

FAU Studien aus dem Maschinenbau 355

**Andreas Meinel**

Experimentelle Untersuchung der  
Auswirkungen von Axialschwingungen  
auf Reibung und Verschleiß in  
Zylinderrollenlagern



Andreas Meinel

Experimentelle Untersuchung der Auswirkungen von  
Axialschwingungen auf Reibung und Verschleiß in  
Zylinderrollenlagern

# **FAU Studien aus dem Maschinenbau**

## **Band 355**

Herausgeber der Reihe:

Prof. Dr.-Ing. Jörg Franke

Prof. Dr.-Ing. Nico Hanenkamp

Prof. Dr.-Ing. habil. Marion Merklein

Prof. Dr.-Ing. Michael Schmidt

Prof. Dr.-Ing. Sandro Wartzack

Andreas Meinel

**Experimentelle Untersuchung der  
Auswirkungen von  
Axialschwingungen auf Reibung und  
Verschleiß in Zylinderrollenlagern**

Dissertation aus dem Lehrstuhl für Konstruktionstechnik (KTmfk)  
Prof. Dr.-Ing. Sandro Wartzack

Erlangen  
FAU University Press  
2020

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek:  
Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Bitte zitieren als

Meinel, Andreas. 2020. *Experimentelle Untersuchung der Auswirkungen von Axialschwingungen auf Reibung und Verschleiß in Zylinderrollenlagern*. FAU Studien aus dem Maschinenbau Band 355. Erlangen: FAU University Press. DOI: 10.25593/978-3-96147-359-5.

Das Werk, einschließlich seiner Teile, ist urheberrechtlich geschützt.  
Die Rechte an allen Inhalten liegen bei ihren jeweiligen Autoren.  
Sie sind nutzbar unter der Creative-Commons-Lizenz BY-NC.

Der vollständige Inhalt des Buchs ist als PDF über den OPUS-Server der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg abrufbar:  
<https://opus4.kobv.de/opus4-fau/home>

Verlag und Auslieferung:  
FAU University Press, Universitätsstraße 4, 91054 Erlangen

Druck: docupoint GmbH

ISBN: 978-3-96147-358-8 (Druckausgabe)  
eISBN: 978-3-96147-359-5 (Online-Ausgabe)  
ISSN: 2625-9974  
DOI: 10.25593/978-3-96147-359-5

**Experimentelle Untersuchung der Auswirkungen  
von Axialschwingungen auf Reibung und Verschleiß  
in Zylinderrollenlagern**

Der Technischen Fakultät  
der Friedrich-Alexander-Universität  
Erlangen-Nürnberg

zur  
Erlangung des Doktorgrades Dr.-Ing.

vorgelegt von  
Andreas Meinel, M.Sc.  
aus Naila

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

Tag der mündlichen  
Prüfung: 28. Juli 2020

Vorsitzender des  
Promotionsorgans: Prof. Dr.-Ing. habil Andreas Paul Fröba

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Sandro Wartzack  
Prof. Dr. Athanassios Mihailidis,  
Aristoteles-Universität Thessaloniki

# Danksagung

Die vorliegende Dissertation ist das Ergebnis meiner sechsjährigen Forschungstätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Konstruktionstechnik (KTmfk) der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg. Während dieser Zeit trugen verschiedene Personen zum erfolgreichen Gelingen dieser Arbeit bei, wofür ich mich an dieser Stelle bedanken möchte:

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Sandro Wartzack, meinem Doktorvater und Leiter des Lehrstuhls, dessen mir entgegengebrachtes Vertrauen und die großzügig gewährte wissenschaftliche Freiheit die Entstehung dieser Dissertation überhaupt ermöglichte.

Sehr bedanken möchte ich mich außerdem bei Herrn Prof. Dr. Athanassios Mihailidis, dem Leiter des Lehrstuhls für Maschinenelemente und Konstruktion der Aristoteles Universität in Thessaloniki, für das Interesse an meiner Arbeit und die Übernahme des Koreferats. Weiterhin danke ich dem fachfremden Prüfer Herrn Prof. Dr. techn. habil. Stefan Rupitsch vom Lehrstuhl für Sensorik für sein Engagement und Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Kai Willner vom Lehrstuhl für Technische Mechanik für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Auch Herrn Dr.-Ing. Stephan Tremmel, dem damaligen Oberingenieur am Lehrstuhl und Leiter des Fachbereichs Maschinenelemente, gebührt großer Dank für die hilfreiche fachliche Unterstützung. Mein Dank gilt auch meinen Kolleginnen und Kollegen am KTmfk für ihre stete Hilfsbereitschaft und die freundschaftliche Zusammenarbeit. An die zahlreichen Studierenden, die mich im Rahmen von studentischen Arbeiten oder als wissenschaftliche Hilfskräfte unterstützten, möchte ich ebenfalls ein Danke richten.

