe: SKF-Hauptkatalog (Wälzlager) Ausgabe 2014.
- [13] Schaeffler Technologies AG & Co. KG: Produktkatalog, <https://medias.schaeffler.com/medias/delhp.info/NU22.-E>, 2019.
- [14] Dahiwal, R.; Kiekbusch, T.; Sauer, B.: Zylinderrollenlagermodul für Simpack – Abschlussbericht FVA 625 II, 2017.





## WEC-Bildung, einer von mehreren Wälzlager-Ermüdungsmechanismen

Dr. Jörg Loos, Toni Blass, Jörg Binderszewsky,  
Dr. Wolfram Kruhöffner, Daniel Merk,  
Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Schweinfurt

### Kurzfassung

Die Lebensdauer eines Wälzlagers lässt sich in der Regel nach der ISO/TS 16281 gut vorhersagen, sofern keine besonderen Betriebsbedingungen wie z. B. elektrischer Stromdurchgang vorliegen oder eine für Wälzlager ungeeignete Schmierstoffformulierung, die oberflächeninitiierte Frühermüdung (SIF) oder Verschleiß fördert, verwendet wird. In Wälzlagerstählen können neben der klassischen Wälzermüdung auch Ermüdungsprozesse ablaufen, die zu Gefügewandlungen mit Bildung von weiß anätzenden Bereichen (WEA) führen. Dabei wird abhängig von der WEA-Erscheinungsform zwischen Weißen Bändern (White Bands), Schmetterlingsflügeln (Butterflies) und White Etching Cracks (WECs) unterschieden. Das Auftreten Weißer Bänder ist im Allgemeinen nicht lebensdauerbegrenzend, aber ein Zeichen für sehr hohe Wälzermüdungsbelastung. Schmetterlingsflügel können schon nach relativ kurzen Laufzeiten auftreten. Inwieweit sie überhaupt die Lebensdauer begrenzen, ist bis heute nicht abschließend geklärt. Das Auftreten von White Etching Cracks führt jedoch meist zu einem unerwartet frühen Lagerausfall. Elektrische Ströme, hohe Reibung im Wälzkontakt oder auch hohe Wasserkonzentrationen im Schmierstoff können nachweislich WEC-Schäden auslösen.

Nichtmetallische Einschlüsse können die Wälzermüdungsfestigkeit negativ beeinflussen. Makro-Einschlüsse sind in Wälzlager in Bereichen hoher Hertz'scher Beanspruchungen dabei besonders schädlich. Die kritische Größe lässt sich bruchmechanisch ermitteln. Mit modernen Stahlerzeugungsverfahren können sowohl die Anzahl als auch die Größe von Einschlüssen signifikant verringert werden, was ein Hauptgrund für die hohen Tragzahlen heutiger Wälzlager ist. Sehr kleine Einschlüsse (Sub-Mikro-Einschlüsse unter ca. 15 µm) sind oft Ausgangspunkt für Schmetterlingsflügel und öfters auch in WEC-Netzwerken eingebaut, aber technologisch kaum beeinflussbar. Wie Versuche gut belegen, hängt die WEC-Lebensdauer deshalb nicht von der technischen Stahlreinheit ab und kann durch die Verwendung hochreiner Stähle nicht gesteigert werden.

## 1. Einleitung

Wälzlager müssen häufig sehr hohe spezifische Wälzbelastungen bei relativ hohen Lastspielzahlen ertragen. Trotz sehr hoher Beanspruchbarkeit kann dies nach langer Laufzeit, im Allgemeinen > 10 Millionen Lastspielen, zu speziellen Ermüdungsmechanismen führen. Wie Bild 1 verdeutlicht, lassen sich die Ermüdungsprozesse gut mittels geätzter Gefügeschliffe voneinander unterscheiden. Kriterien sind „Schaden von der Oberfläche startend“ oder „Schaden unter der Oberfläche startend“ sowie Beteiligung und Erscheinungsform von weiß ätzenden Phasen (White Etching Areas, WEAs).

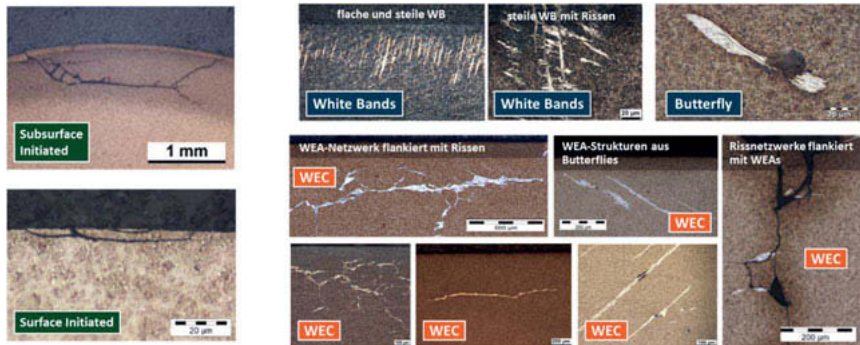


Bild 1: Ermüdungsprozesse in Wälzlagern (parallel ablaufend)

## 2. Klassische Wälzermüdung

Die Lebensdauer eines Wälzlagers bei mittlerer und hoher Belastung bei trennendem Schmierfilm oder in der Mischreibung lässt sich nach der ISO/TS 16281 [ISO08] gut vorher-sagen, sofern nicht WEC-kritische Betriebsbedingungen z. B. elektrischer Stromdurchgang vorliegen oder eine für Wälzlager ungeeignete Schmierstoffformulierung, die oberflächen-initiierte Frühermüdung (SIF) oder Verschleiß fördern, verwendet wird. Die modifizierte Referenzlebensdauer  $L_{nmr}$  berücksichtigt neben der Wälzbeanspruchung, die Bauart des Lagers, die Ermüdungsgrenze des Werkstoffs, die räumliche Belastung und Verkipfung des Lagers, den Einfluss des Betriebsspiels, den Grad der Oberflächentrennung durch den Schmierstoff und die Reinheit des Schmierstoffs. Sie gilt für eine Ausfallwahrscheinlichkeit von 10%. Wird eine moderne Berechnungssoftware wie BearinX genutzt, können viele Systemeinflüsse auf die lokale Pressungsverteilung und damit Referenz-Lebensdauer berücksichtigt werden. Die Leistungsfähigkeit unterschiedlicher Wälzlagerwerkstoffe wurde dabei anhand von Wälzermüdungsversuchen abgeleitet.

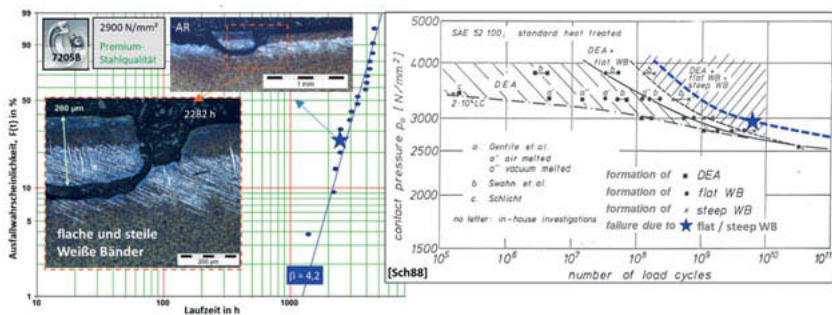


Bild 2: Wälzermüdung infolge Weißer Bänder (White Bands)

### 3. Weiße Bänder (White Bands)

Nach sehr langen Laufzeiten in Verbindung mit meist nicht mehr praxisnah hohen Pressungen bilden sich sogenannte flache und steile Weiße Bänder (low-angle Bands (LABs)) und high-angle Bands (HABs)) aus [Bad12, Rum18, Han18]. Die werkstoffphysikalischen Prozesse, die dabei ablaufen, sind bis heute nicht abschließend geklärt. Spannungsgetriebene Kohlenstoffdiffusion und Karbidauflösung spielen bei der Bildung der ca. 0,1-10 µm dicken und 5-100 µm langen Weißen Bändern eine wichtige Rolle [Rum18, Han18]. Das sich bei einer dynamischen Rekristallisation bildende, weiß anätzende, größtenteils sehr feinkörnige, ferritische Gefüge zeichnet sich durch abgesenkten Kohlenstoffgehalt und Härte aus [Bad12, Rum18]. Das Auftreten dieser Weißen Bänder ist im Allgemeinen nicht lebensdauerbegrenzend, da sich im frühen Stadium an den relativ weichen Bändern keine Risse bilden. Wie Bild 2 verdeutlicht, können Wälzlager trotz Ausbildung hochdichter, Weißer Bänder hohe Lebensdauern erreichen. Da Weiße Bänder aber nur bei der Kombination hohe Pressung (>2500 N/mm²) und hohe Lastspielzahlen auftreten, ist Ihr Vorhandensein ein guter Indikator für sehr hohe Wälzermüdbelastung.

### 4. Schmetterlingsflügel (Butterfly) - Bildung / Einfluss Stahlreinheit

In technischen Stählen sind nicht-metallische Einschlüsse (meist Oxide und Sulfide) nicht gänzlich vermeidbar. Neben der Form und der Art, ist insbesondere die Größe des Einschlusses, die um mehrere Zehnerpotenzen variieren kann, ausschlaggebend für des-

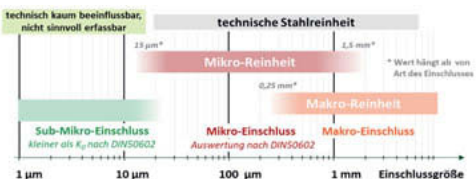


Bild 3: Zuordnung Einschlussgrößen zur Stahlreinheit und Ausfallmechanismus

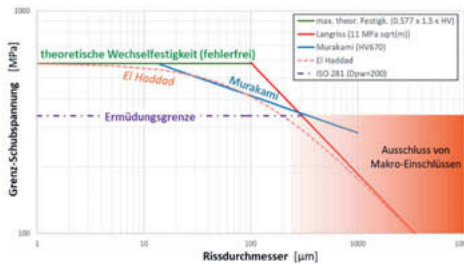


Bild 4: Kitagawa-Takahashi-Diagramm für Schub (Kreisriss)

prüfen, um makroreineinschlussbedingte Ausfälle vor der berechneten Lebensdauer zu vermeiden. Betrachtet man einen Einschluss in erster Näherung als einen Riss, lässt sich der einschlussbedingte Abfall der Ermüdungsgrenz-Schubspannung bruchmechanisch abschätzen (siehe Bild 4). Mittels Ultraschalluntersuchungen detektierte Makro-Einschlüsse können dann auch unter Berücksichtigung deren räumlichen Position in der Lagerkomponente im Hinblick auf Zulässigkeit bewertet werden.

Neben großen Einschlüsse enthalten Stähle auch kleine Einschlüsse, die mittels Ultraschall nicht mehr erfassbar sind. Eine Auswertung der Mikro-Reinheit muss dann aufwändig per Lichtmikroskop z. B. nach DIN 50602 [DIN85] (abgelöst, wertekonforme Analyse nach SEP 1571 [SEP17]) oder ASTM E45 [AST18] erfolgen. Ihr großer Einfluss auf die Wälzermüdung (siehe Bild 5) ist unstrittig [Sch88]. Wie Mikro-Einschlüsse bei der Bestimmung der Stahlreinheit abhängig von Einschlussform, -typ und -größe zu gewichtet sind, ist jedoch nicht ausreichend geklärt. Auch ist ein Einfluss der Höhe der Wälzbeanspruchung auf die zu berücksichtigende minimale Einschlussgröße zu vermuten. Die Mikro-Reinheit konnte aber über der Zeit immer weiter verbessert werden, was ein Grund für die hohen Tragzahlen heutiger Wälzlager ist.

Weißer Bereiche in Form von Schmetterlingsflügeln (Butterflies) entstehen ab einer Kontaktpressung von ca. 1400 N/mm<sup>2</sup> [Geg11] überwiegend an sehr kleinen nicht-metallischen Einschlüssen (Sub-Mikro-Einschlüsse; nicht Bestandteil der technischen Stahlreinheit gemäß Bild 3) [Han18, Bad12, Alt18]. Aber auch an größeren Karbide, kleinen Mikrorissen oder Poren können diese auftreten. Inwieweit sie überhaupt die Lebensdauer begrenzen, obwohl sie teilweise bei hohen Pressungen schon sehr frühzeitig ab 100.000 Lastspielen auftreten, ist bis heute nicht

sen schädigende Wirkung (siehe Bild 3). Große Makro-Einschlüsse (ca. >250 μm) gilt es im Stahl weitestgehend zu vermeiden, da sie frühzeitig zur Langrissausbreitung und Ausfällen schon bei relativ geringen Pressungen führen. In kritischen Anwendungen kann es deshalb sinnvoll sein, die Makro-Reinheit des Stahls mittels Ultraschall zu

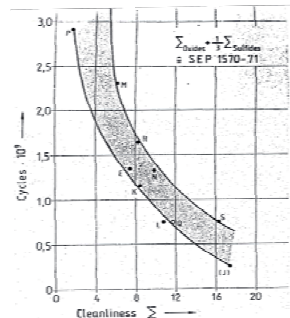


Bild 5: Mikro-Reinheitseinfluss auf die Wälzermüdung [Sch88]

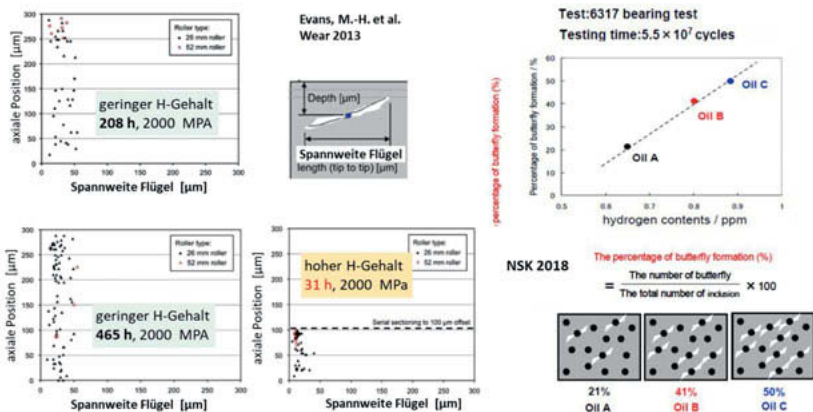


Bild 6: Auftreten und Wachstum von Schmetterlingsflügeln (Butterflies) abhängig von Laufzeit und Wasserstoffgehalt [Eva13], [Sau18]

abschließend geklärt, da die Flügel ab einer gewissen Größe unter normalen Betriebsbedingungen nicht oder nur sehr langsam wachsen (siehe Bild 6). Ihre Spannweite ist meist kleiner 100  $\mu\text{m}$  [MOG16, RUM18, Alt18, Sin17] und ihre Auftretensdichte korreliert, wenn überhaupt, dann nur im sehr geringen Maße mit der Ermüdungslebensdauer [Bad12].

Evans [Eva13] und Sausele [Sau18] konnten jedoch zeigen, dass das Auftreten von Butterflies bei hohen Wasserstoffkonzentrationen beschleunigt abläuft (siehe Bild 6). Vermutlich führt eine hohe Wasserstoffkonzentration dann auch dazu, dass Butterflyflügel beschleunigt weiterwachsen und aus Ihnen WECs werden (siehe WECs aus Butterflies in Bild 1). Ein hohe Butterflyingdichte nach kurzer Laufzeit bei niedriger Pressung ist somit ein Indiz für hohen Wasserstoffgehalt und somit hohes WEC-Risiko (siehe auch Kapitel 5).

## 5. WEC-Bildung

Der White Etching Crack - Schaden (WEC) auch bekannt als White Structure Flaking oder Brittle Flaking ist ein nicht klassischer Ermüdungsschaden, bei dem es unter der Oberfläche zu Rissnetzwerken an und in weiß anätzenden Phasen kommt [Hol15, Eva16]. Betroffen können sowohl durch- als auch einsatzgehärtete Lager [Bla17] und alle Wälzlagerstypen [Loo17] unabhängig von der Art der Schmierung (Öl oder Fett) [Loo16a] sein. Die weiß anätzenden Phasen (White Etching Areas, WEAs) bestehen dabei aus sehr feinkörnigem, kohlenstoffübersättigtem Ferrit oder kubischem Martensit. Sie enthalten keine oder sehr kleine Karbide [Hol15]. Drei Erscheinungsformen von WECs können beobachtet werden (siehe Bild 1). Schliffe, in denen WEA Netzwerke dominieren und Risse eher nur flankierend auftreten.



7), bei dem der elektrische Strom elektrothermisch [Sce15] oder sehr hohe Spannungen durch Überlast [Sta17], Stoßbelastung [Bru19] oder Kantenpressungen [Man19] das Gefüge zu Lebensdauerbeginn schwächen und WECs auslösen.

Die zu letzterem veröffentlichten Versuche wurden aber alle nicht nur bei meist praxisfern hoher Pressung (ca. 3800 N/mm<sup>2</sup> [Sta17] bzw.  $p_{Hz,max,Kante} > 4000 \text{ N/mm}^2$  [Man19] siehe Bild 8), sondern

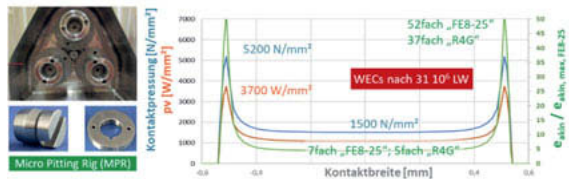


Bild 8: Typischer Pressungs-, pv- und  $e_{\text{akin}}$ -Verlauf in MPR-Versuchen von [Man19] mit BearinX anhand gemessener Rollenkontur [Man19] berechnet,

„R4G“, „FE8-25“: WEC-Tests nach [Loo16b, Loo17]

auch bei sehr großem Reibenergieeintrag durchgeführt. Die Kennzahlen für die reibenergetische WEC-Bildung gemäß [Loo17] waren immer deutlich größer als in gängigen WEC-Wälzlagertests mit praxisnaher reibenergetischer Zusatzbeanspruchung (z. B. im R4G-Test [Loo16b] oder gängigen FE8-WEC-Tests [Loo17], siehe Bild 8). Gemäß [Bru19] ergibt sich eine beschleunigte WEA-Bildung dann auch nur bei gleichzeitigem Auftreten einer hohen Pressung und eines hohen Schlupfes ( $p_{Hz} > 2,4 \text{ GPa}$  und Schlupf  $SRR > 5\%$ ), was sich dann auch unter Annahme des Wasserstoffs-WEC-Pfad in Bild 7 wieder erklären ließe. Dazu passt dann auch, dass im FVA-Vorhaben „Wälzagerlebensdauer-Windgetriebe“ [FVA11] Pressungen von 3000 N/mm<sup>2</sup>, zu Beginn aufgebracht als „Überlast“, nicht ausreichten, um Frühausfälle zu erzeugen. Im Gegensatz zu den Versuchen nach [Sta17, Man19, Gou19,

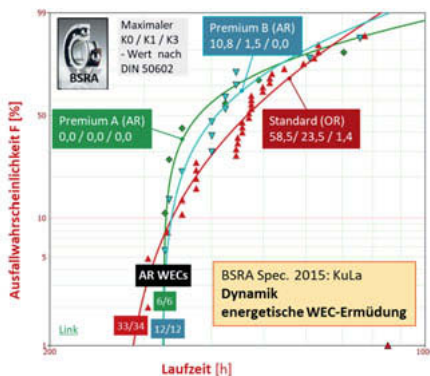


Bild 9: WEC-Einfluss der Stahlreinheit (Testbedingungen siehe [Loo16c])

Bru19] wurden die Versuche im FVA-Vorhaben [FVA11] mit Zylinderrollenlagern bei relativ niedriger Reibenergie (ohne Satzschlupf, rel. niedrig viskosem Öl, moderater Drehzahlkennwert) durchgeführt.

Zusätzlich ist strittig, inwieweit die Reinheit von Stählen Einfluss auf die WEC-Bildung nimmt. Wie Bild 9 belegt, lässt sich durch hochreine Premium-Stähle die WEC-Lebensdauer bei dynamischer WEC-Zusatzbeanspruchung (Details Prüfung siehe [Loo16c]) nicht steigern, was zu den bereits veröffentlichten Ergebnissen aus anderen

WEC-Prüfebenen [Loo16c] passt. Dass eine Interaktion mit sehr kleinen Einschlüssen ca. 2 - 20  $\mu\text{m}$  immer wieder beobachtet wird (siehe [Ric18b, Alt18]), steht hierzu nicht im Widerspruch, da diese Sub-Mikro-Einschlüsse bei der Bewertung der Stahleinheit gar nicht berücksichtigt werden. Außerdem ist es technologisch aktuell nicht zu vermeiden, dass sehr kleine Einschlüsse in Stählen mit so hoher Dichte vorhanden sind, so dass im beanspruchten Volumen immer eine hohe Anzahl anzutreffen sein wird.

## 6. Zusammenfassung

Die Kombination hoher Wälzbeanspruchung und sehr hoher Lastspielzahlen löst in Wälzlagern verschiedene Ermüdungsprozesse aus. Die Lebensdauer bei trennendem Schmierfilm oder in der Mischreibung aufgrund klassischer Wälzermüdung lässt sich nach der ISO/TS 16281 [ISO08] gut vorhersagen, sofern keine besonderen Betriebsbedingungen wie z. B. elektrischer Stromdurchgang vorliegen oder eine für Wälzlager ungeeignete Schmierstoffformulierung, die oberflächeninitiierte Frühermüdung (SIF) oder Verschleiß fördert, verwendet wird.

Des Weiteren kann es in Wälzlagerstählen zu Gefügeveränderungen wie der Bildung von weiß anätzenden Bereichen (WEA) kommen. Dabei wird abhängig von der WEA-Erscheinungsform zwischen Weißen Bändern (White Bands), Schmetterlingsflügeln (Butterflies) und White Etching Cracks (WECs) unterschieden. Das Auftreten Weißer Bänder ist im Allgemeinen nicht lebensdauerbegrenzend, aber ein Zeichen für sehr hohe Wälzermüdungsbelastung, da sie nur bei der Kombination hoher Pressungen und Lastspielzahl auftreten. Butterflies entstehen schon bei moderaten Pressungen (ab ca. 1400 N/mm<sup>2</sup>) [Geg11] und relativ kurzen Laufzeiten [Bad12]. Inwieweit sie überhaupt die Lebensdauer begrenzen, ist bis heute nicht abschließend geklärt, da die Flügel unter normalen Betriebsbedingungen nur sehr langsam wachsen. Da eine hohe Wasserstoffkonzentration das Auftreten von Schmetterlingsflügeln, aber auch WECs fördert, kann eine hohe Schmetterlingsdichte auch ein Indiz für ein hohes WEC-Risiko sein.

Das Auftreten von White Etching Cracks, weiße Bereiche (WEAs) mit Rissen, die weder Flügel- noch Bänderform haben, führt jedoch meist zu einem unerwartet frühen Lagerausfall [Eva16]. Mittels Versuchen konnte nachgewiesen werden, dass elektrischer Stromdurchgang, hohe Wälzkontaktreibung oder auch hohe Wasserkonzentrationen im Schmierstoff WEC-Schäden auslösen können. Ob kurzzeitig sehr hohe lokale Kontaktpressungen WEC-auslösend sind, wird aktuell in der Literatur diskutiert, ist bisher aber nicht ausreichend belegt. Nur bei Versuchen mit gleichzeitig extrem hohem Reibenergieeintrag in die Oberfläche [Sta17, Man19], der seinerseits nachweislich WEC-Bildung fördert, entstanden bisher



WECs. Bei niedriger Reibenergie traten auch bei Pressungen von 3000 N/mm<sup>2</sup> keine Fröh-ausfälle auf [FVA11].

Sehr große nichtmetallische Einschlüsse (Makro-Einschlüsse ab ca. 0,25 mm) sollte ein Wälzlager insbesondere in hochbelasteten Anwendungen nicht enthalten. Die kritische Größe lässt sich bruchmechanisch ermitteln. Das Vorhandensein von Mikro-Einschlüssen lässt sich im Allgemeinen nicht gänzlich verhindern, konnte dank modernen Stahlerzeugungsverfahren aber immer weiter reduziert werden, was ein Hauptgrund für die hohen Tragzahlen heutiger Wälzlager ist. Sehr kleine nichtmetallische Einschlüsse (Sub-Mikro-Einschlüsse unter ca. 15 µm) sind hingegen technologisch kaum vermeidbar, nicht sinnvoll statistisch erfassbar und korrelieren nicht zwingend mit der Lebensdauer [Bad12]. Sie sind Ausgangspunkt für Schmetterlingsflügel und öfters auch in WEC-Netzwerken eingebaut. Die technische Stahlreinheit (Makro- und Mikro-Einschlüsse) hat gemäß vieler WEC-Versuche auf unterschiedlichen Prüfebeneen keinen signifikanten Einfluss auf die WEC-Lebensdauer.

## 7. Literaturverzeichnis

- |         |                          |   |
|---------|--------------------------|---|
| [AIT18] | Al-Tameemi, H.A., et al. | Initiation of sub-surface micro-cracks and white etching areas from debonding at non-metallic inclusions in wind turbine gearbox bearing, wear 406-407 (2018), 22-32  |
| [AST18] | N. N.                    | ASTM E45: Standard Test Methods for Determining the Inclusion Content of Steel  |
| [Bad12] | Bhadeshia, H.            | Steels for bearings, Progress in Materials Science 57 (2012) 268-435  |
| [Bla17] | Blass, T. et al.         | Influence of Material and Heat Treatment on the Formation of WECs on Test Rig FE8, Advances in Steel Technologies for Rolling Bearings STP 1580, ASTM 2017  |
| [Bru19] | Bruce, T. et al.         | Threshold Maps for Inclusion-Initiated Micro-Cracks and White Etching Areas in Bearing Steel: The Role of Impact Loading and Surface Sliding, Tribology Letters (2018) 66:111   |
| [DIN85] | N. N.                    | DIN 50602:1985-09: Metallographische Prüfverfahren; Mikroskopische Prüfung von Edelmetallen auf nichtmetallische Einschlüsse mit Bildreihen   |
| [Eva13] | Evans, M.-H. et al.      | Effect of hydrogen on butterfly and white etching crack (WEC) formation under rolling contact fatigue (RCF), Wear (2013)  |
| [Eva16] | Evans, M.-H.             | An updated review: white etching cracks (WECs) and axial cracks in wind turbine gearbox bearings, Material Science and Technology 2016  |
| [FVA11] | N. N.                    | Wälzlagerlebensdauer-Windgetriebe, Berücksichtigung von Betriebszuständen, Sonderereignissen und Überlasten bei der Berechnung der Wälzlager-Lebensdauer in Windenergieanlagen und Großgetrieben, FVA 541 I, FVA-Heft Nr. 967, 2011 |

- [Geg11] Brückner, M. Butterfly Formation Mechanisms in Rolling Contact Fatigue. Proceedings of the 5th International Conference on Very High Cycle Fatigue, Berlin, 2011. DVM German Association for Materials Research and Testing, Berlin, 2011, pp. 101-106.
- [Geg18] Gegner, J. et al. Wälzlagerschäden mit weiß anätzenden Rissen abseits der Windenergie, 3. VDI-Fachkonferenz Schadensmechanismen an Lagern, Aachen Juli 2018
- [Gou19] Gould, B. et al. The Effect of Lubricant Composition on White Etching Crack Failures, Tribology Letters (2019) 67:7
- [Han16] Han, B. et al. In Situ Detection of Hydrogen Uptake from Lubricated Rubbing Contacts, Tribology Online 11 450-454, 2016
- [Han18] Hanwei, Fu. et al. A unified theory for microstructural alterations in bearing steels under rolling contact fatigue, Acta Materialia 155 (2018), 43-55
- [Her12] Hertzberg, R. W. Deformation and fracture mechanics of engineering materials. Wiley, 2012.
- [Hol15] Holweger, W. et al. White Etching Crack Root Cause Investigations, Tribology Transactions 2015, 58(1), pp 59–69
- [ISO07] N. N. ISO 281:2007, Rolling bearings – Dynamic load ratings and rating life
- [ISO08] N. N. ISO/TS 16281: 2008-06: Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer-Berechnung der modifizierten nominellen Referenz-Lebensdauer für Wälzlager, 2008-06
- [Koh06] Kohara, M. et al. Study on Mechanism of Hydrogen Generation from Lubricants NTN Corporation, Tribology Transactions, 49: 53-60, 2006, NTN
- [Kru16] Kruhöffner, W. Loos, J. WEC Formation in Rolling Bearings under Mixed Friction: Influences and „Friction Energy Accumulation“ as Indicator, Tribology Transaction 2016
- [Kue15] Kürten, D. R. Einfluss der tribochemischen Schmierstoffoxidation auf die wasserstoffinduzierte Wälzkontaktermüdung, Fraunhofer IWM Forschungsberichte Band 7, Dissertation 2015
- [Loo16a] Loos J., et al. Influence of Currents from Electrostatic Charges on WEC Formation in Rolling Bearings, Tribology Transactions 2016, Volume 59, 865-875
- [Loo16b] Loos, J. et al. Factors increasing the risk of WEC – formation in large-size bearings with full fluid film lubrication, Bearing World conference Hannover 2016
- [Loo16c] Loos, J. et al. Influences on Generation of White Etching Crack Networks in Rolling Bearings, Journal of Mechanics Engineering and Automation, Volume 6, Number 2, February 2016
- [Loo17] Loos, J. et al. Berechnungsansätze für die WEC-Neigung unter reibenergetischer Wälzbeanspruchung, 12. VDI-Tagung Gleit- und Wälzlagerungen 2017, VDI-Berichte 2308, S. 231
- [Loo19] Loos, J. et al. Bearing Currents as WEC-trigger in Wind Turbines Conference for Wind Power Drives, Aachen 2019

- [Man19] Manieri, F. et al. The origins of white etching cracks and their significance to rolling bearing failures, *International Journal of Fatigue*, Volume 120, March 2019, Pages 107-133
- [Mog16] Moghaddam, S. M. et al. A 3D numerical and experimental investigation of microstructural alterations around non-metallic inclusions in bearing steel, *International Journal of Fatigue* 88 (2016)
- [Oez18] Oezel, M. et al. Formation of white etching areas in SAE 52100 bearing steel under rolling contact fatigue – Influence of diffusible hydrogen, *wear* 414-415 (2018) 352-365
- [Ric18a] Richardson, A. D. et al. Thermal Desorption Analysis of Hydrogen in Non-hydrogen-Charged Rolling Contact Fatigue-Tested 100Cr6 Steel, *Tribology Letters* 66:4, 2018
- [Ric18b] Richardson, A. D. et al. The Evolution of White Etching Cracks (WECs) in Rolling Contact Fatigue-Tested 100Cr6 Steel, *Tribology Letters* 66:6, 2018
- [Ros05] Rossmeisl, J. et al. Electrolysis of water on (oxidized metal surfaces, *Chemical Physics* 319, p178-184, 2005
- [Rue14] Ruellan, A., Tribological analysis of White Etching Crack (WEC) failures in Rolling Element Bearings, L'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, Thesis 2014
- [Rum18] Rumpf, V.: A Study on Microstructural Alterations in White Etching Cracks, Dark Etching Region, and White Etching Bands in Rolling Contacts, Dissertation Southampton 2018
- [Sau18] Sausele, K. NSK Sector WIND ENERGY, IQPC-Conference: "Wind Turbine Bearings" Hamburg 2018
- [Sce15] Scepanskis, M. et al. The Numerical Model of Electrothermal Deformations of Carbides in Bearing Steel as Possible Cause of White Etching Cracks Initiation, *Tribology Letters*, vol. 59, 2015
- [Sch88] Schlicht, H. et al. Effects of Material Properties on Bearing Steel Fatigue Strength, *ASTM STP 987*, 1988, pp. 81-101
- [SEP17] N. N. Bewertung von Einschlüssen von Edelmetallen auf Basis der Einschlussfläche, *Stahl-Eisen-Prüfblätter* 1571, 2017
- [Sin17] Singh, H. et al. Investigation of Microstructural Alterations in Low- and High-Speed Intermediate-Stage Wind Turbine Gearbox Bearings, *Tribol Lett* (2017) 65:81
- [Sta17] Stadler, K., et al. Short term heavy loads – one cause for premature bearing failures and white etching cracks, *GfT Tagung Göttingen* 2017
- [Veg10] Vegter, R. H. Slycke, J. T. The Role of Hydrogen on Rolling Contact Fatigue Response of Rolling Element Bearings, *Journal of ASTM international*, Vol. 7, No. 2



# WEA/WEC-Bildung in ölgeschmierten Wälzkontakten

## Einfluss von elektrischem Strom und Schlupf

**Florian Steinweg**, M.Sc., Institut für Werkstoffanwendungen im Maschinenbau, RWTH Aachen University;

**Adrian Mikitisin**, M.Sc., Gemeinschaftslabor für Elektronenmikroskopie, RWTH Aachen University

### Kurzfassung

Im vorliegenden Beitrag konnte unter Verwendung eines Vierscheibenprüfstands an ölgeschmierten Wälzkontakten gezeigt werden, dass ein über den Wälzkontakt fließender, elektrischer Gleichstrom die WEA/WEC - Bildung fördert. Ein zusätzlich überlagerter Schlupf im Wälzkontakt ist für die WEA/WEC - Bildung nicht notwendig, führt jedoch zu einer weiteren Lebensdauerminderung. Für die anschließende Werkstoffcharakterisierung und Gefügeanalyse wurden die angefertigten Schiffe mittels Rückstreuielektronen (BSE) und Elektronenrückstreuung (EBSD) untersucht. Die chemische Analyse wurde mittels energiedispersiver Röntgenspektroskopie (EDX) durchgeführt.

### 1. Einleitung

Der in der jüngeren Vergangenheit kontrovers diskutierte Fehlermodus „White Etching Area/Crack“-WEA/WEC wird in Zusammenhang mit frühzeitigen Ausfällen von Wälzlager in unterschiedlichen Anwendungsbereichen beobachtet [1]. Das Schadensbild ist häufig durch axiale Risse und Ausbrüche an der Oberfläche gekennzeichnet. Im Bereich der Schädigungsinitiierung wird oftmals eine Feinkornbildung nachgewiesen, welche mit Rissnetzwerken unterhalb der Laufbahn von Lagern einhergeht [1]. Aufgrund ihres Ätztverhaltens bei Nitalätzung werden die Zonen als weiß ätzende Bereiche/Risse (white etching area/cracks, WEA/WEC [1, 2]) bezeichnet. Die Ursache des veränderten Ätztverhaltens liegt in einer Modifikation des ursprünglichen Matrixgefüges. So liegt innerhalb der WEA eine kubisch-raumzentrierte, nanokristalline Ferritstruktur vor, die neben einer Kohlenstoffübersättigung karbidfrei ist und Korngrößen im Bereich von 5-300 nm aufweist. Hierdurch kommt es lokal zu Unterschieden in den Werkstoffkennwerten. Härtemessungen innerhalb der WEA des martensitischen Wälzlagerstahls 100Cr6 zeigen bspw. Mikrohärtewachse von 30 bis 50 % im Vergleich zur Ausgangsmatrix [3–5]. Während die Eigenschaften der WEA/WEC ausführlich erforscht sind, kann zum jetzigen Zeitpunkt keine der bereits aufgestellten Schadenshypothesen die Ursache der beobachteten Frühausfälle vollständig beschreiben [1, 6–8]. Einer der Gründe ist, dass für das Auftreten von WEA/WEC

keine klar identifizierbare Einflussgröße gefunden werden konnte. Jedoch konnte in Forschungsarbeiten gezeigt werden, dass eine der Wälzbeanspruchung überlagerte Zusatzbelastung die Schädigung und somit den Frühausfall der Wälzkomponenten begünstigt [1,2]. Unter anderem ist aus der Anwendung bekannt, dass betroffene Wälzlager durch elektrischen Strom zusätzlich beansprucht werden können [9].

Hierzu durchgeführte Untersuchungen zeigten, dass durch den Stromfluss im Wälzlager ein WEA/WEC - Schaden verursacht werden kann [10]. Dabei erfolgten die Untersuchungen bislang vor allem an Lagerprüfständen, in denen die Variation einzelner kritischer Parameter nur eingeschränkt möglich waren [11–13]. Ziel dieses Beitrags ist durch eine systematische Parameterentkoppelung zu überprüfen, inwiefern die kritischen Parameter **Last**, **Schlupf** und **Polarität** die Schädigung des Werkstoffes infolge WEA/WEC unter elektrischem Gleichstrom beeinflusst. Dazu wird an einem Vierscheibenprüfstand eine Variation einzelner Einstellgrößen vorgenommen, die auf die in [2] abgeleiteten, kritischen Parametern aufbauen.

## 2. Experimentelle Untersuchungen

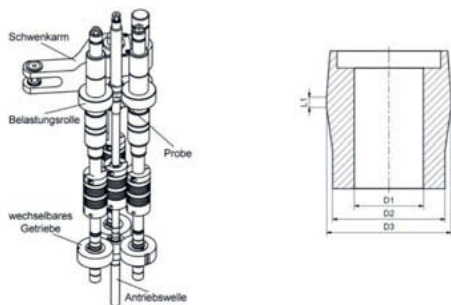
### 2.1 Prüfstand und Prüfbedingungen

Mit dem aufgeführten Vierscheibenprüfstand können Wälzfestigkeitsversuche mit und ohne Schlupf sowie mit einem über den Wälzkontakt fließenden, elektrischen Gleichstrom durchgeführt werden. Das Funktionsprinzip des Vierscheibenprüfstands ist in **Bild 1** veranschaulicht. Als Prüflinge kamen Ronden mit einer zylindrischen Lauffläche zum Einsatz (**Bild 1**). Zwischen den Belastungsrollen und dem Prüfling stellt sich bei Belastung ein Linienkontakt ein. Die Belastung wird mit Hilfe eines Schwenkarms über eine der äußeren Wellen aufgebracht. Durch die schwimmende Anordnung der anderen beiden äußeren Wellen wird die Belastung gleichmäßig auf drei Kontaktflächen verteilt. Je nach Ausführung des Getriebes konnten diskrete Schlupfzustände von 0 % und - 8 % eingestellt werden. Ein aufgetretener Schaden am Prüfling wird durch einen Schwingungssensor erfasst. Die Schmierung der Kontaktzone erfolgt durch einen kontinuierlichen Ölstrom. Zur Durchführung der Versuche unter elektrischer Beanspruchung wurde der Vierscheibenprüfstand an der Prüflingswelle und den drei Wellen, auf denen die Belastungsrollen sitzen, elektrisch isoliert. Der elektrische Kontakt erfolgte sowohl an der Prüflingswelle als auch an den einzelnen Belastungsrollen mittels Kohlebürsten und Schleifringen. Für den kontinuierlichen elektrischen Stromfluss wurde ein stabilisiertes Netzgerät mit getrenntem Spannungs- und Stromregler angebracht.

### 2.2 Prüfkörper und Schmierstoff

Für die experimentellen Arbeiten wurden Prüfkörper aus 100Cr6 (1.3505) Rundstahl ( $\varnothing = 40 \text{ mm}$ ) verwendet. Die Prüflinge wurden gemäß **Bild 1** gefertigt. Sowohl die

Oberflächenbearbeitung als auch die martensitische Wärmebehandlung der Prüflinge orientierte sich an den Gegebenheiten im Wälzlager. Es wurde eine Zielhärte von 61,5 HRC angestrebt. Bei den durchgeführten Untersuchungen wurde ein marktverfügbarer Schmierstoff verwendet. Es handelt sich bei dem verwendeten Schmierstoff um ein handelsübliches, mineralölbasiertes Motorenöl SAE 30. Die Untersuchungen wurden mit einer durchgehenden Öleinlasstemperatur von  $T_{oi} = 60 \pm 2 \text{ °C}$  durchgeführt.



Technische Daten	
Pressung $p_{Hz}$ [MPa]	1050 – 1900
Schlupf [%]	0; – 8
L1; D1; D2; D3 [mm]	3; 20; 32; 5; 36
Kontakt	Linie

**Bild 1:** Aufbau des Prüfstands und Abmessungen der eingesetzten Prüflinge

## 2.3 Mikroanalytik

Für alle Versuche wurden metallographische und mikroanalytische Untersuchungen durchgeführt. Dazu wurden einzelne Probensegmente gemäß den Untersuchungen in [10] entnommen. Zunächst wurde vor Beginn der Schliiffpräparation, die Lage der Schliiffebene festgelegt. Hierbei wurde entsprechend zur Überrollrichtung zwischen Längsschliff und Umfangsschliff unterschieden. Die entnommenen Probensegmente wurden anschließend warmeingebettet, in einzelnen Schritten geschliffen und poliert. Für die lichtmikroskopischen Untersuchungen wurden die Proben mit 3 %iger Nital-Lösung geätzt.

Nach der lichtmikroskopischen Untersuchung der Schliiffe folgte an ausgewählten Probenstellen die Charakterisierung der Mikrostruktur mittels Elektronenmikroskopie. Die Mikrostrukturcharakterisierung erfolgte durch Aufnahme von SE („Secondary electrons“: Sekundärelektronenbilder) und BSE („Backscattered electrons“: Rückstreubilder) – Bildern, sowie Elektronenrückstreuung (EBSD) in einem Rasterelektronenmikroskop (REM) sowie mittels Transmissionselektronenmikroskopie (TEM). Die visuelle Analyse mittels hochauflösenden SE- sowie BSE- Aufnahmen dient der Identifizierung und Charakterisierung der WEA. Mit Hilfe der EBSD wird durch Aufnahme von Kikuchi-Pattern [14] die kristallographische Orientierung eines Kornes am Messpunkt bestimmt. Auf diese Weise können Informationen zur Phase, Textur und zum Spannungszustand erlangt sowie

Korngrößen und Karbidverteilungen bestimmt werden. Die gesammelten Informationen können helfen, den Schädigungsmechanismus WEA/WEC unter Stromeinfluss besser zu verstehen. Um Untersuchungen auf atomarer Ebene durchführen zu können, bedarf es eine noch höhere Vergrößerung. Diese können mittels Transmissionselektronenmikroskopie (TEM) erreicht werden. Dazu wird mit Hilfe der Focused Ion Beam (FIB) eine dünne Lamelle aus dem Quer- bzw. Längsschliff geschnitten. Die Dimension einer solchen Probe beträgt ungefähr  $4 \times 10 \mu\text{m}$ , bei einer Dicke von  $< 50 \text{ nm}$ . Auf diese Weise können Elektronen die Probe durchdringen und die dabei entstehenden Wechselwirkungen analysiert werden. Die Untersuchungen am TEM ermöglichen die Darstellung und Analyse von Phasenbestandteilen sowie Korngrößen des nanokristallinen Bereiches.

### 3. Untersuchungen am Vierscheibenprüfstand

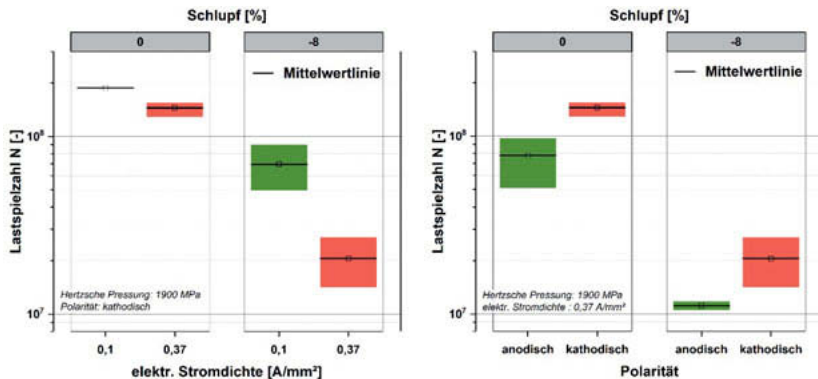
Zur Beurteilung von Lagerströmen wird die Lagerstromdichte  $J$  herangezogen, die sich als Quotient der Lagerstromamplitude  $\hat{I}$  und der gesamten Hertzschen Kontaktfläche  $A_{\text{Hz}}$  darstellt. Nach [15, 16] findet sich eine Einteilung der Stromdichten in drei Kategorien:

(1) Unkritischer Zustand mit  $J < 0,1$  bis  $0,3 \text{ A/mm}^2$ , (2) gegebenenfalls krit. / schädli. Zustand mit  $0,1$  bis  $0,3 < J < 1 \text{ A/mm}^2$  und (3) kritischer/schädlicher Zustand mit  $J > 1 \text{ A/mm}^2$ . In diesem Zusammenhang werden solche Ströme als kritisch bezeichnet, bei denen die (Entlade-) Ströme, welche aufgrund der begrenzten Kapazitäten im Schmierpalt auftreten die Lagerkomponenten beschädigen [15]. Typische Schäden in Folge von Stromdurchgängen sind durch Riffel, Krater und Aufschmelzungen auf der Laufbahnoberfläche zu erkennen. In Anlehnung an die Untersuchungen in [2, 10] wurden Wälzfestigkeitsuntersuchungen mit elektrischen Stromdurchgängen am Vierscheibenprüfstand durchgeführt. Ziel der Untersuchungen bestand darin, durch eine gezielte Parameterentkoppelung zu überprüfen, inwiefern die verstärkenden Faktoren **Last**, **Schlupf** und **Polarität** die Schädigung des Werkstoffes infolge WEA/WEC unter elektrischem Stromdurchgang beeinflussen. In **Tabelle 1** sind die Versuchsbedingungen und Ergebnisse zu den durchgeführten Stromdurchgangsversuchen zusammengefasst. Die Versuche wurden bei Hertzschen Pressungen von  $1050 - 1900 \text{ MPa}$ , einer konstanten Drehzahl von  $n = 1450 \text{ min}^{-1}$ , konstanten Schlupfwerten von  $0$  und  $-8 \%$  und elektr. Stromdichten von  $0,1$  und  $0,37 \text{ A/mm}^2$  durchgeführt. In Anlehnung an die Erkenntnisse von Loos [11] wurden die Prüflinge sowohl kathodisch als auch anodisch geschaltet. Die Versuche wurden mit einem am Schwenkarm angebrachten Geschwindigkeitssensor überwacht, sodass bei einer Oberflächenveränderung bzw. Pittingbildung die Versuche mit Überschreiten eines Grenzkriteriums der Geschwindigkeitsamplitude gestoppt werden konnten.