Großer Dank gebührt auch den Mitarbeitern der Mechanik- und Elektronikwerkstatt der Universität für ihre hervorragende Arbeit bei der Realisierung des in dieser Dissertation vorgestellten Schwingungsprüfstands.

Abschließend möchte ich mich ganz besonders bei meiner Familie bedanken, die mir bei der Entstehung dieser Arbeit den nötigen Rückhalt gab.

Fürth, im Juli 2020

Andreas Meinel



# Inhaltsverzeichnis

<b>Formelzeichen- und Abkürzungsverzeichnis</b>	<b>vii</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Motivation und Problemstellung . . . . .	1
1.2 Zielsetzung und Lösungsweg . . . . .	4
<b>2 Forschung zu Schwingungen an Wälzlagern</b>	<b>7</b>
2.1 Schwingungen innerhalb des Wälzlagers . . . . .	8
2.2 Schwingungen außerhalb des Wälzlagers . . . . .	12
2.3 Offene Forschungsfragen . . . . .	16
<b>3 Wälzlagerprüfstände</b>	<b>19</b>
3.1 Schwingungsprüfstand . . . . .	19
3.2 Reibungsprüfstand . . . . .	26
<b>4 Reibung im Wälzlager</b>	<b>31</b>
4.1 Ansatz nach STRIBECK . . . . .	32
4.2 Modell von PALMGREN . . . . .	33
4.3 Methode nach SKF . . . . .	36
4.4 Gegenüberstellung der Berechnungsverfahren . . . . .	39
<b>5 Temperatur im Wälzlager</b>	<b>45</b>
5.1 Temperaturschätzung nach PALMGREN . . . . .	45
5.2 Temperaturberechnung nach DIN 732 . . . . .	47
5.3 Vergleich der Berechnungsansätze . . . . .	50
<b>6 Reibungsverluste durch Axialschwingungen</b>	<b>55</b>
6.1 Zielsetzung und Lösungsweg . . . . .	55
6.2 Experimentelles Versuchsprogramm . . . . .	62
6.3 Temperaturverhalten ohne Schwingungen . . . . .	67
6.4 Reibungsmoment ohne Schwingungen . . . . .	72
6.5 Reibungsverlust-Temperatur-Funktion . . . . .	80
6.6 Reibung und Temperatur mit Schwingungen . . . . .	83
6.7 Axiale Reibungsverluste . . . . .	88
6.8 Rotatorische Reibungsverluste . . . . .	96
6.9 Berechnungsmodell . . . . .	102

<b>7</b>	<b>Verschleißverhalten bei Axialschwingungen</b>	<b>113</b>
7.1	Hypothesen zum Schadensmechanismus . . . . .	113
7.2	Überhöhung der Bordreibung . . . . .	116
7.3	Erzeugung von Wälzkörpersatzschlupf . . . . .	119
7.4	Beeinträchtigung des Schmierfilmaufbaus . . . . .	121
7.5	Beschleunigung der Schmierstoffalterung . . . . .	124
7.6	Verschleißuntersuchung . . . . .	128
7.7	Maßnahmen zur Verschleißvermeidung . . . . .	134
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung und Fazit</b>	<b>137</b>
8.1	Zusammenfassung . . . . .	137
8.2	Fazit . . . . .	142
<b>9</b>	<b>Summary and Conclusion</b>	<b>145</b>
9.1	Summary . . . . .	145
9.2	Conclusion . . . . .	150
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>153</b>

# Formelzeichen- und Abkürzungsverzeichnis

## Abkürzungen

DMS	Dehnungsmessstreifen
FAU	Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg
MnS	Mangan-Sulfid
$P$	Prüflager
PA66	Polyamid 66
Pt100	Platin-Messwiderstand von 100 $\Omega$
$R$	Referenzlager
SPS	Schwingungsprüfstand
$T$	Testlager
WRP	Wälzlagerreibungsprüfstand

## Griechische Formelzeichen

$\alpha$	Betriebsdruckwinkel	°
$\alpha$	Irrtumswahrscheinlichkeit	
$\alpha$	Konstante für Regressionsmodell	
$\beta$	Beiwert für Dichtungsausführung	
$\beta$	Konstante für Regressionsmodell	
$\gamma$	Konstante für Regressionsmodell	
$\delta$	Konstante für Regressionsmodell	
$\Delta F_{s,ax}$	Erhöhung der Axialkräfte durch Axialschwingungen	kN
$\Delta \kappa$	Änderung des Viskositätsverhältnisses	
$\Delta \vartheta_B$	Erwärmung des Außenrings	°C
$\Delta \vartheta_{B,o}$	Erwärmung des Außenrings ohne Axialschwingungen	°C
$\Delta \vartheta_{B,s}$	Erwärmung des Außenrings durch Axialschwingungen	°C
$\Delta \vartheta_{B,o}^*$	Temperaturerhöhung ohne Axialschwingungen	°C
$\Delta \vartheta_{B,s}^*$	Temperaturerhöhung durch Axialschwingungen	°C
$\varepsilon$	Konstante für Regressionsmodell	
$\kappa$	Viskositätsverhältnis	
$\kappa_o$	Viskositätsverhältnis ohne Axialschwingungen	
$\kappa_s$	Viskositätsverhältnis mit Axialschwingungen	
$\mu$	Reibungszahl	

## Formelzeichen- und Abkürzungsverzeichnis

$\mu_{bl}$	Mischreibungszahl	
$\mu_{EHL}$	Reibungszahl für Vollschrnerung	
$\mu_{sl}$	Gleitreibungszahl	
$\nu$	Betriebsviskosität	mm <sup>2</sup> /s
$\nu_1$	Bezugsviskosität	mm <sup>2</sup> /s
$\nu_A$	Schrnerstoffviskosität	mm <sup>2</sup> /s
$\nu_B$	Schrnerstoffviskosität	mm <sup>2</sup> /s
$\nu_X$	Schrnerstoffviskosität	mm <sup>2</sup> /s
$\Phi$	Reibungsverlust-Temperatur-Verhältnis	W/°C
$\Phi_{bl}$	Gewichtungsfaktor	
$\Phi_{ish}$	Schrnerfilmdickenfaktor	
$\Phi_{rs}$	Schrnerstoffverdrängungsfaktor	
$\pi$	Kreiszahl	
$\rho_L$	Dichte des Schrnerstoffs	kg/l
$\vartheta$	Temperatur	°C
$\vartheta_B$	Beharrungstemperatur des Außenrings	°C
$\vartheta_{B,o}$	Beharrungstemperatur ohne Axialschwingungen	°C
$\vartheta_{B,s}$	Beharrungstemperatur mit Axialschwingungen	°C
$\vartheta_o$	Temperatur des Außenrings ohne Axialschwingungen	°C
$\vartheta_{S,A}$	Schrnerstoffaustrittstemperatur	°C
$\vartheta_{S,E}$	Schrnerstoffeintrittstemperatur	°C
$\vartheta_U$	Umgebungstemperatur	°C
$\vartheta_{U,o}$	Umgebungstemperatur ohne Axialschwingungen	°C
$\vartheta_{U,s}$	Umgebungstemperatur mit Axialschwingungen	°C

### Lateinische Formelzeichen

$A$	Gehäusebreite	mm
$A_s$	Lagersitzfläche	m <sup>2</sup>
$a_s$	Axiale Schwingungsamplitude	mm
$a_s^*$	Axiale Schwingungsamplitude	mm
$B$	Wälzlagerbreite	mm
$B_w$	Wälzkörperbreite	mm
$C_{or}$	Radiale statische Tragzahl	kN
$C_{or}^*$	Radiale statische Tragzahl	kN

$c_L$	Wärmekapazität des Schmierstoffs	$\text{kJ}/(\text{kg K})$
$C_r$	Radiale dynamische Tragzahl	$\text{kN}$
$C_{ur}$	Radiale Ermüdungsgrenzbelastung	$\text{kN}$
$C_w$	Schmierungsbeiwert	
$D_a$	Außendurchmesser	$\text{mm}$
$D_i$	Innendurchmesser	$\text{mm}$
$D_L$	Laufbahndurchmesser	$\text{mm}$
$D_m$	Mittlerer Wälzlagerdurchmesser	$\text{mm}$
$D_{pw}$	Teilkreisdurchmesser	$\text{mm}$
$D_s$	Durchmesser der Dichtlippengegenauflfläche	$\text{mm}$
$D_w$	Wälzkörperdurchmesser	$\text{mm}$
$e$	EULER-Konstante	
$f_o$	Koeffizient für Bauart und Schmierung	
$F_1$	Axialkraft	$\text{kN}$
$f_1$	Koeffizient für Lagertyp	
$F_2$	Axialkraft	$\text{kN}$
$f_2$	Koeffizient für Betriebsbedingungen	
$F_3$	Axialkraft	$\text{kN}$
$F_4$	Axialkraft	$\text{kN}$
$F_a$	Axialkraft	$\text{N}$
$F_{a,max}$	Maximal zulässige axiale Belastung	$\text{kN}$
$F_{o,ax}$	Axiale Reibungskraft ohne Axialschwingungen	$\text{kN}$
$F_r$	Radialkraft	$\text{kN}$
$F_r^*$	Radiallast	$\text{kN}$
$f_s$	Axiale Schwingfrequenz	$\text{Hz}$
$F_{s,ax}$	Axiale Reibungskraft mit Axialschwingungen	$\text{kN}$
$F_{s,ax}^*$	Axiale Reibungskraft mit Axialschwingungen	$\text{kN}$
$f_s^*$	Axiale Schwingfrequenz	$\text{Hz}$
$f_t$	Schmierungsbeiwert	
$G_{rr}$	Rollreibungsgrundwert	
$G_{sl}$	Gleitreibungsgrundwert	
$H$	Höhe der Wälzlagerachse	$\text{mm}$
$k_B$	Koeffizient für Baureihe	
$K_p$	Kühlfaktor	$W$