Ausgangspunkt stellen die Untersuchungen in [9] zur Lastempfindlichkeit des WEC-Schadens dar. Hierbei wurde bei kathodischer Schaltung des Prüflings und bei einer konstanten elektrischen Stromdichte von  $0,1 \text{ A/mm}^2$  die Hertzsche Pressung schrittweise von 1900 MPa bis auf 1050 MPa reduziert. Mit Ausnahme von Versuch #8 fielen die Versuche mit Pittingschäden auf der Laufbahnoberfläche sowie Gefügeveränderungen unterhalb der Laufbahnoberfläche, die als WEA/WEC gesehen werden können, aus (vgl. **Tabelle 1**). Die Ergebnisse dokumentieren, dass bei den eingestellten Kontaktbedingungen eine WEA/WEC - Bildung auch bei Hertzschen Pressungen von 1050 MPa möglich ist. Darüber hinaus zeigen die Ergebnisse, dass bei einer Reduzierung der Hertzschen Pressung von 1900 MPa auf 1050 MPa eine durchschnittliche Verlängerung der Laufzeit um den Faktor  $\sim 3$  ( $\bar{\varnothing}_{N_{1,9\text{GPa}}} / \bar{\varnothing}_{N_{1,05\text{GPa}}}$ ) bis zum makroskopischen Schaden aufgrund einer WEA/WEC - Bildung beobachtet werden kann.

Auf den Ergebnissen zur Untersuchung des Lasteinflusses aufbauend, wurde in weiteren Versuchen der Einfluss des Schlupfzustandes auf die WEA/WEC-Bildung bzw. Laufzeit unter elektrischem Stromdurchgang untersucht. Hierzu wurden Versuche ohne eine Überlagerung eines Schlupfes und mit elektrischen Stromdichten von  $0,37 \text{ A/mm}^2$  bzw.  $0,1 \text{ A/mm}^2$  bei kathodischer Schaltung des Prüflings durchgeführt. Als Referenzversuche dienen die Versuche #1,2 als auch #3,4. Wie **Tabelle 1** zu entnehmen, fielen die Versuche #11 - 13 bei elektrischen Stromdichten von  $0,37 \text{ A/mm}^2$  mit Schäden in Form von Pittingbildung auf der Laufbahn aus. Ferner wiesen die Prüflinge im metallographischen Schliiff WEA/WEC unterhalb der Laufbahn auf. Im nächsten Schritt wurde die elektrische Stromdichte auf  $0,1 \text{ A/mm}^2$  reduziert. Hierbei wurde der Versuch #18 mit leicht erhöhtem Signal am Schwingungssensor nach 718 Std. manuell gestoppt. Die makroskopische Untersuchung des Prüflings wies eine anfängliche Schädigung auf der Laufbahn auf. In anschließenden, metallographischen Untersuchungen wurden WEA/WEC unterhalb der Laufbahn beobachtet. Anhand der Gegenüberstellung der aufgeführten Datenpunkte in **Bild 2** ist zu erkennen, dass die Versuche ohne überlagerten Schlupf bei einer elektrischen Stromdichte von  $0,37 \text{ A/mm}^2$  eine durchschnittliche Laufzeitverlängerung um den Faktor  $\sim 7$  bis zum WEA/WEC-bedingten Ausfall der Prüflinge ergeben. Ferner ist auch bei vergleichsweise geringen elektrischen Stromdichten von  $0,1 \text{ A/mm}^2$  eine WEA/WEC - Bildung ohne eine zusätzliche Überlagerung eines Schlupfzustandes unterhalb der Laufbahnfläche möglich. In Abhängigkeit der Hertzschen Pressungen sind die Laufzeiten der Versuchsblöcke als Boxplot aufgetragen. Dabei stellen die Grenzen der Kästen das obere und untere Quartil (75% und 25%) eines Versuchssatzes dar. Die horizontalen Linien innerhalb der Kästen repräsentieren die bestimmten Mittelwerte eines Versuchsblocks.



**Bild 2:** Vierscheibenergebnisse zur Untersuchung des Schlupf- und Polaritätseinflusses

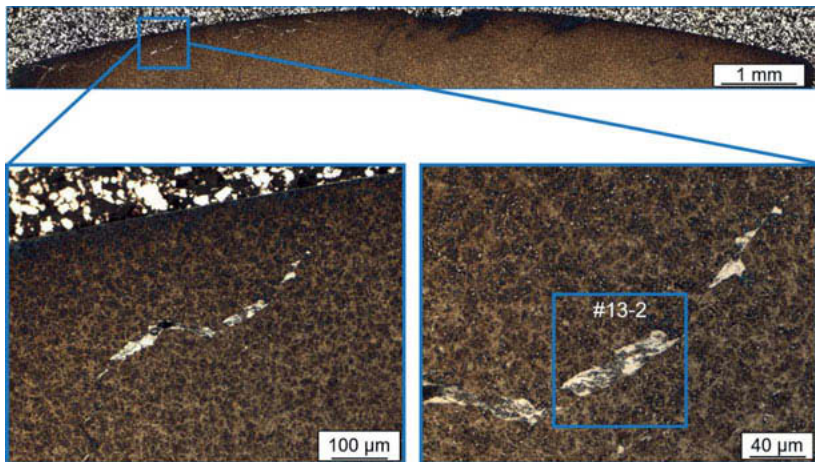
In einer weiteren Versuchsserie wurde der Einfluss der Polarität auf das WEA/WEC Schadensbild am Vierscheibenprüfstand untersucht. Dazu wurden Versuche mit geänderter, elektrischer Polarität (anodisch) bei elektrischen Stromdichten von 0,37 A/mm<sup>2</sup> und einer Hertzschen Pressung von 1900 MPa durchgeführt. In Anlehnung an die vorherigen Versuche wurden auch hierbei Versuche jeweils mit als auch ohne Schlupf getestet. Somit lassen sich die Versuche #20 - 21 mit den Versuchen #1 - 2 und die Versuche #15 - 17 mit den Versuchen #12 - 14 (s. **Tabelle 1**) gegenüberstellen. Alle Prüflinge fielen mit Oberflächenschäden auf der Laufbahnfläche aus und zeigten in den betroffenen Bereichen eine WEA/WEC - Bildung im metallographischen Schliff. In **Bild 2** sind die Laufzeiten der anodisch geschalteten Prüflinge, denjenigen der kathodisch geschalteten Prüflingen in Form von Boxplots gegenübergestellt. Aus den Ergebnissen lässt sich festhalten, dass die anodisch geschalteten Prüflinge aufgrund eines WEA/WEC-bedingten Schadens tendenziell früher ausfallen. Diese Ergebnisse sind in guter Übereinstimmung mit den Lagerprüfstandsuntersuchungen in [10, 11] zu sehen.

#### 4. Mikrostrukturelle Untersuchungen

Um den im Wälzversuch auftretenden Schädigungsmechanismus der WEA/WEC-Bildung hinsichtlich des Einflusses der Polarisation zu untersuchen, werden die Prüflinge im Folgenden mittels Licht- und Elektronenmikroskopie untersucht.

#### 4.1 Visuelle Untersuchung des Schadensbildes

Die lichtmikroskopische Dokumentation der Schäden erfolgte an Längsschliffen. Für die Kontrastierung der WEA/WEC Netzwerke wurden die Proben zunächst mit 3%iger Nitallösung geätzt. In den Aufnahmen des Prüflings #13 konnte über große Bereiche des Schliffes WEA/WEC - Netzwerke nachgewiesen werden, welche sich in einer Tiefe zwischen 20 - 600 µm befanden vgl. **Bild 3**. Diese Netzwerke zeichnen sich durch ihren wellenartigen Verlauf aus. Die Orientierung dieser Netzwerke zeigt einen charakteristischen Verlauf, 45° Grad zur Überrollrichtung. Große Bereiche von gefügeverändertem Material werden von feinen Rissen begleitet. Bereits im lichtmikroskopischen Bild können, aufgrund des unterschiedlichen Ätzverhaltens, unterschiedliche Kornstrukturen innerhalb der WEA identifiziert werden.

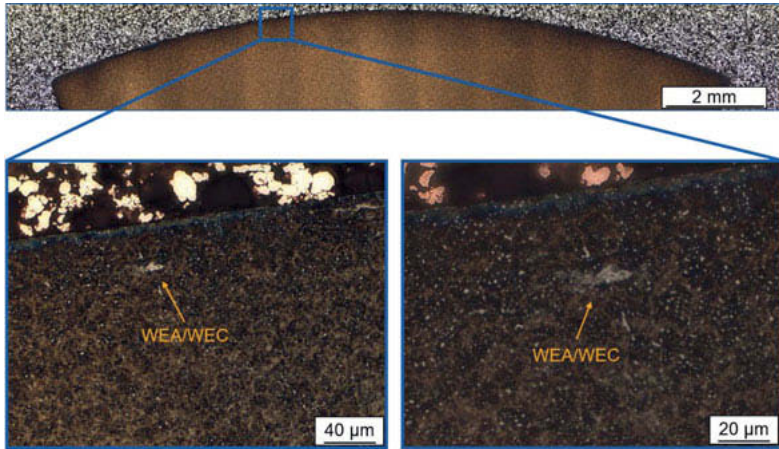


**Bild 3:** Metallographische Untersuchung des Prüflings #13

#### 4.2 Charakterisierung der Mikrostruktur mittels Elektronenrückstreuung

Neben der visuellen Untersuchung wird an den Prüflingen #13 und #17 ebenfalls Elektronenrückstreuung (EBSD) durchgeführt, um die Gefügeveränderungen hinsichtlich Kornorientierung und chemischer Zusammensetzung zu untersuchen. Die Ergebnisse sind in **Bild 5** im Anhang vergleichend dargestellt. Die Image Quality (IQ) Map zeigt bereits die wesentlichen Unterschiede der beiden Prüflinge: #13 zeigt eine deutlich ausgeprägte WEA, die sowohl aus großen nanokristallinen Bereich, als auch aus grob gewachsenen Ferritkörnern besteht. Diese zeigen bereits eine Vorzugsorientierung auf, die sich in Abhängigkeit der Versetzungsbewegung entlang von Scherbändern aufgrund der Scherbeanspruchung im Werkstoff ausrichten. Dieser mechanisch induzierte Prozess wird jedoch erst bei hohen

Lastwechselzahlen bzw. Laufzeiten beobachtet. In der Kernel Average Misorientation (KAM) kann gezeigt werden, dass aufgrund der Scherspannung diese Bereiche des groben Ferrits bereits höhere KAM-Werte aufweisen, die als Maß lokaler plastischer Verformung betrachtet werden können.



**Bild 4:** Metallgraphische Untersuchung des anodisch geschalteten Prüflings #17

Messungen an kürzer gelaufenen Prüflingen in [2] zeigen deutlich geringere Misorientierungen innerhalb des rekristallisierten Bereiches im Vergleich zur Martensitmatrix. Im Vergleich zu #13 (ca. 600h Laufzeit) ist der Prüfling #17 aufgrund von starker Vibration bereits nach 200h ausgefallen. Die hier untersuchte WEA zeigt daher noch keine großen Ferritkörner, die entlang einer Richtung gewachsen sind. Das Gefüge zeigt zwar korngefeinte Bereiche, die auch nanokristalline Anteile aufweisen, jedoch breiten sich diese nur über einen kleinen Bereich im Werkstoff aus. Diese Beobachtung lässt sich deutlich in der Großwinkelkorngrenz-Darstellung (HAGB) erkennen. Diese Darstellung zeigt alle Korngrenzen, die keiner Martensit-Martensit Beziehung entsprechen. Somit werden sowohl ehemalige Austenitkorngrenzen sowie neugebildete Ferritkorngrenzen dargestellt. Die Eisenchromkarbide werden ebenfalls lila, dargestellt. Die beiden WEAs zeigen eine deutliche Auflösung der Karbide innerhalb der WEA Bereiche, die jedoch bei #17 deutlich kleiner ausfallen. Ebenfalls kann die Zerrüttung des Gefüges aufgrund der anodischen Polarisation in #17 beobachtet werden. Die Auflösung der Karbide kann zusätzlich anhand der chemischen Analysen der Elemente Chrom und Kohlenstoff nachgewiesen werden. In allen Messungen konnte gezeigt werden, dass die Karbide (in Schwarz dargestellt) innerhalb der WEA aufgelöst sind. In #13 kann weiterhin zwischen den verschiedenen Korngrößen differenziert werden. So zeigen die nanokristallinen

Bereiche erhöhte Chrom und Kohlenstoffgehalte im Vergleich zu den gewachsenen Körnern. Aufgrund der Übersättigung des nanokristallinen Ferrits mit Kohlenstoff lagert sich dieser an den Korngrenzen ab [5].

#### 4.3 Untersuchung der White Etching Areas im Transmissionselektronenmikroskop

Das in Folge einer Rekristallisation entstehende Gefüge zeichnet sich durch eine nanokristalline Korngröße  $< 50$  nm aus. Aufgrund der Limitierung der Auflösungsmöglichkeiten im REM (Korngrößen  $> 50$  nm) können diese nanokristallinen Bereiche mit dieser Untersuchungsmethode nicht dargestellt werden. Daher erfolgt die mikrostrukturelle Untersuchung des nanokristallinen Bereiches im Transmissions-elektronenmikroskop am Prüfling #13-2. Die TEM Untersuchung zeigt, dass sich die mittels EBSD festgestellte Beobachtung auch in der Tiefe widerspiegelt. Die WEA besteht sowohl aus sehr nanokristallinen Bereichen, wie in **Bild 7** dargestellt, mit einer Korngröße zwischen 5 und 50 nm als auch aus Bereichen größer gewachsener Körner. Diese Körner wachsen wie bereits in den EBSD-Messungen gezeigt entlang einer Vorzugsrichtung.

#### 5. Auswertung der Ergebnisse

Die durchgeführte Parameterentkopplung am Vierscheibenprüfstand zeigt, dass die Bildung von WEA/WEC unter Einfluss von elektrischem Gleichstrom auch bei geringen Hertzschen Pressungen von 1050 MPa möglich ist. Dabei führt eine Reduzierung der Hertzschen Kontaktpressungen tendenziell zu längeren Laufzeiten bis zum WEA/WEC-bedingten Ausfall des Prüflings. Ferner konnte unter den eingestellten Betriebsbedingungen gezeigt werden, dass die Bildung von WEA/WEC nicht nur in Kombination von Schlupf und elektrischem Stromdurchgang möglich ist. Vielmehr ist eine elektrische Zusatzbeanspruchung im Wälzkontakt ausreichend, um einen WEA/WEC bedingten Schaden im Werkstoff provozieren zu können.

Die Ergebnisse der mikrostrukturellen Untersuchung am anodisch geschalteten Prüfling zeigen, dass aufgrund der veränderten Polarität der Werkstoff stärker an der Oberfläche geschädigt wird. Dies äußert sich zum einen durch starke Laufspuren und oberflächlichen Schäden sowie zum anderen durch eine Ausbildung oberflächennaher, parallel zur Überrollrichtung orientierter, Mikrorisse im Gefüge (vgl. Bild 6). Zwischen diesen Mikrorissen und dem durch die WEA erzeugten Spannungsrissen kann keine Interaktion beobachtet werden. Aufgrund der anodischen Schaltung wird der oberflächennahe Bereich geschwächt und stellt auf diese Weise eine Schwachstelle dar. Ausgehend von einer erhöhten Versetzungsakkumulation, kommt es an diesen Schwachstellen zu einer Tieftemperaturrekristallisation [17, 18] und zur Ausbildung der feinkristallinen WEA. Die im Prüfling #13 beobachtete WEA weist keine Vorschädigung auf. Die kathodische Schaltung

zeigt keinen Einfluss auf eine mögliche Schwächung des oberflächennahen Gefüges. Die ausgebildete WEA zeigt Korngrößen im Bereich zwischen 5 und 20 nm (nanokristallin) sowie Bereiche, in denen die Ferritkörner bereits aufgrund des vorherrschenden Spannungszustandes ausreichend Zeit gehabt haben zu wachsen. Das Wachstum der Ferritkörner innerhalb der WEA wird auf die große Laufzeit des Prüflings zurückgeführt. Dieser Prozess steuert ebenfalls die Umverteilung der Chromgehalte innerhalb der WEA [19], so dass eine diffuse chemische Verteilung beobachtet werden kann.

## 6. Zusammenfassung

Für Überrollungen von  $10^8$  Lastspielen und - 8% Schlupf lassen sich Hertzsche Pressungen von 1050 MPa und eine elektrische Stromdichte von  $0,1 \text{ A/mm}^2$  als gesicherte Schwellenwerte für einen WEC bedingten Ausfall festhalten. Ferner zeigen Versuche ohne überlagerten Schlupf, mit einer Hertzschen Pressung von 1900 MPa und bei einer mittleren, elektrischen Stromdichte von mindestens  $0,1 \text{ A/mm}^2$  eine WEA/WEC - Bildung unterhalb des Wälzkontaktes. Somit ist eine Überlagerung des Schlupfes bei einer Wälzbeanspruchung für eine frühzeitige Werkstoffschädigung infolge von WEA/WEC - Bildung nicht notwendig.

Eine Änderung der elektrischen Polarität von kathodisch zu anodisch geschalteten Prüflingen führt bei unterschiedlichen elektrischen Stromdichten ( $0,10 \text{ A/mm}^2$  und  $0,37 \text{ A/mm}^2$ ) zu einer Verringerung der Laufzeit bis zum makroskopischen Schaden aufgrund von WEA/WEC-Bildung. Die Ergebnisse zeigen, dass die Mikrostruktur bei WEA/WEC Schäden in Abhängigkeit der Betriebsparameter und der elektrischen Polarität variieren. So zeigen mikrostrukturelle Untersuchungen an Prüflingen mit großer Laufzeit die Bildung von nadeligen Ferritkörnern mit einer Vorzugsorientierung. Aufgrund der anodischen Schaltung kommt es zum vorzeitigen Ausfall aufgrund von erhöhten Vibrationen, die als Folge von oberflächennahen Mikrorissen entstehen Obwohl die erhöhten Vibrationen nicht direkt mit WEA/WEC korreliert werden, führen sie zu einer Werkstoffschwächung und könne somit als Ursprung für die spätere WEA/WEC-Bildung dienen.

## 7. Danksagung

Die Autoren danken dem Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. für die inhaltliche Unterstützung des Forschungsvorhabens FVA 707 III. Außerdem gilt der Dank der Autoren dem AiF Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V. für die finanzielle Unterstützung. Das IGF-Vorhaben 17334 N der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. wurde über die AiF im Rahmen des Programms zur Förderung der Industriellen Gemeinschaftsforschung (IGF) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert.

Gefördert durch:



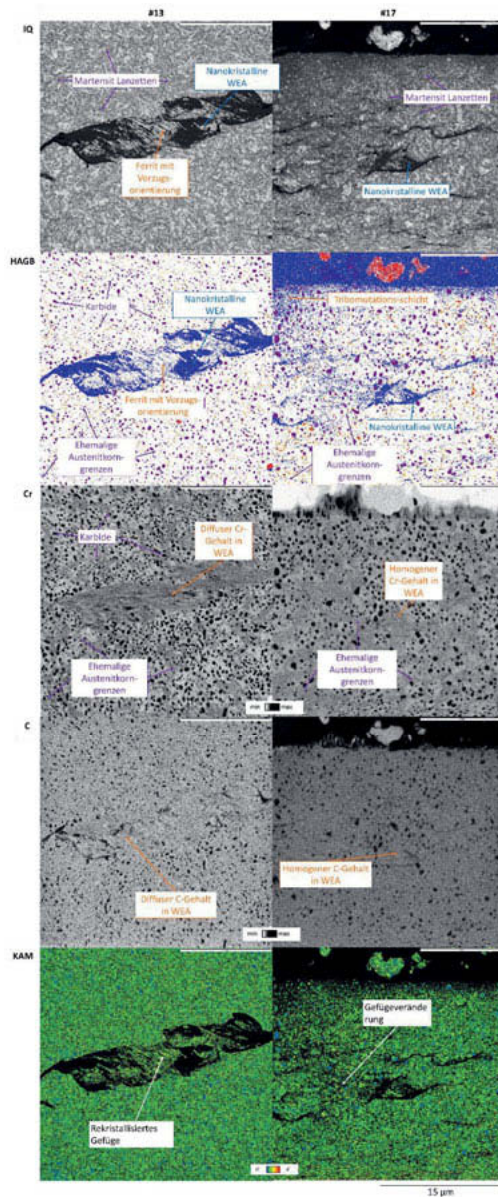
Bundesministerium  
für Wirtschaft  
und Technologie

aufgrund eines Beschlusses  
des Deutschen Bundestages

## Anhang

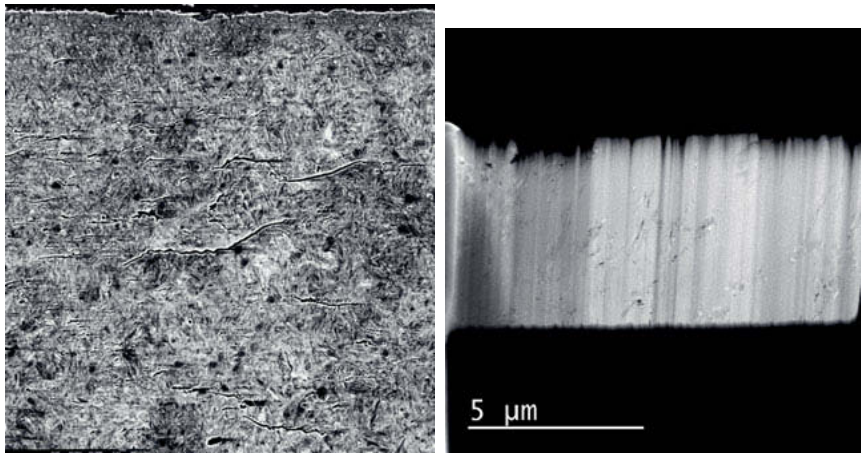
Tabelle 1: Versuchsbedingungen und Ergebnisse

Test #	Last $p_{Hz}$ [MPa]	Schlupf [%]	Stromdichte J [A/mm <sup>2</sup> ]	Polarität [-]	Lastspiel- zahl N [-]	Versuch s-dauer [h]	WEA / WEC
1	1900	- 8	0,37	kathodisch	$14,3 \cdot 10^7$	55	Ja
2	1900	- 8	0,37	kathodisch	$26,9 \cdot 10^7$	103	Ja
3	1900	- 8	0,1	kathodisch	$50,0 \cdot 10^7$	192	Ja
4	1900	- 8	0,1	kathodisch	$89,4 \cdot 10^7$	343	Ja
5	1700	- 8	0,1	kathodisch	$123,3 \cdot 10^7$	472	Ja
6	1700	- 8	0,1	kathodisch	$93,6 \cdot 10^7$	358	Ja
7	1500	- 8	0,1	kathodisch	$115,4 \cdot 10^7$	442	Ja
8	1500	- 8	0,1	kathodisch	$154,9 \cdot 10^7$	594	-
9	1300	- 8	0,1	kathodisch	$96,9 \cdot 10^7$	371	Ja
10	1050	- 8	0,1	kathodisch	$207,4 \cdot 10^7$	795	Ja
11	1050	- 8	0,1	kathodisch	$254,9 \cdot 10^7$	977	Ja
12	1900	0	0,37	kathodisch	$153,6 \cdot 10^7$	587	Ja
13	1900	0	0,37	kathodisch	$150,8 \cdot 10^7$	578	Ja
14	1900	0	0,37	kathodisch	$129,6 \cdot 10^7$	497	Ja
15	1900	0	0,37	anodisch	$85,3 \cdot 10^7$	327	Ja
16	1900	0	0,37	anodisch	$96,6 \cdot 10^7$	370	Ja
17	1900	0	0,37	anodisch	$51,4 \cdot 10^7$	197	Ja
18	1900	0	0,1	kathodisch	$187,3 \cdot 10^7$	718	Ja
19	1900	0	0,1	anodisch	$174,2 \cdot 10^7$	667	Ja
20	1900	- 8	0,37	anodisch	$11,7 \cdot 10^7$	44	Ja
21	1900	- 8	0,37	anodisch	$10,6 \cdot 10^7$	41	Ja
22	1900	- 8	0,1	anodisch	$61,47 \cdot 10^7$	236	Ja
23	1900	- 8	0,1	anodisch	$45,29 \cdot 10^7$	174	Ja

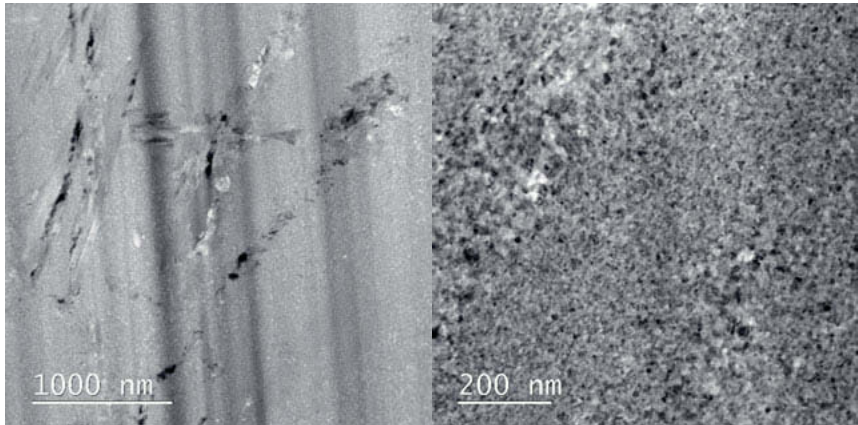


**Bild 5:** EBSD Messungen an den Prüflingen #13 & #17





**Bild 6:** Rückstreuelektronenbild des Prüflings #17 und TEM Übersichtsaufnahme der Lamelle, dargestellt im Z-Kontrast (rechts)



**Bild 7:** HAADF-Aufnahme der WEA #13-2, Z-Kontrast-Bild

## Literatur

- [1] Evans, M.-H.: An updated review: white etching cracks (WECs) and axial cracks in wind turbine gearbox bearings. In: *Materials Science and Technology* 32 (2016) 11, S. 1133–69.
- [2] Özel, M. O.: Entstehung von White Etching Areas und White Etching Cracks als Folge der Wälzbeanspruchung im Stahl 100Cr6, Dissertation, 1. Auflage. Herzogenrath.
- [3] Oezel, M.; Schwedt, A.; Janitzky, T.; Kelley, R.; Bouchet-Marquis, C.; Pullan, L.; Broeckmann, C.; Mayer, J.: Formation of white etching areas in SAE 52100 bearing steel under rolling contact fatigue – Influence of diffusible hydrogen. In: *Wear* 414-415 (2018), S. 352–65.
- [4] Šmejlova, V.; Schwedt, A.; Wang, L.; Holweger, W.; Mayer, J.: Microstructural changes in White Etching Cracks (WECs) and their relationship with those in Dark Etching Region (DER) and White Etching Bands (WEBs) due to Rolling Contact Fatigue (RCF). In: *International Journal of Fatigue* 100 (2017), S. 148–58.
- [5] Y. J. Li, M. Herbig, S. Goto und D. Raabe: Atomic Scale Characterization of white etching area and its adjacent matrix in a martensitic 100Cr6 bearing steel (2017).
- [6] Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V (Hrsg.): Risse auf Lagerringen; FVA 707 II. Frankfurt 2017.
- [7] HARADA, H.; Mikami, T.; Shibata, M.; SOKAI, D.; Yamamoto, A.; TSUBAKINO, H.: Microstructural Changes and Crack Initiation with White Etching Area Formation under Rolling/Sliding Contact in Bearing Steel. In: *ISI International* 45 (2005) 12, S. 1897–902.
- [8] Holweger, W.; Wolf, M.; Merk, D.; Blass, T.; Goss, M.; Loos, J.; Barteldes, S.; Jakovics, A.: White Etching Crack Root Cause Investigations. In: *Tribology Transactions* 58 (2015) 1, S. 59–69.
- [9] Kawamura, T.; Mikami, H.: Development of NA103A Long-life Grease for Automotive Components,. In: *NTN Technical Review* (2007) No.75.
- [10] F. Gutiérrez Guzmán, M. Oezel, G. Jacobs, G. Burghardt, C. Broeckmann: Bildung von “White Etching Cracks” (WEC) durch elektrischen Strom an ölge-schmierten Wälzkontakten: Tagungsband des 15. Antriebstechnischen Kolloquiums.
- [11] Loos, J.: Einfluss hoher elektrischer Ströme auf die WEC-Bildung in Wälzlagern: Tagungsband des 16. Antriebstechnischen Kolloquiums.
- [12] Loos, J.; Goß, M.; Bergmann, I.: Einfluss von Strömen aus elektrostatischen Aufladungen auf die WEC-Bildung in Wälzlagern: 55. Tribologie Fachtagung.
- [13] KOHARA, M.; KAWAMURA, T.; EGAMI, M.: Study on Mechanism of Hydrogen Generation from Lubricants. In: *Tribology Transactions* 49 (2006) 1, S. 53–60.

- [14] Maitland, T.; Sitzman, S.: Electron Backscatter Diffraction (EBSD) Technique and Materials Characterization Examples 2019.
- [15] Radnai, B., Gemeinder, Y., Kiebusch, T., Sauer, B., Binder, A.: Schädlicher Stromdurchgang - Untersuchung des Schädigungsmechanismus und der zulässigen Lagerstrombelastung von Wälzlagern in E-Motoren und Generatoren verursacht durch parasitäre hochfrequente Lagerströme, Forschungsvorhaben Nr. 650 I. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt /Main 2015.
- [16] Mütze, A. u. Binder, M.: Elektrische Lagerbeanspruchung bei umrichter gespeisten Maschinen, Abschlussbericht. Darmstadt 2003.
- [17] Grabulov, A.; Petrov, R.; Zandbergen, H. W.: EBSD investigation of the crack initiation and TEM/FIB analyses of the microstructural changes around the cracks formed under



## Hydrogen assisted rolling contact fatigue

**Dr. Dominik Kürten, Dr. Andreas Kailer,**  
Fraunhofer-Institut für Werkstoffmechanik IWM, Freiburg;  
**Dr. Iyas Khader,**  
Fraunhofer-Institut für Werkstoffmechanik IWM, Freiburg und  
German-Jordanian University, Amman, Jordan

### Kurzfassung

In dieser Studie wurde die Zersetzung von MAC- und PFPE-Öl in einem Kugel-auf-Platte-Gleitversuch unter Vakuum und in Wälzlagerversuchen untersucht. Zur Untersuchung möglicher tribochemischer Reaktionen des Schmierstoffs mit der Stahloberfläche wurden Analysen mittels in- situ Massenspektrometrie durchgeführt. Die Degradation des MAC-Öls war mit der Bildung von gasförmigen Reaktionsprodukten wie Wasserstoff und verschiedenen Alkanen und Alkenen korreliert. Oxidationsreaktionen zwischen dem Schmierstoff und den Metalloxiden wurden identifiziert. Die FEM Modellierung des Versuchs zeigt die Temperaturverteilung im Kontaktbereich.

Die Wasserstoffanalyse einzelner Lagerkomponenten zeigte eine erhöhte Wasserstoffkonzentration in Proben, welche mit dem MAC-Öl geschmiert wurden. Die Wälzlagerversuche mit PFPE-Öl zeigten keine Anzeichen von Oberflächenbeschädigungen.

### Abstract

In this study the decomposition of a MAC and a PFPE lubricant was investigated in a ball-on-disk sliding test under vacuum and in an RCF test on full bearings. In-situ mass spectrometry was conducted to study possible tribochemical reactions with the steel bearing surface. The degradation of the MAC fluid was correlated with the formation of gaseous reaction products including hydrogen and various alkanes and alkenes. An oxidation reaction between the lubricant and metal oxides was identified. FEM analysis was carried out to model the contact in the ball-on-disk experiments and to extract contact surface temperature fields.

Post-RCF hydrogen analysis of bearing components indicated an increased hydrogen concentration in samples lubricated with the MAC fluid only. The RCF tests with PFPE did not indicate any signs of surface damage.

## 1. Introduction

The presence of hydrogen in steel undergoing rolling contact may lead to early fatigue failure. Hydrogen induced damage in bearings is often associated with the formation of white etching areas (WEAs), which are also correlated to brittle flaking, also known as white structure flaking. It represents a serious industrial problem affecting steel bearings of all sizes in a diverse range of applications. Nevertheless, the mechanisms of generation and absorption of hydrogen are still unclear [1]. Numerous investigations with contradicting results were conducted with the aim of evaluating the of water content in the lubricant as a possible source of hydrogen [2, 3, 4, 5, 6]. Tamada and Tanaka [7] found that brittle flaking occurs in double-roller rolling contact fatigue (RCF) tests in specimens pre-charged with hydrogen, and hence, proposed that brittle flaking was due to hydrogen produced by the reaction of the lubricant with the metal surface and diffused through the steel.

Lubricant degradation and hydrogen evolution are greatly enhanced due to high slip and boundary lubrication [8], which result in chemical aging of the lubricant and the formation of an acidic fluid, which in turn attacks the steel surface [9]. It was demonstrated through oxidation tests that hydrogen is produced in an oxidation reaction of the lubricant with the steel surface [4]. On the other hand, wear induced nascent surfaces and tribofilms create ideal sites for hydrogen adsorption [10, 11].

Other researchers have evaluated the mechanisms of hydrogen generation by performing tribometer tests in a vacuum chamber and measuring the evolved hydrogen using mass spectrometry [12, 13, 14, 15]. However, vacuum tribometer tests are limited to the evaluation of vacuum-stable oils. Kohara et al. [12] proposed that the lubricant decomposition reaction is catalyzed by the film-free steel surface, which becomes exposed by sliding contact. Lu et al. [13] correlated the sliding speed and load with the quantity of gaseous reaction products, which included  $H_2^+$ ,  $CH_3^+$ ,  $C_2H_3^+$ ,  $C_2H_4^+$ , and  $C_3H_7^+$ , in tests using the multi-alkylated cyclopentane (MAC) fluid Pennzane 2001A. The authors rationalized their results on the basis of the removal of the oxide layer off the steel surface by shearing through rubbing.

The aim of the present study was to investigate the possible sources of hydrogen evolution in tribological contact under lubricated conditions and to correlate this knowledge with full scale bearing RCF tests.

## 2. Methodology

Two lubricants were used in the testing program (i) Pennzane 2001A (MAC fluid) from Nye Lubrication with a viscosity of 108 cSt (40°C) and (ii) perfluoro-poly-ether (PFPE) from Klüber Lubrication with a viscosity of 100 cSt (40°C). The MAC fluid is a 1,2,4-Tris (2-octyl-1-dodecyl) cyclopentane. The PFPE oil is a hydrogen-free lubricant in which all hydrogen atoms are substituted by fluorine atoms.

**Ball-on-disk sliding tests** were carried out under high vacuum ( $10^{-5}$  mbar) with the samples lubricated with either a thin film of MAC or PFPE. The 100Cr6 disks had a diameter of 35 mm and a thickness of 2.6 mm. The diameter of the 100Cr6 balls was 10 mm. Prior to testing, the samples were degreased with acetone and n-hexane in an ultrasonic bath. The disk was covered with a thin layer of the lubricant before testing. During the test the ball was brought into contact with the disk while simultaneously applying a constant normal load. In each test, loads of 25, 50, 75 and 100 [N] were applied in the normal direction at consecutive intervals. The period between each loading interval was 1 hour. Tests were conducted for sliding speed of 0.15 m/s. The duration of each loading interval was adjusted so that the sliding distance for each interval was 810 m. A detailed description of the ball-on-disk experiments can be found in Kürten [16] and Kürten et al. [17].

**Quadrupole mass-spectrometer analysis** (MKS Instruments with electron energy of 70 eV) were carried out to quantify the evolved gases in-situ during the ball-on-disk tests.

**Finite element method (FEM)** simulations were used to compute temperature fields for the ball-on-disk tests. For this purposed a three-dimensional transient fully-coupled thermal-mechanical model was constructed in Abaqus. The model was comprised of a steel ball with a diameter of 10 mm sliding on a flat annular disk with a predefined normal force and under continuous oil lubrication. The ball was held stationary and the disk was rotated at a constant rotational velocity of 50 rpm. The ball was radially located such that the relative sliding velocity between the contact partners was  $\dot{s} = 0.15$  m/s, under a constant normal load of  $F_N = 25, 50, 75$  or 100 [N].

Coulomb friction with a constant coefficient of friction  $\mu = 0.11$  was assumed based on the average frictional coefficient determined in a series of measurements carried out using the ball-on-disk tribometer. Isotropic linear elastic material behavior was assumed for both bodies. This ensured an adequate approximate of a Hertzian contact condition.

In order to resolve temperature fields with an acceptable accuracy while maintaining a reasonable model size, a fine mesh was created in the vicinity of the contact surfaces. The av-

erage element size adjacent to the plane of contact was  $50 \times 10 \times 12 \text{ } [\mu\text{m}]$ . Eight-node first-order hexahedral elements with displacement and temperature degrees of freedom (C3D8T) were used to discretize the geometry.

The frictional energy dissipation was calculated from the frictional stress and slip rate. The distribution of the heat between the interacting surfaces was assumed to be identical; whereas the fraction of dissipated energy converted into heat (mechanical to thermal) was assumed to be 90% of the overall frictional energy, in order to account for heat transfer losses due to lubrication. The contact thermal conductance for steel under vacuum was assumed to be pressure dependent; its value ranged between 0.8 and  $2.0 \text{ m} \cdot \text{W}/\text{mm}^2$  [18]. The thermo-mechanical and thermo-physical properties of 100Cr6 were linearly interpolated with temperature between the values listed in **Table 1**.

Table 1: Thermo-mechanical and thermo-physical properties of 100Cr6

Temperature	20°C	100°C	200°C	300°C	400°C
Elastic modulus (GPa)	212	207	199	192	184
Specific heat capacity (J/kg.K)	461	479	499	517	536
Thermal conductivity (W/m.K)	39.6	41.6	41.8	40.3	38.2
Thermal expansion coefficient ( $\times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ )	-	12.1	12.7	13.2	13.6

**RCF tests** on cylindrical roller thrust bearings (CRTB) of type 81112-TV were conducted. The bearings are made of steel 52100 (100Cr6). The tests were performed with a normal load of 50 kN (1.7 GPa maximum Hertzian contact stress) and a rotational speed of 250 rpm. A summary of the experimental parameters are shown in **Table 2**.



Table 2: Experimental parameters of the RCF tests

Test series no.	1	2
Bearing type	81112-TV	81112-TV
Lubricant	MAC lubricant	PFPE lubricant
Load (kN)	50	50
Rotational velocity (rpm)	250	250
Mean test duration (h)	460*	1170**
No. of load cycles on each roller ( $10^6$ )	33.30	84.71
No. of load cycles on each race ( $10^6$ )	93.15	236.93

\* Test stopped after bearing failure

\*\* Only one test was conducted without failure

Carrier hot gas extraction analysis was conducted on rolling elements of the CRTBs to measure hydrogen concentration. The hydrogen content of the rolling elements was measured and normalized by their weight. The analyzer was calibrated with calibration samples with a defined hydrogen concentration of 1.9 ppm. Prior to testing, the samples were degreased with acetone and n-hexane. A detailed description of the measurement procedure can be found in [19].

**X-ray photoelectron spectroscopy (XPS)** analysis were conducted on a Phi 5000 VersaProbe from Physical Electronics with a 15 keV AL-K-alpha X-ray source. The samples were sputtered with argon ions with an energy of 1 keV – 3 keV. The sputter rate was calibrated using a silicon oxide sample of thickness of 100 nm.

### 3. Results

**Ball-on-disk experiments:** *Fig. 1a* shows the correlation between the coefficient of friction (COF) and hydrogen ( $H_2^+$ ) evolution during the test for both MAC and PFPE. MAC tests resulted in an average COF of ca. 0.11. The accumulated measured wear track width after the complete sliding test with four load intervals was 494  $\mu\text{m}$ . The wear volume of the ball amounted to  $5.8 \times 10^{-4} \text{ mm}^3$ . An increase in the partial pressure of hydrogen relative to the reference pressure occurred during each loading interval with the average hydrogen pres-

sure increasing with increasing load. In the case of PFPE, the average COF was ca. 0.14. The accumulated measured wear track width after the complete sliding test with four load intervals was 466  $\mu\text{m}$ . The wear volume of the ball was calculated to be  $4.6 \times 10^{-4} \text{ mm}^3$ . The partial pressure of hydrogen remained constant throughout the entire test duration; no increase in hydrogen evolution was detected during the loading intervals.

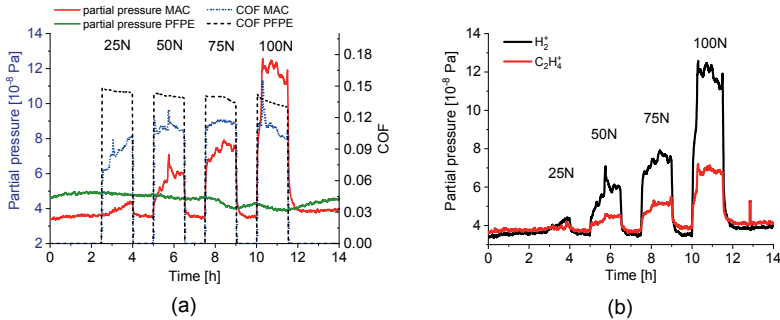


Fig. 1: (a) COF and partial pressure of hydrogen in the sliding test with MAC and PFPE; (b) gaseous reaction products of the lubricant decomposition process with MAC fluid

Fig. 1b: shows the evolution of gaseous reaction products from the MAC fluid. Various alkanes and alkenes with different chain lengths were detected during each loading interval. Signals of  $\text{CH}_3^+$ ,  $\text{C}_2\text{H}_3^+$ ,  $\text{C}_2\text{H}_5^+$ ,  $\text{C}_3\text{H}_5^+$  and  $\text{C}_3\text{H}_7^+$  showed the same trend with lower concentrations and are therefore, not included in the figure. No correlation was found between the sliding contact and lubricant degradation for PFPE.

Additional XPS analysis was conducted to study the MAC degradation reaction products.

**Fig. 2** shows carbon-containing compounds detected outside and inside the wear track; the analysis indicated the formation of carboxylic acids ( $\text{O}=\text{C}-\text{O}-$ ) and ether ( $\text{C}-\text{O}-\text{C}$ ).

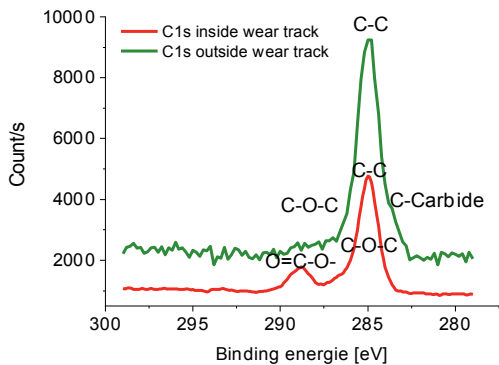


Fig. 2: XPS analysis of the surface outside the wear track and inside the wear track for sample having undergone a sliding test using MAC fluid

**FEM:** The contact stresses computed from the FE analysis is shown in **Fig. 3**.

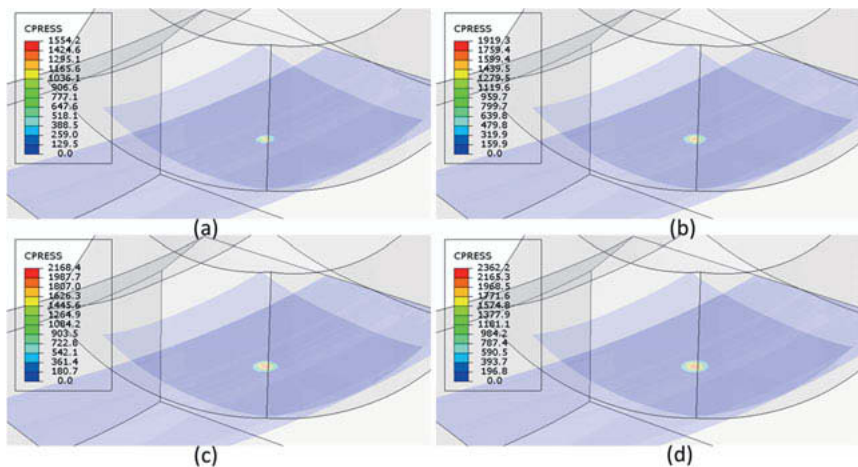


Fig. 3: FE-generated contours of the contact pressure in the ball-on-disk configuration for (a)  $F_N=25N$ , (b)  $F_N=50N$ , (c)  $F_N=75N$ , and (d)  $F_N=100N$ ;  $\mu=0.11$

The temperature fields obtained from the FE simulations for a sliding velocity of  $\dot{s} = 0.15$  m/s are shown in Fig. 4. The simulations showed an increase in the surface contact temperature with increasing normal load.