Formelzeichen- und Abkürzungsverzeichnis

$k_q$	Wärmedurchgangskoeffizient	W/(K m <sup>2</sup> )
$K_R$	Schmierungsbeiwert	
$K_{rs}$	Beiwert für Schmierung	
$k_S$	Koeffizient für Schmierverfahren	
$K_{S1}$	Beiwert für Dichtungsausführung	
$K_{S2}$	Beiwert für Dichtungsausführung	
$K_z$	Beiwert für Lagerart	
$L_{10h}$	Nominelle Ermüdungslebensdauer	h
$M_o$	Lastunabhängiges Reibungsmoment	N mm
$m$	Masse	kg
$M_1$	Lastabhängiges Reibungsmoment	N mm
$m$	Steigung der Viskosität-Temperatur-Gerade	
$M_2$	Axiallastabhängiges Reibungsmoment	N mm
$M_{drag}$	Schmierstoffreibmoment	N mm
$M_{ges}$	Gesamtreibungsmoment	N m
$M_o$	Reibungsmoment ohne Axialschwingungen	N m
$M_o^*$	Reibungsmoment ohne Axialschwingungen	N m
$M_R$	Reibungsmoment	N mm
$M_{rr}$	Rollreibungsmoment	N mm
$M_s$	Reibungsmoment mit Axialschwingungen	N m
$M_{seal}$	Dichtungsreibmoment	N mm
$M_{sl}$	Gleitreibungsmoment	N mm
$M_s^*$	Reibungsmoment durch Axialschwingungen	N m
$n$	Drehzahl	1/min
$n_B$	Bezugsdrehzahl	1/min
$n_G$	Grenzdrehzahl	1/min
$n_{K,ist}$	Ist-Drehzahl des Käfigs	1/min
$n_{K,soll}$	Soll-Drehzahl des Käfigs	1/min
$n^*$	Drehzahl	1/min
$P_o$	Äquivalente statische Last	kN
$P_1$	Äquivalente Wälzlagerlast	kN
$P_{ges}$	Gesamtreibungsverluste	W
$P_o$	Reibungsverluste ohne Axialschwingungen	W
$P_o^*$	Reibungsverluste ohne Axialschwingungen	W

$P_R$	Reibungsverlustleistung	W
$P_s$	Reibungsverluste mit Axialschwingungen	W
$P_{s,ax}$	Axiale Reibungsverluste durch Schwingungen	W
$P_{s,ax}^*$	Axiale Reibungsverluste durch Schwingungen	W
$P_{s,rot}$	Rotatorische Reibungsverluste durch Schwingungen	W
$P_{s,rot}^*$	Rotatorische Reibungsverluste durch Schwingungen	W
$P_s^*$	Reibungsverluste durch Axialschwingungen	W
$\dot{Q}_{ab}$	Abgeführter Wärmestrom	W
$\dot{Q}_E$	Extern erzeugter Wärmestrom	W
$\dot{Q}_L$	Über Umgebungsluft abgeführter Wärmestrom	W
$\dot{Q}_S$	Vom Schmierstoff abgeführter Wärmestrom	W
$R_1$	Designbeiwert	
$R^2$	Bestimmtheitsmaß	
$R_s$	Schmierungsbeiwert	
$S$	Sicherheit	
$S$	Wälzkörpersatzschlupf	
$s$	Axiale Verschiebbarkeit	mm
$S_0$	Statische Tragsicherheit	
$S_1$	Designbeiwert	
$S_2$	Designbeiwert	
$s_a$	Axialspiel	mm
$s_a^*$	Axialspiel	mm
$S_0$	Wälzkörpersatzschlupf ohne Axialschwingungen	
$S_s$	Wälzkörpersatzschlupf mit Axialschwingungen	
$t$	Versuchslaufzeit	min
$T_A$	Temperatur	K
$T_B$	Temperatur	K
$t_M$	Zeitintervall	s
$T_X$	Temperatur	K
$v_{ges}$	Gesamtgleitgeschwindigkeit	mm/s
$V_L$	Schmierstoffvolumenstrom	ml/h
$v_L$	Luftgeschwindigkeit	m/s
$V_M$	Schmierungsbeiwert	
$v_0$	Gleitgeschwindigkeit ohne Axialschwingungen	mm/s

## Formelzeichen- und Abkürzungsverzeichnis

$v_s$	Axiale Schwinggeschwindigkeit	mm/s
$v_s^*$	Axiale Schwinggeschwindigkeit	mm/s
$x$	Messweg	mm
$z$	Profilhöhe	$\mu\text{m}$

# 1 Einleitung

## 1.1 Motivation und Problemstellung

Zylinderrollenlager ermöglichen reibungsarme Drehbewegungen und sind dabei in der Lage, hohe Lasten zu tragen. Das kleinste, in DIN 5412-1 [17] genormte, im Standardsortiment der Wälzlagerhersteller [72], [78] zu findende Zylinderrollenlager NU 202 misst gerade einmal 35 mm im Außendurchmesser bei einer Gewichtskraft von knapp 0,5 N, trägt jedoch eine statische Last von über 10 kN – mehr als das 20 000-fache seines Eigengewichts.<sup>1</sup>

Diese enorme Leistungsfähigkeit der heutigen Zylinderrollenlager ist das Ergebnis einer über Jahrhunderte andauernden Entwicklungsgeschichte. Als die wohl älteste Bauform des Wälzlagers ist das Zylinderrollenlager in seiner prinzipiellen Gestalt schon etwa 700 v. Chr. den Kelten bekannt gewesen. Ausgrabungen eines keltischen Streitwagens lassen darauf schließen, dass bereits kleine zylinderförmige Buchenholzstücke als Wälzkörper in der Radlagerung dienten [66]. Die ältesten überlieferten Skizzen eines Wälzlagers stammen von LEONARDO DA VINCI um etwa 1490 n. Chr. und zeigen Elemente, ähnlich dem heutigen Käfig, die eine Trennung und Führung der Wälzkörper ermöglichen [66]. Im Zuge der Industrialisierung im 18. Jahrhundert verhalfen dem Zylinderrollenlager seine bedeutenden Vorteile gegenüber dem Gleitlager, vor allem hinsichtlich der deutlich geringeren Reibungsverluste, zum endgültigen Durchbruch. Das erste Patent eines „modernen“ Zylinderrollenlagers mit gekrümmten Laufflächen zur Vermeidung von Kantenpressungen und mit bordgeführten Zylinderrollen entstammt der NORMA COMPAGNIE GmbH im Jahr 1909 [103]. Weitere Bestrebungen zur Optimierung des Zylinderrollenlagers erzielten seitdem Steigerungen der Tragzahl von mehr als 200 % [103]. Wie Bild 1 verdeutlicht, ermöglicht dies den Einsatz kleinerer und leichter Wälzlager mit geringeren Reibungsverlusten bei dennoch gleicher Tragfähigkeit.

Das Zylinderrollenlager ist bis heute Gegenstand intensiver Forschungs- und Entwicklungsarbeiten zur Steigerung der Leistungsfähigkeit, zur Minimierung der Reibungsverluste und zur Reduktion des Bauteilgewichts. Damit erschließen sich auch weitere Anwendungsfelder, die bisher oftmals den Gleitlagern vorbehalten waren. Neue Einsatzgebiete bergen jedoch oftmals auch besondere und möglicherweise noch nicht oder nur unzureichend

---

<sup>1</sup> Da staunt selbst die Ameise.