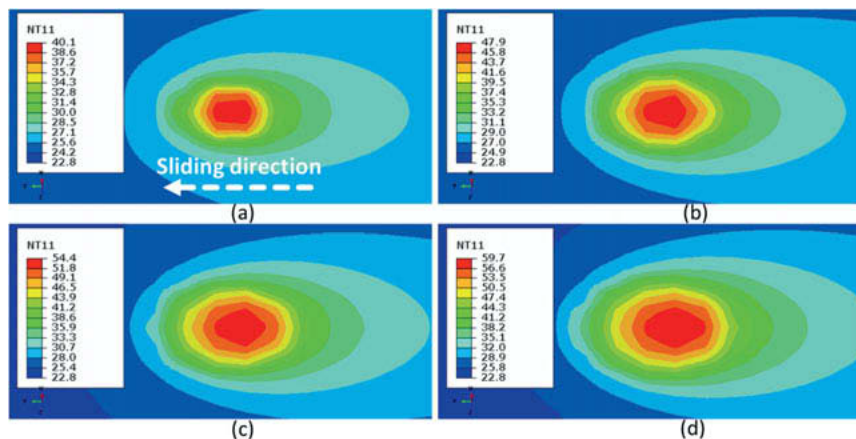


Fig. 4: FE-generated contours of the maximum surface contact temperature on the disk surface for (a)  $F_N=25\text{N}$ , (b)  $F_N=50\text{N}$ , (c)  $F_N=75\text{N}$ , and (d)  $F_N=100\text{N}$ ;  $\mu=0.11$

**RCF tests:** *Fig. 5a* shows the damage resulting on a bearing roller after conducting an RCF test with MAC lubrication. The bearing rollers and races showed flaking damage on the surface. Subsurface crack networks with mixed transcrystalline and intercrystalline crack growth were observed in scanning electron microscope (SEM) analysis, *Fig. 5b*.

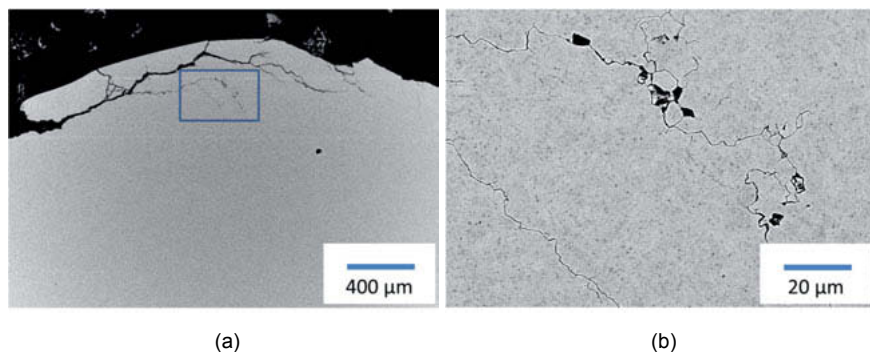


Fig. 5: (a) Flaking damage on a roller and (b) subsurface crack networks on the raceway after the RCF test with MAC fluid

XPS analysis was conducted inside and on the unloaded surface of the bearing raceways after running the RCF tests with MAC fluid. Degradation reaction products of the lubricant like carboxylic acids ( $\text{O}=\text{C}$ ), esters ( $\text{O}=\text{C}-\text{O}$ ) and ethers ( $\text{C}-\text{O}-\text{C}$ ) in addition to traces of the lubricant ( $\text{C}-\text{C}$ ) were detected.

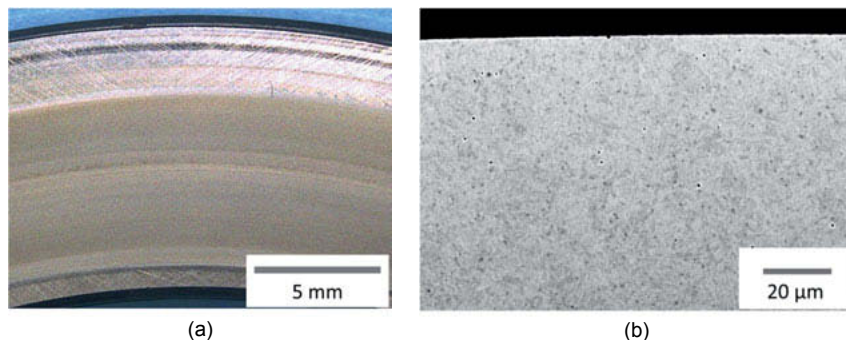


Fig. 6: (a) Optical microscope image of the bearing raceway after the RCF test with PFPE oil, (b) SEM cross-sectional image of the raceway showing no signs of damage

The test carried out with PFPE oil did not show any signs of damage after 1170 h. Surface and subsurface analysis, **Fig. 6a and b**, indicated no signs of damage on either the rolling elements or the rings (washers). The post-experimental XPS analysis indicated fluorocarbons (traces of the PFPE oil) both inside and outside the raceway.

Post-RCF gas hot extraction analysis of all samples indicated hydrogen concentration higher than what was found in virgin samples, **Fig. 7**. MAC lubricated samples showed considerably higher hydrogen concentration in comparison to PFPE lubricated samples.

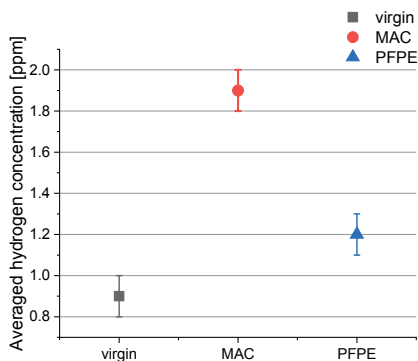


Fig. 7: Post-experimental carrier gas hot extraction results

#### 4. Discussion

The comparison between the hydrogen detected during the ball-on-disk tests performed with the MAC fluid and the hydrogen-free PFPE oil (**Fig. 1a**) demonstrated that hydrogen may be generated through tribochemical reactions of the lubricant even in the absence of moisture. The test performed using the PFPE oil showed no correlation between the measured hydrogen partial pressure and tribological contact. Under vacuum conditions it is unlikely that the lubricant contains moisture; nonetheless, even under high vacuum the adsorption of a thin layer of water molecules on the metal surface cannot be prevented. However, the fact that hydrogen evolution was not detected during sliding tests performed using PFPE oil (**Fig. 1a**) shows that this layer did not affect the results. Moreover, in this case, one may rule out the metallic surface as source of hydrogen. The generation of hydrogen through tribochemical degradation reaction of the lubricant is also consistent with the detection of other gaseous reaction products during sliding contact (**Fig. 1b**). The production of alkanes and alkenes, as detected in-situ, is typical for hydrocarbon degradation processes. Similar results were obtained by other researchers [12, 13, 14, 15].

The XPS analysis of the lubricant indicated that degradation of the MAC fluid due to tribochemical reactions release alkanes and alkenes that are partially oxidized to yield carboxylic acid, ether and esters. The analysis conducted both inside and outside (**Fig. 2**) the raceways clearly confirmed the formation of a carboxylic acid, which is prone to immediately react

with the bare metal surface in a redox reaction, resulting in the formation of metal carboxylates and hydrogen [20, 21]. These results are in good agreement with the findings of Bertrand [20, 21] and Markowska et al. [22] who reported an oxidational reaction of the lubricant with the nascent metal surface.

The FEM simulations showed that the contact surface temperature increases with increasing the normal load (**Fig. 4**), which is expected when considering the higher contact pressure (**Fig. 3**). Nevertheless, the computed temperatures were well below what is needed to promote chemical degradation in the lubricant. A thermogravimetric analysis of MAC fluid showed a very high decomposition temperature with little weight loss below 300 °C [23, 24].

Under identical load and rotational speed, the RCF tests carried out with MAC fluid and PFPE oil showed distinct results. While the bearing lubricated with PFPE showed no signs of damage, the MAC lubricated bearing showed extensive surface and subsurface damage after a much shorter running period.

The hydrogen analysis carried out on the bearings after the RCF tests showed increased hydrogen concentration compared to virgin samples, with considerably higher concentration in the MAC lubricated bearing. The increased hydrogen concentration in the PFPE lubricated bearing may be attributed either to moisture trapped in the lubricant or from the atmosphere; nonetheless, it is believed that it remained low enough to trigger any damage.

The XPS analysis of the race after RCF tests with MAC fluid revealed an oxidational reaction of the lubricant which forms carboxylic acids, ethers and esters. Carboxylic acid chemically reacts with the metal surface and form iron carboxylate. During the iron carboxylate formation, hydrogen is produced.

## 5. Conclusion

The mechanism of hydrogen evolution by lubricant decomposition in a ball-on-disk configuration vacuum was investigated. Hydrogen and hydrocarbons were detected in-situ by mass spectrometry. The results were consistent with the oxidization of the lubricant during contact with the oxide layer on the steel surface. This leads to the formation of a carboxylic acid. In a second reaction the carboxylic acid reacts with the metal surface and forms an iron carboxylate. In this reaction, hydrogen evolution occurs.

RCF tests showed what can be described as hydrogen assisted damage in MAC lubricated bearings; the PFPE lubricated bearing did not show any damage despite the longer test duration. These results are consistent with the findings of the sliding tests conducted under vacuum that indicated the release of hydrogen only from the MAC fluid.

## Bibliography

- [1] N. Kino und K. Otani, „The influence of hydrogen on rolling contact fatigue life and its improvement,“ *JSAE Review*, Bd. 24, pp. 289-294, 2003.
- [2] R. E. Cantley, "The effect of water in lubricating oil on bearing fatigue life," *A S L E Transactions*, vol. 20, pp. 244-248, 1977.
- [3] L. Grunberg, D. T. Jamieson und D. Scott, „Hydrogen penetration in water-accelerated fatigue of rolling surfaces,“ *Philosophical Magazine*, Bd. 8, pp. 1553-1568, 1963.
- [4] J. Ciruna und H. Szieleit, „The effect of hydrogen on the rolling contact fatigue life of AISI 52100 and 440C steel balls,“ *Wear*, Bd. 24, pp. 107-118, 1973.
- [5] B. Gould, N. Demas, G. Pollard, J. J. Rydel, M. Ingram and A. C. Greco, "The effect of lubricant composition on white etching crack failures," *Tribology Letters*, vol. 67, no. 1, 2018.
- [6] T. Haque, S. Korres, J. T. Carey, P. W. Jacobs, J. Loos and J. Franke, "Lubricant effects on white etching cracking failures in thrust bearing rig tests," *Tribology Transactions*, vol. 61, no. 6, pp. 979-990, 2018.
- [7] K. Tamada und H. Tanaka, „Occurrence of brittle flaking on bearings used for automotive electrical instruments and auxiliary devices,“ *Wear*, Bd. 199, pp. 245-252, 1996.
- [8] B. Han, J. Binns und I. Nedelcu, „In Situ Detection of Hydrogen Uptake from Lubricated Rubbing Contacts,“ *Tribology Online*, pp. 450-454, 2016.
- [9] J. Gegner und W. Nierlich, „Mechanical and tribochemical mechanisms of mixed friction induced surface failures of rolling bearings and modeling of competing shear and tensile stress controlled damage initiation,“ *Tribologie und Schmierungstechnik*, Bd. 58, pp. 10-21.
- [10] A. Richardson, M. Evans, L. Wang, R. Wood und M. Ingram, „Thermal Desorption Analysis of Hydrogen in Non-hydrogen-Charged Rolling Contact Fatigue-Tested 100Cr6 Steel,“ *Tribology Letters*, 2017.



- [11] A. Ruellan, F. Ville, X. Kleber, C. Burnet, D. Girodin und J. Cavoret, „Understanding White Etching Cracks in Rolling Element Bearings: Reproduction and Influential Tribochemical Drivers“. *STLE 69th. Annual Meeting & Exhibition*.
- [12] M. Kohara, T. Kawamura and M. Egami, "Study on mechanism of hydrogen generation from lubricants," *Tribology Transactions*, vol. 49, pp. 53-60, 2006.
- [13] R. Lu, I. Minami, H. Nanao und S. Mori, „Investigation of decomposition of hydrocarbon oil on the nascent surface of steel," *Tribology Letters*, Bd. 27, Nr. 1, pp. 25-30, 2007.
- [14] R. Lu, S. Mori, T. Kubo und H. Nanao, „Effect of sulfur-containing additive on the decomposition of multialkylated cyclopentane oil on the nascent steel surface," *Wear*, Bd. 267, pp. 1430-1435, 2009.
- [15] R. Lu, S. Mori, H. Nanao, K. Kobayashi und I. Minami, „Study on Decomposition of Multialkylated Cyclopentane Oil with Sulfur-Containing Additive on the Nascent Steel Surface," *Tribology Online*, Bd. 2, pp. 105-109, 2007.
- [16] D. Kuerten, "Einfluss der tribochemischen Schmierstoffoxidation auf die wasserstoffinduzierte Wälzkontaktermüdung," vol. PhD Dissertation, Fraunhofer Verlag, 2015.
- [17] D. Kuerten, N. Winzer, A. Kailer, W. Pfeifer, R. Spallek and M. Scherge, "In-situ detection of hydrogen evolution in a lubricated sliding pin on disk test under high vacuum," *Tribology International*, pp. 324-331, 2015.
- [18] Y. Xiao, H. Sun, L. Xu, H. Feng und H. Zhu, „Thermal contact conductance between solid interfaces under low temperature and vacuum," *Rev. Sci. Instrum*, Bd. 75, Nr. 9, pp. 3074-3076, 2004.
- [19] D. Kürten, I. Khader, R. Raga, P. Casajús, N. Winzer, R. Spallek, M. Scherge and A. Kailer, "Hydrogen assisted rolling contact fatigue due to lubricant degradation and formation of white etching areas," *Engineering Failure Analysis*, vol. 99, pp. 330-342, 2019.
- [20] P. A. Bertrand, „Low-Energy-Electron-Stimulated Degradation of a Multiply Alkylated Cyclopentane Oil and Implications for Space Bearings," *Tribology Letters*, 2010.

- [21] P. Bertrand, „Chemical Degradation of a Multiply Alkylated Cyclopentane (MAC) Oil During Wear: Implications for Spacecraft Attitude Control System Bearings," *Tribology Letters*, Bd. 49, pp. 357-370, 2013.
- [22] M. Makowska, C. Kajdas und M. Gradkowski, „Interactions of n-Hexadecane with 52100 Steel Surface Under Friction Conditions," *Tribology Letters*, Bd. 13, pp. 65-70, 2002.
- [23] J. Ma, J. Liu, Y. Mo and M. Bai, "Effect of multiply-alkylated cyclopentane (MAC) on durability and load-carrying capacity of self-assembled monolayers on silicon wafer," *Colloids and Surfaces A: Physicochemical and Engineering Aspects*, vol. 301, no. 1-3, pp. 481-489.
- [24] M. Dube, D. Bollea, W. Jones, M. Marchetti and M. Jansen, "A New Synthetic Hydrocarbon Liquid Lubricant for Space Applications," *Tribology Letters*, vol. 15, no. 1, pp. 3-8, 2003.

# Lagerstromschäden trotz Lagerisolation an industriellen Großantrieben

## Untersuchungen im Rahmen einer großen Feldstudie

Dipl.-Ing. (FH) **Sven Tröger**, Prof. Dr.-Ing. **Matthias Kröger**,  
Institut für Maschinenelemente, Konstruktion und Fertigung,  
Technische Universität Bergakademie Freiberg

### Kurzfassung

Unter besonderen Anlagenbedingungen sind elektroerosiv bedingte Lagerschäden trotz präventiver galvanischer Isolation der Wälzlager zu verzeichnen. Mit der im Industrieinsatz üblichen Isolation des Lüfterseitigen Motorwälzlagers lassen sich vor allem lagerschädigende Zirkular-Ströme im Motor, nicht jedoch hochfrequente kapazitiv durch die Isolierschicht des Wälzlagers koppelnde Lagerströme oder Rotor-Erd-Ströme am wellenseitigen Lager, wirksam unterbinden. In Rahmen einer großen Feldstudie an über 50 Großantriebssträngen in der Grundstoffindustrie wurden die Schädigungsmechanismen durch Lagerströme unter Feldbedingungen untersucht. Von besonderem Interesse waren, neben der Untersuchung des Schadensbildes und der Entstehungsursachen, die Störgrößeneinflüsse auf den Schädigungsprozess der Lager, welche in bestehenden Laborstudien nur begrenzt nachgestellt werden kann. Nachfolgend wird eine Auswahl der Untersuchungsergebnisse zu den Einflussgrößen Gleichrichtung der Zwischenkreisspannung, gegenseitige Beeinflussung von Antriebssträngen am gleichen Gleichspannungszwischenkreis sowie bei dynamischem Betrieb der Antriebe vorgestellt. Die Untersuchungen können eine noch nicht bestätigte Theorie stützen, wonach neben den elektroerosiven Durchschlägen auch im ohmschen Stromfluss durch das Wälzlager Abrissfunken entstehen könnten, welche ebenfalls Laufbahnoberflächenschäden hervorrufen könnten. Ebenfalls wurde im Rahmen von Langzeittest im Feld die Wirksamkeit von nanokristallinen Ringbandkernen als Maßnahme zur Reduktion von Lagerstromschäden mit ausgesprochen positiven Ergebnissen validiert.

### 1. Einleitung

In den vergangenen Jahren hat eine Vielzahl von Laborstudien sich dem Thema Lagerströmen gewidmet. Mittlerweile werden viele Zusammenhänge zur Entstehung und Beeinflussung der Lagerströme gut verstanden, bis hin, dass sie simulierbar sind. Unter anderem liefern drei umfangreicher Arbeiten [1], [2], [3] hier detaillierte Forschungsergebnisse. In der

schwerindustriellen Praxis an Großantrieben - bis in den Megawatt-Bereich - zeigen sich aber deutliche Schwierigkeiten die Messreihen aus dem Labor im Detail zu bestätigen. Dies liegt zum einen an den begrenzten Möglichkeiten zur Präparation der Motoren im Feld und zum anderen hauptsächlich auch an der Vielzahl an Stör- und Einflussgrößen, welche die Lagerströme beeinflussen. Unter besonderen Anlagenbedingungen sind elektroerosiv bedingte Lagerschäden trotz präventiver galvanischer Isolation der Wälzlager zu verzeichnen. Mit der lüfterseitigen Wälzlagerisolation lassen sich vor allem lagerschädigende Zirkular-Ströme im Motor wirksam unterbinden, nicht jedoch hochfrequente kapazitiv koppelnde Lagerströme. Es ist bekannt, dass vor allem die Common-Mode-Spannung und der dadurch getriebene hochfrequente Strom als Teilmenge gemäß dem Verhältnis der sogenannten Bearing Voltage Ratio (BVR) als Primärquelle für kapazitiv in das Lager einkoppelnde Lagerströme ursächlich ist,

$$\text{BVR} = \frac{\text{Spannung über Lager}}{\text{Common-Mode-Spannung}} = \frac{U_B}{U_{CM}} = \frac{C_{wr}}{C_{wr} + C_{rf} + 2C_b} \quad [3]$$

Im Rahmen einer großen Feldstudie an über 50 Großantriebssträngen in der Grundstoffindustrie wurden die Schädigungsmechanismen durch Lagerströme unter Feldbedingungen untersucht. Es werden ausgewählte beobachtete Einflüsse und Besonderheiten zur Entstehung von elektroerosiven Lagerschäden bei isoliertem lüfterseitigen Lager auf Basis der Studienergebnisse nachfolgend vorgestellt.

## 2. Schadensbild

Das typische Schadensbild bei elektroerosiv bedingten Lagerschäden zeigt sich als deutliche achsparallele Markierungen -sogenannte Riffel- der Innenring- und Außenring-Laufbahnen. Die Bilder (Bild 2-1 und Bild 2-2) zeigen ein deutlich auf diese Weise geschädigtes lüfterseitiges Wälzlager eines 800 kW Niederspannungsmotors im industriellen Einsatz als Mehrmotorenantrieb nach einer Laufzeit von ca. 32.000 Betriebsstunden. Der Außenring des Lagers ist durch eine keramische Beschichtung galvanisch gegenüber dem Lagersitz des Motors isoliert. Trotz dieser Isolation ist die Lagerstromschädigung deutlich. Dies unterscheidet klassische Lagerstromprobleme, welche bereits seit Jahrzehnten bekannt sind, von aktuellen Problemen in der Industrie. Die „neuen Lagerströme“ überwinden dabei die wirkungsvolle Isolation gegen klassische niederfrequente Lagerströme durch kapazitive Kopplung. Dabei dient die keramische Beschichtung als Dielektrikum zwischen dem metallischen Lagersitz und dem Lageraußenring des Motors.

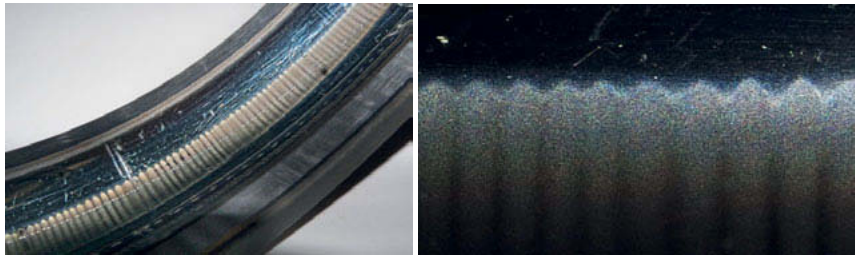


Bild 2-1: Lagerschaden auf Grund von Elektroerosion an einem isoliert aufgebauten lüfterseitigen Lager mit typischer Riffelbildung, 800 kW Motor (links)

Bild 2-2: Lichtmikroskopische Detailaufnahme der Riffelausbildung (rechts)

Die Ausprägung der Erosionsmarken wurde dabei unterschiedlich stark beobachtet. Ein weiteres Lager (Bild 2-3) vergleichbarer Größe, welches ebenfalls einem mehrjährigen Dauerbetrieb ausgesetzt war, zeigt sehr deutlich voneinander abgegrenzte Riffel mit klaren erkennbaren Kanten im Übergang zu dem nächsten Riffel. Die Riffelstrukturen bilden sich dabei aus der Vielzahl an millionenfach aufgetreten elektroerosiven Einzelereignissen. Hierbei wird durch Funkenerosion die Laufbahnoberfläche des Lagers aufgeschmolzen. Es entsteht meist ein typisches Kraterbild, wie im Bild 2-5 dargestellt. Die Größe der Krater bzw. Strukturen wurde bei der Felduntersuchung von 1-10  $\mu\text{m}$  im Durchmesser (Bild 2-4) bis hin in seltenen Einzelfällen größer 100  $\mu\text{m}$  (Bild 2-5) bestimmt.

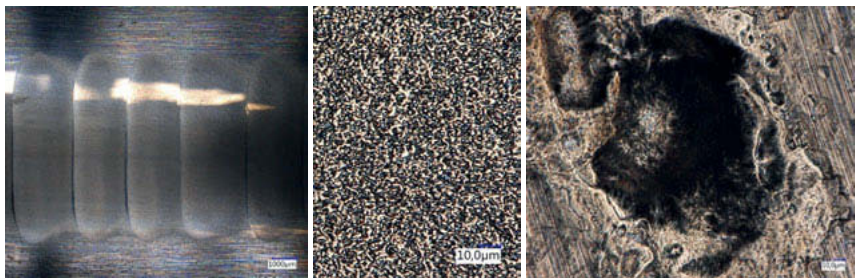


Bild 2-3: Riffelbildung auf Grund von Elektroerosion an einem isoliert aufgebauten lüfterseitigen Lager mit klarer Abgrenzung der Riffel, 690 kW-Motor (links)

Bild 2-4: Lichtmikroskopische Detailaufnahme, Laufbahnzustand isoliertes, lüfterseitiges Lager nach Langzeitbetrieb > 30.000 h (mitte)

Bild 2-5: Lichtmikroskopische Detailaufnahme, einzelner besonders großer Aufschmelzkrater Laufbahn Lageraußenring (rechts)

### 3. Theorie zur Entstehung von Elektroerosionsschäden bei Großantrieben an lüfterseitig isolierten Wälzlagern

Aus durchgeführten Laborversuchen an verschiedenen Forschungseinrichtungen ist bekannt, dass die Common-Mode-Ströme kapazitiv und induktiv in das lüfterseitige isoliert aufgebaute Lager einkoppeln können. Die Übertragung im Lager zwischen Außenring über Wälzkörper hin zum Innenring kann dabei durch einen ohmschen Übergang, also galvanische leitend, durch einen Überschlag im Schmierfett oder kapazitiv geschehen. [1] [4]

Bisher geht man davon aus, dass der ohmsche Kontakt und der einhergehende Stromfluss nicht schädigend für das Lager sind, da gemäß bisheriger Theorie in diesem Fall keine Lichtbogenentladung und damit keine Aufschmelzung der Laufbahnoberfläche auftritt.

Sehr wohl sind die Schädigungseffekte bei Lichtbogenentladungen (EDM) bekannt. Hierfür müssen der Lagerinnen- zu dem Lageraußenring durch das Schmierfett zumindest zeitweilig zueinander isoliert sein. In diesem Fall kann die Spannungen über den Lagerbestandteilen soweit ansteigen, dass die isolierende Wirkung des Schmierfettes nicht mehr ausreicht und es zu einem Durchschlag durch das Schmierfett kommt. Bei ausgedehnten Labor-Lagerschädigungsversuchen mit Motoren meist kleiner Achshöhen und Leistungen konnte die zeitweilige isolierende Wirkung des Lagerschmierstoffen festgestellt werden und es konnten Lagerschäden durch Lichtbogenentladungen durch das Schmierfett reproduziert werden. [1] [2]

Durch Messungen in der Praxis an Großantrieben größer 500 kW wurden in Rahmen dieser Studie folgenden Effekte beobachtet: Es wurden massive elektroerosive Lagerschädigungen an isolierten, lüfterseitigen Lagern festgestellt, obwohl die Lagerbestandteile langfristig großteils ohmschen Kontakt im Betrieb hatten. Es konnten über dem isolierten, lüfterseitigen Wälzlager nur in sehr geringen Anzahlen signifikante EDM-Durchschläge festgestellt werden. Deutlich dominierender erscheinen ohmsche Kontakte im lüfterseitigen Wälzlager mit deutlich größeren Rotor-Erd-Strom-Amplituden. Eine Schädigung nur durch eine Vielzahl an Lichtbogenentladungen (EDM-Entladungen) über das Schmierfett erscheint daher an den beobachteten Großantrieben fraglich.

Das nachfolgende Bild 3-1 zeigt die gemessenen Signalverläufe an einem 1150 kW 690V-Antrieb mit einem isolierten Lagereinsatz am lüfterseitigen Lager. Aus Bild 3-1 und Bild 3-2 ist zu erkennen, dass die Lagerspannung  $U_{L\text{NDE}}$  unter Feldbedingungen sehr hochfrequent und deutlich peakförmiger als bei Labormessungen ist. Der typisch treppenförmige Verlauf wie er bei [2] und [5] gemessen wurde, ist bestenfalls noch zu erahnen.

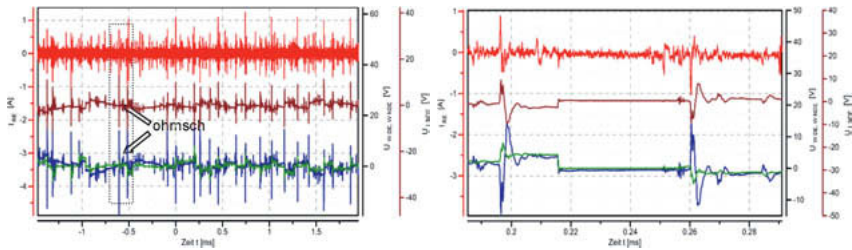


Bild 3-1: Messung Lagerspannung und Rotor-Erd-Strom an 1150 kW-Motor, 690 V, isolierter lüfterseitiger Lagereinsatz; rot: Rotor-Erd-Strom  $I_{RE}$ ; braun: Lagerspannung  $U_{LNDE}$  zwischen Innen- und Außenring lüfterseitig; blau: Wellenspannung  $U_{WNDE}$  lüfterseitig zu Motorfuß; grün: Wellenspannung  $U_{WNDE}$  wellenseitig zu Motorfuß, 750 U/min, (links)

Bild 3-2: Detailansicht Messung Lagerspannung und Rotor-Erd-Strom an 1150 kW-Motor, gemäß Bild 3-1, (rechts)

Der Common-Mode-Spannungs-Verlauf kann sich im Lager offenbar nicht aufbauen. Der gemessene Spannungsverlauf ist charakterisiert von Signalfolgen, welche steil den Nullpunkt durchlaufen, was nicht der Erwartung an einem EDM-Durchschlag mit dem Einbruch auf 0 V entspricht. Der über der Motorwelle gemessene Rotor-Erd-Strom  $I_{RE}$  bildet zudem weitestgehend den Lagerspannungsverlauf nach, was ein deutliches Zeichen für ohmschen Kontakt ist. Der Rotor-Erd-Strom beinhaltet auch die Stromflüsse über das wellenseitige Lager. Bei 0,216 ms ist ein abrupter Lagerspannungseinbruch auf 0 V vorhanden. Dieser ähnelt einen EDM-Durchschlag. Aufgrund der Periodizität und fehlender Nachschwingungen dieses Einbruches im Messsignal kann dieser der zeitlichen Änderung der Common-Mode-Spannung zugeordnet werden. Im gesamten Messsignal konnte nur ein einziger EDM-Durchlag (Bild 3-3) neben tausenden ohmschen Übergängen gefunden werden. Die Spannung stand 15  $\mu$ s über dem isolierenden Schmierfilm an, bis sie bei 5,9 V durchgeschlagen ist. Deutlich ist neben dem abrupten Einbruch der Lagerspannung auf 0 V das hochfrequente Nachschwingung zu erkennen. In Anbetracht dieser Feldmessungen erscheint der Schadenshergang zur Entstehung dieser Elektroerosionsschäden am isolierten lüfterseitigen Lager bei Großantrieben daher wie folgt:

Die obig beschriebenen bisherigen Erkenntnisse aus Laborversuchen zu Überschlagen durch das Schmierfett (sogenannte EDM-Ströme) bilden eine Art für Schädigungen ab. Zusätzlich könnte das Lager auch elektroerosiv durch hochfrequenten ohmschen Stromdurchgang

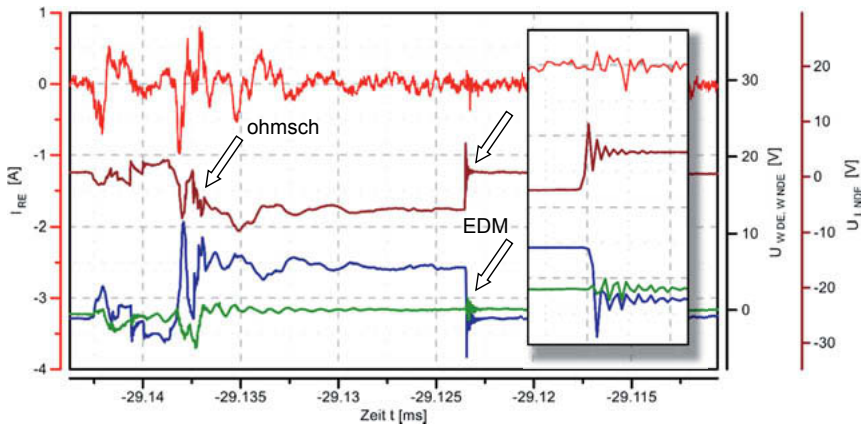


Bild 3-3: Detailansicht EDM-Durchschlag, Messung Lagerspannung und Rotor-Erd-Strom an 1150 kW-Motor, gemäß Bild 3-1

geschädigt werden. Durch die ständigen Relativbewegungen der Lagerbestandteile zueinander müssen sich immer neue Kontaktpunkte ergeben, über die der ohmsche Lagerstrom durch die Lagerbestandteile fließen kann. Durch die Weiterbewegung der Bestandteile könnte es zu Abrissfunken kommen, welche ebenfalls elektroerosiv auf die Lagerlaufbahnen und Wälzkörper wirken und vergleichbare Lagerschäden erzeugen. Die trotz ohmschen Durchgangs gemessenen hohen Lagerspannungen größer 15 V und die hohen Lagerströme könnten ausreichend Energie zur Lagerschädigung aufbringen. Er erscheint als lassen sich Parallelen zur Kontakttrennung zwischen Bürste und Kommutator an Gleichstrommaschinen herstellen. Gemäß [6] kann es hier zu Abhebebögen kommen, welche in Bezug auf vorgefundene Stromstärken und Minimalspannungen vergleichbar im Lager auftreten könnten. Zudem zeigt sich, dass ein isolierter Lagereinsatz oder eine keramische Lager-Beschichtung eine wirkungsvolle galvanische Isolation für niederfrequente Störströme darstellen, jedoch hochfrequente Störströme kapazitiv diese sehr gut überwinden können und das Wälzlager schädigen können.

#### 4. Einflussfaktoren auf die Ausprägung von Lagerströmen an isolierten Wälzlagern.

Wie bereits im Kapitel 1 darstellt, ist die Common-Mode-Spannung und der dadurch getriebene hochfrequente Common-Mode-Strom die Primäursache für die beschriebenen Lagerschäden. Eine Reduktion des Common-Mode-Stromes ist daher uneingeschränkt vorteilhaft. Nachfolgend werden im Rahmen der Feldstudie identifizierte Einflussfaktoren dargestellt.



#### 4.1. Einflüsse der elektrischen Einspeisung

Welchen systemischen Einfluss bereitet die Auswahl der Einspeisung der Wechselrichter hat, zeigt sich im Vergleich von geregelter zur ungeregelten Einspeisung (Bild 4.1-1 und Bild 4.1-1: Ungeregelte Zwischenkreiseinspeisung, 690 V IT-Netz,  $U_{IC} = 919$  V (links)

Bild 4.1-2). Die Messungen wurden unter gleichen Netzverhältnissen in derselben Anlage ausgeführt.

Die untersuchte ungeregelte Diodenbrückeneinspeisung zeichnet sich durch deutlich geringere Schwankungen der Zwischenkreispol-Spannungen ( $U_{IC+}$ ,  $U_{IC-}$ ) gegen Erde aus. Es zeigen sich auch deutlich geringere Peak-Spannungen auf der Zwischenkreisgleichspannung ( $U_{IC}$ ) kleiner  $50 V_{pp}$ , welche bei der geregelten Einspeisung größer  $100 V_{pp}$  betragen. Vergleicht man die nachgelagert in der Motor-Umrichter-Masche fließenden Common-Mode-Ströme ( $I_{CM}$ ), fallen signifikante Unterschiede in der Signalform auf. Bei der geregelten Einspeisung sind die einzelnen Common-Mode-Strom-Peaks deutlich höher und mit verrundeten Signalverläufen verbunden. Bei der ungeregelten Einspeisung hingegen fehlen diese Verrundungen und die Amplituden sind etwa halb so groß.

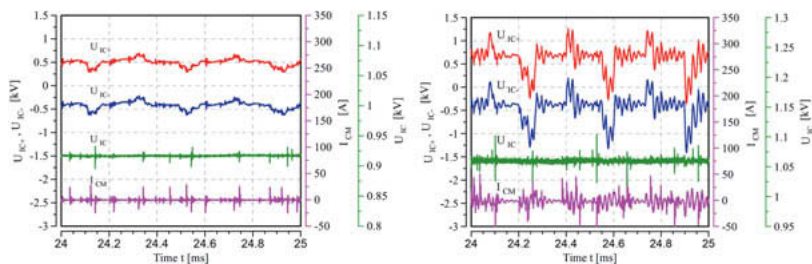


Bild 4.1-1: Ungeregelte Zwischenkreiseinspeisung, 690 V IT-Netz,  $U_{IC} = 919$  V (links)

Bild 4.1-2: Geregelte Zwischenkreiseinspeisung, 690 V IT-Netz,  $U_{IC} = 1064$  V (rechts)

#### 4.2. Einflüsse über gemeinsamen Gleichspannungszwischenkreis

In der Prozessindustrie ist es in vielen Anwendungsfällen üblich, einen gemeinsamen Gleichspannungszwischenkreis für mehrere Wechselrichtermodule zu verwenden. Im Rahmen der Messungen konnte nachgewiesen werden, dass sich die einzelnen Common-Mode-Strom-Peaks, welche im zugeordneten Wechselrichter durch IGBT-Schaltvorgänge entstehen, über den Zwischenkreis auf die weiteren Motoren übertragen. Die Peaks werden dabei so deutlich übertragen, dass diese Schädigungspotenzial für das Lager besitzen. In den überlagerten Darstellungen (Bild 4.2-1 und Bild 4.2-2) ist das zeitsynchrone Auftreten der Peaks auf allen

gemessenen Antriebsträngen nachweisbar. Die Übertragung erfolgt durch Belastung / Entlastung der Zwischenkreisspannungsquelle (Einspeisung) zu den Schaltvorgängen der einzelnen IGBT's, was die Spannungs-Peaks auf dieser Quelle und zu Peaks auf der Common-Mode-Spannung führt. Durch die Übertragung auf weitere Antriebsstränge wird die Anzahl an Common-Mode-Strom-Peaks, welche im Motor umgeladen werden und anteilig über das Lager fließen, deutlich erhöht.

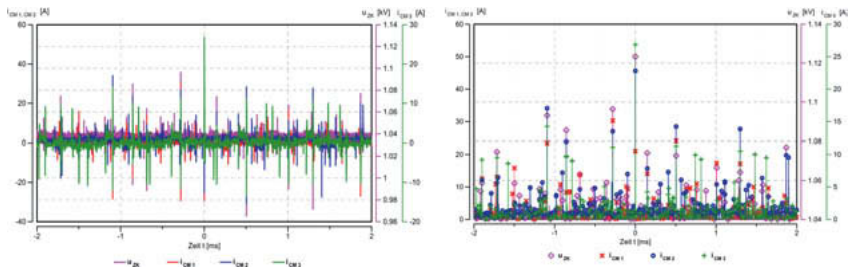


Bild 4.2-1: Übertragung von Common-Mode-Strom-Peaks über einen gemeinsamen Gleichspannungszwischenkreis, zeitlicher Verlauf mit überlagerter Darstellung von Zwischenkreisspannung ( $u_{ZK}$ ), Common-Mode-Ströme an drei Wechselrichterabgängen ( $i_{CM1}$ ,  $i_{CM2}$ ,  $i_{CM3}$ ), 690 V IT-Netz (links)

Bild 4.2-2: Detailansicht Übertragung von Common-Mode-Strom-Peaks über einen gemeinsamen Gleichspannungszwischenkreis, gemäß Bild 4.2-1 (rechts)

### 4.3. Einflüsse durch dynamische Antriebsfahrweise

In der Praxis lässt sich beobachten, dass gerade Antriebe, welche dynamisch Prozesse begleiten wie Pressen, Wickel- und Kranantriebe aus vielerlei Gründen mit vorfristigen Lagerschädigungen auffallen. An einem 90 kW Mehrmotorenantrieb, welcher eine Walze treibt, wurden nacheinander verschiedenen Drehzahlen angefahren und die Common-Mode-Strom Messung untersucht. Die Bild 4.3-1 zeigt die Überlagerung dieser Messung bei verschiedenen Drehzahlen vom  $10 \text{ min}^{-1}$  bis zu  $900 \text{ min}^{-1}$ . Deutlich erhöhte und vielfach häufiger auftretende Common-Mode-Strom-Peaks wurden dabei bei sehr kleinen Drehzahlen gemessen. Im Bereich von  $100 \text{ min}^{-1}$  bis  $900 \text{ min}^{-1}$  sind die Unterschiede gering und es zeichnet sich ein stabiles hohes gemeinsames Peak-Level um  $25 A_p$  ab. Erklären lässt sich der Peak-Level durch die treppenförmige Common-Mode-Spannung. Die Spannungsdifferenz der Treppen ist dabei wiederholend gleich groß und so wird auch ein wiederholend gleich großer Common-Mode-Strom getrieben. Die Anzahl der besonders hohen über das mittlere Peak-Level hinausgehenden Peaks ist dabei bei der Messung mit  $10 \text{ min}^{-1}$  besonders hoch.

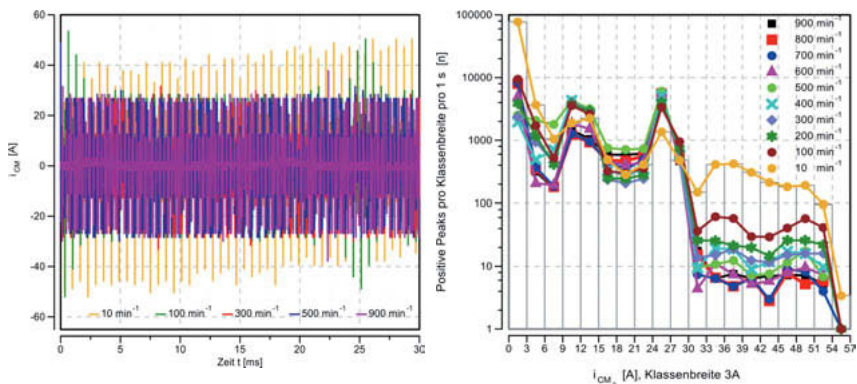


Bild 4.3-1: Drehzahlabhängigkeit des Common-Mode-Stroms aufgrund der Frequenzumrichter-Modulation. 90 kW Antrieb, 400 V, unregelte Einspeisung, geringe Störgrößeneinwirkung (links)

Bild 4.3-2: Histogrammauswertung, Auszählung der Common-Mode-Strom-Peak-Häufigkeiten und Stromstärken für verschiedene Drehzahlen, Klassenbreite 3 A, 90 kW Antrieb, 400 V, unregelte Einspeisung, geringe Störgrößeneinwirkung (rechts)

Die Histogramm-Klassifizierung im Bild 4.3-2 zeigt die Auszählung der gemessenen Common-Mode-Strom-Peaks. Es wurden dabei die positiven Peaks so ausgezählt, dass Nachschwingungen, welche ebenfalls Maxima aufweisen, ausgeblendet wurden. Die Anzahl an hohen Common-Mode-Peaks liegt dabei für 10  $\text{min}^{-1}$  ca. 20-fach über dem Vergleichswert bei Drehzahlen von 700 - 900  $\text{min}^{-1}$ . Ursächlich hierfür ist das technisch notwendige Modulationsverfahren des Frequenzumrichters bei kleinen Drehzahlen mit der häufigeren Schaltung von sogenannten Nullzeigern.

#### 4.4. Vergleich Systemverhalten mit geringem und starken Störgrößeneinfluss

Die vorhergehend vorgestellten Einflussgrößen überlagern sich im Feld zu einer komplexen Störung des Antriebsstranges. Bezogen auf das erosive Lagerschädigungsverhalten, wird nachfolgend der Störgrößeneinfluss auf die Signalform deutlich gemacht, welcher in der Grundstoffindustrie auf den Antriebsstrang einwirkt.

Das Bild 4.4-1 zeigt dabei einen fast idealen treppenförmigen Verlauf der Common-Mode-Spannung und des resultierenden Stromes ( $i_{CM}$ ). Diese Feldmessung wurde an einem 90 kW, 400 V Mehrmotorenantriebsstrang aufgenommen, wobei alle weiteren Motoren des Werkes

abgestellt waren, sodass fast keine externen Störeinflüsse vorhanden waren. Deutlich zeigt sich wie bei Potenzialänderung der Common-Mode-Spannung sich die Kapazitäten im Motor und Motorkabel umladen. Der dadurch fließende Umladestrom stellt den Common-Mode-Strom ( $i_{CM}$ ) dar.

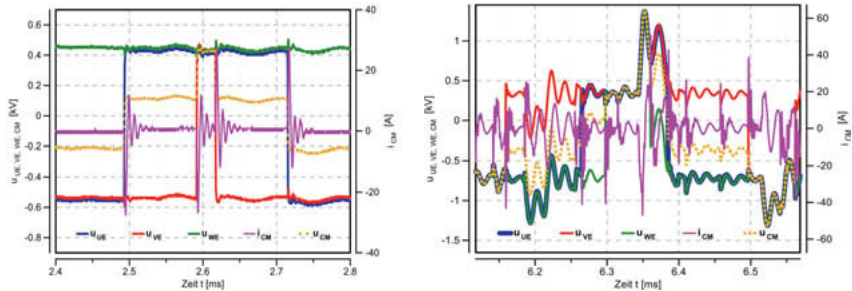


Bild 4.4-1: Treppenförmige Common-Mode-Spannung, 90 kW Antrieb, 400 V, unregelte Diodeneinspeisung, geringe Störgrößeneinwirkung (links)

Bild 4.4-2: Verzerrte Common-Mode-Spannung, 335 kW Antrieb, 690 V, geregelte Einspeisung, hohe Störgrößeneinwirkung (rechts)

Im Vergleich dazu zeigt das Bild 4.4-2 einen Antriebsstrang unter maximaler Störgrößeneinposition mit starken Oberwellen auf der Netzspannung, einer geregelten Einspeisung, 690 V IT-Netz, dynamischen Betriebsverhalten und weiteren Antriebssträngen am gleichen Zwischenkreis. Sowohl die Common-Mode-Spannung ( $u_{CM}$ ) als auch der resultierende Strom ( $i_{CM}$ ) sind deutlich verzerrt, peakreicher und hochfrequenter. Die Phasenspannungen gegen Erde ( $u_{UE}$ ,  $u_{VE}$ ,  $u_{WE}$ ) sind prinzipbedingt ebenfalls in selber Wellenlage verzerrt, da die Zwischenkreis-Spannung und deren Verzerrung die gemeinsame Quelle bildet.