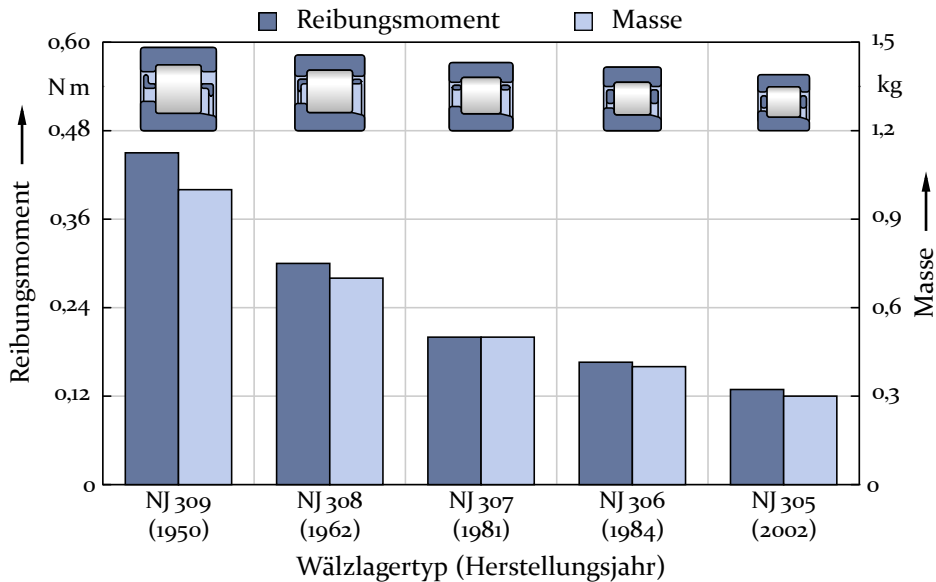


Bild 1: Weiterentwicklung des Zylinderrollenlagers ermöglicht Reibungsreduktion und Downsizing bei mindestens gleichbleibender Tragfähigkeit (nach [103]).

erforschte Herausforderungen, denen sich ein Zylinderrollenlager stellen muss. Eine solche Herausforderung sind beispielsweise unerwünschte, während des Betriebs auf ein Wälzlager einwirkende Schwingungen.

Schwingungen kommen als Drehzahl-, Last- oder Axialschwingungen insbesondere im Schwermaschinenbau vor, wo große Kräfte wirken oder hohe Geschwindigkeiten auftreten. Zu den bekannten Anwendungsfällen, in denen Wälzlagerungen zusätzliche Schwingungen erfahren, zählen beispielsweise Kräne, Brecher und Mühlen, Industriegetriebe, Lüfter und Turbinen, Papier- und Webmaschinen sowie Landmaschinen [32]. Auch an den Wälzlagerungen von Windenergieanlagen treten Schwingungen auf [81]. Nicht immer jedoch sind solche Schwingungen unerwünscht. Beispielsweise ermöglichen gezielt erzeugte axiale Oszillationsbewegungen in den Changerlagern der Walzen zum Farbauftrag in großen Druckerpressen eine Erhöhung der Produktivität und Qualität des Druckerzeugnisses [52]. Bei Oszillationsgeschwindigkeiten bis zu 300 mm/s und einer axialen Auslenkung aus der Mittellage bis zu 26 mm [79] benötigen die Zylinderrollenlager dieser axial schwingenden Walzen nicht nur breitere Innenringe, sondern auch eine besondere Form der konstruktiven Auslegung.

Die gängigen Auslegungsmethoden von Zylinderrollenlagern sowie die Auswahlverfahren geeigneter Schmierstoffe berücksichtigen diese zusätzlichen

Beanspruchungen bisher nicht. Bei der Auslegung schwingend beanspruchter Wälzlager kommen bisher oftmals konservativ und sehr vorsichtig abgeschätzte Zuschlagfaktoren zur Anwendung, die diesen schwer vorhersehbaren Zusatzbeanspruchungen Rechnung tragen sollen [70].

Für die axial oszillierenden Zylinderrollenlager in den Walzen großer Druckmaschinen empfiehlt KRAUS in [53] beispielsweise eine drastische Anpassung der statischen Tragsicherheit  $S_0$ , welche das Verhältnis der statischen Tragzahl  $C_{or}$  eines Wälzlagers zu dessen statisch äquivalenter Belastung  $P_0$  angibt. In üblichen Anwendungsfällen mit normalen, schwingungsfreien Betriebsbedingungen sieht DIN ISO 76 [25] für die statische Tragsicherheit eines Rollenlagers einen Mindestwert von 1,5 vor und zur Einhaltung der Mindestbelastung eines Zylinderrollenlagers nach [72] darf die Tragsicherheit einen Maximalwert von 60 nicht übersteigen. Für die axial oszillierenden Changierlager in den Walzen der Druckerpressen ist für einen verschleißfreien Betrieb nach [53] ein Wert für die statische Tragsicherheit zu wählen, der mindestens 5,0 beträgt und größer ist als das prozentuale Verhältnis zwischen der axialen Oszillationsgeschwindigkeit und der Umfangsgeschwindigkeit des Wälzkörpers.

Typischerweise auftretende Betriebsbedingungen der Changierlager solcher Druckerpressen [79] können dabei sogar Werte von 30 für die statische Tragsicherheit ergeben – das 20-fache des Wertes für Normalbedingungen [52]. Ein derart hoher Wert der Tragsicherheit bedeutet, dass die radiale Belastung des Wälzlagers gerade einmal noch das Doppelte der Mindestlast betragen darf. Andernfalls ist nach dieser Auslegungsmethode ein Wälzlager mit einer entsprechend höheren statischen Tragzahl zu wählen.

Bereits eine rechnerisch erforderliche statische Tragsicherheit von 3,5 statt 1,5 lässt die Wahl des optimalen Wälzlagers, beispielsweise nicht auf das Zylinderrollenlager NU 305, sondern auf die deutlich größere und schwerere Variante NU 309 fallen. In den in Bild 1 dargestellten Entwicklungsbestrebungen nach gesteigerter Tragfähigkeit, Downsizing und Reibungsreduktion entspräche dies einem Rücksprung von über 50 Jahren. Damit steht diese vorsichtige Art der Lagerauslegung für Wälzlager unter Axialschwingungen in einem grundlegenden Widerspruch zu den aktuellen Bestrebungen in der Wälzlagertechnik nach optimierten Leichtbaukonstruktionen mit maximalen Leistungsdichten und minimalen Reibungsverlusten.

Es stellt sich die Frage: Wirken sich Axialschwingungen an einem Zylinderrollenlager wirklich in einem derart drastischen Ausmaß auf das Reibungs- und Verschleißverhalten aus oder ist der Einfluss von Axialschwingungen

auf die Betriebssicherheit eines Zylinderrollenlagers bisher nur noch nicht eingehend genug untersucht worden, um die Verlässlichkeit einer weniger vorsichtigen Auslegung sicherstellen zu können? In beiden Fällen ist ein deutlich besseres Verständnis des von axialen Oszillationen erzeugten Reibungs- und Verschleißverhaltens erforderlich.

An dieser Stelle setzt die vorliegende Dissertation an und trägt mit der nachfolgend beschriebenen Zielsetzung dazu bei, dieses Verständnis zu gewinnen und so dem Konstrukteur bei der Auslegung axial schwingender Wälzlagerungen eine wichtige Hilfestellung zu bieten. Damit lässt sich das bisher erreichte Potential von Zylinderrollenlagern auch bei Anwendungen mit Axialschwingungen in Zukunft voll ausschöpfen und den Bestrebungen nach Leistungsoptimierung und Zuverlässigkeit gerecht werden.

### 1.2 Zielsetzung und Lösungsweg

Axialschwingungen an Zylinderrollenlagern können hohe zusätzliche Gleitreibungsverluste zwischen den Wälzkörpern und den Laufbahnen erzeugen und somit zu deutlich höheren Betriebstemperaturen führen. Dies beeinflusst die Ausbildung eines tragfähigen Schmierfilms in den Wälzkontakten und ist damit entscheidend für das Auftreten von erhöhtem Verschleiß oder vorzeitigen Ausfällen. Für eine möglichst optimale Gestaltung von Wälzlagerungen unter Axialschwingungen ist folglich bereits im frühen Konstruktionsprozess neben den zu erwartenden Drehzahlen und Lasten sowie den Amplituden und Frequenzen der Axialschwingungen auch eine Einschätzung der sich daraus ergebenden Reibungsverluste und der zu erwartenden Temperaturen durchzuführen.

Hieraus entstehen zwei bisher ungeklärte Fragestellungen. Die definierte Zielsetzung der vorliegenden Forschungsarbeit ist die Beantwortung dieser **Forschungsfragen**:

- ? Wie wirken sich axiale Schwingungen auf die Reibungsverluste und die Temperaturen von Zylinderrollenlagern aus und wie lässt sich dies in der frühen Phase des Konstruktionsprozesses analytisch vorhersagen?
- ? Wie beeinflussen Axialschwingungen das Verschleißverhalten eines Zylinderrollenlagers und welche Maßnahmen sind bei der Auslegung der Wälzlagerung zu treffen, um auftretenden Verschleiß zu minimieren oder zu vermeiden?

Zur Beantwortung der genannten Fragestellungen verfolgt diese Dissertation den nachfolgend aufgezeigten Lösungsweg:

Kapitel 2 beginnt mit einem Überblick über den Stand der Forschung im etwas weiter gefassten Themenfeld „Schwingungen an Wälzlagern“ und schafft hiermit eine grundlegende Ausgangsbasis. Zudem zeigt Unterkapitel 2.3 die bisher noch unerforschten Forschungsgebiete auf und steckt konkret den von dieser Dissertation abzudeckenden Bereich ab.