## 5. Reduktion der schädigenden Common-Mode-Ströme durch nanokristalline Ringbandkerne.

Lagerströme erfolgreich zu reduzieren, kann auf verschiedenen Wegen erfolgen. Nachfolgend soll eine in der Praxis noch eher selten angewendete Vorgehensweise untersucht werden. Der Einsatz von nanokristallinen Ringbandkernen im Motorabgangsfeld ist eine Variante, welche sich auch zur Nachrüstung an betroffenen Bestandsanlagen eignet. Die Ringbandkerne wirken dabei als Gleichtaktrossel und dämpfen den Common-Mode-Stromfluss. Die Ringbandkerne

werden dabei um die Motorphasen ohne Potenzialausgleichsleiter und Motorkabelschirm angebracht. In dem Bild 5-1 ist der Einbau in einen bestehenden Umrichter dargestellt. Es wurden 3 Kerne übereinander verbaut.

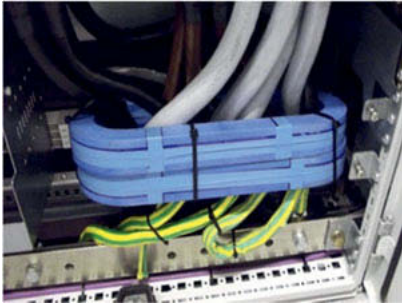


Bild 5-1: Einbau nanokristalliner Ringbandkerne im Ausgangsfeld eines großen Frequenzumrichters (links)

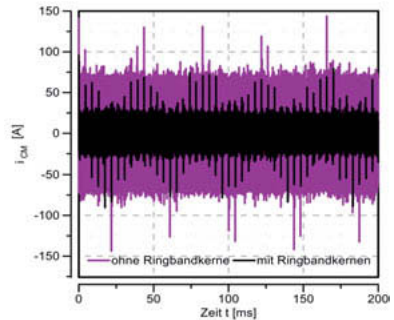


Bild 5-2: Vergleich Common-Mode-Strom  $i_{CM}$  mit (schwarz) und ohne (violett) nanokristallinen Ringbandkernen, 690 V IT-Netz, 690 kW-Mehrmotorenantrieb (rechts)

Am Beispiel eines 690 kW-Antriebsstrangs gemäß Bild 5-2 kann die Wirkung nachvollzogen werden. Alle Messreihen wurden dabei einmal mit deaktivierten (kurzgeschlossenen) Ringbandkernen und einmal mit aktiven Ringbandkernen hintereinander aufgenommen. Ohne nanokristalline Ringbandkerne lag dabei der maximale Peak-Common-Mode-Strom ( $i_{CM}$ ) bei 145,2 A mit Aktivierung der Ringbandkerne sank der Wert stark auf maximale 99,5 A, was einer Reduktion von 31 % entspricht. Betrachtet man das obere stationäre Peak-Level und nicht die vereinzelt Maximal-Peaks, zeigt sich eine noch deutlichere Reduktion. Ohne Kerne liegt dieses Level bei 74 A, mit aktiven Ringbandkernen bei 26 A. Dies entspricht einer Reduktion des oberen stationären Peak-Levels um 65 %. Betrachtet man den höchsten im Signal gemessenen Common-Mode-Strom-Peak in Bild 5-3, fällt neben der deutlichen Reduktion der Peak-Höhe vor allem die Dämpfung und Glättung der Signalform auf. Das sehr typische, hochfrequente mehrfache Nachschwingen eines Peaks, wird bei Verwendung von Ringbandkernen auf ein fast aperiodisches Nachschwingen begrenzt (schwarze Kurve). Kleinere Peaks werden fast vollständig gedämpft durch die Ringbandkerne.

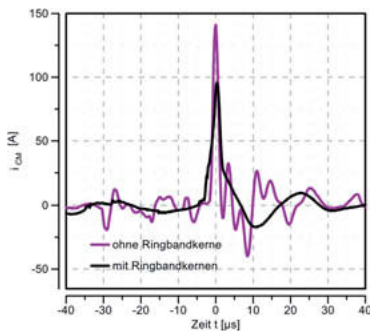


Bild 5-3: Vergleich Common-Mode-Strom-Einzelpeak ( $I_{CM}$ ) mit (schwarz) und ohne (violett) nanokristallinen Ringbandkernen, 690 kW, 690 V, Mehrmotoren-Antrieb (links)

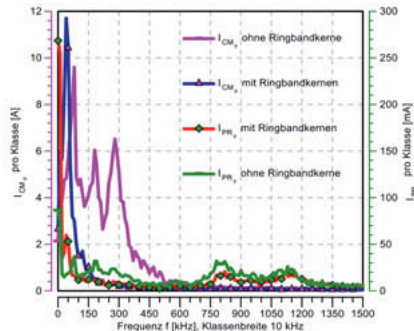


Bild 5-4: Common-Mode ( $I_{CM}$ )- und Parallelrückleiter-Strom ( $I_{PR}$ )-Einzelpeaks mit und ohne nanokristallinen Ringbandkernen, 690 kW, 690 V, Mehrmotoren-Antrieb (rechts)

Ohne Ringbandkerne zeigt die Auswertung in Bild 5-4 signifikante Frequenzen des Common-Mode-Stromes bis 550 kHz. Der Common-Mode-Strom stellt sich ausgesprochen hochfrequent dar. Die Grundfrequenzanteile unter 1 kHz sind minimal. Der Parallelrückleiterstrom ist hauptsächlich durch Grundfrequenzen unter 1 kHz und durch überlagerte Frequenzen bis 20 kHz zu charakterisieren. Bei sehr hoher Auflösung lassen sich auch im Bereich von 750 kHz bis 1200 kHz signifikante aber in der Amplitude minimale Signalanstiege beobachten. Mit Ringbandkernen ist der Common-Mode-Strom nur noch bis 150 kHz signifikant. In Summe zeigt sich durch den Einbau von nanokristallinen Ringbandkernen eine deutliche Verbesserung des Systemverhaltens. Die Common-Mode-Strom-Peaks sowie die höherfrequenten Anteile auf dem parallel zum Motorkabel verlegten Parallelrückleiter werden deutlich bedämpft. Langzeittests über 3 Jahre, auch an diesem 690 kW-Antrieb, bestätigen eine deutliche Verlängerung der Lagerlebensdauer durch den Einbau der Ringbandkerne.

## Literaturangaben

- [1] Gemeinder, Y.: Lagerimpedanz und Lagerschädigung bei Stromdurchgang in umrichter-  
gespeisten elektrischen Maschinen, Dissertation, Ingenieurwissenschaftlicher Verlag,  
Bonn 2016
- [2] Tischmacher, H.: Systemanalysen zur elektrischen Belastung von Wälzlagern bei um-  
richter-  
gespeisten Elektromotoren, Dissertation Universität Hannover 2017
- [3] Mütze, A.: Bearing currents in inverter-fed AC-motors. Zugl.: Dissertation Technische  
Universität Darmstadt, 2004. Berichte aus der Elektrotechnik. Aachen: Shaker 2004
- [4] Andreas Binder: HF-gerechte Installation von Lüftungsanlagen mit Frequenzumrichter-  
Regelung. 2005
- [5] Ponick, B.: Lagerströme in elektrischen Maschinen – Ursachen und Abhilfemaßnahmen.  
FEMAG-Anwendertreffen, Reichenhofen 2015.
- [6] Neukirchen, J.: Kohlebürsten zugleich eine Darstellung des veränderlichen Verhaltens  
der Stromwendung bei Gleichstrommaschinen, Verlag von R. Oldenbourg, München  
und Berlin 1934





# Untersuchung der Oberflächenmutationen und der Riffelbildung bei spannungsbeaufschlagten Wälzlagern

MBA, M.Sc. **D. Bechev**, M.Sc. **A. Gonda**, M.Sc. **R. Capan**,  
Prof. Dr.-Ing. **B. Sauer**, Lehrstuhl für Maschinenelemente und  
Getriebetechnik (MEGT), Technische Universität Kaiserslautern

## Kurzfassung

Oberflächenmutationen und Riffelbildung infolge parasitärer Ströme in Wälzlagern verursachen unerwünschte Maschinenausfälle. In der Literatur sind erste Hypothesen zum Mechanismus der Riffelentstehung zu finden. Jedoch sind die Vorgänge und die Wechselwirkungen zwischen der Wälzlagerlaufbahn und dem Schmierstoff in Zusammenhang mit den Strömen und des Spannungspotentials in den Lagern von drehzahlvariablen E-Motoren und Generatoren noch nicht vollständig erforscht. In diesem Beitrag werden Ergebnisse aus Dauerversuchen, unter Verwendung von Axial- und Radiallagern, an drei Prüfständen bei vergleichbaren elektrischen und mechanischen Betriebsbedingungen für verschiedene Schmierstoffzusammensetzungen präsentiert. Die Charakterisierung der Oberflächenmutationen und der Riffelbildung erfolgt mit Hilfe von Schwingungs- und Oberflächenmessungen.

## Abstract

Surface mutations and the formation of fluting as a result of the harmful passage of current in rolling bearings cause undesirable machine failures. There are hypotheses on fluting, but the mechanisms and interactions between bearing raceway and lubricant in relation to the flowing harmful current and voltage potential in the bearings of variable speed electric motors and generators are not yet fully understood. This paper presents results from long-term tests on axial bearings and radial bearings on three test rigs under comparable electrical and mechanical operating conditions and variation of lubricants. The surface mutations and the fluting depending on the lubricant are characterized by vibration measurements and surface measurements.

## 1. Einleitung

In den Bereichen der Bahn-, Fahrzeug-, Nutzfahrzeug- und Schiffstechnik sowie in vielen anderen Industriegebieten, in denen drehzahlvariable, umrichter gespeiste Elektromotoren und Generatoren eingesetzt werden, steigt die Anzahl der elektrischen Aggregate und damit die Anzahl der durch Stromdurchgang verursachten Schäden in Wälzlagern. Dieses Problem betrifft sowohl die metallischen Lagerbauteile, als auch den Schmierstoff im Lager. Zur Ansteuerung der elektrischen Antriebe werden Frequenzumrichter eingesetzt, die durch ihre

Halbleiterelemente hohe Schaltfrequenzen von über 10 kHz und eine Gleichtaktspannung (engl. common mode voltage  $u_{com}$ ) mit der Überlagerung dreier pulsweitenmodulierter Rechteckspannungsverläufe erzeugen. Bedingt durch die schnellen Schaltvorgänge der, in den Umrichtern verwendeten, Bipolartransistoren mit isoliertem Gate (IGBT) entstehen steile Spannungssprünge an den Taktflanken. Durch den schnellen Spannungswechsel ergeben sich hohe Gradienten in der Ausgangsspannung des Umrichters [1], [2], [3]. Dadurch entstehen parasitäre Spannungen und Lagerströme, die Lager- und Schmierstoffschäden verursachen. Die auftretenden Lagerströme können dabei in kapazitive Umladeströme, Entladeströme (EDM – „electrical discharge machining“), Rotor-Erd-Ströme und Zirkular-Lagerströme unterteilt werden [4], [5].

Bekannte strombedingte Schäden sind Kraterbildung auf der Lagerlaufbahn, Riffelbildung quer zur Laufbahn sowie Oxidation und Alterung des Schmierstoffes in der Kontaktzone zwischen Wälzkörper und Laufbahn. Am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik (MEGT) der TU Kaiserslautern wurden drei Prüfstände entwickelt und aufgebaut, die es ermöglichen, die elektrischen Bedingungen bei definierten Versuchsrandbedingungen im Wälzkontakt gezielt einzustellen und dadurch die Oberflächenmutationen und die Riffelbildung infolge des schädlichen Stromdurchgangs zu untersuchen [6], [7].

## 2. Zielsetzung

Im Rahmen dieses Beitrags werden die Auswirkungen von hoch- und niederohmigen Schmierstoffen unterschiedlicher Zusammensetzung auf Oberflächenmutationen der Wälzlagerlaufbahn durch auftretende EDM-Ströme untersucht. Mit Dauerversuchen und mit der Schwingungsüberwachung wird das Langzeitverhalten des Schmierstoffes und des Lagers analysiert. Um eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu ermöglichen, werden die Versuche unter konstanten Versuchsbedingungen bei alleiniger Variation des Lagerschmierfettes durchgeführt. Auf Basis der 3D-Oberflächenkenngrößen und der elektrischen Versuchsparameter (EDM-Spannungsamplitude, EDM-Stromamplitude und EDM-Anzahl) können Zusammenhänge zwischen der Schmierstoffart, der Oberflächenmutation und den elektrischen Kenngrößen analysiert werden. Ein weiteres Ziel dieses Beitrags ist das Aufstellen von ersten Hypothesen zur Erläuterung der Riffelbildung.

## 3. Verwendete Prüftechnik und Apparatur

Die drei zur Verfügung stehenden Prüfstände bestehen aus einem mechanischen und einem elektrischen Teil. Mit dieser Prüftechnik können die Auswirkungen der Einflussparameter Kraft, Drehzahl, Temperatur, Strom, Spannung, Schaltfrequenz und Drehfrequenz des Umrichters auf die sich ausbildenden Lagerströme über einen definierten Strompfad durch das Lager untersucht werden.

Der Radiallagerprüfstand (RLP), (Bild 1 a)) besteht aus einer horizontal ausgerichteten Welle mit zwei Schrägkugellagern in X-Anordnung. Dieser Prüfstand ist charakterisiert durch einen ruhigen und schwingungsarmen Lauf. Der Axiallagerprüfstand (ALP), (Bild 1 b)) besteht aus einer vertikal angeordneten Welle, mit einem Axial-Rillenkugellager als Prüflager im unteren Bereich und mit einem hybriden Rillenkugellager als Loslager im oberen Bereich. Aufgrund der Lageranordnung, des Riementriebs sowie durch das elastische Gehäuse und der gezielten ungenauen mechanischen Fertigung, ist dieser Prüfstand durch einen ungenaueren Lauf und erhöhtes Schwingungsverhalten charakterisiert. Das Gerät zur erweiterten Schmierstoffanalyse (GESA), (Bild 1 c)) wurde zur Charakterisierung der elektrischen Schmierstoffeigenschaften am realen Wälzlager entwickelt. Dabei ist die stabile Schmierfilmbildung eine wichtige Voraussetzung. Charakteristisch für den Aufbau ist ein ruhiger und schwingungsarmer Lauf.

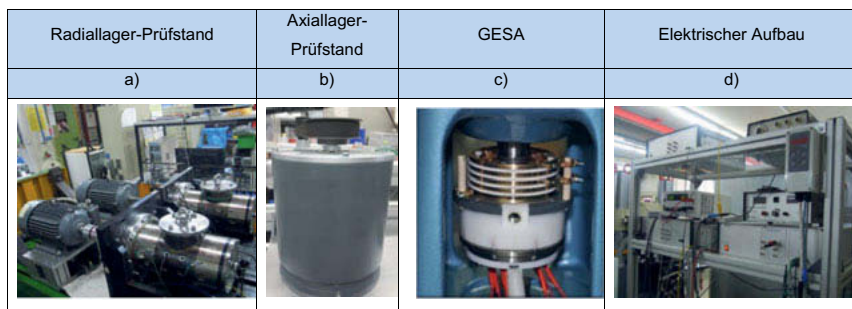


Bild 1: Radiallager-Prüfstand (RLP) (a), Axiallager-Prüfstand (ALP) (b), Gerät zur erweiterten Schmierstoffanalyse (GESA) (c), Elektrischer Aufbau (d)

#### 4. Untersuchte Schmierstoffe

Zur Untersuchung der Auswirkungen von hoch- und niederohmigen Schmierstoffen auf die Oberflächenmutationen bei spannungsbeaufschlagten Wälzlagern, wurden zwölf Schmierfette mit unterschiedlichen Grundölen und Verdickern sowie ein Öl untersucht. Die grundlegenden Schmierstoffdaten können der Tabelle 1 entnommen werden.

Zur besseren Vergleichbarkeit der verwendeten Schmierstoffe wurden ihre elektrischen Schmierstoffeigenschaften spezifische Leitfähigkeit, relative Permittivität und dielektrischer Verlustfaktor mit Hilfe eines Zylinderkondensators (EPSILON+) bestimmt. Die Ergebnisse sind in Bild 2 dargestellt. Zu erkennen ist, dass das Öl O1 gut isoliert und das Fett F1 gut leitet. Wegen der hohen elektrischen Leitfähigkeit kann die relative Permittivität vom Fett F1 nicht bestimmt werden.

Tabelle 1: Verwendete Schmierstoffe im Rahmen dieser Untersuchungen

Fett	Grundölviskosität [mm²/s] bei 40°C	Grundölviskosität [mm²/s] bei 100°C	Grundöl	Verdicker
F1	15	4	unbekannt	unbekannt
F2	55	9	PAO/Ester	Polyharnstoff
F3	72	9,5	Esteröl	Polyharnstoff
F4	82	12,5	synth. K.wasserstoff/ Mineralöl	Lithium spezialseife
F5	90	9	PAO/Ester	Polyharnstoff
F6	100	14,5	synth. Kohlenwasserstoff	Lithiumseife
F7	110	12	Mineralöl (Multi 3)	Lithiumseife
F8	130	20	PFPE, Esteröl	PTFE, Polyharnstoff
F9	165	18	Mineralöl, synth. K.wasserstoff	Polyharnstoff
F10	190	34	PFPE	PTFE
F11	220	19	Mineralöl	Bariumkomplexseife
F12	420	40	PFPE	PTFE
Öl	Grundölviskosität [mm²/s] bei 40°C	Grundölviskosität [mm²/s] bei 100°C	Grundöl	Anmerkung
O1	95	10,7	Mineralöl	FVA 3 Referenzöl

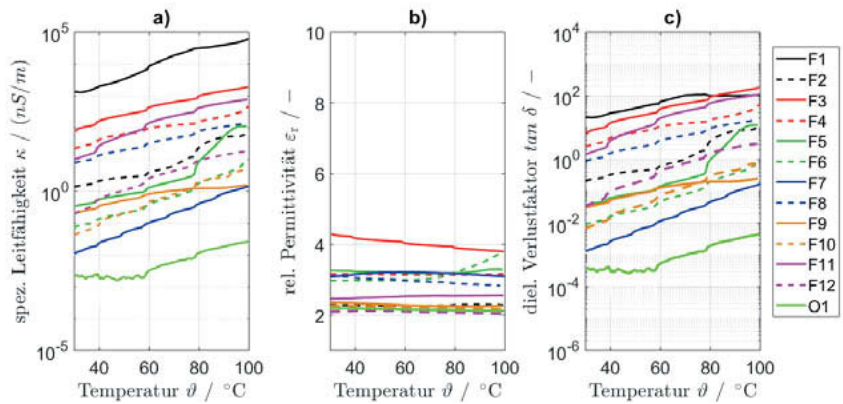


Bild 2: Elektrische Schmierstoffeigenschaften der Schmierstoffe gemessen im Zylinderkondensator EPSILON+, a) spezifische Leitfähigkeit bei 20 Hz, b) relative Permittivität bei 100 kHz, c) dielektrischer Verlustfaktor bei 50 Hz, bei Temperatur von 30 °C bis 100 °C und Druck von 1 bar.

5. Versuchsbedingungen und Prüfstandsversuche

In Tabelle 2 sind die Versuchsbedingungen der durchgeführten Dauerversuche dargestellt. Es wurden Dauerversuche zur Untersuchung der Oberflächenmutationen und Riffelbildung infolge des schädlichen Stromdurchgangs durchgeführt. Bei den Versuchen am ALP wurden Axialrillenkugellager des Typs 51208 mit drei Wälzkörpern verwendet. Dadurch wurde das

Schwingungs- und Vibrationsverhalten des Prüfstandes beeinflusst. Die Versuchsmatrix der durchgeführten Versuche ist in Tabelle 3 dargestellt.

Tabelle 2: Versuchsbedingungen bei den Dauerversuchen

	Dauerversuch RLP	Dauerversuch ALP	Dauerversuch am GESA
Drehzahl $n$ /min <sup>-1</sup>	1000	1000	1000
Temperatur $T$ / °C	Beharrungstemperatur ca. 40 °C	Beharrungstemperatur ca. 35 °C	Beharrungstemperatur ca. 40 °C
Last pro Wälzkörper $F_a$ /N	10	6,67	6,67
Versuchsdauer $t$ /h	120	bis zur Riffelbildung	300
Angelegte Spannung $U_b$ /V	60	60	60
Fiktive Drehfrequenz $f_{rot}$ /Hz	25	25	25
Schaltfrequenz $f_s$ /kHz	16	16	16
Lagertyp	7305	51208	51208

Tabelle 3: Versuchsmatrix der durchgeführten Dauerversuche am Radiallagerprüfstand (RLP), Axiallagerprüfstand (ALP) und am Gerät zur erweiterten Schmierstoffanalyse (GESA)

	Versuche mit elektrischer Wälzlagerbelastung													Referenz	
	angelegte Lagerspannung 60 V, Schaltfrequenz 16 kHz													0 V	
	F1	F2	F3	F4	F5	F6	F7	F8	F9	F10	F11	F12	O1	F7	O1
RLP	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	x	x	x
Riffel	0	1	0	1	0	1	1	1	1	0	1	1	x	x	x
Dauer / h	120	120	120	120	120	120	120	120	120	120	120	120	x	x	x
ALP	+	x	+	x	+	x	+	x	x	+	x	x	+	+	+
Riffel	1	x	1	x	1	x	1	x	x	1	x	x	1	0	0
Dauer / h	72	x	49	x	25	x	24	x	x	96	x	x	80	200	200
GESA	x	x	x	x	x	x	+	x	x	x	x	x	x	x	x
Riffel	x	x	x	x	x	x	0	x	x	x	x	x	x	x	x
Dauer / h	x	x	x	x	x	x	300	x	x	x	x	x	x	x	x

+: Versuch wurde durchgeführt, x: Versuch wurde nicht durchgeführt, 0: keine Riffelbildung, 1: Riffelbildung vorhanden

## 6. Auswertung der Prüfstandsversuche

Die Auswertung der durchgeführten Dauerversuche erfolgt über eine am MEGT in Labview® selbstprogrammierte Software. Diese wurde im Rahmen des FVA-Forschungsprojekts FVA 650/I „Untersuchung des Schädigungsmechanismus und der zulässigen Lagerstrombelastung

von (isolierten) Wälzlager in E-Motoren und Generatoren verursacht durch parasitäre hochfrequente Lagerströme“ erstellt [6], [7]. Zur Auswertung der Messungen wurden Lagerspannungs- und Lagerstromwerte aufgezeichnet. Die Auswertungsmethode ist in Bild 3 grafisch dargestellt. Bei der Auswertung werden folgende Parameter bestimmt:

- Durchschnittliche EDM-Anzahl  $\bar{N}$
- Durchschnittliche EDM-Lagerspannungsamplitude  $\bar{U}_L$
- Durchschnittliche EDM-Lagerstromamplitude  $\bar{i}_L$

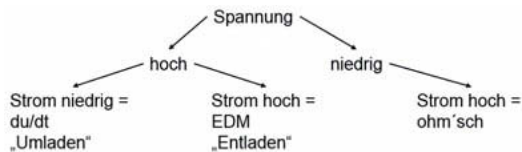


Bild 3: Auswertemethode für die Erkennung von Lagerströmen bei Dauerversuchen [6], [7]

In einem Abstand von 15 Minuten wurde bei den Dauerversuchen ein Messblock (beinhaltet 3 Messungen) aufgezeichnet. Für die Auswertung wurden die Spannungs- und Stromergebnisse sortiert und statistisch verarbeitet. Es wurde für jeden Betriebspunkt die EDM-Anzahl  $\bar{N}$ , die mittlere EDM-Lagerspannungsamplitude  $\bar{U}_L$  und die mittlere EDM-Lagerstromamplitude  $\bar{i}_L$  ermittelt.

Die Oberflächen der untersuchten Wälzlager wurden an einem 3D-Konfokalmikroskop NanoFocus-  $\mu$ Surf optisch vermessen. Mit diesem Messgerät können Analysen der 3D-Struktur, Schichtdicken- und Geometriemessungen durchgeführt werden [8].

## 7. Ergebnisse der Dauerversuche am Radiallagerprüfstand

In [9] wurden die Ergebnisse aus zehn Dauerversuchen präsentiert. Bild 4 zeigt, dass sich bei einigen Wälzlager sichtbare Riffel gebildet haben. Auf anderen Oberflächen ist keine eindeutige Riffelbildung nach 120 h zu erkennen. Aus diesem Grund wurden die drei Schmierfette, mit denen es keine eingetragene Riffelbildung gab, als Schmierfette identifiziert, die zur Vermeidung der Riffelbildung verwendet werden können. Um die Hypothese weiter zu untersuchen, dass einige niederohmige, aber auch hochohmige Schmierfette zur Vermeidung der Riffelbildung verwendet werden können, wurde der Axiallagerprüfstand (ALP) entwickelt. An diesem Prüfstand kann die Riffelbildung gezielt untersucht werden. Zusätzlich wurden die Fette F1 (niederohmig) und F7 (hochohmig) untersucht. Diese Fette haben unter den untersuchten Schmierstoffen jeweils die höchste und die niedrigste spezifische Leitfähigkeit (vgl. Bild 2 a)).

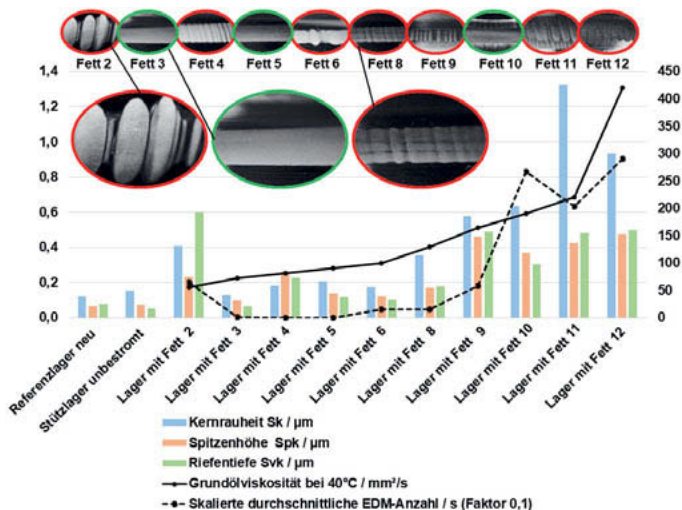


Bild 4: Ergebnisse der Dauerversuche am Radiallagerprüfstand mit Lagertyp 7305, präsentiert in [9]

## 8. Ergebnisse der Dauerversuche am Axiallagerprüfstand und am GESA

Die Dauerversuche liefen am Axiallagerprüfstand bis anhand des Vibrations- und Schwingungsverhaltens ein eindeutiges Riffelbild in der Laufbahn des verwendeten Lagers erkennbar war. Die Lager, die mit den Fetten F1, F3, F5, F7, F10 und O1 am ALP untersucht wurden, wurden aufgrund von Riffelbildung vorzeitig beendet. Daher kann durch die Verwendung von niederohmigen Schmierstoffen die Riffelbildung zwar hinausgezögert, das Schadensbild jedoch nicht komplett vermieden werden. Mit Hilfe der Schwingungsmessung kann der Beginn und die Ausbreitung des Riffelbildungsprozesses während der Dauerversuche beobachtet werden. Die entstandenen Oberflächenmutationen in der Wälzlagerlaufbahn können mit Abbot-Kurven charakterisiert werden. In Bild 5 sind die Abbot-Kurven von neuen, teilweise durch Krater, teilweise durch Riffeln beschädigte, Laufbahnoberflächen zu sehen. Versuche am GESA konnten bei Laufzeiten von 300 h keine Riffel verursachen. Der ruhige und schwingungsarme Lauf führt vermutlich zu einer verzögerten Riffelentstehung. Daher wurde auf weitere Untersuchungen zur Riffelbildung und Oberflächenmutation am GESA verzichtet.

## 9. Erkennung der Riffelbildung

Am Beispiel eines Dauerversuches am Radiallagerprüfstand mit dem Fett F7 wird die Entstehung von Riffeln mit Hilfe der Ordnungsanalyse erläutert (Bild 6). Als Grundordnung

wurde die Drehfrequenz ( $1000 \text{ min}^{-1}$  bzw. ca. 16 Hz) der Prüfzelle verwendet. Die ersten ca. 40 Stunden läuft der Prüfstand ohne signifikante Veränderung des Schwingungsverhaltens.

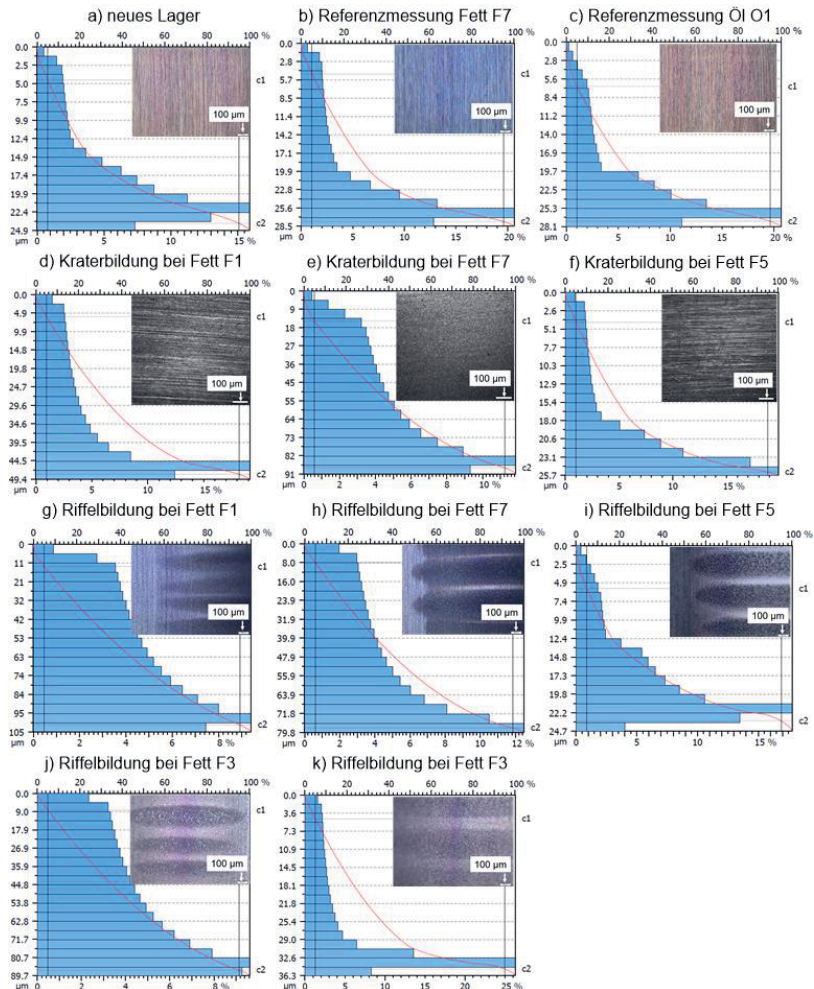


Bild 5: Ergebnisse der Oberflächenuntersuchungen nach den Dauerversuchen am Axiallagerprüfstand. Abbot-Kurven und mikroskopische Aufnahmen von einer neuen Wälzlageroberfläche a), aus den Referenzversuchen mit Fett F7 und mit Öl O1 ohne angelegte Spannung b) und c), Kraterbildung und Vorphase der Riffelbildung bei Fett F1 d), F7 e) und F5 f), Riffelbildung bei Fett F1 g), F7 h), F5 i), F3 j), F3 k). Wegen der Position und Größe der Riffelbildung beim Versuch mit Öl O1 konnte keine Oberflächenmessung durchgeführt werden.



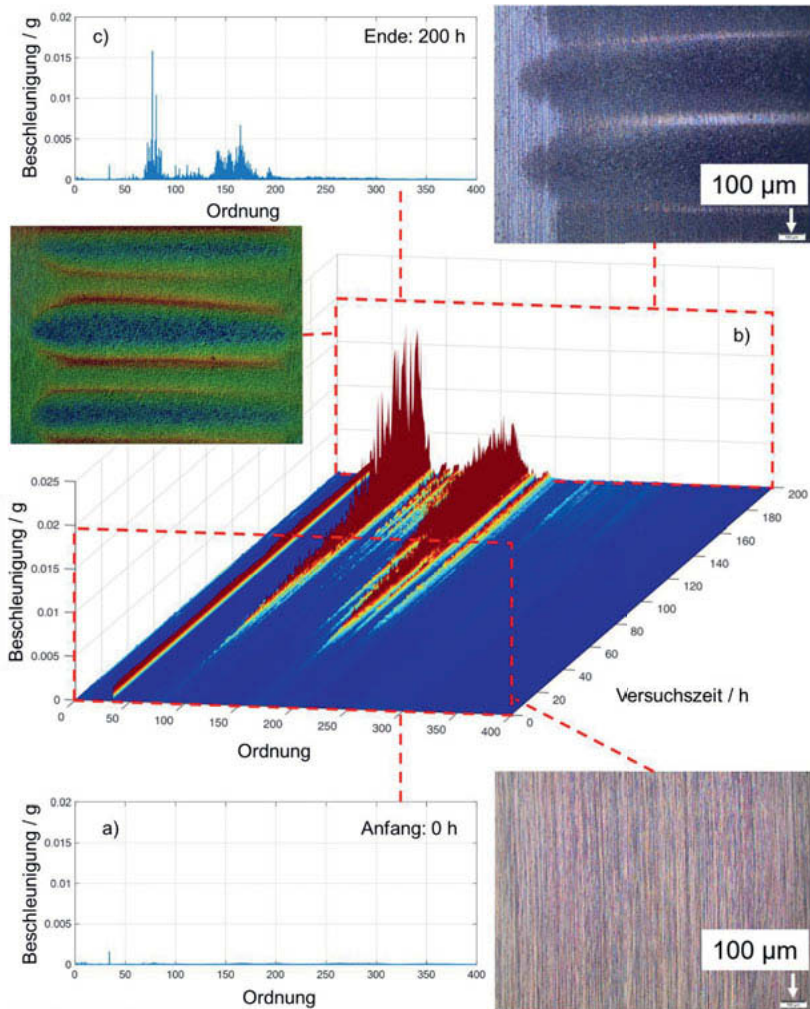


Bild 6: Riffelbildung am Radiallagerprüfstand, a) Schnitt im Ordnungsspektrum zu Beginn des Versuches, b) Ordnungsspektrums-Diagramm, c) Schnitt im Ordnungsspektrum am Versuchsende

Infolge der EDM-Durchschläge wird die Oberfläche der Wälzlagerlaufbahn aufgeraut und vorgeschädigt, wodurch das Schwingverhalten des Systems beeinflusst wird. Dies kann an Veränderungen im Ordnungsspektrum beobachtet werden. Die Riffelbildung in der Lagerlaufbahn hat eine besondere Schwingungscharakteristik, die im Spektrums-Diagramm

abgebildet wird [10-16]. Das Spektrum weist eine Reihe von Peaks auf, die üblicherweise durch die BPFO-Frequenz ("Ball Pass Frequency of Outer ring") oder BPFI-Frequenz ("Ball Pass Frequency of Inner ring") getrennt sind, und die bei hohen Frequenzen ansteigen. Häufig sind diese Frequenzen zwischen ca. 1600 Hz und 3000 Hz (bzw. im betrachteten Fall zwischen der 100. und 180. Ordnung) zu finden. Diese Abweichung ist auf die ungleichmäßige Verteilung der Riffeln in der Laufbahn zurückzuführen.

In dem Bereich zwischen der 100. und 200. Ordnung sind die Beschleunigungs-Peaks erhöht und steigen im Laufe des Versuchs weiter an. Die Werte stimmen sehr gut mit den Literaturwerten aus [10-16] überein. Nach Ausbau des Lagers sind Riffeln in der Laufbahn zu erkennen.

Ein ähnliches Schwingungsverhalten ist am Axiallagerprüfstand zu sehen. In Bild 7 ist ein Vergleich des Schwingungsverhaltens der beiden Prüfstände bei der Riffelbildung dargestellt. Am Axiallagerprüfstand ist die besondere Schwingungscharakteristik bei der Riffelbildung um den Bereich der 300. Ordnung zu finden. Im Gegensatz zum Radiallagerprüfstand zeichnet sie sich bereits nach einer sehr kurzen Betriebszeit von ca. 10 Stunden ab. Aus diesem Grund war es möglich am Axiallagerprüfstand die Riffelbildung bei hochohmigen und niederohmigen Schmierstoffen zu untersuchen.

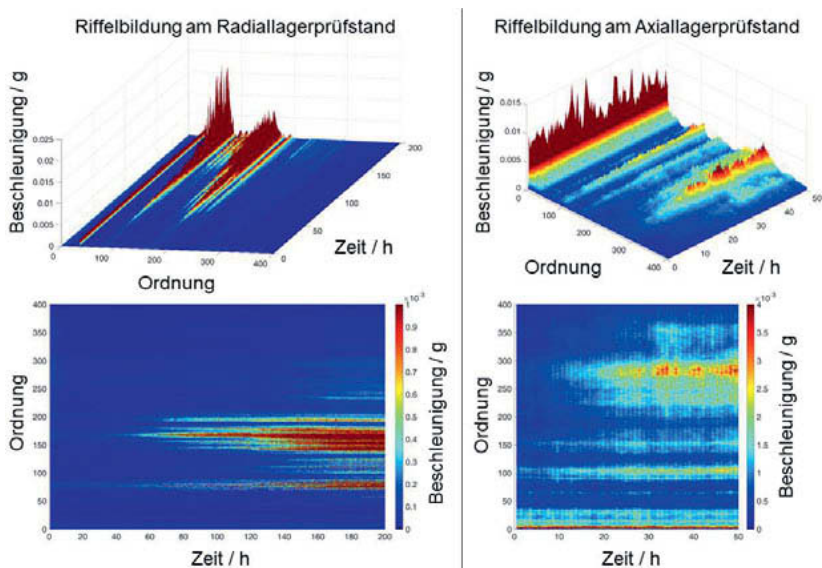


Bild 7: Vergleich des Schwingungsverhaltens bei Riffelentstehung am Radiallagerprüfstand und am Axiallagerprüfstand mit Schmierfett F7, links: Radiallagerprüfstand, rechts: Axiallagerprüfstand

## 10. Zusammenfassung und erste Hypothesen zur Riffelbildung

Im Rahmen dieses Beitrages wurde der Prozess der Riffelbildung und der Oberflächenmutationen bei spannungsbeaufschlagten Wälzlageren präsentiert. Es wurden erste Hypothesen erstellt und mit Hilfe der Messergebnisse bestätigt.

1. Die Riffelbildung entsteht nur bei Wechselwirkungen zwischen Wälzlagerlaufbahn- und Wälzkörperoberflächen, geschmiert mit einem Schmierstoff, durch die elektrische Ströme bei einer Potentialdifferenz fließen.
2. Es ist keine Riffelbildung bei Wälzlageren ohne schädliche elektrischer Belastung zu erkennen.
3. Die Auswahl des richtigen Schmierstoffs, unabhängig davon, ob hochohmig oder niederohmig, kann den Riffelbildungsprozess zeitlich hinauszögern, jedoch nicht vollständig vermeiden.

## 11. Danksagung

Die Autoren danken der FVA e.V. und der AiF für die Förderung des Projektes FVA 650 II, IGF-Projekt Nr. 19161 N/2 und der DFG für die Förderung des Projektes DFG SA 898/25-1.

## 12. Literatur

- [1] Radnai, B.; Kiekbusch, T.; Sauer B.: Schmierfilmdickenabhängige Entladevorgänge in strombelasteten Wälzlageren. In: ant Journal, Nr. 3 (2014), S. 22-27.
- [2] Radnai, B.; Kiekbusch, T.; Sauer B.: Einfluss der Schmierfilmdicke auf den Stromdurchgang an Wälzlageren, Bd. 2257. In: VDI-Fachtagung Gleit- und Wälzlagerungen 2015 Gestaltung, Berechnung, Einsatz, (VDI Berichte, 2257), (2015).
- [3] Gemeinder, Y.; Schuster M.; Radnai B.; Sauer B.; Binder A.: Calculation and validation of a bearing impedance model for ball bearings and the influence on EDM-currents, XXI International Conference on Electrical Machines (ICEM'2014), Berlin, (2014), S. 1798-1804.
- [4] Muetze, A.: Bearing Currents in Inverted-FED AC-Motors, Dissertation, TU Darmstadt, (2003).
- [5] Wittek, E.; Kriese, M.; Tischmacher, H.; Gattermann, S.; Ponick, B.; Poll, G.: Capacitances and lubricant film thicknesses of motor bearing under different operating conditions, XIX International Conference on Electrical Machines (ICEM), Rom, (2010).
- [6] Radnai, B., Gemeinder, Y., Sauer, B., Binder, A.: Schädlicher Stromdurchgang, Untersuchung des Schädigungsmechanismus und der zulässigen Lagerstrombelastung von (isolierten) Wälzlageren in E-Motoren und Generatoren verursacht durch parasitäre hochfrequente Lagerströme, Forschungsvorhaben Nr. 650 I, Heft 1127, (2015).

- [7] Radnai, B.: Wirkmechanismen bei spannungsbeaufschlagten Wälzlagern, Dissertation, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte, Band 20/2016, Herausgeber: Prof. Dr.-Ing. Bernd Sauer, Kaiserslautern, (2016).
- [8] Wiehr, C.; Seewig, J.: 3D-Kenngrößen nach ISO 2578, Arbeitskreis 3D-Rauheitsmesstechnik, <http://ak-rauheit.de/files/3D%20Kenngr%F6%DFen.pdf>; (2014).
- [9] Bechev, D., Kiebusch, T., Radnai, B., Sauer, B.: Untersuchung der Auswirkungen von leitenden und nichtleitenden Schmierfetten auf die Oberflächeneigenschaften bei spannungsbeaufschlagten Wälzlagern, GfT-Tagung, Göttingen, (2017).
- [10] Mobius Institute: Vibration Analysis Definitions, Rolling element bearings: Fluting EDM, <https://www.mobiusinstitute.com/site2/item.asp?LinkID=8015&iVibe=1&sTitle=Rolling%20element%20bearings>, (2019).
- [11] Shahriar, M. R., Borghesani, P., Tan, A. C. C.: Electrical Signature Analysis-Based Detection of External Bearing Faults in Electromechanical Drivetrains, IEEE TRANSACTIONS ON INDUSTRIAL ELECTRONICS, VOL. 65, NO. 7, JULY (2018).
- [12] Wu, J., Wu, C., Cao, S., Or, S., Deng, C., Shao, X.: Degradation Data-Driven Time-To-Failure Prognostics Approach for Rolling Element Bearings in Electrical Machines, IEEE TRANSACTIONS ON INDUSTRIAL ELECTRONICS, VOL. 66, NO. 1, JANUARY (2019).
- [13] Romanenko, A., Ahola, J., Muetze, A., Niskanen, V.: Study of incipient bearing damage monitoring in variable-speed drive systems, 16th European Conference on Power Electronics and Applications, 26-28. Aug. 2014, DOI: 10.1109/EPE.2014.6910992, (2014).
- [14] Romanenko, A., Lahdelma, S., Mütze, A., Ahola, J.: Vibration measurement approach to the bearing damage evolution study in the presence of electrostatic discharge machining currents, International Conference on Maintenance, Condition Monitoring and Diagnostics, and Maintenance Performance Measurement and Management, MCMD 2015 and MPMM 2015, At Oulu, Finland, (2015).
- [15] Kowal, D.: Bearing Damage Resulting from Shaft Voltages and Currents, Application Note, Computational Systems Incorporated. 7p., (1999).
- [16] Singh, G., Kumar, T., Ch., A., Naikan, V., N., A.: A Non intrusive Methodology for Bearing Current detection in PWM Inverter Fed Induction Motor Drive DOI: 10.1109/PICC.2018.8384807, (2018).

# Hybrid Bearing Life with Surface and Subsurface Survival

Dr.-Ing. **Antonio Gabelli**, SKF Nieuwegein, the Netherlands;  
Prof. Dr.-Ing. **Guillermo E. Morales-Espejel**,  
SKF Nieuwegein, the Netherlands and Université de Lyon, France

## Abstract:

This paper addresses the issue of hybrid bearing life by applying a novel approach to rolling contact fatigue. Central to the new method is a survival probability of the raceway surface which is explicitly formulated into the basic life equations of the rolling contact. This allows to tailor the contribution of the stress system on, or near, the rolling surface to better represent the ceramic-steel interaction which has been proven to be substantially more favourable in case of a hybrid contact. Comparison between experimentally obtained hybrid bearing fatigue lives and lives predicted using the new calculation model indicates good agreement. It is found that the increased resistance to surface initiated damage in a hybrid rolling contact can, in most cases, compensate for the additional stress present in hybrid bearings. This gives a better representation of the performance of hybrid bearings opening new opportunities for the reliable use of this type of bearings in modern machinery.

## 1. Introduction

Hybrid bearings have rings made of bearing steel and rolling elements made of bearing grade silicon nitride ( $\text{Si}_3\text{N}_4$ ) ceramic. Silicon nitride is a ceramic (i.e. non-metallic) material characterized by high hardness, high temperature and chemical resistance, low density and very poor electrical conductivity and ductility. The mechanical properties of ceramic deliver high stiffness and speed capabilities to the bearing furthermore allow hybrid bearings to perform really well under high accelerations, vibrating or oscillating conditions. Hybrid bearings perform well also under poor lubrication and are of advantage in case of presence of solid particles in the lubricant. This even though that under equal load (due to higher stiffness of ceramic rolling elements) the nominal contact stress of the bearing are somewhat higher. Due to the high stiffness and speed capabilities, the traditional field of application of hybrid bearings is machine tool spindles. More recently however they are also increasingly used in many industrial and automotive applications. The use of hybrid bearings through the industry has developed quite steadily through the years despite the higher costs involved in replacing the traditional all-steel bearing with a hybrid one. The explanation of this market trend can be found in the ability of

hybrid bearings to perform well in many difficult applications in which all-steel bearings are found inadequate to satisfy the requirements.

## 2. The progress of hybrid bearing technology

The use of ceramic materials for rolling bearings was pioneered in the early sixties by NASA for extreme temperature bearings used in space and aero engines applications. During this early work, it was found that fully dense hot-pressed silicon nitride ceramic ( $\text{Si}_3\text{N}_4$ ) have the best Rolling Contact Fatigue (RCF) performance when compared to other ceramic materials.

In the 1980s the practical use of hybrid bearings was undertaken by bearing companies and endurance testing was performed for the qualification of the product. Lorösch et al. [1] carried out several fatigue life testing of angular contact ball bearings. Hybrid bearings with high-quality silicon nitride balls showed rolling contact fatigue resistance comparable to all-steel bearings despite the higher contact pressure of the hybrid variant. Additional testing using poor quality silicon nitride balls produced short fatigue lives. This highlighted the criticality of the quality of the ceramic balls in achieving good fatigue life performance of the hybrid bearing.

Over the years the quality and reliability of bearing grade ceramic rolling elements have substantially increased. The introduction of non-destructive evaluation (NDE) methods Cundill (1990) [2], combined with the continuous progress in the purity of silicon nitride material and advances in sintering technology lead to reliable and consistent RCF performance of silicon nitride balls, Galbato et al. (1992) [3]. Because of this, the 1990s saw significant growth in the use of hybrid bearings in high-speed machine tool spindles with strong benefit to the speed and stiffness of these demanding components, Cundill (1993) [4].

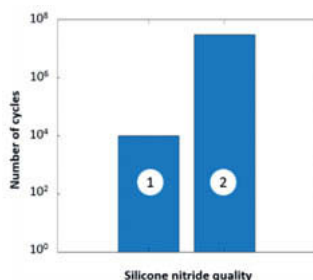


Fig. 1: Progress of fatigue strength in ceramic rolling elements [2].

① porous, ② fully dense.

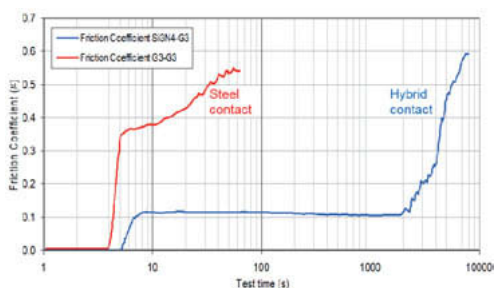


Fig. 2: Seizure resistance; 20 mm ball on disk test.

Test conditions: contact pressure 1 GPa, rolling speed 1 m/s, slip 1%, oil-off condition.

Cundill in (1990) [2] shows the progress of the fatigue strength of silicon nitride rolling elements, see fig. 1. This progress was attributed to the improved hot-pressing and sintering technology developed through the years but also to the continuous refinement of all manufacturing steps, from the production of fully dense ceramic to the machining and finishing process of the rolling elements aimed to provide surfaces free from handling and machining defects. This was achieved with the contribution of NDE that was applied throughout the manufacturing process. Thanks to these technological advances the fatigue strength of bearing grade silicon nitride made tremendous strides during the past 30 years. The RCF performance of silicon nitride balls has risen at least by two orders of magnitude since the early 1980s. Another important characteristic of hybrid rolling contacts is the seizure resistance of the raceway under oil-off conditions. This property is clearly shown comparing the seizure resistance of a standard steel ball contact with an equivalent hybrid contact, see fig 2. Typically a hybrid rolling contact shows a seizure resistance that is more than two order of magnitude better than a standard all-steel rolling contact.

### **3. Challenges of hybrid bearing fatigue life rating**

Present day fatigue life of hybrid bearings shows unequivocally that the ceramic rolling element is the most reliable component in the bearing system. Still, the impact of the 12 % increase in contact pressure present in hybrid ball bearings is a characteristic that can be observed under running conditions where subsurface contact fatigue is the predominant damage mechanism of the bearing. The endurance test results of Forster et al. [5] of hybrid and all-steel bearings tested under the same loading conditions are shown in fig. 3.

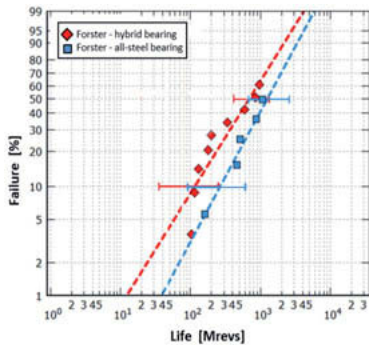


Fig. 3: Endurance life of hybrid and all-steel 7208 bearings tested at a maximum Hertzian pressure of 3.5 GPa and 3.1 GPa respectively, with good lubrication [5].

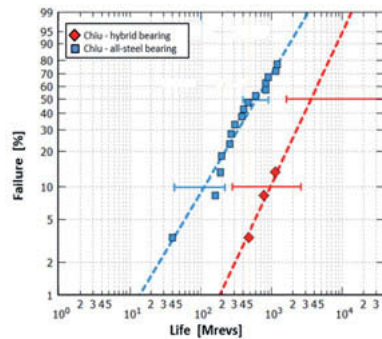


Fig. 4: Endurance life of hybrid and all-steel 7208 bearings tested at a maximum Hertzian pressure of 2.6 GPa and 2.3 GPa respectively, challenging environment [6].

The plot shows that under heavy load and favourable lubrication conditions, subsurface fatigue dominates the bearing fatigue performance. Therefore, hybrid bearings that are subjected to a high contact pressure (3.5 GPa) generate a higher failure probability for a given running time. This in comparison to the all-steel base line variant that was running under a maximum contact pressure of 3.1 GPa. (Note: this is achieved with a weak statistical significance, given the extent of overlapping of the 90 % confidence bar as shown in the Weibull plot of fig. 3).

The Weibull probability plot of the endurance tests performed by Chiu et al. [6] are shown in fig. 4. Also in these tests hybrid and all-steel bearings are tested under the same loading and running conditions but with a different setting. The tests were performed using a lower applied load, giving rise to a maximum Hertzian contact pressure of 2.6 GPa for the hybrid and 2.3 GPa for the all-steel variant. Furthermore, the lubrication conditions of the test were more challenging: high running temperature, thin film and bearing run-in with oil contaminated with environmental particles to simulate the lubrication condition that are found in many bearing applications. The endurance tests results of fig. 4 show now that the hybrid bearing variant has significant performance advantage despite the higher contact pressure present in the hybrid contact. The test results of figures 3 and 4 exemplify today challenges of hybrid bearing fatigue life rating. Despite the great progress of ceramic materials, and the performance advantage observed in the field and under realistic test conditions, no clear performance advantage is recognized to hybrid bearings from the traditional life rating methodology as presently used



thought the industry. Herewith, this issue is addressed and a solution is provided applying the recently developed, Morales-Espejel et al. [7] generalized bearing life model (GBLM).

#### 4. Generalized RCF applied to hybrid bearings

The generalized life equation for rolling bearing life ratings was established and fully detailed in Morales-Espejel et al. [7]. This methodology for RCF applies separate terms for weighing the surface and subsurface fatigue damage risk to the rolling contact fatigue life, see fig. 5. Using the notation of [7],  $L_{10}$  is the 10 % bearing fatigue life, which implies 90 % of bearing survival, i.e.  $S = 0.9$ , the life equation from [7] can be written as:

$$L_{10} = u^{-1} \left[ \ln \left( \frac{1}{0.9} \right) \right]^{1/e} \left[ A \int_{V_v} \frac{\langle \sigma_v - \sigma_{u,v} \rangle^c}{z^h} dV_v + B \int_A \langle \sigma_s - \sigma_{u,s} \rangle^c dA \right]^{-\frac{1}{e}} \quad (1)$$

Equation (1) represents the basis of a generalized bearing life model (GBLM) that explicitly separates the surface damage accumulation from the subsurface fatigue. The subsurface term of equation (1), represented by the volume integral, can be solved using established rolling contact fatigue methods as explained in reference [6]. The surface term given by the area integral of equation (1) must be quantified from the estimation of the damage originated by the actual stress conditions of the raceway surface.

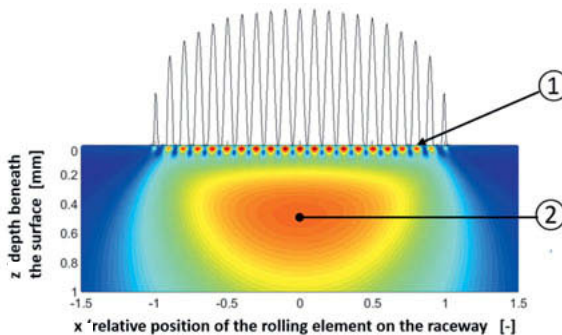


Fig. 5: Separation of surface and subsurface RCF damage as proposed by GBLM

① surface: Tribology models, ② subsurface: Hertzian rolling contact fatigue.

This task is complex, but it offers the possibility to consistently consider, in the rating life estimation of hybrid bearings, the tribological phenomena that characterize the performance and endurance characteristics of the ceramic-steel raceway contact as described in [2].

## 5. Surface endurance of the ceramic-steel interface

Equation (1) can be rewritten in a form that clearly indicates the separation between the contribution of the raceway surface to the life of the bearing: equation (2).

$$L_{10} = \left[ \underbrace{\frac{\bar{A} u^e}{\ln\left(\frac{1}{0.9}\right)} \int_{V_v} \frac{(\sigma_v - \sigma_{u,v})^c}{z^h} dV_v}_{\text{Subsurface}} + \underbrace{\frac{\bar{B} u^e}{\ln\left(\frac{1}{0.9}\right)} \int_A (\sigma_s - \sigma_{u,s})^c dA}_{\text{Surface}} \right]^{-\frac{1}{e}} \quad (2)$$

For a given bearing size and excluding constant terms, the surface fatigue damage of equation (2) is a direct function of the combined effects of the stress conditions experienced by the raceway surface during the over-rolling of the rolling contact: equation (3).

$$I_s^* = \int_A (\sigma_s - \sigma_{u,s})^c dA \quad (3)$$

The assessment of the surface damage integral (3) can be accomplished by integrating the surface originated stresses of the raceway resulting from a variety of operating conditions of the bearing. In the current formulation, surface stressing and related damage accumulation can be treated using advanced surface distress modelling for elastohydrodynamic lubricated, rolling-sliding rough contacts, i.e., micro-EHL models, Morales-Espejel et al. [8]. This approach can also handle boundary lubrication conditions and presence of dents and requires the use of 3D area samples of the raceway roughness (including indentation microgeometry), fig. 6.

The use of advanced surface stress analyses based on Micro-EHL can be time-consuming and impractical for general bearing rating life calculations. Therefore, a parametric study was carried out to derive a simplified analytical equation to allow fast estimation of the surface fatigue damage of hybrid bearings for given operating conditions of the bearing application. For this parametric study several surface topographies were collected using 3D optical interferometry measurements of the bearing raceway, fig. 6.

For this work some 100 raceway samples of deep groove, angular contact and radial roller hybrid bearings were collected. The sampling included bearing raceways that were run-in under different environmental conditions, i.e., clean and contaminated lubrication conditions.

From the collected surface micro-geometries, several numerical simulations of hybrid contacts surface fatigue stress integral were performed. The effect of lubricant contamination was included in the simulations by accounting for the presence of dent topographies and local surface tractions. In the numerical simulations, the lubrication conditions of the bearing were modelled by performing the transient Micro-EHL simulations of the rolling contact for different lubricant film thicknesses.

The numerical results of the parametric study of the surface stress integral of hybrid bearings indicated the possibility to represent this quantity using an analytical formulation. It was found that all numerical results could be approximated well by an exponential function.

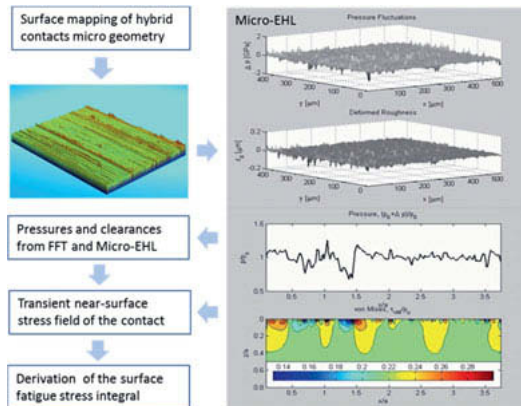


Fig. 6: Schematic flowchart of advanced Micro-EHL for surface fatigue stress damage

Essentially, this function depends from two main parameters, the relative load  $P_r = P/P_u$  of the rolling contact and the environmental lubrication factor of the bearing application,  $\eta_{env} = \eta_{lub} \cdot \eta_{cont}$ , equation (4):

$$I_s^* = \int_A (\sigma_s - \sigma_{u,s})^c dA \approx c_1 \exp \left[ \frac{c_2}{(P/P_u)^{c_3}} + \frac{c_4}{(P/P_u)^{c_5}} \right] \quad (4)$$

The  $c_1 \dots c_n$  terms of equation (4) are depending on the environmental condition of the application ( $\eta_{env}$ ), which can be directly obtained from the lubrication ( $\eta_{lub}$ ) and contamination ( $\eta_{cont}$ ) factors, used in the bearing application.

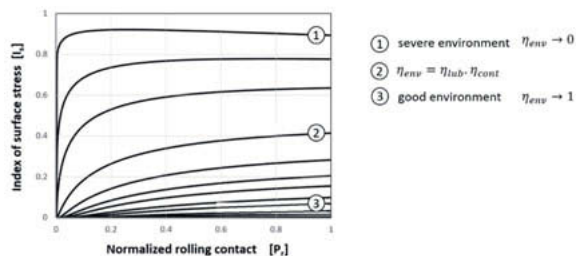


Fig. 7: Hybrid bearings, index of surface stress as a function of load and environment.

### 5. Application of the model

The generalized bearing life model of equation (4) can be applied to represent the endurance test data of Forster [5] and Chiu [6] that have been discussed earlier. The tests were performed on 7208 angular contact ball bearings. A total of 40 hybrid bearings were tested leading to 12 failures. For the all-steel variant, 32 bearing were endurance tested leading to 21 failures. Geometrical details of the test sample and related loading and stress conditions used in the endurance tests are shown in table 1. A major difference between the two tests is related to the loading conditions and lubrication environment in which the tests were conducted. In case of the Forster's endurance tests, the load was heavier, leading to a Hertzian contact pressure of 3.5 GPa for the hybrid bearing variant. Furthermore, the lubrication conditions were good. The oil circulation system was provided with good lubrication quality and filtration.

Table 1: 7208 size angular contact ball bearings, geometry and loading of the bearings.

Parameter		Forster [5]	Chiu [6]
Ball diameter	mm	12.7	12.7
Number of balls	[-]	11	9
Pitch diameter	mm	60.25	60.25
Nominal contact angle	°	22	18
Axial load	kN	22.2	7.56
Hybrid pressure	GPa	3.5	2.6
Steel pressure	GPa	3.1	2.3
Environmental factor	$\eta_{env}$	0.85	0.035

The GBLM environmental factor resulting from the given running conditions is then  $\eta_{env} = 0.85$ . This gives rise to a low value of the index of surface stress. Thus under the given loading conditions, subsurface fatigue controls the performance of the rolling contact. Therefore, the Forster test operating conditions are of advantage to the 7208 all-steel bearing variant, which operates at lower Hertzian stress of 3.1 GPa and will generate lower subsurface fatigue damage per over-rolling cycle.

In the case of Chiu's endurance testing, the applied load was significantly lower leading to a maximum Hertzian stress of 2.6 GPa for the hybrid bearing variant. The running temperature of the tests was higher (150 °C) providing a thinner oil film to the bearing. Furthermore, the tests were conducted with induced raceway defects to reproduce the typical contamination conditions encountered in many bearing applications. This was achieved by running-in the bearings for 15 minutes in oil containing 2.5 ppm aluminium oxide particles of 20-micron size. The resulting GBLM environmental factor that characterizes the given operating conditions is, in this case,  $\eta_{env} = 0.035$ . This gives rise to a high value of the index of surface stress. In the case of Chiu's endurance testing, with the given loading and environmental conditions, the role of the surface fatigue strength dominates the survival of the bearing. In other words, there is a high index of surface stress and therefore surface fatigue will control the fatigue performance of the bearing. The surface stress index specifically developed for hybrid bearings will play here at the advantage of the fatigue performance of hybrid bearings, compensating for the higher Hertzian stress (2.6 GPa) present in the ceramic-steel contact.

The running conditions discussed above of the hybrid bearing endurance testing were introduced into an ad hoc bearing life computation code with the implementation of the generalized bearing life model according to equation (2). The life performance of the 7208, all-steel variant was also computed using an equivalent version of the GBLM as discussed in Morales-Espejel [7].

The results of the calculated 10% fatigue life corresponding to the different tests and bearing variants are presented in the Weibull plots of figs. 8 and 9. The predicted endurance lives, in millions of revolutions, are shown in the plots with vertical lines labelled according to the corresponding bearing variant of the calculation.

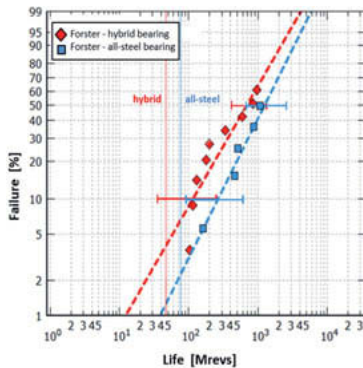


Fig. 8: Calculated life of 7208 bearings.

Hertzian pressure of 3.5 and 3.1 GPa (hybrid and all-steel respectively) tested with good lubrication [5].

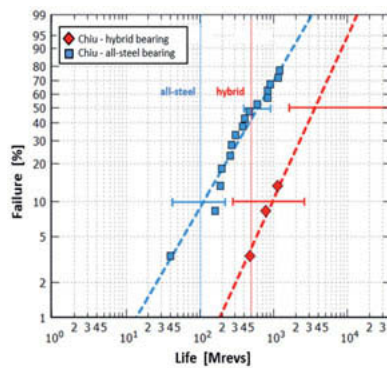


Fig. 9: Calculated life of 7208 bearings.

Hertzian pressure 2.6 and 2.3 GPa (hybrid and all-steel respectively), tested in a challenging lubrication environment [6]

The examination of the GBLM model results, related to Forster's test results, are presented in fig. 8. The plot shows that predicted fatigue lives are set at about the lower end of the 90 % confidence interval of the 10% failure probability of the endurance test results. This means that the Forster's endurance tests validate the GBLM model results with a high degree of statistical significance. The model results related to Chiu's endurance tests are presented in fig. 9. In this case, the GBLM calculated bearing life results are all well below the experimental  $L_{10,50\%}$  and thus fully consistent with the experimental observations. The results indicated the ability of the model to represent well the significantly longer rolling contact fatigue life of the hybrid variant, despite the higher contact pressure present in the hybrid bearing during the test.

## 6. Summary and conclusions

The substantial progress in the improvement in ceramics quality for rolling bearings has allowed hybrid bearings to become reliable and performing, this especially in tough environmental conditions as in case of poor lubrication and/or presence of solid contamination. The fatigue performance and life rating for these kinds of bearings can now be reliably predicted. The generalized bearing life model (GBLM) which allows the separation of the surface and of the subsurface fatigue to the survival of the bearing plays an important role for the realistic prediction of the rating life performance of hybrid bearings.

This model has been applied for demonstration purposes in two series of published endurance tests, which show counter-intuitive results. In one case (well-lubricated, clean and heavy load)

the hybrid bearing shows lower performance than its counterpart all-steel bearings, while in the other case (lighter loaded but poorly lubricated and more contaminated) the hybrid bearing shows superior performance. It has been shown that the generalized bearing life model (GBLM) that separates surface and subsurface survival, is able to reproduce these results well.

Thus in conclusion:

- The estimation of the rolling contact fatigue of hybrid bearings requires the separate accounting of the subsurface fatigue, which is less favorable for hybrid bearings, and the surface fatigue, which is substantially more favorable in case of hybrid bearings.
- By separating surface and subsurface survival, the generalized bearing life model (GBLM) can balance the two fatigue damaging mechanisms and provide a fair description of the RCF behaviour of hybrid bearings.
- Models and related computer tools for this type of calculations have been developed so that engineers and users at large can now discover and take full advantage of the unique performance of silicon nitride hybrid bearings.

## Nomenclature

$A$	Surface integration area	[m <sup>2</sup> ]
$c$	Exponent in the bearing life equation, and constant	[-]
$e$	Exponent in the bearing life equation (standardised Weibull slope)	[-]
$h$	Exponent in the bearing life equation,	[-]
$I_{Surf}, I_S$	Damage integral for the surface, Index of surface stress	[-]
$L_{10}$	Bearing life rating with 90% reliability	[Mrevs]
$L_{10,50\%}$	Median L10 Estimate	[Mrevs]
$N$	Number of fatigue stress cycles	[-]
$P$	Equivalent load in the bearing	[N]
$P_u$	Fatigue load limit of the bearing	[N]
$u$	Number of stress cycles per revolution	[-]
$S$	Reliability	[-]
$V_v$	Integration volume	[m <sup>3</sup> ]
$z$	Coordinate (depth from surface)	[m]

## Greek Symbols

$\eta_{lub}$	Lubrication quality factor	[-]
$\eta_{cont}$	Contamination factor	[-]
$\eta_{env}$	Environmental factor	[-]
$\sigma$	Fatigue generating stress	[Pa]
$\sigma_u$	Fatigue limit	[Pa]

## References

- [1] Lorösch, H.K., Vay, J., Weigand, R., Gugel, E., Kessel, H., (1980). Fatigue Strength of silicon nitride for high-speed rolling bearings, Transactions of ASME, J. of Engineering for Power, vol. 102, 128-131.
- [2] Cundill, R.T. (1990). Material selection and quality for ceramic rolling elements, Proc. of Mech. Eng. Seminar, Rolling Element Bearings – Towards the 21<sup>st</sup> Century, pp. 31-40.
- [3] Galbato, A.T., Cundill, R.T., Harris, T.A., (1992). Fatigue Life of Silicon Nitride Balls, Lubrication Eng. 48 (11), 886–894.
- [4] Cundill, R.T., (1993). High precision silicon nitride balls for bearings, Ball Bearing Journal, #241, pp.26-32.
- [5] Forster, N. H., Peters, S. M., Chin, H. A., Poplawski, J. V., and Homan, R. J., (2017). Applying Finite Element Analysis to Determine the Subsurface Stress and Temperature Gradient in Highly Loaded Bearing Contacts, Bearing Steel Technologies: 11th Volume, ASTM STP1600, J. M. Beswick, Ed., ASTM, pp. 151–166.
- [6] Chiu, Y. P., Pearson, P. K., Dezzani, M. and Daverio, H., (1996). Fatigue Life and Performance Testing of Hybrid Ceramic Ball Bearings, Lube Eng. 52, 3, 198-204.
- [7] Morales-Espejel, G.E., Gabelli, A., de Vries, A.J.C., (2015). A model for rolling bearing life with surface and subsurface survival–tribological effects, Tribol. Trans. 58, 894–906.
- [8] Morales-Espejel, G.E., Brizmer, V., (2011). Micropitting modelling in rolling-sliding contacts: application to rolling bearings, Tribol. Trans. 54, 625–6.



# Higher efficiency and lifetime improvement for bearings

Dipl.-Ing. Stefan Bill, REWITEC GmbH, Lahnau

## Short Abstract

REWITEC® is a medium-sized business that develops an innovative nano- and micro-particle based surface treatment technology. This technology uses lubricants as a carrier for a protective and repairing silicon coating in engines, gears and bearings in industry sectors like WIND ENERGY, INDUSTRY, MARITIME & AUTOMOTIVE. When applying the products treated machinery, bearings and gearboxes can run better with reduced friction, temperature, surface roughness and great reliability and durability due to reduced abrasion and wear.

## 1. Introduction

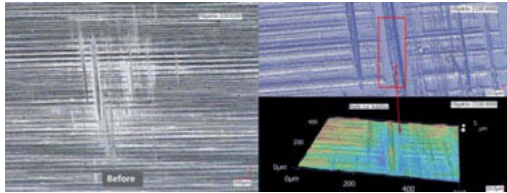
In the following some of our tribological tests and its results will be presented. By working closely with research institutes and universities, it is possible to test our products and their effectiveness on test benches.

In the wind sector in particular, the service life of systems is of central importance, since any renewal or replacement of system components like bearings entails a substantial investment. Scientific tests and reports show that using REWITEC® increases smooth running and reduces wear in bearings and main gears. Adding DuraGear® W100 specially developed for the wind industry can extend the life of all moving parts right through to the scheduled repowering, without having to make an additional investment. The special high-temperature grease GR400 has also been applied to main bearings, generator, azimuth and pitch gears for many years. Not only already stressed systems and components benefit from the surface refinement of patented silicate formulation, the products can also be used preventively. Because due to reduced friction and the resulting smoothing of the surfaces, damage can be prevented even in young systems. The results, like the extended service life of components, removal of previous damage and the positive impact on bearings and their CMS data, convince not only owners, operators, technical and commercial managers, but also those companies involved in the service and maintenance business of wind turbines.

## 2. REWITEC® – Example of an Application

The gearbox of a GE 1.5sl wind turbine was after operation prophylactically treated against tribological wear such as micro pitting, and seizing of surfaces. By adding the REWITEC®

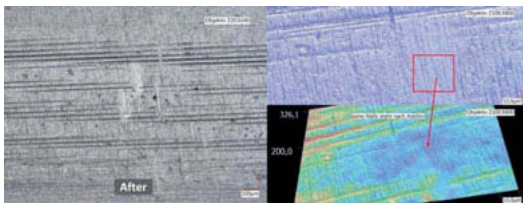
DuraGear® product (DuraGear W100), the effect of the coating concentrate was documented in the gearbox system. The analysis was documented with the aid of surface imprints before and after the application of the selected tooth flank. The tooth flank was marked with an oil-resistant paint, so that it can be found at the same spot later for the second inspection. The main gearbox in wind turbines converts the speed generated by the rotor system into the generator required speed. Since the gears are exposed to very large and varying loads it can come to strong material stresses.



Picture 1: Imprints **before** the application

The wind turbine was inspected again. Prior to that time, the wind turbine was able to reach different load conditions. When switching off the drive gear, it was made sure to see the same marked position again with the tooth flank visible. Then, a second imprint could be taken at the corresponding tooth flanks of the wind turbine.

Before treatment with REWITEC® there was operational wear visible and in the foot area visible seizing and stray metallic particle run through marks.



Picture 2: Imprints **after** the application

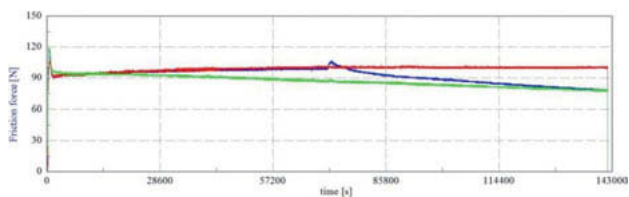
The addition of REWITEC® resulted in a significant improvement of the surface roughness. Stray metallic particle run through and seizure are greatly smoothed out.

## 2. Scientific Tests

Scientific studies demonstrate the effectiveness of REWITEC® products and show the remarkable changes in the application. The following scientific tests and studies clearly highlight these developments.

### 2.1 2-Disc Assembly Bench

The Competence Centre of Tribology at the University of Mannheim used the 2-disc test facility to examine the friction and wear behavior of materials and coatings and the lubricant properties in loads by rolling. Before adding the coating concentrate the friction force increases steadily.



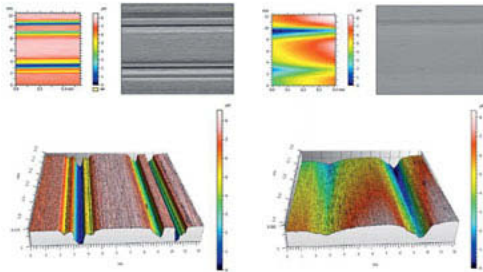
Picture 3: Friction measurement performed in Castrol Optigear Synthetic X320

After the substance was added the friction force decreases down to 22% lower friction force afterwards. At the end of the test it seems that a constant friction force is not reached yet (blue curve). Test run number two (red curve) shows what happens without adding the REWITEC® substance. The friction force increases steadily. After 40 hours a constant friction force seems to be reached. Test run number three (green curve) shows the effectivity of the REWITEC® substance from the beginning until the 40 hours are reached. The friction force still seems to decrease. These results show that REWITEC® is able to reduce friction regardless of the adding time.

### 2.2 FE-8 Test

The FE-8 test is used to examine lubricating oils and greases to gauge their wear and friction behavior under lubricant and bearing-specific influences. To assess the suitability of the lubricant to be tested, the friction, the temperature and the wear are determined through the resulting weight loss of the bearings in the test arrangement. The tests make it possible to analyze the surface and lubricant structure, as well as the layer reaction. In addition, volume-based wear can be determined through weight measurement.

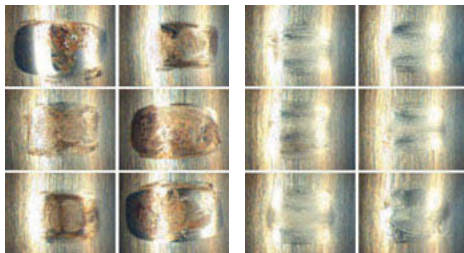
The use of REWITEC® resulted in lighter run marks, a smoother surface and 17 % less wear.



Picture 4: Bearing examination under a microscope without (left) and with (right) REWITEC®

### 2.3 False-Brinelling / SNR Test

The Competence Center of Tribology, Mannheim show the influence of the REWITEC® additive on existing standstill marks. The bearings were pre-damaged in a preliminary test with very small swivel angles. Then the swivel angle is increased so that the markings are rolled over.



Picture 5: Surfaces after 3 hours, pure grease (left), REWITEC®-modified (right)

On the side on which the grease with REWITEC® addition was used, the marks are much less damaged. The oxidation in the contact point is significantly lower. After the experiment was repeated, the same positive results could be documented. In the next step, the pre damaging time was increase from 6 minutes to 1.3 hours. With the standard greases the markings show a clear oxidation. It can be seen that the marks on average are significantly less damaged when REWITEC® is added. It hardly recognizes plated wear particles in the contact zone.

## 3. Results

The innovative technology increases reliability and extends system lifetime by permanently reducing surface roughness, friction, temperature, and wear. For tribological systems this means less stress and wear for bearings, a higher efficiency, reliability and availability.

# Prozessüberwachung funktionskritischer Oberflächen in der Lagerindustrie

## Anwendungen und Möglichkeiten der Streulichtmesstechnik

**Boris Brodmann**, OptoSurf GmbH, Ettlingen;  
**Dominik Helfrich**, Steinbeis Transferzentrum Wälzlagertechnik,  
Herzogenaurach;  
Prof. Dr. **Stephan Sommer**, Hochschule Würzburg-Schweinfurt

### Abstract:

Die Anforderungen an die Qualität der Laufbahnflächen von Gleit- und Wälzlagern sind in den letzten 10 Jahren erheblich gestiegen und erfordern Toleranzen, deren Überwachung hochpräzise Messgeräte für den Nanometerbereich notwendig macht. Gleichzeitig sorgt der internationale Wettbewerb für einen hohen Kostendruck, der einer zeitintensiven Qualitätssicherung entgegensteht. Es besteht also die Notwendigkeit, diese Messungen so nah wie möglich an die Fertigungsprozesse heranzuführen. Der folgende Beitrag stellt eine innovative Messtechnik vor, die in den letzten 10 Jahren viele Lösungen in diesem Bereich ermöglicht hat. Die realisierten Anwendungen reichen von der 100%-Bauteilmessung der Laufbahnwelligkeit mittels Fast Fourier Transformation, bis zur vollflächigen Analyse der Oberflächenmikrostrukturen von Kugelumlaufspindeln. Die aus der Streulichtmesstechnik ermittelten Kenngrößen der Form und Welligkeit zeigen dabei eine hohe Korrelation zu den etablierten taktilen Messmethoden. Die aus der Streuindikatrix abgeleitete Information über die Oberflächenmikrostruktur ist gleich dem tribologisch bedeutsamen Hybridparameter  $R\Delta q$  aus der DIN EN4287 dessen traditionelle Messung mittels Tastschnittverfahren gerätebedingt zu großen Messwertstreuungen führen kann. Unter Laborbedingungen sind beide Verfahren jedoch sehr gut zu vergleichen, so dass neben den realisierten Anwendungen auch umfangreiche Untersuchungen an einer großen Zahl von Komponenten der Lagerindustrie präsentiert werden können.

## 1. Grundlagen der Oberflächenmessung mittels statistischer Kenngrößen

Die Auswahl geeigneter Kenngrößen zur Beschreibung technischer Oberflächen gehört bei der Konstruktion von Hochleistungsbauteilen wie Gleit- und Wälzlagern zu den häufig vernachlässigten Herausforderungen. Durch den statistischen Charakter der Oberflächenmikrostrukturen, die Vielzahl der möglichen Fertigungsprozesse, den unterschiedlichen Aufgaben der zu beschreibenden Funktionen und der Fülle an physikalischen Messverfahren, ist es schwierig mit wenigen Kenngrößen eine hinreichend zuverlässige Charakterisierung zu realisieren.

Gerade die internationale Normung hat in den letzten 30 Jahren eine große Anzahl von neuen Parametern kreiert, die jedoch in der überwiegenden Mehrzahl keinen Einzug in Fertigungszeichnungen gefunden haben. Hier dominieren weiterhin die einfachen, an ein bestimmtes Fertigungsverfahren gebundenen Parameter der ISO4287,  $R_a$ ,  $R_z$  und  $R_{max}$  [1].

Doch gerade in der Wälzlagerindustrie spielen Hochleistungsflächen eine herausragende Rolle und benötigen eine präzise Beschreibung. Insbesondere die aufkommende Elektrifizierung der Mobilität lässt die Anforderungen an die Oberflächen der Wälzlagerkomponenten weiter steigen. Dabei kommt der Reduzierung von Geräuschen und der Verringerung der Reibung eine immer größer werdende Bedeutung zu.

Für die eindeutige Beschreibung akustisch unauffälliger und reibungsarmer Wälzlager müssen also mehrere Oberflächeneigenschaften definiert und toleriert werden. Die Bandbreite der Anforderungen reicht von der Oberflächenmikrogeometrie, also der Rauheit, bis zu den langwelligeren Abweichungen der Idealgeometrie, die mittels Fourier Analyse [2] aus dem Formprofil abgeleitet werden.

Bei der Beschreibung der Rauheit sind die Kenngrößen der Amplitudendichteverteilung des Rauheitsprofils von großer praktischer Bedeutung. Der offensichtlichste Parameter wäre die sogenannte rms-Rauheit, die mit

$$Rq = \sqrt{\frac{1}{l} \int_{i=1}^l z(x)^2 dx} \quad (1)$$

als der quadratische Mittelwert des Rauprofils definiert ist. Aus historischen Gründen hat sich in der industriellen Anwendung der Gleichrichtwert des Signals der Höhen durchgesetzt, der als Ra-Wert in vielen technischen Zeichnungen zu finden ist.

$$Ra = \frac{1}{l} \int_0^l |z(x)| dx \quad (2)$$

Beide sind aber nicht dazu geeignet, Aussagen über die genaue Verteilung der Höhen zu machen. Diese Information bietet das dritte statistische Moment der Amplitudendichte, die so genannte Schiefe oder skewness, die mit dem Rsk

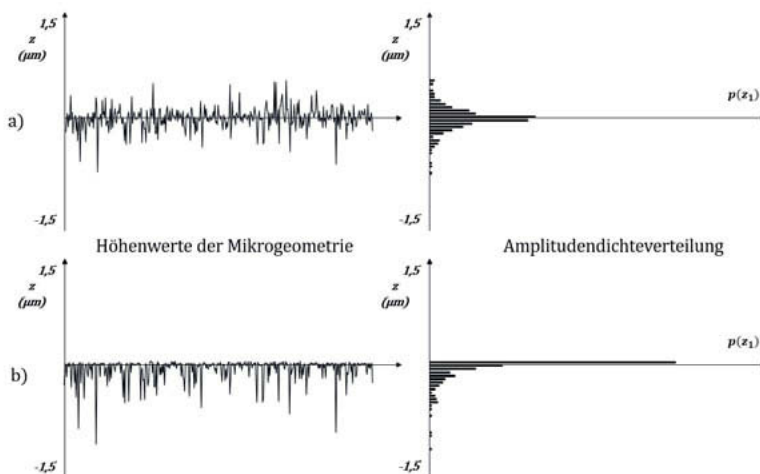


Abbildung 1: a) Oberfläche mit  $Rq = 0,17\mu\text{m}$  und  $Rsk = -0,47$

b) Oberfläche mit  $Rq = 0,17\mu\text{m}$  und  $Rsk = -3,08$

$$Rsk = \frac{1}{Rq^3} \int_0^l z(x)^3 dx \quad (3)$$

eine Entsprechung in der ISO4287 hat und in der Wälzlagerindustrie zunehmend Verbreitung findet [4].

In Abbildung 1 sind die Rauheitsprofile und die dazugehörige Amplitudendichtehistogramme von zwei verschiedenen Oberflächen zu sehen. Beide besitzen identische Rq-Werte, unterscheiden sich jedoch sehr deutlich in ihrer Schiefe.

Um eine für Gleit- und Wälzlager günstige Rauheit zu erzeugen muss sichergestellt sein, dass die Endbearbeitung der Lagerflächen eine plateauartige Oberflächenstruktur erzeugt. Dabei definiert die Nulllinie des Rauheitsprofils die ideale geometrische Oberfläche. In das Material hineinragende Riefen werden als Reservoirs für Schmierstoffe und abrasive Partikel verstanden, während sich aus dem Profil herausragende „Profilspitzen“ negativ für den Aufbau eines dünnen Schmierfilms auswirken [3].

Eine günstige Verteilung der Rauheitsabweichungen für Gleit- und Wälzlager sollte also aus wenigen, kleinen Abweichungen der Höhen in den positiven und größeren Abweichungen in den negativen Bereich des Rauheitsprofils, bei gleichzeitiger Häufung der Höhenwerte um die Referenzlinie bestehen. Ein kleiner Rq/Ra-Wert kennzeichnet die geringe Streuung der Höhenwerte und ein negativer Rsk-Wert deutet auf einen plateauartigen Charakter der Oberfläche hin der ein günstiges Einlaufverhalten ermöglicht [5].

Dabei hinterlassen Schleifprozesse eher gaußförmige Amplitudendichteverteilungen (Abbildung 1a) mit geringer Schiefe, während Oberflächenfinish in Form eines Honprozesses eine linksschiefe Verteilung mit negativen Rsk-Werten erzeugt (1b). Da bei Gleit- und Wälzlager der Wunsch nach einer Oberfläche mit flacher und plateauartiger Struktur im Kontaktbereich besteht, kann die Qualität der Feinbearbeitung  $\eta$  also durch die Einhaltung kleiner Rq und stark negativer Rsk Werte bewertet werden.

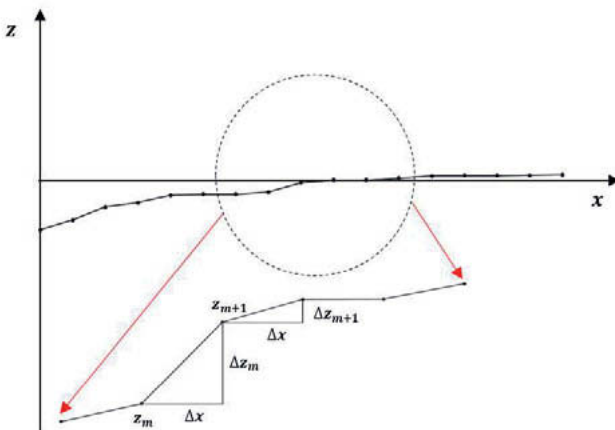


Abbildung 2: Vergrößerung des abgetasteten Profils

der abgetasteten Höhenwerte  $z_i$  zu sehen. Zur Berechnung der Steigung wird der Quotient aus der Höhendifferenz und der Schrittweite gebildet.

Eine Alternative zu den bereits beschriebenen Parametern bilden hybride Kenngrößen, die einerseits tribologisch wichtige Informationen über die Oberflächen liefern [3], andererseits zur Prozessüberwachung der Honprozesse eingesetzt werden können.

Hybride Parameter bewerten nicht die Höhenverteilung der Oberfläche, sondern deren Steigungsverteilung.

In Abbildung 2 ist ein vergrößerter Ausschnitt des Profilschnitts und

$$\frac{\Delta z_m}{\Delta x} = \frac{z_{m+1} - z_m}{x_{m+1} - x_m}$$

(4)

Mit diesen Werten können aus den Profildaten analog zu den statistischen Kenngrößen der Amplitudendichteverteilung Rq, Rsk, etc. weitere Parameter abgeleitet werden, die zusätzliche laterale Informationen beinhalten. Der quadratische Mittelwert der Profilsteigung berechnet sich aus der numerischen Ableitung des Profils mit

$$R\Delta q = \sqrt{\frac{1}{M} \sum_{m=1}^M \left(\frac{\Delta z_m}{\Delta x}\right)^2}$$

(5)

Man kann die Steigungen des Oberflächenprofils analog zu den Höhen als Verteilung darstellen und daraus statistische Kenngrößen ableiten. In Abbildung 3 sind die typischen Histogramme der Steigungen einer geschliffen und einer gehonten Oberfläche zu sehen. Bei der gehonten Oberfläche ist eine deutliche Zunahme der Häufung flacher

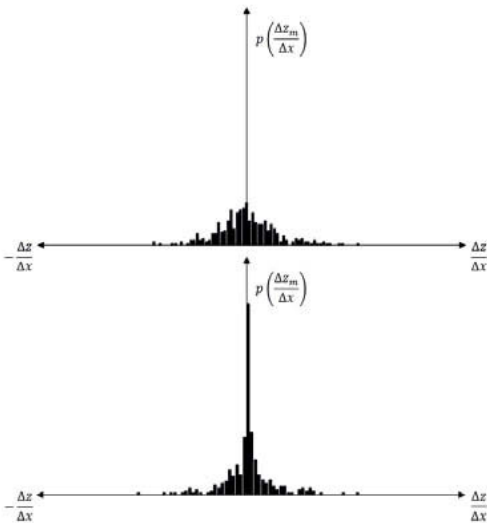


Abbildung 3) Histogramm einer (a) geschliffenen und (b) gehonten Oberfläche

Profilesteigungen erkennbar, was auf den zunehmend plateauartigen Charakter der Oberfläche zurückzuführen ist.

Mit der Kenngröße RΔq ist also prinzipiell eine Unterscheidung von Schleif- und Honprozessen möglich, insbesondere dann, wenn aus gaußverteilten Ausgangsoberflächen solche gefertigt werden, die über eine ausgeprägte negative Schiefe verfügen.

Abbildung 4 zeigt drei Beispiele aus der Praxis. Untersucht wurden drei Zylinderrollen, die mit unterschiedlichen Prozessen endbearbeitet wurden. In der Konfokalmikroskop-Messung sind

die verschiedenen Texturen der Prozesse zu erkennen. Schleifen zeichnet sich durch eine ausgeprägte parallel orientierte Riefenstruktur aus, während das einfache Honen einen deutlichen Kreuzschliff zeigt. Die optimierte Oberfläche des mehrstufigen Honens weist nur noch wenige, vom Plateau ins Material hineinragende Riefen auf. Im Profilschnitt ist die ebenfalls deutlich abnehmende Rautiefe bei zunehmendem Plateau zu sehen. Die Kennwerte der vorgestellten Kenngrößen dieser verschiedenen Oberflächen ist Tabelle 1 zu entnehmen. Auffällig ist, dass die Größenordnungen der Oberflächenkenngrößen bereits im Nanometerbereich liegen. So

	geschliffen	gehont	2x gehont
Ra(μm)	0,35	0,08	0,01
Rz(μm)	2,1	0,57	0,15
Rsk(-)	-0,86	-1,32	-3,23
Rdq(°)	13,7	4,3	0,9

Tabelle 1



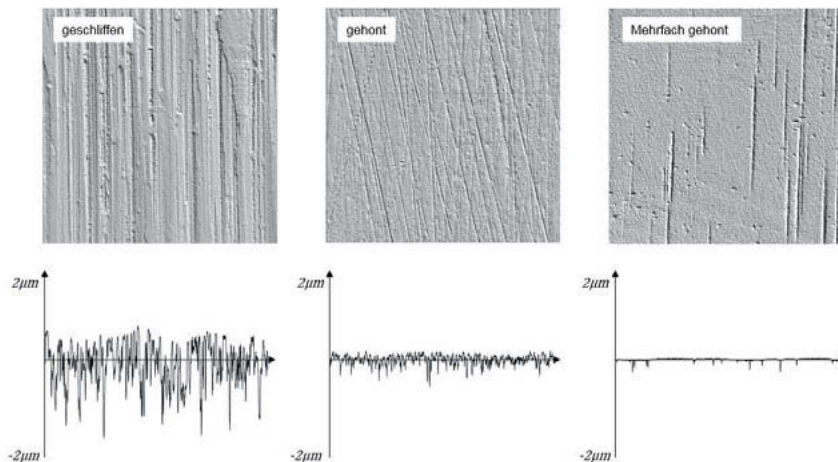


Abbildung 4. Mikroskop Aufnahmen und Profilschnitte von:

a) geschliffener  
Oberfläche

b) einfach gehonter

c) mehrfach gehonter

unterscheidet sich die mittlere Rautiefe  $R_z$  von einfach und mehrfach gehonten Flächen nur noch um  $0,4 \mu\text{m}$ . Um hier eine trennscharfe, fähige Messung mit der traditionellen taktilen Messtechnik zu gewährleisten, müssen die Messgeräte mit geeigneten Normalen einer regelmäßigen Prüfmittelkontrolle unterzogen werden, welche die Fähigkeit der Messtechnik in diesem feinen Bereich bestätigt [6]. Zusätzlich müssen äußere Störeinflüsse reduziert werden, so dass eine Messung in direkter Fertigungsumgebung deshalb nur unter sehr großem Aufwand möglich ist. Eine sichere Aussage über die Qualität der Prozesse ist nur im zentralen Feinmessraum bei idealen Laborbedingungen gewährleistet. Ist dies der Fall, trennt jede der in Tabelle 1 gezeigten Parameter die unterschiedlichen Prozessschritte deutlich voneinander.

## 2. Fourieranalyse des Formprofils zur Beurteilung akustischer Eigenschaften

Zur Vorhersage von Geräuscheigenschaften, die durch harmonische Anregung des Lagers verursacht werden, eignet sich die Untersuchung des Formprofils mittels Fourieranalyse. Grundidee ist, dass das Überrollen von Oberflächenstrukturen das Lager zum Schwingen anregt. Es wird zwischen einer breitbandigen und einer harmonischen Anregung des Lagers unterschieden. Dabei wird das Zweitere als deutlich unangenehmer empfunden, da durch die Anregung einer einzelnen Frequenz das Lager einen einzelnen Ton erzeugt, der zusätzlich durch Modulation an- und abschwellen kann [2].

In der industriellen Praxis der Wälzlagerindustrie werden Form und Welligkeit in der Regel im Feinmessraum unter idealen Bedingungen auf einem Formtester gemessen. Ein Einsatz in Produktionsumgebung empfiehlt sich nicht, da sich Umgebungsschwingungen auf die Messung übertragen und sehr leicht zu kostenintensiven Fehlinterpretationen führen können. In Abbildung 5 wird das Formprofil eines geschliffenen Innenrings gezeigt, der eine maximale Rundheitsabweichung von  $1,88 \mu\text{m}$  besitzt. Dabei tragen vor allen Dingen die langwelligen Anteile zu dieser Formabweichung bei. Für eine Bestimmung der Rundheit oder des  $\Delta r$  wird

in der Regel ein Tiefpassfilter eingesetzt, der die hohen Frequenzanteile, also die Welligkeit und Rauheit eliminiert.

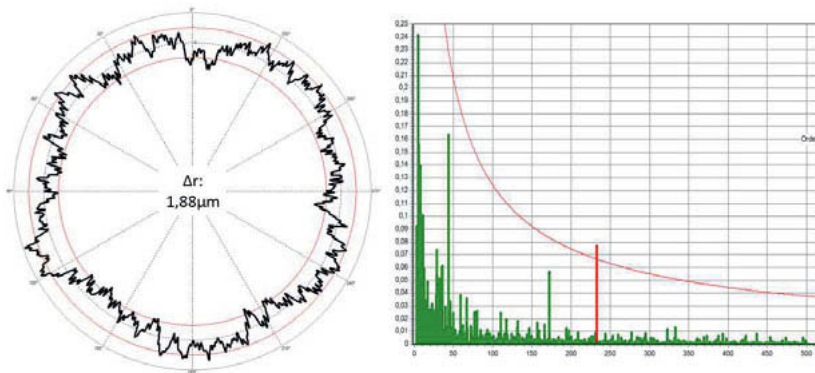


Abbildung 5. Polardiagramm und Amplitudenspektrum eines geschliffenen Innenrings

Zur Bewertung der hohen Frequenzanteile wird das Formprofil mit Hilfe der FFT (fast fourier transform) einer Fourieranalyse unterzogen. Hier werden weitere dominierende Welligkeitsbestandteile des Oberflächenprofils dargestellt. Bezüglich der einzuhaltenden Toleranzen wird der Tatsache Rechnung getragen, dass kürzere Wellenlängen „energiereicher“ sind und bereits bei niedrigen Amplituden für Auffälligkeiten sorgen können. Grenzwerte sind nicht linear, sondern exponentiell abfallend, was sehr schnell zu Toleranzen im zweistelligen Nanometerbereich führt.

In Abbildung 5 ist deutlich ein Peak mit der Wellenzahl 233 (d.h. 233 Wellen / Umfang) zu erkennen, der in seiner absoluten Amplitude nur  $0,075\mu\text{m}$  hat, jedoch zur akustischen Auffälligkeit des Lagers führt. Diese Frequenzanteile, besonders im mittleren und hohen Frequenzbereich ( $> 25$  Wellen / Umfang) sind häufige Ursache von Reklamationen auf Grund von Geräuschen [2].

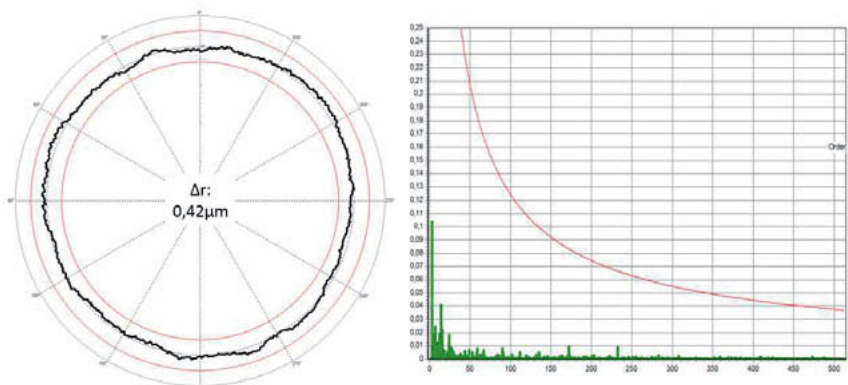


Abbildung 6. Polardiagramm und Amplitudenspektrum eines geschliffenen Innenrings

Werden nach dem Schleifen Honverfahren wie Finishen [7] zur Optimierung der Oberfläche angewendet, führen diese neben einer feineren Rauheit und einer Verbesserung der absoluten Formabweichung zu einer Reduzierung der Amplitudenhöhen im Frequenzspektrum, wie in Abbildung 6 zu sehen ist. Die Fourieranalyse des Formprofils gehört deshalb zu den Standardverfahren der Qualitätssicherung.

### 3. Grundlagen der Streulichtmesstechnik

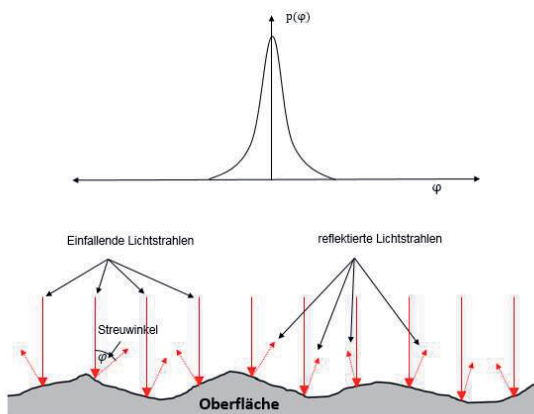


Abbildung 7. Winkelverteilung und Mikroprofilwinkel einer rauen Oberfläche

Oberfläche einfallende Lichtstrahlen werden an den Mikroprofilwinkeln  $\varphi$  der Rauheit reflektiert [9]. Das so zurückgestreute Licht wird mit Hilfe einer Fourieroptik in deren Brennebene übertragen. Die hier durch einen Detektor erfasste Intensitätsverteilung entspricht der Häufigkeitsverteilung der Streuwinkel. Abbildung 8 zeigt die Verhältnisse einer einzelnen Spiegelfacetten. Trifft ein Lichtstrahlenbündel senkrecht auf die Oberfläche, dann werden die einzelnen Lichtstrahlen an den sehr feinen Facetten reflektiert. Die Geometrie einer Facette wird durch ihren Winkel  $\theta$  oder Gradienten  $dz/dx$  beschrieben. Die in Abbildung 3 dargestellten Steigungen der Oberfläche können demnach vereinfachend als Spiegelfacetten verstanden werden. Unter Verwendung der einfachen geometrischen Optik kann so das einfache Reflexionsgesetz wie in Abbildung 7 gezeigt angewendet werden. Für das gestreute Licht wird so eine einfache Beziehung zu den Mikrostrukturen der Oberfläche hergestellt. Da bei technischen Oberflächen in der Regel die Steigungen der Profilflanken keine großen Werte aufweisen, kann man annehmen, dass

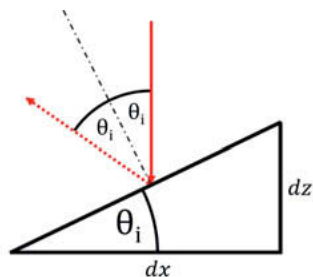


Abbildung 8. Spiegelfacetten

$$\frac{\partial z}{\partial x} \approx \theta \quad (6)$$

ist. Für den Streuwinkel  $\varphi$  gilt dann

$$\varphi = 2\theta$$

(7)

und die Varianz der in Abbildung 7 gezeigten Winkelverteilung berechnet sich als die in der VDA2009[9] beschriebenen Kenngröße  $A_q$ .

$$A_q = k \cdot \sum_{i=1}^n (2\theta_i - 2\bar{\theta})^2 \cdot p(2\theta_i)$$

(8)

Dabei entspricht  $\bar{\theta}$  dem ersten statistischen Moment und damit dem mittleren Reflexionswinkel des Strahlenbündels und  $p(2\theta_i)$  der normierten Einzelwahrscheinlichkeit einer Winkelklasse. In Abbildung 9 sind die normierten Verteilungen der Oberflächen „gehont“ und „mehrfach gehont“ aus Abbildung 4 zu sehen. Obwohl die Messdaten des Konfokalmikroskops nur aus einem einzelnen Profilschnitt stammen, zeigt sich die große Übereinstimmung zur Streuwinkel-

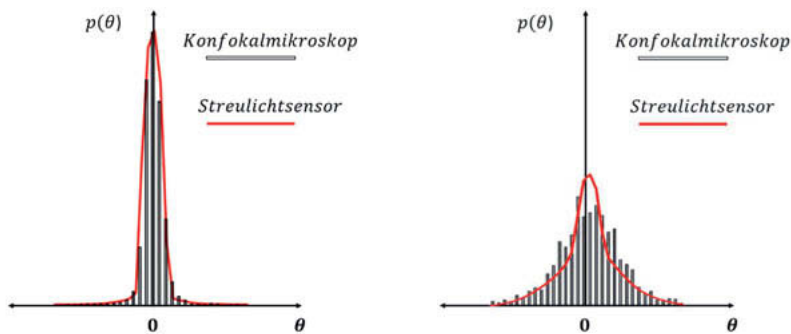


Abbildung 9. Vergleich Winkelverteilung optischer und taktiler Messung

verteilung. Verwendet man (8) zur Berechnung des  $A_q$ -Werts, so erhält man die Zahlenwerte aus Tabelle 2, die ein hohes Maß an Vergleichbarkeit zwischen konfokaler und optischer Messung zeigen. Zu beachten ist, dass bei der Berechnung der Steigungsverteilung des Rauprofils *zwingend* das  $\lambda$ s-(Tiefpass-)Filter eingesetzt werden muss, da bei der numerischen Ableitung das Instrumenten- und Umgebungsrauschen stark in das Messergebnis einfließen. Außerdem muss die laterale Auflösung des Messgerätes bei der Interpretation der Ergebnisse berücksichtigt werden.[3]

Aq	konfokal	ARS
geschliffen	59,94	62,40
gehont	25,86	30,33
mf gehont	3,96	3,80

Tabelle 1

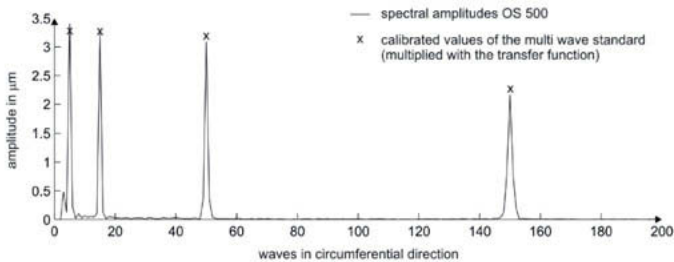


Abbildung 9. Vergleich Amplitudenspektrum optische und taktiler Messung

Neben der Analyse von Mikrostrukturen der Oberfläche kann das Streulichtverfahren auch Aussagen über die Makrogeometrie der Oberfläche treffen. Dabei kann  $\bar{\theta}$  als lokale Steigung des Makroprofils und damit als Ableitung der Form interpretiert werden. Mit bekanntem Messpunktabstand  $dx$  kann durch Integration die absolute Formabweichung des Prüflings ermittelt werden [10].

$$p(x) = \int_0^T \bar{\theta}(x) dx \quad (9)$$

Dieses Profil ist mit den Standardmessungen der taktilen Messtechnik vergleichbar, wie in Abbildung 10 am Beispiel eines Mehrwellennormals gezeigt. In Abbildung 9 ist das Amplitudenspektrum der Fourieranalyse von optischer und taktiler Referenzmessung zu sehen.[10]

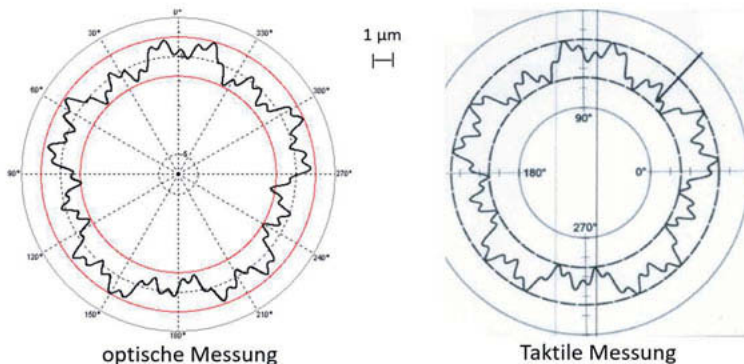


Abbildung 10. Vergleich optischer und taktiler Rundheitsmessung

#### 4. Anwendungen der Streulichttechnologie in der Gleit- und Wälzlagerindustrie

##### 4.1 Hundert Prozent Messung von Lagerringen



Abbildung 11. Messautomat mit Streulichtsensor

Die Qualitätssicherung der Produktion von Gleit- und Wälzlagern findet heute überwiegend in den Feinmessräumen der Unternehmen statt. Dabei steht die Einhaltung kleinster Toleranzen bei hohen Stückzahlen und kurzen Taktzeiten im Vordergrund. Wegen der langen Wege und der langen Messzeiten der traditionellen Messverfahren werden lediglich Stichproben entnommen, um die Stabilität der Fertigungsprozesse zu überwachen. Zeitlich begrenzte Störungen innerhalb des Prüfzyklus können dabei leicht übersehen werden. Hier wäre eine merkmalsbezogene Prozessüberwachung direkt in der Linie von großem Vorteil. Abbildung 11 zeigt den Streulichtsensor in einem linienintegrierten Prüfautomaten für die 100%-Überwachung der Laufbahn von Außenringen. Mit einer Periskopoptik wird die Laufbahn hinsichtlich

Auffälligkeiten der Form- als auch der Rauheit überwacht. Abbildung 12 zeigt typische Fehler, die in der Serienfertigung von Kugellagern auftreten können. Wird die Laufbahn nicht komplett ausgehont, so können lokal Bereiche auftreten, die im Kontaktbereich Kugel/Laufbahn Reste der Schleifstruktur aufweisen. Liegen diese Stellen im Kontaktbereich der Wälzkörper, besteht eine hohe Wahrscheinlichkeit für ein geräuschauffälliges Lager. Bei Stichprobenkontrollen lassen sich

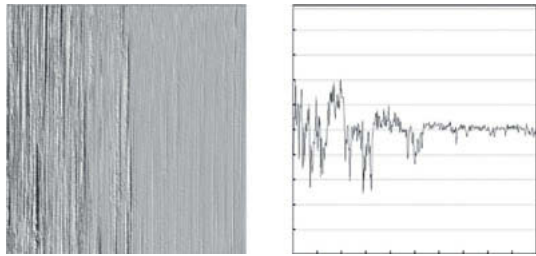


Abbildung 12. Messung einer nicht komplett gehonten Laufbahnstelle

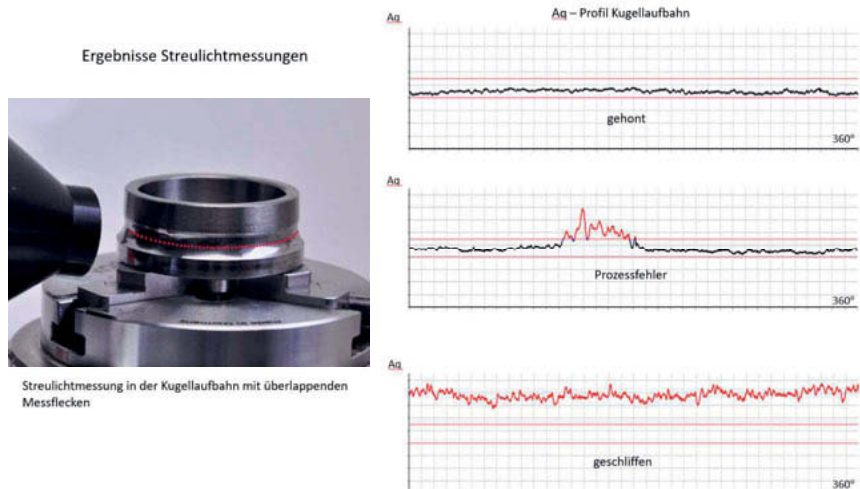


Abbildung 13. Messaufbau Innenring mit Streulichtsensor(links).

Aq-Profile einer gehonten, nicht komplett gehonten und geschliffenen Laufbahnstelle

diese Fehler nur durch großen Zufall entdecken. Zum einen ist nicht jeder Ring betroffen, zum anderen tritt der Fehler lokal und nicht über den Umfang der Laufbahn auf. In Abbildung 13 ist der Messaufbau des Streulichtensors zu erkennen. Über den Umfang verteilt werden 1024 überlappende Streulichtmessungen durchgeführt. Die dabei ermittelten Aq-Werte sind in den Messdiagrammen der selben Abbildung zu sehen. Jeder Punkt repräsentiert eine einzelne Rauheitsmessung. Über den Umfang verteilt bilden sie das Aq-Profil. Bei gut gehonten Oberflächen liegen die Aq-Werte zwischen den beiden roten Toleranzgrenzen. Geschliffene Ringe weisen Aq-Werte auf, die deutlich darüber liegen. Treten lokal Stellen mit schlechter Honung auf, werden diese deutlich erkannt. Ähnliche Ergebnisse erhält man, wenn die Form des Rings ausgewertet wird. Abbildung 14 zeigt Rundheitsdiagramm und Amplitudenspektrum des Rundheitsprofils eines nicht durchgehonten Lagers. An der Position mit Restschleifstruktur erkennt man im Rundheitsprofil die lokale Welligkeit. Im Amplitudenspektrum macht sich dieser Fehler ebenfalls bemerkbar, so dass eine abfallende Toleranzkurve diesen Ring bei einer 100% Kontrolle als n.i.O. bewertet und ausgeschleust hätte. Der in Abbildung 11 gezeigte Messautomat benötigt für die Messung und Bewertung eines Lagers weniger als eine Sekunde. Grundvoraussetzung ist eine geeignet gereinigte



Oberfläche, die aber nicht zwingend durch einen Waschprozess erzeugt werden muss. Ein dünner, homogener über die Oberfläche verteilter Ölfilm stört die Messung nicht.

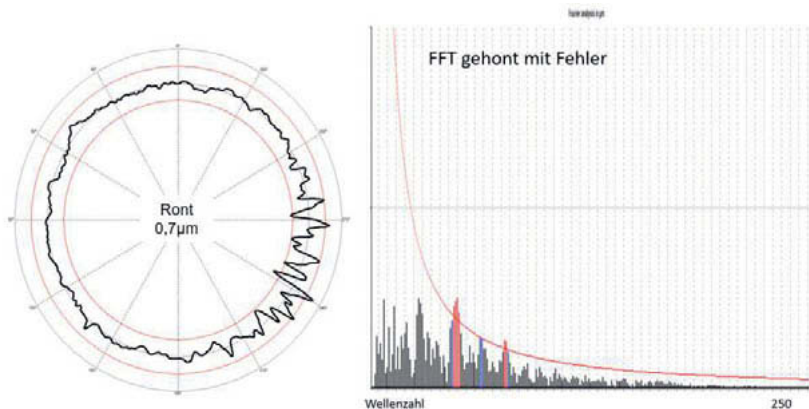


Abbildung 14. Rundheitsprofil und FFT eines nicht komplett gehonten Innenrings

#### 4.2 Welligkeitsmessung von Vierpunktlagern in Kugelgewindetrieiben

In EPS-Servolenkungen werden heute in der Regel Kugelgewindetrieibe verbaut. Dabei ist die Qualität der Laufbahnflächen mitentscheidend für das Geräuschverhalten der Lenkung. Von entscheidender Bedeutung ist neben der Geometrie auch die Welligkeit der Laufbahn um den Druckpunkt. Hier werden Finishprozesse eingesetzt, um die bei den Vorprozessen entstehenden Welligkeiten zu eliminieren. Eine große Herausforderung spielt dabei das unterschiedliche Verhalten des Lagers unter Last. Falls der Finishprozess nur einseitig stattgefunden hat, ist eine sinnvolle Beurteilung durch Koordinatenmesstechnik nicht mehr gegeben, da die Antastung in der Regel an beiden Flanken erfolgt. Die Streulichtmessung ist in der Lage, durch Schwenken des Messaufbaus für Kugelgewindetrieibe.



Abbildung 15. Welligkeitsmessung an KGT

## 5. Zusammenfassung

Die hohen Anforderungen an Gleit- und Wälzlager durch die aufkommende Elektrifizierung der Mobilität stellt die Industrie vor große Herausforderungen. Toleranzen von Rauheit und Welligkeit bewegen sich im hundertstel Mikrometerbereich. Oberflächenrauheiten lassen sich sehr gut durch statistische Kenngrößen der Amplitudendichte- und der Winkelverteilung beschreiben, während anregende Welligkeiten im Amplitudenspektrum der Fourieranalyse des Formprofils zu finden sind. Streulichtmesstechnik liefert eine rückführbare Messtechnik, die eine statistische Rauheitskenngröße  $A_q$  ermittelt, mit der man sehr gut verschiedene Fertigungsverfahren trennen kann. Gleichzeitig wird über die Integration der Makrosteigung ein Formprofil erstellt, das zur Formanalyse wie Rundheit und Fourieranalyse eingesetzt werden kann. Die Technologie ist robust, schnell, berührungsfrei und kann in Fertigungslinien zur 100%-Überwachung der Produktion eingesetzt werden.

- [1] Seewig, J., Wiehr, C. u. Gröger, S.: Charakterisierung technischer Bauteiloberflächen. Stand der Oberflächenmesstechnik heute. Metrologie in der Mikro- und Nanotechnik 2011. Messprinzipien - Messgeräte - Anwendungen; 4. Fachtagung, Erlangen, 25. und 26. Oktober 2011. Düsseldorf: VDI-Verl. 2011, S. 159–171
- [2] Hutzler, M.: Anwendung der harmonischen Analyse in der Wälzlagerfertigung, VDI Wissensforum, 2016
- [3] Bodschninna, H.: Oberflächenmeßtechnik zur Beurteilung und Optimierung technischer Funktionsflächen, Aachen, Shaker Verlag, 2000
- [4] ISO4287
- [5] Stout, K.J. et al. :Analytical Techniques in Surface Topography and their application to a Running-In Experiment., Wear 43, 1977, S. 99-115
- [6] Bodschninna, H., Hillmann W., Oberflächenmeßtechnik mit Tastschnittgeräten in der industriellen Praxis, Berlin, Beuth-Kommentare 1992
- [7] Riedel, W. Kurbelwellenfinish mit engsten Lagerabständen, Velbert, Schleifen und Polieren 6/2017
- [8] Brodmann, R., Allgäuer, M.: Comparison of light scattering from rough surfaces with optical and mechanical profilometry in surface measurement and characterization. In: Proc. SPIE, vol. 1009, pp. 111–118 (1988)
- [9] VDA2009 Geometrische Produktspezifikation, Winkelaufgelöste Streulichtmethode,, Definition, Kenngrößen und Anwendung. 2010/01
- [10] Brodmann, B.: Optische Form und Welligkeitsmessung im Nanometerbereich, VDI Wissensforum, 2016



# Neuartige Methode zur Anomalien- oder Schadenfrüherkennung im Antriebsstrang

Dipl.-Ing. **Achille Fabien Nkwitchoua Djangang**,  
VDEh-Betriebsforschungsinstitut, Düsseldorf

## 1. Kurzfassung

Es wird eine aktive Messmethode vorgestellt, die definierte elektrische Signale in Lager und Getriebe einspeist, um deren Zustand zu analysieren. Dabei lassen die elektromagnetischen Eigenschaften des Schmiermittels einen direkten Rückschluss auf die Beschaffenheit der Komponenten und deren Ausfallwahrscheinlichkeit vorherzusagen. Seit ihrer Erfindung bis heute spielen die Maschinen auf unzähligen Feldern, unter anderem im Bereich der Produktion und des Transportsektors, eine tragende Rolle. Aus diesem Grund ist heute ein Leben ohne Maschine nicht mehr vorstellbar. Angesichts der Bedeutung der Rolle, die die Maschinen spielen, ist eine ständige Überwachung ihrer guten Funktionsweise unerlässlich. Dies ist der Grund, warum verschiedene Methoden zur Überwachung von Maschinen entwickelt wurden, um ihre Wartungsbedingungen zu verbessern. Jeder Ansatz versucht so gut wie möglich den präventiven Spielraum vor einem möglichen Problem zu verlängern.

Der Vortrag stellt kurz die aktuellen Methoden zur Überwachung von Anomalien und Schäden an Antriebssträngen und deren Vorwarnzeit vor. Dabei wird die neue Methode präsentiert und über eine Prüfung der Funktionstüchtigkeit und neue Erkenntnisse des neuen Verfahrens diskutiert.

## 1. Einleitung

Ohne Maschinen wäre heutzutage eine industrielle Produktion nicht denkbar. Lager, Getriebe und Antriebe sind Maschinenkomponenten von zentraler Bedeutung. Sie befinden sich in sämtlichen bewegten Systemen mit rotierenden Achsen, beginnend mit Fahrzeugantrieben, Getrieben, über Pumpen bis hinzu zu Walzen in der Umformtechnik. Kurzum bilden sie ein wichtiges Rückgrat der industriellen Produktion.

Ein plötzlicher Ausfall von Lagern oder Getrieben ist oft gleichbedeutend mit dem Stillstand ganzer Fertigungsstraßen und der daraus entstehende Schaden immens.

Steht eine Produktion wegen eines defekten Lagers still, so kommt es nicht nur zu Verzögerungen, welche für sich gesehen bereits sehr teuer sind, vielmehr können Produkte auch direkt geschädigt werden. Angesichts der wichtigen Rolle, die Lager und Getriebe für Produktionsstraßen spielen, wurden in der Vergangenheit bereits vielfältige Methoden entwickelt, um Schäden im Voraus zu erkennen. Somit existieren mehrere Methoden mit zwei besonders wichtigen Eigenschaften: eine möglichst lange Vorwarnzeit und eine einfache Implementierung der Methoden an die zu überwachende Maschine.

Die neue Methode sollte nun eine **möglichst frühzeitige Detektion von Anomalien an Lagern und Getrieben ermöglichen**. Der Sensor prüft dabei aktiv und hoch-präzise den Schmiermittelzustand. Dazu werden Spannungssignale in das Lager **eingespeist** und wieder ausgelesen. Aus den ausgelesenen Spannungssignalen sowie der tribologischen und physikalischen Eigenschaften der Maschine lässt sich schließlich eine Information über den Zustand des Schmiermittels ableiten. Bild 1 zeigt eine Klassifizierung von Methoden zur Antriebsstrangüberwachung mit ihrer Vorwarnzeit. Diese Vorwarnzeit hängt maßgeblich von der Schadenerkennungsmethode und ihrer Empfindlichkeit ab. Die neue Methode, die hier präsentiert wird, hat nicht nur den Vorteil einer Erhöhung der Vorwarnzeit, sondern könnte auch zur Prüfung von Fehlern sogar bei neuwertigen Maschinen beitragen.

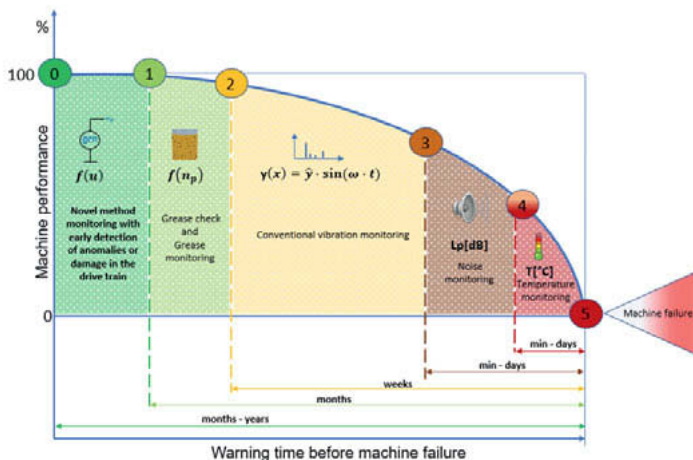


Bild 1: Klassifizierung von Methoden zur Anomalie- und Schadendetektion im Antriebsstrang mit deren Vorwarnsignalzeit während deren Lebensdauer

## 2. Stand der Wissenschaft

Bis heute basiert die Antriebsstrangüberwachung hauptsächlich auf 4 Analysemethoden. Als erste ist die meist verbreitete Frequenzanalyse (messbare Schwingungen), wobei **konstruktivbedingten Vorzugsfrequenzen von unerwünschten Frequenzen (Schadenfall) unterschieden und überwacht werden** [1], [2]. Ein weiteres Verfahren mit der Frequenzanalyse ist das **Stator-Stromanalyse-Verfahren** [3], das das **Statorstromspektrum nutzt. Die zweite ist die Akustikanalyse** (Emission von Geräuschen), die Mikrophone nutzt, um den Zustand der Maschine **ab einem** gewissen Schadensgrad zu überwachen [10], [4]. Als drittes Überwachungsverfahren nutzt die **Temperaturanalyse** den Temperaturanstieg, der durch einen voranschreitenden Lagerschaden verursacht wurde [5], [6]. Die letzte eine der ältesten Überwachungsmethoden ist die **Schmierstoffanalyse, wobei** das Schmiermittel im Hinblick auf Fremd- oder Metallpartikel untersucht wird, die auf Schädigung hinweisen könnten [7], [8], [9]. Das Buch von Haris [10] gilt als Standardwerk bezüglich Analysetechniken von Lagern (und Getrieben). Das neue Verfahren, das hier präsentiert wird, unterscheidet sich von den obengenannten Methoden durch die zusätzliche Intelligenz (Software) und die hochpräzise Messauflösung.

## 3. Methode

Der Schmierstoff im Antriebsstrang hat die Aufgabe Reibungen oder Kontakte im Lager oder im Getriebe zu vermeiden. Schmierstoffe sind temperaturabhängig und sind nicht nur durch ihre tribologischen Eigenschaften wie Reibungsminderung oder Viskosität geprägt, sondern besitzen gleichermaßen **charakteristische elektrische Eigenschaften**. Eine **Änderung des Schmierstoffzustands enthält daher viele Informationen über den Gesamtzustand und die Gesundheit der Maschine** selbst. Durch die **Einspeisung von geeigneten Spannungssignalen in das Prüfobjekt** (z.B. ein Lager wie in Bild 2) **lässt sich den** Zustand des Prüfobjektes durch die Messung der resultierenden Spannung ermitteln. So ist die gemessene Spannung eine Funktion des Lagerzustands (Aktuelle Impedanz Bild 2). Über geeignete Algorithmen kann somit die gemessene Spannungsänderung analysiert und letztlich der Zustand der Maschine bewertet werden. Aus [11] und [12] lässt sich ableiten, dass das Lager durch seine parasitären elektrischen Eigenschaften als komplexe variable Impedanz zu betrachten ist (hauptsächlich als Kondensatoranordnung). So werden in dieses Verfahren die Abweichungen der elektrischen Eigenschaften durch Abnutzung oder Konstruktionsfehler benutzt, um den Zustand der Maschine zu ermitteln.

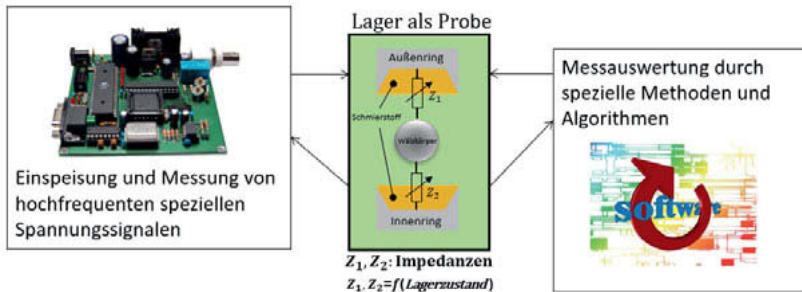


Bild 2: Lösungsansatz zur Lagerüberwachung mit dem neuen Verfahren

#### 4. Erkenntnisse Zusammenfassung und Ausblick

Zur Prüfung der Funktionstüchtigkeit der neuen Überwachungsmethode wurden zwei Lager von gleichem Typen als Probe verwendet (ein intaktes Lager und ein defektes, d.h. ungeschmiertes Lager). Ein Spannungssignal mit einer Amplitude von 2V (2V,-2V) wurde als Referenzsignal benutzt.

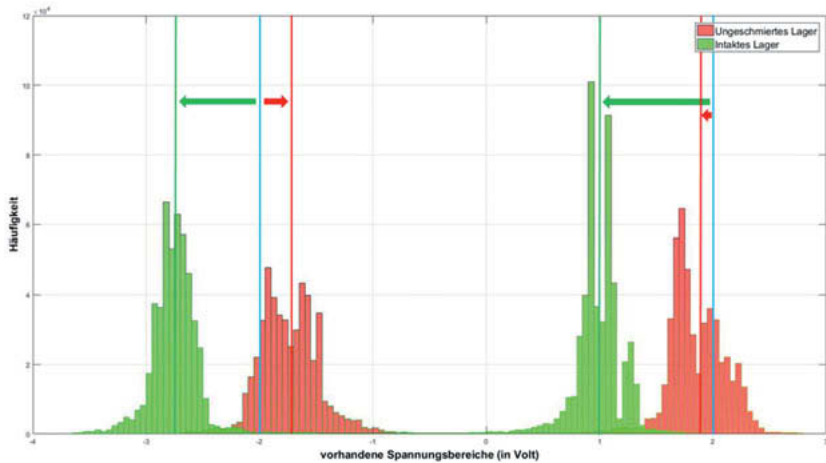


Bild 3: Histogramm zum Vergleich der Häufigkeit der vorhandenen Spannungsbereiche bei dem intakten (grün) und dem ungeschmierten Lager (rot) in der Bremsphase mit 10% der Nennfrequenz

Bild 3 zeigt ein Histogramm, das die Unterschiede zwischen beiden Lagerzuständen darstellt. Beide Lager befanden sich am Anfang der Versuche im neuen Zustand und wurden in einem Betriebszustand mit 10% der Antriebsnennfrequenz betrieben. Die y-Achse und die x-Achse repräsentieren die Häufigkeit der gemessenen Spannungsbereiche bzw. die vorhandenen Spannungsbereiche. Die vertikale blaue Linie repräsentiert die Amplituden der Referenzspannung. Die vertikalen grünen und roten Linien repräsentieren die Mitte des Spannungsspektrum für beide Lager. Die grünen und roten Pfeile zeigen die Verschiebungsstärke und die Verschiebungsrichtung von den Amplituden der Referenzspannung. Festzustellen sind die unterschiedlichen Arten der Spannungsverschiebungen im Vergleich zur Referenzamplitude (2V) und die Unterschiede bei der Amplitude der Häufigkeiten sowie die unterschiedlichen Spektrum-Formen der vorhandenen Spannungen. In dem angemeldeten Patent [13] wird das Verfahren ausführlich präsentiert. Alle diese Erkenntnisse ermöglichen einen klaren Verhaltensunterschied zwischen den intakten und ungeschmierten Lager durch die Methode festzustellen. Weitere Untersuchungen sind für die nächsten Jahren geplant, um diese neue Überwachungsmethode robuster zu entwickeln und die Vorwarnzeit bis zum Maschinenschaden zu erhöhen.

## 5. Litteraturangaben

- [1] B. Li, P. Zhang, D. Liu, S. Mi, G. Ren, und H. Tian, „Feature extraction for rolling element bearing fault diagnosis utilizing generalized S transform and two-dimensional non-negative matrix factorization“, *Journal of Sound and Vibration*, Bd. 330, Nr. 10, S. 2388–2399, Mai 2011.
- [2] Z. Zilong und Q. Wei, Z. Zilong und Q. Wei, „Intelligent fault diagnosis of rolling bearing using one-dimensional multi-scale deep convolutional neural network based health state classification - IEEE Conference Publication“, 2018.
- [3] C. P. Mbo'o und K. Hameyer, „Fault Diagnosis of Bearing Damage by Means of the Linear Discriminant Analysis of Stator Current Features From the Frequency Selection - IEEE Journals & Magazine“, 2016.
- [4] M. Elforjani und S. Shanbr, „Prognosis of Bearing Acoustic Emission Signals Using Supervised Machine Learning“, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Bd. 65, Nr. 7, S. 5864–5871, Juli 2018.

- [5] Z. Huang, „Research for the Bearing Grinding Temperature On-Line Monitoring System Based on the Infrared Technology“, in *Simulation and Optimization 2008 International Workshop on Modelling*, S. 129–132, 2008.
- [6] J. A. Henao-Sepulveda, M. Toledo-Quinones, und Y. Jia, „Contactless Monitoring of Ball Bearing Temperature“, in *2005 IEEE Instrumentation and Measurement Technology Conference Proceedings*, 2005, Bd. 2, S. 1571–1573, 2005.
- [7] J. O. Manyala und M. Z. Atashbar, „Development of particle contaminants monitor system for gearbox lubricant prognostics“, in *2016 IEEE SENSORS*, S. 1–3, 2016.
- [8] K. Kudlaty, A. Purde, und A. W. Koch, „Development of an infrared sensor for on-line analysis of lubricant deterioration“, in *2003 IEEE SENSORS*, Bd. 2, S. 903-908 Vol.2, 2003.
- [9] M. F. M. Idros, S. Ali, und M. S. Islam, „Optical analysis for condition based monitoring of oxidation degradation in lubricant oil“, in *2012 4th International Conference on Intelligent and Advanced Systems (ICIAS2012)*, 2012, Bd. 2, S. 735–740, 2012.
- [10] T. A. Harris, *Rolling bearing analysis*, 4th ed. New York, NY: John Wiley and Sons, 2001.
- [11] A. Muetze, „Bearing Currents in Inverter-Fed AC-Motors“, S. 267, 2003.
- [12] A. F. Nkwitchoa Djangang, „Antriebssystem für ein Schienenfahrzeug“, DE102014103320, 13-Mai-2015.
- [13] A. F. Nkwitchoa Djangang, J. Polzer, „Vorrichtung zur Bestimmung des Zustands eines mechanischen Bauteils, Verwendung eines Messgeräts, System, Verfahren zur Bestimmung des Zustands eines mechanischen Bauteils“, Juli 2017.

## Wälzlager als potenzielle Zündquellen in explosionsgefährdeten Bereichen

Dr.-Ing. **T. Guthmann**, Prof. Dr.-Ing. habil **F. Engelmann**,  
Dr.-Ing. **S. Herbst**, Wirtschaftsingenieurwesen,  
Ernst-Abbe-Hochschule Jena

### Kurzfassung

Im vorliegenden Beitrag wird auf den Einsatz von Wälzlagern in explosionsgefährdeten Atmosphären und den damit verbundenen Risiken eingegangen. Hierbei wird insbesondere auf die Problematik der Fehlerbetrachtung für den Einsatz in gelegentlich beziehungsweise häufig auftretenden explosionsgefährdeten Gas- oder Staubatmosphären hingewiesen.

Weiterhin wird ein mögliches Prüfverfahren zur Ermittlung von wichtigen Auslegungsparametern kurz vorgestellt.

### 1. Einleitung

Wälzlager als Standardbauteile zur beweglichen Lagerung von Bauteilen werden heutzutage in praktisch allen technischen Bereichen eingesetzt. Der Einsatz in explosionsgefährdeten Bereichen stellt hierbei besondere Anforderungen an die Auslegung der Lager.

Lässt sich das Auftreten von explosionsfähigen Atmosphären nicht vermeiden, so ist die Zündung dieser zu verhindern. Falls dies nicht möglich ist, muss die Auswirkung der Explosion auf ein für Mensch und Maschine unschädliches Maß beschränkt werden. Die Zündung derartiger Atmosphären kann unter anderem durch Schlagfunken oder heiße Oberflächen erfolgen. Aus diesem Grund dürfen in explosionsgefährdeten Bereichen keine Komponenten installiert werden, die Schlagfunken erzeugen oder heiße Oberflächen aufweisen.

Während Wälzlager im normalen Betrieb keine Schlagfunken erzeugen, kann die Erwärmung der Lager in Abhängigkeit von der Belastung und der Einbausituation einen kritischen Betriebszustand in explosionsgefährdeten Bereichen hervorrufen.

## 2. Explosionsgefährdete Bereiche

Bereiche in denen zündfähige Staub- oder Gasatmosphären auftreten können, werden nach der EU-Richtlinie 1999/92/EG [1] in insgesamt sechs unterschiedliche Zonen eingeteilt, so dass sich in Abhängigkeit von der Wahrscheinlichkeit des Auftretens für Staub- oder Gasatmosphären jeweils drei Zonen ergeben, siehe Tabelle 1.

Je größer die Wahrscheinlichkeit des Auftretens der potenziell gefährlichen Atmosphäre ist, umso höher sind die Anforderungen an Geräte, welchen in diesen Bereichen eingesetzt werden sollen.

Tabelle 1: Einteilung der explosionsgefährdeten Zonen nach EU-Richtlinie 1999/92/EG [1]

Häufigkeit des Auftretens	Brennstoff		Einsetzbare Geräte-kategorie <sup>1)</sup>
	Gase, Dämpfe, Nebel	Staub	
Bereiche in denen ständig, über einen langen Zeitraum oder häufig mit einer explosionsfähigen Atmosphäre zu rechnen ist.	0	20	1G, 2G, 3G 1D, 2D, 3D
Bereiche in denen sich gelegentlich eine explosionsfähige Atmosphäre bilden kann.	1	21	2G, 3G 2D, 3D
Bereiche in denen bei Normalbetrieb im Regelfall keine oder nur sehr kurzzeitig eine explosionsfähige Atmosphäre auftritt.	2	22	3G 3D
<sup>1)</sup> Geräte der Kategorie xG sind für den Einsatz in gasförmigen Atmosphären und Geräte der Kategorie xD für staubförmige Atmosphären geeignet.			

Geräte der Kategorie 3 verfügen über ein normales Maß an Sicherheit und stellen im Normalbetrieb keine Zündquelle dar. Geräte der Kategorie 2 verfügen über ein hohes Maß an Sicherheit und weisen auch bei zu erwartenden Störungen (einfacher Fehlerfall) keine Zündquelle auf. Das höchste Maß an Sicherheit weisen Geräte der Kategorie 1 auf. Bei diesen darf auch bei seltenen Störungen (beispielsweise zwei gleichzeitig auftretenden Fehlern) keine potenzielle Zündquelle entstehen.



Die entsprechenden Sicherheitsanforderungen an die einzelnen Gerätekategorien wirken sich hierbei sehr stark auf die Auslegung und Dimensionierung der einzelnen Komponenten aus. Sind in den einzelnen Geräten Wälzlager verbaut, sind diese konstruktiv so zu gestalten, dass sie keine potenzielle Zündquelle darstellen. Insgesamt sind in der EN 1127-1 [2] 13 mögliche Zündquellenarten aufgelistet, wobei für Wälzlager in erster Linie heiße Oberflächen oder mechanisch erzeugte Funken als Zündquelle in Frage kommen.

Während im Normalbetrieb mechanisch erzeugte Funken im Regelfall nicht auftreten, erwärmen sich die Lager teilweise recht deutlich, so dass die auftretende Oberflächentemperatur für eine Zündung der explosionsfähigen Atmosphäre ausreichend ist. So ist bei schwefelkohlenstoffhaltigen explosionsfähigen Atmosphären bereits bei einer Oberflächentemperatur von 85 °C mit einer Zündung zu rechnen.

Sollen die Lager in explosionsgefährdeten Bereichen der Zone 2 beziehungsweise 22 eingesetzt werden, ist durch konstruktive Maßnahmen sicherzustellen, dass die entsprechende Zündtemperatur im Normalbetrieb nicht überschritten wird. Dies geschieht im Regelfall durch eine entsprechende Dimensionierung der Lager, wobei für die thermische Auslegung der Lager im Normalbetrieb mehrere Berechnungsansätze verfügbar sind, siehe [3], [4], [5], [6].

Da für den Einsatz in den Zonen 1 beziehungsweise 21 neben dem Normalbetrieb zusätzlich die zu erwartenden Störungen zu betrachten sind, ist auch die Lagererwärmung bei einem Lagerdefekt wie beispielsweise vorzeitiger Verschleiß oder mangelnde Schmierung zu berücksichtigen. Die Auswirkung der zu berücksichtigenden Lagerdefekte auf die Erwärmung ist aktuell jedoch nur unzureichend erforscht, so dass in der Praxis bei hoch belasteten Lagern oftmals eine Temperaturüberwachung installiert wird, welche die Anlage bei unzulässiger Erwärmung abschaltet.

Ist ein Einsatz in der Zone 0 beziehungsweise 20 erforderlich, muss neben dem Defekt am Lager selbst auch der Ausfall eines Überwachungssystems berücksichtigt werden, so dass die geforderte Sicherheit im Regelfall durch ein redundantes Überwachungssystem gewährleistet wird.

Der Einsatz der Überwachungssysteme zur Gewährleistung der entsprechenden Sicherheit im Sinne des Explosionsschutzes führt unter Umständen zu einer erheblichen Steigerung der Bauteilkosten. Im Gegenzug ließen sich diese senken, wenn durch einen entsprechenden Berechnungsansatz zur thermischen Lagerdimensionierung, welche auch den Einfluss der zu erwartenden Defekte berücksichtigt, die Lagertemperatur im Fehlerfall hinreichend genau bestimmt werden kann. In diesem Fall könnten die Lager derart dimensioniert werden, dass selbst im Fehlerfall keine potenzielle Zündquelle entsteht.

### 3. Ziele

Im Rahmen des vorgestellten Projektes wird untersucht, wie sich einzelne Defekte an Wälzlagern auf die Betriebstemperatur des Bauteils auswirken. Anschließend sollen anhand der gewonnenen Ergebnisse entsprechende Berechnungsansätze abgeleitet werden. Diese solle es dem Konstrukteur ermöglichen, in einem relativ frühen Entwicklungsstadium die Auswirkung der zu erwartenden Fehler zu berücksichtigen und darauf aufbauend die notwendigen Gegenmaßnahmen zu treffen.

### 4. Methoden

Die Untersuchungen finden an einem eigens entwickelten Versuchsstand an der Ernst-Abbe-Hochschule Jena statt. Der Versuchsstand ermöglicht in erster Linie die Bestimmung der Lagertemperatur in Abhängigkeit der Belastung. Hierfür werden sowohl taktile als auch berührungslose Messverfahren wie beispielsweise die Infrarotthermografie eingesetzt.

Die Überwachung der auftretenden Schwingungen gibt zusätzlich einen Aufschluss über den mechanischen Zustand des zu prüfenden Lagers.

Im Fokus der Untersuchungen stehen hierbei zunächst einreihige Rillenkugellager, welche bereits Schäden, wie beispielsweise einen fortgeschrittenen Verschleiß, Korrosion, Abdrücke in den Laufflächen durch eine unsachgemäße Montage oder eine Überlastung aufweisen oder aufgrund mangelnder Schmierung außerhalb ihrer Spezifikation betrieben werden.

Durch die Auswertung der hierbei auftretenden Lagerbetriebstemperaturen lässt sich die Auswirkung der einzelnen Defekte auf die Lagertemperatur sowohl qualitativ als auch quantitativ ermitteln.

### 5. Ergebnisse

Erste Ergebnisse zeigen erwartungsgemäß, dass die Temperaturen der Lagersitze auf der Welle und im Gehäuse einen entscheidenden Einfluss auf die Temperatur des Lagers ausüben und generell die Lagertemperatur mit zunehmender Belastung ansteigt.

Aufgrund der erst kurzen Projektlaufzeit ist zum aktuellen Zeitpunkt keine allgemeingültige Aussage über das Temperaturverhalten der beschädigten Lager möglich, es deutet sich jedoch an, dass die Temperatur bei fortschreitendem Verschleiß und mangelnder Schmierung nennenswert ansteigt, womit unter ungünstigen Umständen das Lager zu einer potenziellen Zündquelle werden kann. Besonders hervorzuheben ist an diesem Punkt, dass bei einzelnen Messungen ein Temperaturanstieg kurzzeitig nach dem Anhalten des Lagers verzeichnet werden konnte. Dieses Verhalten ist jedoch zum aktuellen Zeitpunkt nicht restlos geklärt, hat aber

einen nicht zu vernachlässigenden Einfluss auf die Festlegung einer kritischen Abschalt-schwelle für den sicheren Betrieb in explosionsgefährdeten Bereichen.

## 6. Ausblick

In weiteren Messungen soll die Datenbasis erheblich erweitert und auf andere Lagerbauarten ausgebaut werden, so dass eine statistisch gesicherte Auswertung über das Temperaturverhalten der geschädigten Lager möglich ist. Anschließend soll, gemäß der Zielsetzung des Projektes, aus den Messergebnissen ein entsprechender Berechnungsansatz abgeleitet werden, welcher eine gesicherte Abschätzung der maximal zu erwartenden Lagertemperatur im einfachen Schadensfall ermöglicht.

Aufbauend auf diesen Untersuchungen ist in einem zweiten Schritt geplant, den Einfluss von konstruktiven oder fertigungstechnischen Fehlern wie zu große Wellenschiefstellungen, fehlerhafte Belastung oder falsche Passungen auf das Temperaturverhalten der Wälzlager zu ermitteln.

- [1] Richtlinie 99/92/EG:1999-12, Richtlinie 1999/92/EG Mindestvorschriften zur Verbesserung des Gesundheitsschutzes und der Sicherheit der Arbeitnehmer, die durch explosionsfähige Atmosphären gefährdet werden können
- [2] Norm EN 1127-1:2011, Explosionsfähige Atmosphären-Explosionsschutz-Teil 1: Grundlagen und Methodik
- [3] Schleich, T. J., Temperatur- und Verlustleistungsverhalten von Wälzlagern in Getrieben, Technische Universität München Diss. 2013
- [4] Baalmann, K.: Ein Verfahren zur Bestimmung der stationären Betriebstemperatur von Wälzlagerungen, Universität Hannover Diss. 1994
- [5] Zenker, L.: Numerische Analyse der transienten Temperatur- und Spannungsverteilung in schnell laufenden Kugellagern, Technische Universität Diss. 1998
- [6] Palmgren, A.: Grundlagen der Wälzlagertechnik, 3. Neubearbeitet Auflage, Stuttgart: Franckh Verlag 1964



# Lebensdauersteigerung von Wälzlagern durch eine hochproduktive Hartbearbeitung

## Festwalzen ermöglicht neue Ansätze für die Fertigung von Wälzlagern

Dr.-Ing. **Oliver Maiß**, ECOROLL AG Werkzeugtechnik, Celle

### Kurzfassung

Die Randzoneneigenschaften haben einen entscheidenden Einfluss auf die Lebensdauer von Bauteilen. Dies wurde in der Vergangenheit durch unzählige wissenschaftliche Beiträge bestätigt und ist darüber hinaus auch in der Industrie eine anerkannte Methode. Durch den Fertigungsprozess Hartdrehwalzen können die notwendigen Druckeigenstressungen eingebracht werden, um die Lebensdauer um 150 % steigern zu können. Gleichzeitig ist der Prozess gegenüber einer Referenzprozessschritte 38 % produktiver.

### Abstract (optional)

The surface integrity is crucial for the fatigue lifetime of parts, as for example roller bearings. The benefits of compressive residual stresses have been shown a lot in past. The innovative hard machining operation hard turn-rolling leads to high compressive residual stresses to increase the fatigue lifetime of about 150 %. Compared to a reference process chain the productivity can be increased by 38 %.

### 1. Einleitung

Als eines der am häufigsten eingesetzten Konstruktionselemente nehmen Wälzlager eine bedeutende Rolle im Maschinenbau ein. Weltweit werden sie jährlich millionenfach verwendet, wodurch auch ihre Bedeutung für den Ressourceneinsatz herausragend ist. Ein wesentlicher Hebel im Bereich der Ressourceneffizienz ist die Steigerung der Wälzlagerlebensdauer, wodurch zum einen weniger Lager eingesetzt werden müssen, bzw. die geforderte Lebensdauer durch einen deutlich geringeren Materialanteil erreicht wird.

Ein bedeutender Ansatz hierzu ist die belastungsangepasste Auslegung der Oberflächen- und Randzoneneigenschaften. Als Oberflächeneigenschaft wird die Oberflächentopografie bezeichnet. Die Randzoneneigenschaften umfassen alle Materialeigenschaften, die durch den Fertigungsprozess unterhalb der Oberfläche beeinflusst werden. Hierzu zählen beispielsweise

die Härte, der Gefügezustand oder die Eigenspannungen. Gerade letztgenannte sind wesentlich für die Lebensdauer von Bauteilen verantwortlich [1].

Der positive Einfluss von Druckeigenspannungen auf die Wälzlagerlebensdauer wurde in der Vergangenheit vielfach wissenschaftlich belegt [2, 3, 4]. So hat Hacke et al. Im Rahmen eines FVA-Projekts zeigen können, dass sich Wälzlager durch eine Einlaufphase mit einer erhöhten Lagerlast für den späteren Einsatz trainieren lassen (Lebensdauersteigerung um 80 %). Im Rahmen eines öffentlich geförderten Grundlagenprojekts (DFG SPP1551) konnte von Neubauer ein Lebensdauermodell aufgestellt werden, in welchem der aufgezeigte Effekt berücksichtigt werden konnte [3].

Fertigungsverfahren haben unterschiedlich starke Auswirkungen auf die Oberflächen- und Randzoneeigenschaften. Die aktuelle Prozesskette mit einer geometrisch unbestimmten Zerspaltung in der Hartbearbeitung ist aus wirtschaftlichen Gesichtspunkten anderen Verfahren heute überlegen. Alternative Verfahren, wie das Hartdrehen, können bei Großlagern dagegen sehr wirtschaftlich eingesetzt werden. Allerdings wird auch hier ein abschließender Schleifprozess eingesetzt, um negative Randzoneeigenschaften aufgrund des Werkzeugverschleißes zu eliminieren. Hinsichtlich der Druckeigenspannungen ist das Schleifen jedoch nicht sonderlich wirkungsvoll, da insbesondere Druckeigenspannungen unmittelbar an der Oberfläche erzeugt werden, nicht aber im Inneren des Bauteils, wo sie für die Lebensdauersteigerung benötigt werden.

Als mechanischer Oberflächenbearbeitungsprozess zielt das Festwalzen genau auf diese Randzonenbeeinflussung ab. Beim Festwalzen wird die Oberfläche durch eine Kugel oder Rolle plastisch umgeformt und geglättet. Gleichzeitig werden Druckeigenspannungen in großer Tiefe und ein hohes Maß an Kaltverfestigung in der Randzone erzeugt.

## 2. Innovative Prozesskombination Hartdrehwalzen

Die Verfahren Hartdrehen und Festwalzen sind sowohl von der Prozessführung, wie auch von den verwendeten Prozesseinstellgrößen vergleichbar. Aus diesem Grund eignen sich die Verfahren besonders gut für eine hybride Verfahrenskombination. Der neu entwickelte Hartdrehwalzprozess kombiniert beide Werkzeuge in einem Werkzeughalter, so dass eine simultane Bearbeitung erfolgen kann. Im Rahmen des SPP1551 wurde ein Werkzeugprototyp für die Bearbeitung von Wälzlagern eingesetzt. Die ECOROLL AG Werkzeugtechnik hat den Werkzeugprototyp mittlerweile in ein industriell nutzbares Werkzeug überführt und hinsichtlich der Prozesssicherheit optimiert (Bild 1).



Bild 1: Werkzeugkonzepte zum Drehwalzen (Prototyp und Industrieprodukt)

### 3. Oberflächen- und Randzoneneigenschaften

Durch den Einsatz des Hartdrehwalzens wird eine Oberfläche mit einem hohen Materialtraganteil erzeugt. Durch den Hartdrehprozess wird das grundsätzliche Rauheitsniveau bestimmt und es werden die typischen Rauheitsprofile eines Drehprozesses erzeugt. Durch den anschließenden Festwalzprozess werden die Rauheitsspitzen plastisch verformt und es wird eine plateauartige Oberfläche erzeugt. Grundsätzlich wird die Oberflächenrauheit um ca. 50 % reduziert [5]. Die Druckeigenspannungen werden lediglich durch den Festwalzprozess bestimmt. Untersuchungen bei der seriellen Bearbeitung aus Hartdrehen und Festwalzen zeigen, dass unabhängig von den vorangegangenen Eigenspannungen beim Drehen (Zug- oder Druckeigenspannungen) nach dem Festwalzen mit denselben Prozesseinstellgrößen kein Unterschied in den Druckeigenspannungen mehr feststellbar ist [5, 6].

Beim Festwalzen und auch beim Hartdrehwalzen entstehen die maximalen Druckeigenspannungen unterhalb der Bauteiloberfläche, analog zu den Hertz'schen Kontaktspannungen. Eine Steigerung des Walzdrucks führt in der Bauteiltiefe zu höheren maximalen Druckeigenspannungen. Die Tiefe und auch die gesamte Eindringtiefe der Eigenspannungen werden nur unwesentlich beeinflusst. Durch die Wahl einer größeren Walzkugel erhöhen sich hingegen die Eindringtiefe sowie die Tiefe der maximalen Druckeigenspannungen. Durch die Wahl der Schnittgeschwindigkeit beim Hartdrehwalzen wird die in die Randzone eingeleitete Wärmemenge beeinflusst. Mit steigender Schnittgeschwindigkeit nimmt die Temperatur des gewalzten Bereichs zu. Dies führt dazu, dass signifikant höhere Druckeigenspannungen eingebracht werden. Alle Ergebnisse zur Randzoneneigenspannung beim Festwalzen und Hartdrehwalzen können ausführlich [6] entnommen werden.

#### 4. Lebensdauersteigerung durch Festwalzen und Hartdrehwalzen

Lebensdaueruntersuchungen an einem Vierlagerprüfstand am Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie der Leibniz Universität Hannover haben im Rahmen des SPP1551 gezeigt, dass durch das gezielte Festwalzen von Zylinderrollenlagern die Lebensdauer um 150 % gesteigert werden konnte. Für den Drehwalzprozess wurden Prozesseinstellgrößen gewählt, die noch höhere Druckeigenspannungen einbringen. Dies hat dazu geführt, dass die Lebensdauer der Lager geringer als beim reinen Festwalzen ausfallen, was auf das Überschreiten eines maximalen Eigenspannungswertes zurückzuführen ist.

#### 5. Produktivitätssteigerung durch Hartdrehwalzen

Das Drehwalzen hat auch hinsichtlich der Produktivität signifikante Vorteile gegenüber den aktuellen Bearbeitungsprozessen Schleifen und Honen. Ein Vergleich hiermit zeigt, dass gegenüber der aktuellen Prozesskette eine Produktivitätssteigerung um 38 % möglich ist. Entscheidend ist hierbei die ganzheitliche Betrachtung der Prozesskette und auch der Prozessauslegung des Hartdrehwalzens.

#### 6. Zusammenfassung und Ausblick

Zusammenfassend bietet sowohl die serielle Bearbeitung aus Hartdrehen und Festwalzen, insbesondere aber die innovative Hybridbearbeitung Hartdrehwalzen signifikante Vorteile in der Fertigung von Wälzlagern. Beide Verfahren sind in der Lage die **Oberflächenqualität gegenüber dem Hartdrehen um 50 % zu reduzieren**. Der Festwalzprozess erzeugt in ausreichender Tiefe **hohe Druckeigenspannungen**, um die Lager bereits in der Fertigung für den späteren Einsatz zu trainieren. Sind die Druckeigenspannungen richtig ausgelegt, kann die **Lebensdauer der Lager um 150 % gesteigert** werden. Durch den Einsatz des Drehwalzprozesses ist die Bearbeitung gegenüber der heutigen Prozesskette um **38 % produktiver**. Der entwickelte Prozess im Rahmen des DFG-Schwerpunktprogramms 1551 wurde durch die E-COROLL AG Werkzeugtechnik zu einem industrietauglichen Werkzeug überführt. Somit steht ab sofort der Prozess Drehwalzen als **industriell nutzbare Fertigungslösung** zur Verfügung. Bild 2 fasst die Ergebnisse noch einmal zusammen.



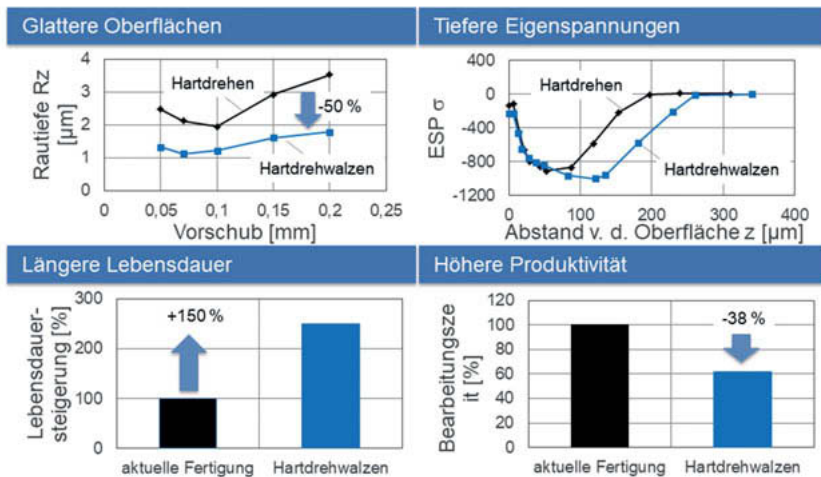


Bild 2: Mögliche Verbesserungen durch den Prozess Hartdrehwalzen in der Lagerfertigung

- [1] Breidenstein, B.: Oberflächen und Randzonen hoch belasteter Bauteile. Habilitationsschrift, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, 2011
- [2] Hacke, B., Radnai, B., Hinkelmann, K.: Berücksichtigung von Betriebszuständen, Sonderereignissen und Überlasten bei der Berechnung der Wälzlagerlebensdauer in Windenergieanlagen und Großgetrieben. Abschlussbericht FVA-Forschungsheft, Bd. AiF-Nr. 15227 N, 2011
- [3] Neubauer, T.: Betriebs- und Lebensdauerverhalten hartgedrehter und festgewalzter Zylinderrollenlager. Dr.-Ing. Dissertation, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, 2016
- [4] Pabst, A., Hubert, T., Tremmel, S., Wartack, S.: Berücksichtigung von Druckeigenspannungen in wälzbeanspruchten Werkstoffbereichen von Wälzlagern. GfT-Fachtagung, 2012, Göttingen
- [5] Denkena, B., Poll, G., Maiß, O., Pape, F., Neubauer, T.: Enhanced boundary zone rolling contact fatigue strength through hybrid machining by hard turn-rolling. Bearing World Journal, Vol. 1, Proc. of the 1<sup>st</sup> Bearing World Conference, 2016, Hannover
- [6] Maiß, O.: Lebensdauererhöhung von Wälzlagern durch mechanische Bearbeitung. Dr.-Ing. Dissertation, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, 2019



## Schadensmechanismen an vorgeschliffenen Innenringen bei Kaltwalzwerken WEC oder Schleifbrand?

**Thomas Peuschel, SKF GmbH, Schweinfurt**

Vorgeschliffene Innenringe (SKF Ausführung VU001) finden seit über 60 Jahren Verwendung in hochgenauen Stützwalzenlagerungen von Stahl-Kaltband- sowie Aluminiumfolie- und Feinband Walzgerüsten.

Die Innenringe werden größenabhängig mit einem Durchmessermaß von bis zu 0,4 mm ausgeliefert und nach der Montage auf die Walzenzapfen zusammen in einer Aufspannung auf ein vom Wälzlagerhersteller angegebenes Fertigmaß geschliffen.

Ziel ist es etwaige Ungenauigkeiten der Walzenzapfen sowie größere Wanddickenschwankungen der Innenringe zu eliminieren und somit einen bestmöglichen Rundlauf der Walzen in der Stützwalzenlagerung zu erreichen.

Die Außenringe sind ortsfest in die Stützwalzeneinbaustücke verbaut und tragen Punktlast, die Wanddickenschwankung der Außenringe spielt somit nur eine untergeordnete Rolle.

Üblicherweise werden die Wälzkörper in den vierreihigen Zylinderrollenlagern mit einer Sortierung in 1µm verbaut. Dies ist auch kleinste erreichbare Wert des Rundlaufs, der in Praxis nach kompletter Fertigstellung der Walzen auch schon gemessen wurde. Für Aluminium Folienwalzwerke hat sich ein Gesamtrundlauf der Stützwalzen < 5µm bewährt.

Üblicherweise werden die vorgeschliffenen Innerringe zwar mit dem Aufmaß im Laufbahndurchmesser gefertigt, die Oberflächengüte entspricht aber den fertiggeschliffenen Innenringen mit eingestellter Radialluft entsprechend C4.

Deshalb werden die Innenringe bei der Fertigung sowohl in der Bohrung als auch auf dem Laufbahndurchmesser mit Ra-Werten < 0,3 µm geschliffen.

Zu Zeiten manuell bedienter Schleifmaschinen in der Großlagerfertigung bis ca. 1985 sind durchaus öfter sogenannte Schleifbrandschäden durch zu heftiges Aufsetzen der Schleifscheibe oder einem "anfeuern" ohne Kühlmittel entstanden.

Dabei entsteht auf der Lageroberfläche eine zu hohe Wärmeentwicklung und es kommt zu Veränderungen im laufbahnnahen Gefügebereich durch Neuhärtungen bis zu einer Tiefe von 20 µm sowie einer wärmebeeinflussten Zone in Tiefen bis 100 µm.

Die Bereiche mit den Neuhärtungen weisen gegenüber den normalen Laufbahnbereichen eine wesentlich höhere Härte auf und beginnen direkt nach der Inbetriebnahme des Lagers auszubrechen.

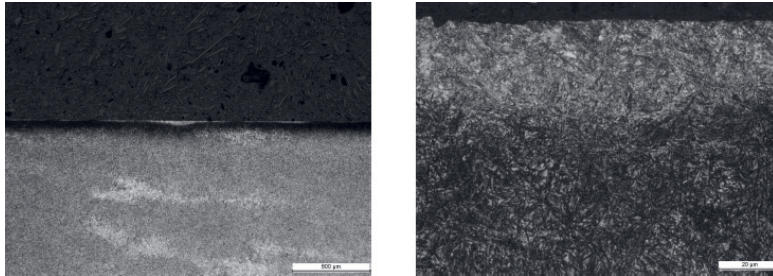


Bild 1: Metallografisches Beispiel für einen fertigungsbedingten Schleifbrand mit ca. 30µm Neuhärtungszone sowie ca. 90 µm wärmebeeinflusster Zone.  
Rechtes Bild zeigt eine Detailvergrößerung aus dem linken Bild.

Seit Einführung von CNC-gesteuerten Mehrspindel Schelifautomaten sind die fertigungsbedingten Schäden in Form von Schleifbrand nahezu nicht mehr aufgetreten und das Erscheinungsbild von Schleifbrand ist dabei mehr und mehr in Vergessenheit geraten.

Eine weitere Fehlerquelle für das Auftreten von Schleifbrand – während des Innenringlaufbahnschleifens nach der Montage der Innenringe beim Walzenhersteller - wurde durch das Erstellen exakter Nachschleifempfehlungen durch die Wälzlagerhersteller mit Vorgaben für die Schleifscheibenqualität, die Schnittgeschwindigkeit, die Schleifabnahme und die Vorschubgeschwindigkeit eliminiert.

### Neue Form von Schleifbrandschäden

Seit einigen Jahren treten wieder vermehrt Schäden an den Laufbahnen von vorgeschliffenen Innenringen auf, obwohl die Walzenhersteller und Schleifer die Empfehlungen der Wälzlagerhersteller exakt einhalten.

Gegenüber den früheren Schadensfällen mit starkem Schleifbrand und deutlichen Umhärtungen und wärmebeeinflusster Zone sowie Rissbildung direkt nach dem Schleifen zeigen die "modernen" Schäden in der Anfangsphase deutliche feine Rissnetzwerksstrukturen mit Verzweigungen unter der Oberfläche.

Da auch teilweise weiß anätzende Strukturen dabei labortechnisch nachgewiesen wurde sehr schnell der Verdacht von White Etching Cracks durch etliche Labore geäußert.



Bild 2: Rissnetzwerke am Übergang von der Aufschiebeschräge zur Laufbahn eines Zylinderrollenlagerinnenrings nach dem Fertigschleifen

Bei dem Schaden mit Rissnetzwerken an der Laufbahnoberfläche direkt nach dem Fertigschleifen der Innenringe testierte das untersuchende Labor einen "WEC" bedingten Lagerschaden ohne nachweisbaren Wasserstoff!

Labortechnische Untersuchungen in dem SKF-Labor für metallische Werkstoffe sowie eine anwendungstechnische Schadensuntersuchung vor Ort mit Begutachtung des Schleifprozesses zeigten jedoch eindeutig, dass auch dieses Schadensbild ein Schleifbrand durch zu langes "Stehenbleiben" der Schleifscheibe im Umkehrpunkt der Oszillation mit doppelter Schleifabnahme war.

Der labortechnische Nachweis konnte durch röntgenografische Eigenspannungsmessungen – eine Methode die heute vielen Laboren zur Verfügung steht – auch XRD-Beanspruchungsanalyse geführt werden.

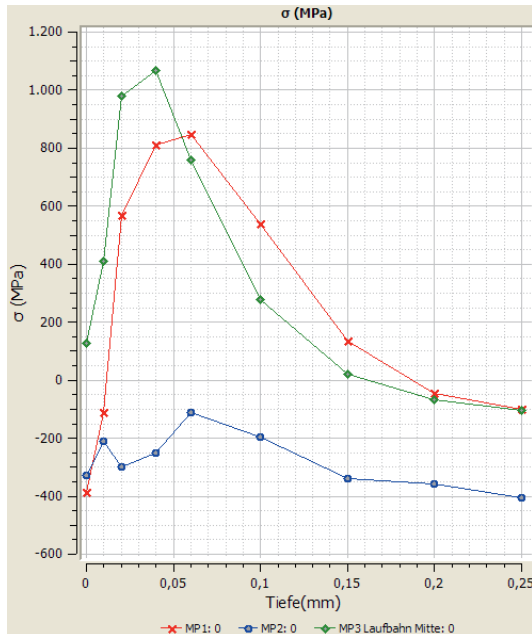


Bild 3: Eigenspannungsverlauf des Innenrings aus Bild 2 mit typischen Verlauf für Umhärtungen an der Laufbahnoberfläche am Meßpunkt 1 und Meßpunkt 3 mit steilem Anstieg in die Zugeigenspannung am Übergang zwischen Neuhärtung und wärmebeeinflusster Zone.

Somit konnte der Nachweis geführt werden, dass diese Schäden zwar im Erscheinungsbild den WEC ähneln, jedoch auf die alte und gut bekannte Schadensart der thermischen Oberflächenveränderung durch die mechanische Bearbeitung zurückgeführt werden können.

### Weitere Ursachen für das Entstehen von Schleifbrand

Eine weitere Ursache der Schleifbrandschäden ist heute nicht mehr die Einstellung falscher Bearbeitungsparameter an der Walzenschleifmaschine oder falsche Durchführung der Schleifoperation selbst, sondern unzureichende Instandhaltung und/oder Schmierung an den Lünnettensitzen der Schleifmaschinen.

Aus Kostengründen wird bei der Konstruktion von Walzwerken auf separate Lünnettensitze an den Walzenzapfen verzichtet, womit eine Stützwalze um mindestens 400 mm kürzer und damit das gesamte Walzgerüst kostengünstiger gebaut werden kann, da sich damit auch der Ständerabstand im Walzwerk entsprechend verringert

Damit geht allerdings auch einher, dass die Walzen beim Schleifen des Walzenballens mit der Laufbahn der Zylinderrollenlagerinnenringe in die Lünnetten gelegt werden müssen. Beim Schleifen der Innenringlaufbahn selbst muß die Lünnette dann auch noch zwischen den einzelnen Laufbahnen eines Walzenzapfens versetzt werden.

Zudem sind in den letzten 20 Jahren sehr viele Kaltwalzanlagen für die Herstellung kaltgewalzter Stahlbänder für die Automobilproduktion sowie die Herstellung von Verpackungs-Aluminiumfolien nach Südostasien in neu entstandene Firmengründungen ohne jahrzentelanges Nutzungswissen solcher Anlagen geliefert worden.

Durch unsachgemäßes Aufsetzen der Walzen in die Lünnetten der Schelfmaschinen werden die Gleitlagerschalen der Lünnetten sehr schnell stark beschädigt.



Bild 4: Walze zum Schleifen mit der Innenringlaufbahn in die Lünettenaufnahme gesetzt (Bild links) sowie die durch Stoßschäden zerstörte Gleitlagerschale der Lünette aus dieser Maschine.

Durch den Riss in der Gleitlagerschale der Lünette kann sich der zum Aufbau eines Schmierfilms notwendige Druck nicht halten und es kommt zu metallischem Kontakt zwischen dem Lünettengleitlager und der Laufbahnoberfläche des Zylinderrollenlagerinnenrings. Dies führt während der Schleifoperation des Walzenballens – dieser kann bis zu 8 Stunden dauern – zu starker Reibungswärme in der Kontaktfläche mit dem Ergebnis von Neuhärtungen und wärmebeeinflussten Zonen, wie von Schleifbrand bekannt – im näheren Bereich der Oberfläche. Da diese Zonen durch den Kontakt zur Lünette sehr großflächig sind, fallen die nachfolgenden Schäden auf den Laufbahnen der Innenringe ebenfalls sehr großflächig an und ähneln dabei dem Schadensbild von WEC, wie oftmals in Windgetrieben aufgetreten.





Bild 5: Großflächiger Oberflächenschaden verursacht durch eine defekte Lünette der Schleifmaschine aus Bild 4 (linkes Bild) sowie im Vergleich dazu ein Kegelrollenlagerinnenring mit dem Schadensbild WEC aus einem Windanlagengetriebe (rechts Bild).

Auch der Lagerschaden aus dem Bild 5 konnte rein durch anwendungstechnische Untersuchungen des Schleifprozesses (Bild 4) eindeutig als ein Schaden durch thermomechanisch verursachte Neuhärtungen identifiziert werden.

Nach Instandstandsetzung der Lünetten, der Montage neuer Innenringe sowie der gemeinsamen Anwesenheit aller Beteiligten, Walzanlagenbetreiber, Maschinenfabrik, Schleifmaschinenhersteller und Wälzlagerhersteller mit gemeinsamer Unterzeichnung des Schleifprotokolls sind diese Schäden bei dem Betreiber bis heute nicht mehr aufgetreten.

Bleibt noch anzumerken, dass dieser Schaden bereits aus dem Jahr 2001 datiert, wo das Schadensbild der WEC noch bei weitem nicht allgemein bekannt war.

### **Grundsätzliche Maßnahmen zur Vermeidung von "Schleifbrandschäden"**

Neben der gründlichen Wartung von Schleifmaschinen, der Ausbildung der Schleifer und dem Einhalten der von den Wälzlagerherstellern empfohlenen Schleifparameter bei der Bearbeitung der Innenringe kann auch die Verwendung bereits vom Wälzlagerhersteller fertig bearbeiteter Innenringe durchaus eine komplette Abhilfemaßnahme sein oder zumindest das Risiko minimieren.

Während das Aufmaß von 0,4 mm auf den Laufbahndurchmesser der Zylinderrollenlagerinnenringe noch aus Zeiten stammt als der Rundlauf der Walzenzapfen im Bereich von 0,100

– 0,200 mm und die Wanddickenschwankung der Innenringe im Bereich von 0,050 – 0,100 mm lagen, also das gesamte Aufmaß zur Erreichung eines möglichst genauen Rundlaufs teilweise benötigt wurde, erlauben es heute moderne Fertigungsmaschinen für Walzenzapfen und Wälzlagererringe deutlich geringere Abweichungen zu fertigen.

So sind Rundlaufwerte  $< 0,005$  mm für Walzenzapfen und Wanddickenschwankungen von großen Zylinderrollenlagerinnenringen  $< 0,008$  mm sehr gut zu erreichen.

In vielen Anwendungsfällen, z.B. der Produktion von kaltgewalzten Stahlblechen für die Automobil- und Elektroindustrie sind die daraus kombinierten Rundlaufwerte für die komplette Stützwalze von  $< 0,010$  mm völlig ausreichend um die gewünschte Bandqualität zu erzielen. Somit besteht keinerlei Grund mehr für die Verwendung vorgeschliffener Inneringe in diesem Anlagen.

Für die Produktion von sehr dünnen Aluminiumfeinbändern und -folien im Dickenbereich von 0,005 – 0,030 mm für die Verpackungsindustrie werden immer noch Stützwalzen mit einer wesentlich besseren Rundlaufgenauigkeit benötigt.

Legt man allerdings die machbaren Fertigungstoleranzen für die Walze und den Innering aus dem Beispiel oben zugrunde ergibt sich keine Notwendigkeit mehr einen vorgeschliffenen Innering mit einem aufmaß von 0,4 mm zu verwenden. Dabei müssen dann nämlich 95% des Aufmasses sinnlos weggeschliffen werden was nicht nur einen erheblichen Zeitaufwand, sondern auch Kosten für den Abrieb der Schleifscheibe verursacht.

Verwendet man anstelle der vorgeschliffenen Innenringe die hochpräzise gefertigten Innenringe der Lagerluftklasse C4 (Standard für die Montage mit festem Sitz auf den Walzenzapfen) kann man nach der Montage auf die Walzenzapfen zur Erreichung eines hochgenauen Rundlaufs des Gesamtsystems diese immer noch schleifen. Der notwendige Abtrag von 0,020 mm für den gewünschten Rundlaufs liegt immer noch im Bereich der Lagerluft C4, so daß kein unzulässig großes Lagerspiel durch das Nachschleifen entsteht.

Da durch den geringen Schleifabtrag die Schleifzeit erheblich verkürzt wird, von ca. 8 h auf weniger als 1 h, wird das Risiko der Schleifbrandentstehung deutlich minimiert da der Versuch einer Zeiteinsparung durch Erhöhung der Schleifparameter wegfällt.

# Untersuchung elektrischer Eigenschaften von Wälzlagern zur Entwicklung eines Sensorlagers

## Analyse zum Einfluss der Last und Drehzahl auf die Wälzlagerimpedanz

**T. Schirra**, M.Sc., **G. Martin**, M.Sc., Prof. Dr.-Ing. **E. Kirchner**,  
Produktentwicklung und Maschinenelemente, Technische Universität  
Darmstadt

### Kurzfassung

Wälzlager sind Maschinenelemente, die sich besonders zur Kraftmessung eignen, da sie funktionsbedingt im Kraftfluss liegen. Ein vielversprechender Ansatz ist daher die Messung der Wälzlagerimpedanz, um so die Lagerkräfte zu bestimmen. In diesem Paper werden experimentelle Untersuchungen gezeigt, die auf Abweichungen zwischen dem Verhalten der Messergebnisse und dem theoretischem Modell, mit dem die Impedanz berechnet werden kann, aufzeigt. Es zeigt sich, dass das Modell den Einfluss der Last und der Drehzahl auf das reale Verhalten nicht ausreichend wiedergibt. Eine mögliche Ursache ist die Vereinfachung des Wälzkontakts als ebener Plattenkondensator oder eine Abhängigkeit des Randeinflusses der Wälzkörper von den Betriebsbedingungen. Um diese Hypothesen zu bestätigen, bedarf es jedoch weiterer Untersuchungen.

### 1. Einleitung

Ein wesentlicher Kostenfaktor in der Produktion sind Stillstandszeiten. Neben den geplanten Stillständen zur Wartung und Reparatur sind die ungeplanten Ausfälle hier die wesentlichen Kostentreiber. Eine präventive Maßnahme um ungeplante Stillstände zu verhindern stellt die Überwachung von Komponenten und Prozessen dar. Mit genauer Kenntnis von Betriebslasten der Maschinenkomponenten können Lebensdauerrechnungen optimiert und somit Ausfallrisiken minimiert werden. Laut VDMA [1] können durch geschickte Überwachung und daraus folgender Predictive Maintenance Stillstandszeiten um bis zu 70% reduziert werden.

Kräfte in rotierenden Systemen werden meist über die Lager abgeleitet, diese eignen sich somit hervorragend als Messstellen. Ein neuartiger Ansatz nutzt die Tatsache, dass die elektrische Impedanz eines Wälzlagers von der Lagerlast abhängt [2]. Somit muss lediglich ein definierter Stromkreis durch das Wälzlager zur Messung der Impedanz gewährleistet werden.

Die eigentliche Sensorik und Auswerteeinheit muss nicht im begrenzten Gehäusebauraum integriert werden. Die wesentlichen Zusammenhänge sind in [3] beschrieben. Im gängigen Modell nach Prashad wird jeder Wälzkontakt im Lager als Plattenkondensator, wie in Bild 1 dargestellt, modelliert. Die Plattenfläche wird durch die lastabhängige Hertz'sche Fläche  $A_{Hz}$  und der Plattenabstand durch die Schmierfilmdicke  $h_0$  mit den dielektrischen Eigenschaften des Schmiermittels festgelegt. Neben der Last hängt die Schmierfilmdicke im Modell auch von der Temperatur des Schmiermittels und der Drehzahl des Wälzlagers ab. Zusätzlich wird der Randzone des Wälzkontakts als ein konstanter Einfluss  $k_{Rand}$  auf die Wälzlagerimpedanz berücksichtigt. Die Kondensatoren, die den Wälzkontakt modellieren, sind über den Käfig und Lagerringe miteinander verschaltet. Für die Kapazität eines Wälzkontakts  $C_{WK}$  gilt:

$$C_{WK} = k_{Rand} \cdot \epsilon_0 \cdot \epsilon_{öl} \cdot \frac{A_{Hz}}{h_0}.$$

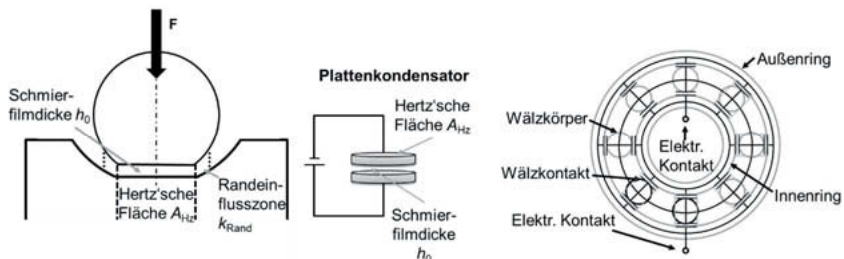


Bild 1: Modellierung des Wälzkontakts und Verschaltung im Wälzlager

## 2. Versuchsaufbau

Um die Eignung der bestehenden Modelle zur Beschreibung der elektrischen Eigenschaften von Wälzlager zu untersuchen, wurde ein Prüfstand aufgebaut. Im Versuchsaufbau, dargestellt in Bild 2, treibt ein Motor über eine elektrisch isolierte Kupplung die Welle an, welche auf zwei Wälzlager montiert ist. Die Lagersitze sind aus PEEK ausgeführt und somit elektrisch isoliert. Die Lagerlast  $F$  wird über ein drittes Wälzlager zwischen den Stützlager eingeleitet. Dieses Lager ist ebenfalls durch einen PEEK-Lagersitz elektrisch isoliert. Der elektrische Stromkreis wird von der Messtechnik über die Kontaktierung des Außenrings des mittleren Lagers, die Welle und einen Schleifring am Wellenende geschlossen. Zur Messung wird ein Netzwerkanalysator genutzt, der die Impedanz bei einer konstanten Frequenz von 200 kHz bestimmt. Die Betriebspunkte werden statisch angefahren und vermessen. Gemessen werden neben der elektrischen Impedanz des Wälzlagers die Lagerlast  $F$ , die Schmierstofftemperatur und die Drehzahl.

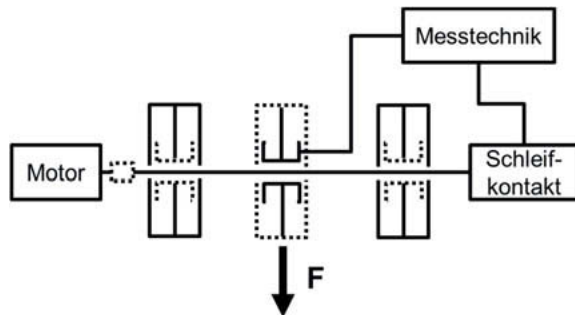


Bild 2: Schematischer Versuchsaufbau, elektrisch isolierende Flächen sind gepunktet dargestellt

In den Versuchen wurde die Impedanz des Wälzlagers in Abhängigkeit von der Lagerlast und der Drehzahl untersucht. Bei allen Versuchen lag die Temperatur des Schmierstoffs konstant bei 40 °C. Die Versuche werden mit einem Rillenkugellager 6205 C3 und dem FVA Referenz-Öl 3 durchgeführt. Die Lasten werden rein radial aufgebracht und jeweils in 100 N-Schritten erhöht. Die Drehzahlen werden von 1000 min<sup>-1</sup> bis 2000 min<sup>-1</sup> variiert.

### 3. Ergebnisse

Ein Teil der Versuchsergebnisse ist in Bild 3 und 4 dargestellt. Neben den Messwerten sind die theoretischen Werte auf Basis des bestehenden Modells aufgetragen. Für den Einfluss der Randzone der Wälzkontakte auf die Kapazität nehmen Gemeinder mit  $k_{Rand} = 1,1$  [4] und Furtmann mit  $k_{Rand} = 3,5$  [5] unterschiedliche Werte an.

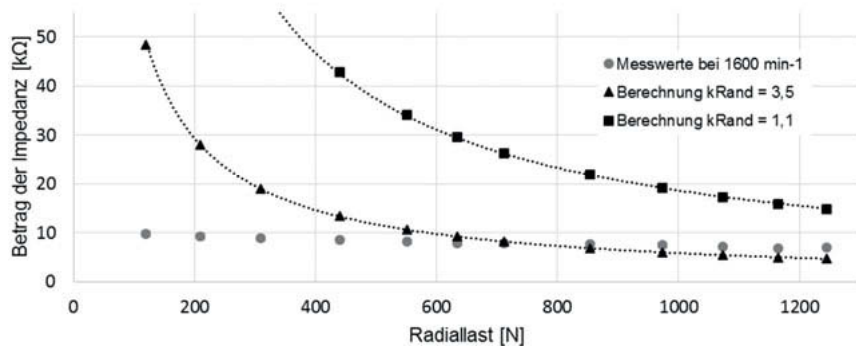


Bild 3: Vergleich der Messwerte mit existierenden Berechnungsverfahren

In allen durchgeführten Messreihen, beispielhaft ist eine Messreihe in Bild 3 dargestellt, ist deutlich zu erkennen, dass das bestehende Modell bei geringen Radiallasten nicht mit den Messwerten übereinstimmt. Bei höheren Lasten nähern sich die Messwerte und die theoretischen Werte deutlich an. Unabhängig davon ob der Einfluss der Randzone der Wälzkontakte der Annahme von Furtmann oder Gemeinder folgt, die lediglich zu einer Parallelverschiebung der Modellkurve führt, beschreibt das theoretische Modell den Einfluss geringer Radiallasten nicht ausreichend.

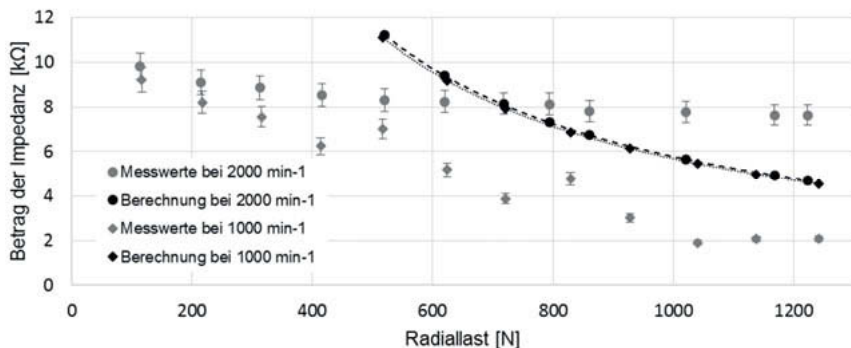


Bild 4: Vergleich der Messwerte bei unterschiedlichen Drehzahlen

Zusätzlich ist in Bild 4 zu beobachten, dass die Drehzahl einen Einfluss auf das Verhalten hat, das so vom Modell nicht wiedergegeben wird: Während bei einer Drehzahl von  $1000 \text{ min}^{-1}$  ein nahezu paralleler Verlauf zwischen Messwerten und Modell ab ca. 500 N Lagerlast zu beobachten ist, schneidet die Modellkurve bei  $2000 \text{ min}^{-1}$  die Messwerte. Hier wird für das Modell der Annahme von Furtmann gefolgt, da diese eine bessere Übereinstimmung zwischen Theorie und Messwerten gewährleistet.

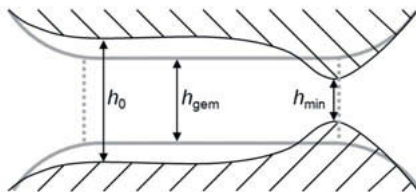


Bild 4: Schnitt durch die kurze Halbachse des Wälzkontakts

Nach einer Analyse der Messstrecke und Vermessung der einzelnen Elemente, um den Einfluss von Störgrößen abzuschätzen, liegt eine mögliche Ursache in der Annahme eines ebenen Plattenkondensators. Erkenntnisse aus der Zahnradforschung von Mann [6] zeigen, dass die Annahme des Wälzkontakts als ebener Kondensator nicht zutreffend ist, da sich am Ende der Kontaktzone ein Bereich mit geringerer Schmierfilmdicke ausbildet, dessen Ausprägung abhängig von den Betriebsbedingungen ist. Aus dem Modell ergibt sich somit ein fiktiver Plattenkondensator mit einem Plattenabstand  $h_{gem}$ , der zwischen der Schmierfilmdicke  $h_0$  und der minimalen Schmierfilmdicke  $h_{min}$  liegt. Dieses Phänomen wird in Bild 4 deutlich.

Möglich ist auch, dass der Einfluss der Randzone des Wälzkontakts auf die elektrische Impedanz abhängig von Lagerlast, Drehzahl und Wälzlagerart ist. Die Messungen von Gemeinder und Furtmann unterscheiden sich unter anderem durch die Verwendung verschiedener Wälzlagerarten. Auch sind Belastungen durch geringe Radialkräfte in der Literatur kaum zu finden. Die Versuche zeigen, dass der Last- und Drehzahleinfluss auf die Impedanz vom Modell nicht korrekt wiedergegeben wird. So liegt der Schluss nahe, dass der Randeinfluss abhängig vom Lagerart und den Betriebsbedingungen ist.

#### 4. Zusammenfassung

Die Messergebnisse zeigen, dass das bestehende elektrische Impedanzmodell von Wälzlagern nicht ausreicht, um über die Messung der Wälzlagerimpedanz eine quantitative Aussage für geringe Lasten zu treffen. Es wird deutlich, dass das Modell eine gute Übereinstimmung in Bereichen mit hohen Lasten zeigt, welche häufig in der Literatur zu finden sind, der Einfluss der Drehzahl aber noch nicht ausreichend berücksichtigt ist. Die hier untersuchten Betriebsbedingungen (reine Radiallast ohne zusätzlich Axiallast) und speziell geringe Radiallasten sind in der Literatur kaum zu finden. Hier zeigen sich große Abweichungen zum bestehenden Modell. Zusätzlich hat sich gezeigt, dass die Messwerte bei hohen Radiallasten besser mit dem Randeinfluss nach Furtmann übereinstimmen.

- [1] Michel, S. and Schäfer, R.: Wartung 4.0 senkt kosten. Maschinenmarkt (2017).
- [2] Prashad, H.: Tribology in electrical environments. Amsterdam Elsevier 2006.
- [3] Schirra, T., Martin, G., Vogel, S., Kirchner, E.: BALL BEARINGS AS SENSORS FOR SYSTEMATICAL COMBINATION OF LOAD AND FAILURE MONITORING. University of Zagreb, Kroatien, Design Conference Mai 2017 S. 3011-3022.
- [4] Gemeinder, Y.: Lagerimpedanz und Lagerschädigung bei Stromdurchgang in umrichter gespeisten elektrischen Maschinen. TU Darmstadt Diss. 2016.
- [5] Furtmann, A.: Elektrisches Verhalten von Maschinenelementen im Antriebsstrang. Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover Diss. 2017.
- [6] Mann, U.: Schmierfilmbildung in elastohydrodynamischen Kontakten: Einfluss verschiedener Grundöle und Viskositäts-Index-Verbesserer. TU München Diss. 1995



# Zustandsüberwachung von Wälz- und Gleitlagerungen mit magnetoresistiven Sensoren

Dr. Rolf Slatter, Dipl.-Ing. (FH) René Buß, Sensitec GmbH, Lahnau

## Kurzfassung

Systeme für die Zustandsüberwachung von Maschinenelementen wie Gleit- und Wälzlager werden immer häufiger eingesetzt, besonders als Grundlage für verfügbarkeitsorientierte Produkt-Service-Systeme („pay-per-use“). Aufgrund ihrer geringen Abmessungen, hohen Robustheit, Genauigkeit und gleichzeitig hohen Bandbreite sind Magnetoresistive (MR-) Sensoren besonders geeignet für die Überwachung von Maschinenelementen. Aktuelle Praxisbeispiele aus AiF- und BMBF-Verbundprojekten untermauern die Stärken der MR-Sensortechnologie, wenn es um die Zustandsüberwachung von Wälz- bzw. Gleitlagerungen geht

## 1. Einleitung

Der Wettbewerb in der Investitionsgüterindustrie wird derzeit durch viele Faktoren beeinflusst, u. a. durch die Globalisierung, Industrie 4.0 und zunehmenden Preisdruck. Maschinenbauer werden so gezwungen, sich zu differenzieren, z. B. indem sie individuelle Pakete schaffen, bestehend aus technischen Produkten und lebenszyklusorientierten Services, sogenannte Produkt-Service-Systeme (PSS). Es gibt einen zunehmenden Bedarf an verfügbarkeitsorientierten Produkt-Service-Systemen, bei denen der Maschinenbauer die Verfügbarkeit der Anlage oder des Produktes garantiert und damit einen Teil des Herstellungsrisikos des Kunden übernimmt. PSS können durch verschiedene Geschäftsmodelle (z. B. „pay-per-use“) angeboten werden. Allerdings sind viele Maschinenbauer weiterhin zurückhaltend, Garantien bezüglich der Maschinenverfügbarkeit anzubieten aufgrund von fehlender Transparenz in Bezug auf den Maschinenzustand. Dies wiederum behindert zustandsbasierte Wartung und macht Vorhersagen bezüglich der verbleibenden nutzbaren Lebensdauer der Komponente schwierig oder ungenau. Intelligente Sensoren, die den Zustand kritischer Maschinenkomponenten präzise überwachen, stellen daher eine entscheidende „enabling“ Technologie für zukünftige verfügbarkeitsorientierte Produkt-Service-Systeme dar [1]. Darüber hinaus können solche intelligenten Sensoren Informationen liefern, die als Dienst angeboten werden können [2].

Es gibt verschiedene Verfahren, die angewandt werden, um Informationen über den Zustand von Maschinen bzw. Maschinenelemente wie Wälz- oder Gleitlager zu erfassen. Ein klassischer Ansatz benutzt Schwingungen und ein verwandtes Verfahren erfasst Akustik. Es werden auch oft Temperatur oder Verschleiß in Form von Abrieb erfasst. An Bedeutung gewinnen zunehmend die Erfassung von „Instantaneous Angular Speed“ (IAS) [3] als auch „Motor Current Signature Analysis“ (MCSA) [4].

## 2. Magnetoresistive Sensoren für Zustandsüberwachung

Für beide letztgenannten Verfahren werden spezielle Anforderungen an die eingesetzte Sensorik gestellt. Sie muss nicht nur klein, präzise und robust sein, sondern muss auch über eine hohe Bandbreite und niedrigen Leistungsbedarf verfügen [5,6]. Weiterhin wird auf Seiten des Maschinenherstellers gewünscht, dass man vorhanden Sensoren bzw. Messstellen für diese zusätzliche Funktionalität anwendet, d. h. man will womöglich zusätzliche Sensoren vermeiden. MR-Sensoren erfüllen diese komplexen Anforderungen in einem sehr hohen Maß [7,8]. Die Grundprinzipien der MR-Technologie wurden bereits in der Vergangenheit bei früheren VDI-Fachtagungen erläutert, daher gibt es keine weitere Vertiefung hier [9, 10, 11].

## 3. Anwendungsbeispiele

### 3.1 Zustandsüberwachung einer luftgelagerten Hochfrequenzspindel

Eine besonders wichtige Aufgabe bei der Zustandsüberwachung von Werkzeugmaschinen betrifft der Überwachung der Luftlagerung in Hochfrequenzspindeln, die für Fräs- oder Schleifoperationen eingesetzt werden. Sensoren beruhend auf dem „Giant Magnetoresistive Effect“ (GMR) können die axiale und radiale Auslegung der Spindel sowohl hochgenau als auch hochdynamisch erfassen und somit auch Schäden an der Lagerung erkennen (Bild 1).

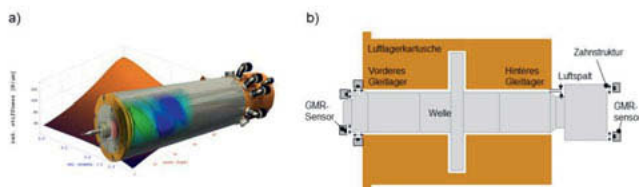


Bild 1: (a) Luftgelagerte Hochfrequenzspindel (Bildquelle: Levicon GmbH)  
(b) Anordnung der GMR-Sensoren (Bildquelle: Levicon GmbH)

Bild 2 zeigt den Aufbau eines GMR-Zahnsensormoduls sowie dessen Funktionsprinzip.

Der Sensor kann die Bewegung eines zahnähnlichen Profils in hochgenaue Winkel- oder Weginformation umsetzen.



Bild 2: (a) GMR-Zahnsensormodul (Bildquelle: Sensitec GmbH)  
(b) Funktionsprinzip des Zahnsensormoduls (Bildquelle: Sensitec GmbH)

In Bild 3 ist die Detailanordnung der GMR-Zahnsensormodule gezeigt. Mittels Rillen an der Mantelfläche und Stirnfläche der Spindelwelle können sowohl axiale als auch radiale Verlagerungen der Welle und damit evtl. Verschleiß des Luftlagers erfasst werden. Bild 4 zeigt eine typische Visualisierung der Messdaten. Sowohl der Locus der Welle als auch Schwingungsinformation in Form einer FFT-Analyse können in Echtzeit ausgewertet werden, um Aussagen über den Zustand des Luftlagers zu treffen [12].

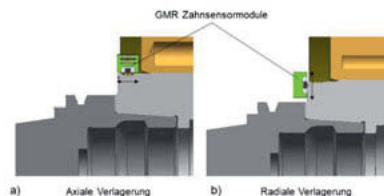


Bild 3: Detaildarstellung der Sensoranordnung (Bildquelle: Sensitec GmbH)

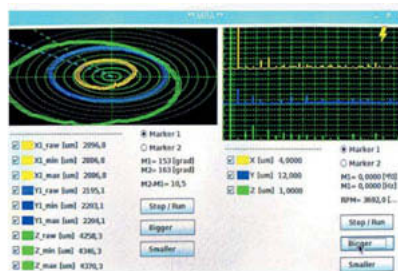


Bild 4: Typische Visualisierung der Sensordaten (Bildquelle: Sensitec GmbH)



Obwohl der Stromsensor im Umrichter platziert ist, lassen sich viele mechanische Ereignisse extrem gut erfassen mit einem Stromsensor auf Basis des anisotropen magnetoresistiven Effekts (AMR). Anhand dieses Prozesses ist es möglich, Schäden am Wälzlager sehr gut zu erkennen (Bild 7). Beide Beispiele belegen wie MR-Sensoren an vorhandenen Messstellen neue Möglichkeiten für die Zustandsüberwachung von Gleit- und Wälzlagerungen eröffnen.

## Literatur

- [1] Kölsch, P. et al: "A novel concept for the development of availability-oriented business models", *Procedia CIRP* 64 (2017) pp. 340 – 344
- [2] Schmitt, R. & Voigtmann, C.; "Sensor information as a service – component of networked production", *J. Sens. Sens. Syst.*, 7, 389–402, 2018
- [3] Renaudin, L. et al; "Natural roller bearing fault detection by angular measurement of true instantaneous angular speed", *Proc. of International Conference on Noise and Vibration Engineering*, Leuven, Belgium, September 2010
- [4] Piantsof Mbo'o, C.; *Beitrag zum Einsatz elektrischer Maschinen für die Diagnose von Wälzlagerschäden im elektrischen Antriebsstrang*, Shaker Verlag, Aachen, 2017
- [5] Slatter, R.: "Emerging magnetic sensor technologies for condition monitoring and non-destructive testing", *Proc. of Smart Systems Integration Conference*, Copenhagen, März 2015
- [6] Slatter, R.: "Intelligente Sensoren als Enabler smarterer Produktsysteme", *Proc. of SysLM Tagung 2017*, Kaiserslautern, Oktober 2017
- [7] Wiegel, T. & Seewig, J.: "Robust wear-detecting sensor concepts to realize innovative services and availability-oriented business models in capital goods industry", *Proc. of 14<sup>th</sup> MR-Symposium*, Wetzlar, März 2017
- [8] Helwig, N.: „Modular Sensor Systems for real time Process Control and Smart Condition Monitoring using XMR sensor technology“, *Proc. of 14<sup>th</sup> MR-Symposium*, Wetzlar, März 2017
- [9] Schaeffler Technologies AG & Co. KG (Hrsg.): *Wälzlagerpraxis – Handbuch zur Gestaltung und Berechnung von Wälzlagerungen*, Vereinigte Fachverlage, 2015
- [10] Slatter, R. & Buss, R.: „Magnetoresistive Sensoren für Winkel- & Längenmessaufgaben in Sensorlagern“, 9. VDI-Fachtagung Gleit- & Wälzlagerungen, 2011
- [11] Slatter, R. & Buß, R.: „Neuentwicklungen bei magnetoresistiven Sensoren für intelligente Lager“, 12. VDI-Fachtagung Gleit- & Wälzlagerungen, Schweinfurt, 2017
- [12] Langfeld, P. et al: „Applications of magnetoresistive technology in real-time machine monitoring“, *Proc. of 15th MR-Symposium*, Wetzlar, März 2019



# Lebensdauer von Profilschienenführungen unter Momentenbelastung

## Entwicklung einer vereinfachten wälzkontaktbezogenen Lebensdauerberechnung für Profilschienenführungen unter Nick- und Giermomentenbelastung

Prof. Dr.-Ing. **S. Ihlenfeldt**, Dr.-Ing. **J. Müller**,  
Dipl.-Ing. **D. Staroszyk**,  
Institut für Mechatronischen Maschinenbau Dresden,  
Technische Universität Dresden

### Kurzfassung

Die Lebensdauerberechnung von Profilschienenführungen ist ein wesentlicher Bestandteil bei der Auslegung von Anlagen. In den Katalogen der Hersteller sind dazu gängige Berechnungsverfahren angegeben, die bei zentrischen Lasten gute Ergebnisse liefern, bei Momentenbelastungen hingegen nicht das gesamte Laufwegpotential ausschöpfen. Ein wälzkontaktbezogenes Berechnungsverfahren berücksichtigt die Verhältnisse in jedem Wälzkontakt, wodurch unter Momentenbelastungen bis zu 4-fach höhere Lebensdauerwerte berechnet werden können. Mathematische Berechnungsmodelle erlauben eine anwenderfreundliche Berechnung dieses Verfahrens, ohne dabei auf spezielle FE-Modelle und -software zurückgreifen zu müssen.

### 1. Stand der Technik

Wälzgelagerte Profilschienenführungen (PSF) sind in Werkzeugmaschinen und Handlingsystemen die am weitesten verbreiteten Linearführungskomponenten. Die Auslegung erfolgt dabei anhand der Berechnung der Lebensdauer  $L$  über den bekannten Ansatz (1). Die zu erwartende kombinierte Last  $F_{comb}$  auf den Führungswagen der PSF setzt sich aus den Kräften in den Hauptlastrichtungen  $F_y$  und  $F_z$  sowie aus den Anteilen der Torsions-, Nick- und Giermomente  $M_x$ ,  $M_y$  und  $M_z$  zusammen (2) [1].

$$L = a_1 \cdot \left( \frac{C}{F_{comb}} \right)^p \cdot L_{Bz} \quad (1)$$

$$F_{comb} = |F_y| + |F_z| + C \cdot \frac{|M_x|}{M_t} + C \cdot \frac{|M_y|}{M_L} + C \cdot \frac{|M_z|}{M_L} \quad (2)$$

Über den Lebensdauerbeiwert  $a_1$  in (1) können Lebensdauerwerte für wählbare Überlebenswahrscheinlichkeiten - typischerweise 90 % ( $a_1 = 1$ ) - berechnet werden.

Bei Nick- und Giermomenten wird bei der Berechnung der äquivalenten Belastungskraft (2) die Last auf die beiden am stärksten belasteten, äußeren Wälzkörper auch für alle anderen Wälzkörper angesetzt, obwohl sich im realen Wagen eine ungleichmäßige Lastverteilung innerhalb der Wälzkörperreihe einstellt. Dadurch bleibt viel Laufwegpotenzial unberücksichtigt. Über eine wälzkontaktbezogene Lebensdauerberechnung (WKBL) können die Verhältnisse in jedem Wälzkontakt berücksichtigt und so genauere Lebensdauerergebnisse berechnet werden [2]. Dafür benötigte Wälzkontaktkräfte werden nach dem Stand der Technik über FE-Modelle ermittelt, was für die meisten Anwender unwirtschaftlich ist. Ziel ist es daher, eine vereinfachte Methode zu entwickeln, die ohne Spezialsoftware auskommt und zeiteffizient anwendbar ist.

## 2. Analyse der Wälzkontaktkräfte über FE-Modelle

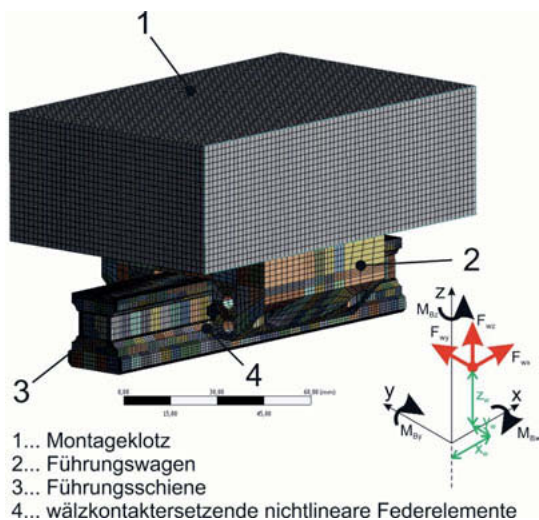


Bild 1: FE-Modell mit Kraft- und Momentendefinition (CAD [3])

matematische Modell, da eine Methode zur direkten Messung der einzelnen Wälzkontaktkräfte noch nicht existiert.

Die WKBL benötigt als Eingangsgrößen die Wälzkontaktkräfte in jedem Wälzkontakt, um daraus eine Lebensdauer der PSF zu berechnen. Das Vorgehen der WKBL wird in [2] ausführlich beschrieben und bildet die Grundlage der hier vorgestellten Ergebnisse.

Um die aufwändige Ermittlung der Wälzkontaktkräfte über FE-Modelle in eine effiziente mathematische Berechnungsvorschrift zu überführen, ist zunächst eine Analyse der Wälzkontaktkräfte in der FEM notwendig. Diese dienen als Referenz für das mathe-



### Aufbau des Modells

Die untersuchte Kugel-PSF der Baugröße 25 ist in ANSYS-Workbench modelliert (**Bild 1**). Da eine diskretisierte Berechnung der Wälzkörper und des Wälzkontaktes eine hohe Rechenleistung erfordert und die Wälzkontaktkräfte dabei nicht direkt bestimmbar sind, werden die Wälzkontakte über nichtlineare Federelemente abgebildet. Deren Kennlinien basieren auf der Hertz'schen Pressungstheorie für die Einfederung der Kugelwälzkörper auf den Laufbahnen. Da die Federelemente nicht mit einer Vorspannung modelliert werden können, PSF üblicherweise aber mit einer definierten Vorspannung versehen sind, wird in die Mittelebene des Schienenkörpers eine thermische Wärmedehnschicht eingebracht. Diese wird in einem ersten Berechnungsschritt mit einer Temperatur beaufschlagt und somit die Vorspannung der PSF realisiert. Im zweiten Berechnungsschritt können beliebige äußere Lasten aufgebracht und die resultierenden Wälzkontaktkräfte (Federkräfte) ausgegeben und weiterverarbeitet werden.

### Wälzkontaktkräfte unter verschiedenen äußeren Lasten

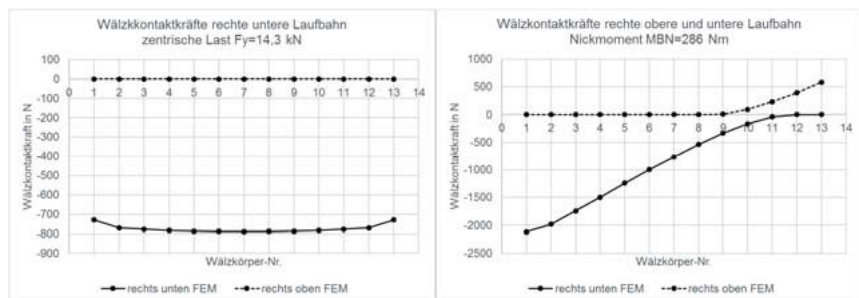


Bild 1: Wälzkontaktkräfte unter zentrischer Last (li.) und Nickmomentenbelastung (re.)

In **Bild 2 (li.)** ist der Führungswagen mit einer zentrischen Last beaufschlagt, bei der die Vorspannung keinen Einfluss auf die Wälzkontaktkräfte mehr hat. Aufgrund des elastischen Verhaltens des Führungswagens kommt es zu einer ungleichmäßigen Kraftverteilung innerhalb der tragenden Wälzkörperreihen. Durch die Aufbiegung des Wagens werden die beiden äußeren Wälzkörper 1 und 13 deutlich weniger belastet.

**Bild 2 (re.)** zeigt die resultierende Kraftverteilung bei einer Nickmomentenbelastung von 286 Nm. Durch den Lastwechsel von der unteren auf die obere Laufbahn ist im Bereich der Wälzkörper 9 bis 12 der Einfluss der Vorspannung erkennbar. Das elastische Verhalten der Komponenten beeinflusst auch hier die Wälzkontaktkräfte.

### 3. Analytische Bestimmung der Wälzkontaktkräfte

Um die Wälzkontaktkräfte über eine analytische Berechnungsmethode bestimmen zu können, sind zunächst die Wälzkontaktkräfte bei starren Komponenten und ohne Vorspannungsberücksichtigung aus dem Kräftegleichgewicht (KGG) zwischen Wälzkontaktkräften und aufgebrachten äußeren Lasten zu ermitteln.

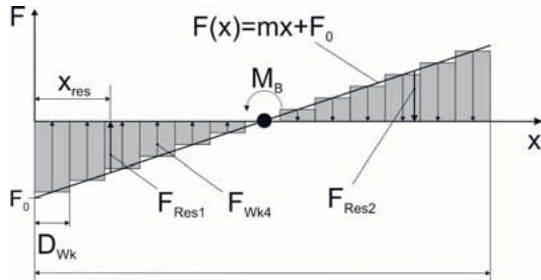


Bild 3: Schema der Wälzkontaktkraftberechnung

Zur einfacheren Berechnung des KGG werden die einzelnen Wälzkontaktkräfte zunächst als Flächenlast mit linearer Ansatzfunktion  $F(x)=mx+F_0$  zusammengefasst und berechnet. Anschließend können die einzelnen Wälzkontaktlasten, vereinfachend als Resultierende einer Rechtecklast mit dem Betrag der linearen Flächenlast an der jeweiligen Position in der tragenden Wälzkörperreihe, bestimmt werden (**Bild 3**).

Unter Berücksichtigung aller Kräfte, Momente (Definition siehe **Bild 1**) und Größenkennwerte der zu berechnenden PSF ergibt sich daraus die Formel zur Berechnung der Einzelwälzkontaktlasten (3) mit (4). Die Zuordnung zu den belasteten Laufbahnen ergibt sich aus dem Vorzeichen der ermittelten Wälzkontaktkräfte.

$$F_{Wk}(i) = \left( -\frac{2 \cdot F_0}{l_{WkR}} \cdot \left( \frac{D_{Wk}}{2} + (i-1) \cdot D_{Wk} \right) + F_0 \right) \cdot \frac{D_{Wk} \cdot \sqrt{2}}{2} + \frac{F_{NY,Z} \cdot \sqrt{2}}{2 \cdot Wk_{Anz}} \quad (3)$$

$$F_0 = \frac{M_B}{\frac{2 \cdot \left( \frac{l_{WkR}}{2} \right)^3}{3 \cdot l_{WkR}} + \left( \frac{l_{WkR}}{2} \right)^2} \quad (4)$$

Wie in Abschnitt 2 gezeigt wird, müssen vor allem die beiden Teilaspekte Vorspannungswirkung und elastisches Verhalten des Führungswagens bei der Berechnung der Wälzkontaktkräfte berücksichtigt werden.

In [1] wird eine Effektivkraft angegeben, die zur Lebensdauerberechnung (1), bei angreifenden Lasten im Vorspannungsbereich, angesetzt werden muss. Bezogen auf den Einzelwälzkontakt ergeben sich daraus die 2 zu unterscheidenden Fälle: die Vorspannkraft wird durch die Last aufgehoben (5) oder nicht (6). Die entsprechenden Wälzkontaktkräfte können dann, analog zu [1], mit (7) bzw. (8) neu berechnet werden.

$$|F_{Wk}(i)| > \frac{C \cdot x_{Pr} \cdot 2,8 \cdot \sqrt{2}}{2 \cdot Wk_{Anz}} \rightarrow F_{Wk}(i) = F_{Wk}(i) \text{ oder} \quad (5)$$

$$|F_{Wk}(i)| \leq \frac{C \cdot x_{Pr} \cdot 2,8 \cdot \sqrt{2}}{2 \cdot Wk_{Anz}} \rightarrow F_{Wk}(i) = F_{Wk_{Vor}}(i) \quad (6)$$

$$F_{Wk_{Vor}}(i) = \frac{F_{Wk}(i)}{|F_{Wk}(i)|} \cdot \left( \frac{F_{Wk}(i)^2 \cdot 2 \cdot Wk_{Anz}}{2,8 \cdot \sqrt{2} \cdot |F_{Wk}(i)| \cdot C \cdot x_{Pr}} + 1 \right)^{\frac{3}{2}} \cdot \frac{\sqrt{2} \cdot C \cdot x_{Pr}}{Wk_{Anz} \cdot 2} \quad (7)$$

$$F_{Wk_{Vore}}(i) = \pm |F_{Wk_{Vor}}(i) - F_{Wk}(i)| \quad (8)$$

mit:

$$l_{WkR} = D_{Wk} \cdot Wk_{Anz} \quad M_{BNick} = F_{WX} \cdot z_W - F_{WZ} \cdot x_W \quad M_{BGier} = F_{WY} \cdot x_W - F_{WX} \cdot y_W$$

$$F_{NZ} = F_{WZ} \quad F_{NY} = F_{WY}$$

$l_{WkR}$ : tragende Länge einer Wälzkörperreihe  $F_0$ : Achsenabschnitt der Kraftgeraden (4)

$M_B$ : angreifendes Moment

$D_{Wk}$ : Wälzkörperdurchmesser

$F_N$ : Kraft in Hauptlastrichtung

$F_{Wk}$ : Wälzkontaktkraft

$z_W, x_W, y_W$ : Momentenhebel

$C$ : dynamische Tragzahl

$x_{Pr}$ : Faktor der Vorspannklasse

$Wk_{Anz}$ : Anzahl der Wälzkörper in einer Reihe

$i$ : Nummer des zu berechnenden Wälzkörpers  $i = 1 \dots Wk_{Anz}$

$F_{Wk_{Vore}}$ : Wälzkörperkraft auf der entlasteten gegenüberliegenden Seite

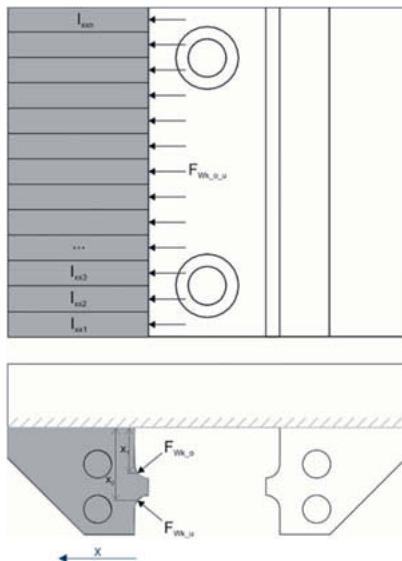


Bild 4: Teilweise diskretisiertes Modell eines PSF-Wagens

Das elastische Verhalten der PSF kann mit einem, über der Länge der tragenden Reihen der PSF, diskretisierten Balkenmodell, mit den Wälzkontaktlasten  $F_{Wk_o}$  und  $F_{Wk_u}$  (**Bild 4**) nach (3), berechnet werden. Die Parametrierung der positionsabhängigen Flächenträgheitsmomente  $I_{xn}$  (**Bild 4**) der diskreten Elemente muss einmalig (z. B. durch den Hersteller) über ein FE-Modell, unter zentrisch angreifender Last, erfolgen. Über die Differentialgleichung der elastischen Biegelinie können die Verformungen der Elemente, und somit die unterschiedlichen Aufbiegungen an den jeweiligen Wagenpositionen bestimmt werden. Unter Beachtung der Verformungen aus dem KGG und der Umstellung der Einfederungskennlinie der Wälzkontakte, abgeleitet aus der Hertz'schen Pressungstheorie,

sind die resultierenden Wälzkontaktkräfte bei elastischem Wagenverhalten für zentrische äußere Lasten sowie Nick- und Giermomente ermittelbar.

#### 4. Vergleich ermittelbarer Lebensdauerwerte

Im Folgenden Abschnitt werden die Ergebnisse der WKBL für eine Kugel-PSF der BG 25 unter Nickmomentenbelastung, bezogen auf die konventionelle Lebensdauerrechnung, gegenübergestellt. Die Wälzkontaktkräfte der WKBL werden zum einen über das entsprechende FE-Modell und zum anderen über die analytische Berechnungsmethode (siehe Abschnitt 3) ermittelt (**Bild 5**).

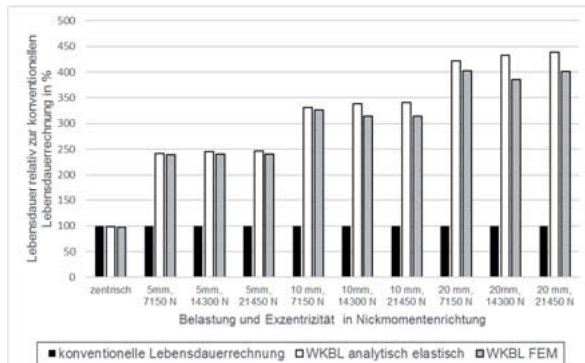


Bild 5: Mit der WKBL ermittelbare Lebensdauerwerte

Im Vergleich zur konventionellen Lebensdauerrechnung (1) sind mit der WKBL bis zu 4-fach höhere Lebensdauerwerte berechenbar. Bei kleinen Exzentrizitäten bezüglich des Kraftangriffes ergeben sich bei Nickmomenten geringe Unterschiede zwischen FEM und analytischer Lösung.

Bei größeren Exzentrizitäten

verfälscht die größere Verkipfung des Führungswagens die Ergebnisse, da die starr angekoppelten Federelemente, im Gegensatz zu den Wälzkörpern im realen Wagen, ihre Position nicht dynamisch ändern können und so unerwünschte Verlagerungsanteile in den Federelementen hinzukommen. Da die Ergebnisse bei kleinen Exzentrizitäten gut mit der FEM übereinstimmen, ist davon auszugehen, dass die Ergebnisse auch bei größeren Exzentrizitäten die Verhältnisse im realen Wagen ausreichend gut widerspiegeln.

- [1] Bosch Rexroth AG, Handbuch der Lineartechnik, 2006
- [2] Neidhardt, Lars; Lehre, Forschung, Praxis: „Wälzkontaktbezogene Lebensdauer von Profilschienenführungen - Bewertung der experimentellen Ermittlung des Lebensdauerwertes, 2013
- [3] CAD-Datei; Bosch Rexroth AG, online CAD-Konfigurator: KWD-025-FNS-CS-C3-X-SS-0-01-S1-00-BX-LS-000-RS-000-01, Zugriff: 30.01.2019

# **Axialschub an nadelgelagerten Stützrollen**

## **Experimentelle Grundlagenuntersuchungen**

### **Axial Thrust on Yoke-Type Track Rollers based on Needle Bearings**

#### **Fundamental experimental investigation**

**S. Wiesker**, M.Sc., Dipl.-Ing. **L. RÜth**, Prof. Dr.-Ing. **B. Sauer**,  
Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik (MEGT),  
Technische Universität Kaiserslautern

#### **Kurzfassung**

An Kurvengetrieben mit Rollenabgriff kommt es im Kontakt zwischen Stützrolle und Kurvenscheibe zu Fehlstellungen. Dies führt zu Axialschub, der eine Zusatzlast für die Konstruktion darstellt.

Am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik (MEGT) der Technischen Universität Kaiserslautern (TUK) wurde ein Prüfstand entwickelt, mit dem die Auswirkung von definierten Fehlstellungen auf das Reibmoment und die Axialkraft der Stützrollen untersucht werden kann.

In diesem Beitrag wird eine Versuchsreihe vorgestellt, bei der der Fokus auf der Variation der eingesetzten Stützrollen liegt. Es werden Axialschubmessungen an Lagern der Baureihen STO, NA22 und NATR gezeigt. Versuchsparameter sind Schräk- und Kippwinkel.

#### **Abstract**

On cam drives with roller actuation, misalignments occur in the contact between the roller and the cam. This leads to axial thrust, which causes an additional load on the system.

To investigate the effect of defined misalignments on the friction torque and axial force of yoke type track rollers, a test rig has been developed at the Institute of Machine Elements, Gears, and Transmissions (MEGT) at the Technische Universität Kaiserslautern (TUK).

This contribution presents a series of tests focusing on the variation of the rollers used. Axial thrust measurements on bearings of the STO, NA22 and NATR series are shown. Test parameters are skewing and tilting angles.

## 1. Einleitung

Kurvengetriebe mit Rollenabgriff unterliegen Fertigungstoleranzen und elastischen Verformungen unter Last. Dadurch kommt es in den Kontakten zwischen Rolle und Kurvenscheibe zu Fehlstellungen, die Axialschub verursachen. Dieses Phänomen ist von konventionell (Welle / Gehäuse) verbauten Zylinderrollenlagern bekannt [1]. Im Unterschied zu den an fest verbauten Lagern vorliegenden Randbedingungen ist jedoch an Stützrollenlagern in Kurvengetrieben der Außenring nur punktuell auf der Laufbahn der Scheibe abgestützt. Dort liegt ein zusätzlicher Wälzkontakt vor. Über die Wechselwirkungen dieses äußeren Wälzkontaktes mit den lagerinneren Kontakten existieren nur wenige Untersuchungen [2,3].

Am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik (MEGT) der Technischen Universität Kaiserslautern (TUK) wurde ein Prüfstand zur Untersuchung der Auswirkung von definierten Fehlstellungen auf das Reibmoment und die Axialkraft der Stützrollen entwickelt.

In diesem Beitrag wird eine Versuchsreihe vorgestellt, bei der der Fokus auf der Variation der eingesetzten Stützrollen liegt. Es werden Axialschubmessungen an Lagern der Baureihen STO, NA22 und NATR gezeigt. Als Parameter werden dabei Schränk- und Kippwinkel variiert. Die Ergebnisse ermöglichen dem Anwender eine Abschätzung des Axialschubes, der auf das System wirkt.

## 2. Prüfstand und Versuchsssetup

Die Versuche wurden auf dem Reibmoment-Axialschub-Prüfstand (RM-AS-PST) am MEGT durchgeführt. Der prinzipielle Aufbau des Prüfstandes kann Bild 1 entnommen werden: Die Prüfrolle (3) ist auf einer Achse in der Prüflageraufnahme (4) montiert und steht am Außenring in Kontakt mit der zylindrischen Antriebsscheibe (2). Diese wiederum ist im Belastungsjoch (8) gelagert und wird mit Hilfe eines Servomotors (14) angetrieben. Das Joch kann um den Drehpunkt (1) geschwenkt werden. Mit Hilfe der Belastungseinheit (10-13) wird der Prüfkontakt vorgespannt. Der dort integrierte Kraftmessring (13) ermöglicht die Bestimmung der Belastungskraft. Die Reaktionskräfte in  $x''$  und  $z''$  – Richtung werden mit Hilfe eines 2-D-Kraftsensors gemessen. Zunächst wird durch ein Verdrehen um die  $y$ -Achse der Schränkwinkel  $\alpha$  eingestellt. Ein anschließendes Rotieren um die  $x'$ -Achse führt zusätzlich zu einer Verkippung  $\beta$  im Kontakt.

Der Kontakt wird mittels Öleinspritzung (9) durch FVA 3 Referenzöl geschmiert. Durch ein separates Ölaggregat ist eine gezielte Temperierung möglich. Der Prüfölrücklauf (15) ist freigeschnitten, um eine Beeinflussung der Messung auszuschließen (Bild 2). Die initiale Fett-

schmierung der Lager wurde vor Versuchsbeginn ausgewaschen und die Dichtungen am Lager der Baureihe NA22 entfernt. Somit ist eine bessere Vergleichbarkeit gegeben, da auch die lagerinneren Kontaktstellen mit Referenzöl geschmiert werden.

Um größere Parameterfelder vollfaktoriell abfahren zu können, ist der Prüfaufbau teilautomatisiert ausgeführt: Die Einstellung von Schränkung, Belastungskraft und Drehzahl erfolgt mit Hilfe von Aktoren durch die Prüfstandssteuerung.

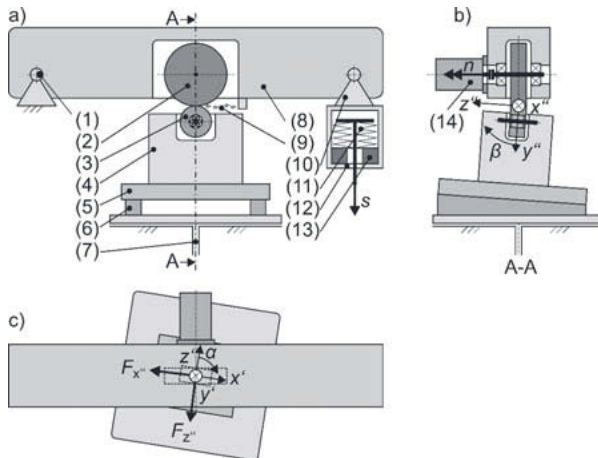


Bild 1: Prüfprinzip, Koordinatensystem: a) ohne Fehlansrichtung, b) verkippt, c) verschränkt

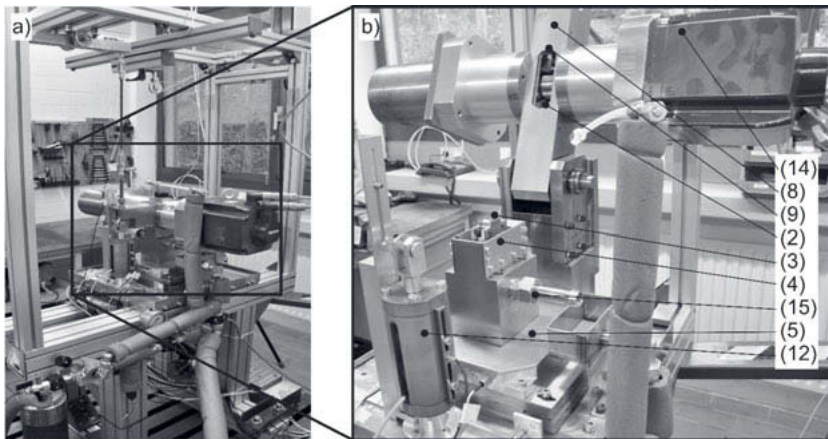


Bild 2: Reibmoment-Axialschub-Prüfstand: a) Gesamtaufbau, b) Geöffneter Prüfstand

### 3. Ergebnisse und Diskussion

Die in den Ergebnisplots (Bild 3–4) dargestellten Kräfte  $F_z$  sind die am 2-D-Sensor gemessenen Reaktionskräfte im verschränkten und verkippten Koordinatensystem ("). Die angegebene Drehzahl ist die der Antriebsscheibe (vgl. Bild 1). Bild 3 zeigt die Reaktionskräfte am Lager STO 8, aufgetragen über dem Schränkwinkel. Im unverkippten Zustand ist zu erkennen, dass der Betrag der Kraft mit steigendem Winkelbetrag zunächst ebenfalls ansteigt und ab ca.  $|\alpha| = 1^\circ$  gegen einen Grenzwert von bis zu 5 % der Kontaktklast konvergiert. Das Vorzeichen ergibt sich dabei aus der Vorzeichenkombination von Schränkwinkel und Drehrichtung. Der Kurvenverlauf ist qualitativ einer Arkustangens Funktion ähnlich und vergleichbar mit Kraftschluss-Schlupf-Kurven [4]. Letzteres lässt sich durch die kinematischen Verhältnisse im Kontakt erklären. Mit steigendem Schränkwinkel wächst auch die axiale Relativgeschwindigkeit. Dieses wirkt sich in axialer Traktion bis zum Erreichen der Grenzschubspannung aus. Werden zusätzlich die Messwerte im verkippten Kontakt betrachtet, lässt sich eine deutliche Verschiebung der Kurven im Bereich gleicher Vorzeichen für Verschränkung und Drehrichtung feststellen.

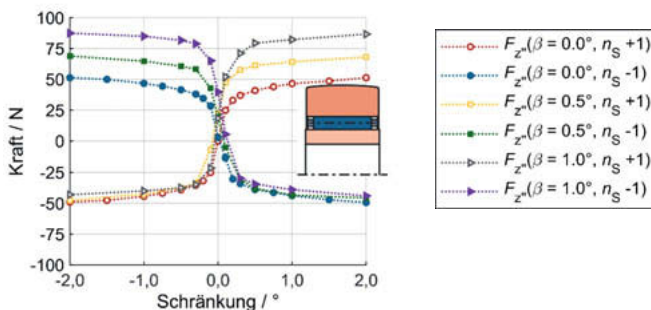


Bild 3: Messergebnisse  $F_z$ . Prüffrolle: STO 8 TN, Kontaktkraft  $F_n = 1000$  N, Drehzahl Antriebsscheibe:  $n_s = 1500$  rpm

Weitere Messungen an den Prüffrollen NA 22/8 und NATR 8 PPA (Bild 4) zeigen ebenfalls das zuvor beobachtete Axialschubverhalten als Funktion der Schränkung. Die Beträge der maximalen Kraft variieren dabei für den unverkippten Zustand leicht. Auffällig ist jedoch der variierende Einfluss der Verkipfung je nach Bauform der Rolle. Für die beiden in Bild 4 gezeigten Rollen ist die verkipfungsabhängige Komponente der Axialschubkraft nahezu unabhängig von der Verschränkung und der Drehrichtung. In weiteren Messungen hat sich gezeigt, dass die Ausprägung dieses Effektes mit Last und Drehzahl variiert. Bei niedriger Kontaktklast und hohen Drehzahlen ist die stärkste Ausprägung festzustellen.



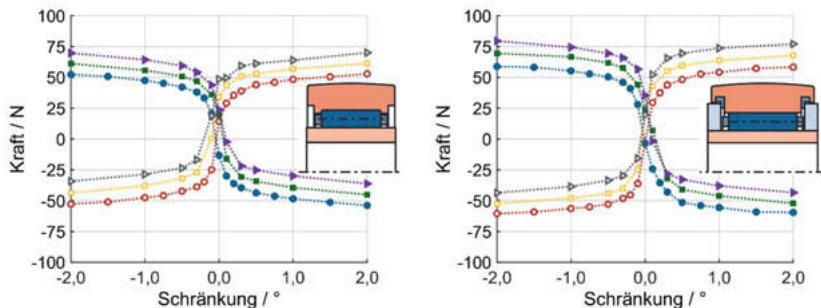


Bild 4: Messergebnisse  $F_z$ . Legende und Randbedingungen wie in Bild 3;

Prüfrollen: links: NA 22/8; rechts: NATR 8 PPA

#### 4. Zusammenfassung und Ausblick

Durch die vorgestellten Messungen konnten die äußeren axialen Reaktionskräfte des Scheibe-Rolle-Kontaktes erfasst werden. Zwischen den einzelnen Lagerbauformen waren in Abhängigkeit der Fehlstellung deutliche Unterschiede in der axialen Reaktionskraft feststellbar.

In weiteren Messreihen wurden vollrollige Varianten der hier gezeigten Prüfrollen untersucht. Im Rahmen zukünftiger Arbeiten sollen die Ursachen des gezeigten Verhaltens näher untersucht werden. Dazu werden Mehrkörpersimulationsmodelle aufgebaut, in denen der Rolle-Scheibe-Kontakt, die Nadel-Laufbahnkontakte und die Axialkontakte der einzelnen Komponenten abgebildet werden.

#### Literatur

- [1] Keßler, A.: Schiefstellung und Axialschubverhalten von Zylinderrollenlagern. Diss., Leibnitz Universität Hannover, 2010
- [2] Herweg, S. et. al.: Experimentelle und simulative Untersuchungen zum Einfluss der Lageabweichungen im Nocken-Rollen-Kontakt auf die Ventiltriebskräfte. Forschung im Ingenieurwesen 82 (2018) 4, S. 273-283, DOI: 10.1007/s10010-018-0279-8
- [3] Herweg, S. et. al.: Experimental investigations and simulations on cam-roller-friction. In: Bargende M.; Reuss H.-C.; Wiedemann J. (Hrsg.) 18th Stuttgart International Symposium 2018, Proceedings. Springer, Wiesbaden, S. 585-602
- [4] Wang, D.: Berechnung der Wälzlagerreibung aufgrund weiterentwickelter rheologischer Fluidmodelle. Diss., Leibniz Universität Hannover, 2015