Die zum Ziel gesetzten Untersuchungen des Reibungs-, Temperatur- und Verschleißverhaltens von Zylinderrollenlagern unter Axialschwingungen erfordert die Durchführung experimenteller Versuche. Unterkapitel 3.1 stellt deshalb einen speziell für dieses Forschungsvorhaben entwickelten Schwingungsprüfstand vor. Dieser kommt zur Anwendung, um die Reibungs- und Verlustleistung sowie die Betriebstemperaturen in Zylinderrollenlagern in Abhängigkeit der Amplituden und Frequenzen der Axialschwingungen sowie der Wellendrehzahl und der Radiallast zu quantifizieren. Unterkapitel 3.2 präsentiert einen weiteren in diesem Forschungsvorhaben zum Einsatz kommenden Reibungsprüfstand. Dieser dient der Durchführung von Referenzmessungen des Reibungsmoments und der Beharrungstemperaturen ohne zusätzliche Schwingungsbeanspruchung.

Die Verwendung empirischer, auf Basis experimenteller Messungen gewonnener Berechnungsmodelle ist in der Wälzlagertechnik für die Auslegung von Wälzlagerungen gängige Praxis. Kapitel 4 stellt entsprechend die wichtigsten empirischen Berechnungsmethoden der Wälzlagerreibung vor und gibt eine Orientierung zur damit erreichbaren Vorhersagegenauigkeit. Zur Ermittlung der zu erwartenden Temperaturen existieren ebenfalls Berechnungsmodelle, welche Kapitel 5 dokumentiert und diskutiert.

Die in dieser Forschungsarbeit gewonnenen Erkenntnisse sollen in der frühen Phase des Konstruktionsprozess Anwendung finden. Somit liegt die Priorität nicht auf einem möglichst exakten Berechnungsmodell der Reibungsverluste, welches immer mit hoher Komplexität und immensem Zeitaufwand verbunden ist, sondern vielmehr auf einer einfach zu handhabenden und schnell anwendbaren Berechnungsmethode, die dennoch Ergebnisse in ausreichender Genauigkeit für die durchzuführende Auslegung einer Wälzlagerung verspricht. Aus diesem Grund zieht die vorliegende Arbeit ein empirisches Berechnungsmodell der Reibungsverluste und Beharrungstemperaturen auf Basis experimenteller Prüfstandsversuche einem komplexen Simulationsmodell mit hohem Rechenzeitaufwand vor.

Kapitel 6 beschreibt das hierzu durchgeführte Versuchsprogramm und die Entwicklung dieses Modells.

Auf Basis dieser Versuchsergebnisse untersucht Kapitel 7 anschließend verschiedene durch Axialschwingungen möglicherweise ausgelöste Schadensmechanismen. Anhand weiterer Langzeitversuche bewertet Kapitel 7 zudem das Verschleißrisiko durch Axialschwingungen und leitet Empfehlungen zur Verschleißminimierung ab.

Abschließend fasst Kapitel 8 die wesentlichen Inhalte dieser Arbeit übersichtlich zusammen und zieht ein Fazit zu den gewonnenen Erkenntnissen. Die mit der vorliegenden Dissertation ermöglichte Berücksichtigung des Reibungs-, Temperatur- und Verschleißverhaltens leistet letztendlich einen Beitrag zu einer besseren Auslegung von mit Axialschwingungen beanspruchten Zylinderrollenlagern und hilft somit, den angesprochenen Widerspruch zwischen Zuverlässigkeit und Leistungsoptimierung zu lösen.

## 2 Forschung zu Schwingungen an Wälzlagern

Schwingungen an Wälzlagern stellen ein breit gefächertes Themenfeld in der Wälzlagertechnik dar und sind für eine Vielzahl verschiedener Anwendungsfälle von besonderer Relevanz, wenn es um die Sicherstellung einer einwandfreien und langlebigen Funktionsfähigkeit eines Wälzlagers geht. ISO 15243 [45] behandelt die gängigen Schäden und Ausfälle von Wälzlagern und nennt dabei Schwingungen als eine mögliche Ursache für einen Großteil der beschriebenen Schadensbilder. Eine genauere Spezifizierung dieser Schwingungen liefert ISO 15243 jedoch nicht. Auch über die genaue Wirkungsweise der durch Schwingungen hervorgerufenen Schädigungsmechanismen gibt ISO 15243 keinen Aufschluss. Dies ist unter anderem darauf zurückzuführen, dass der Ausdruck „Schwingungen an Wälzlagern“ mehrere grundverschiedene Thematiken zusammenfasst, welche sich lediglich im Wortlaut ähneln.

Dieses Kapitel setzt sich zum Ziel, einen allgemeinen Überblick über die wichtigsten und bekanntesten Forschungsarbeiten verschiedener Autoren auf dem breiten Forschungsgebiet der Wälzlagerschwingungen zu geben. Da infolge der Vielfältigkeit dieser Thematik jedoch nur ein geringer Teil dieser Arbeiten für den weiteren Verlauf dieser Dissertation relevant ist, verzichten die folgenden Unterkapitel 2.1 und 2.2 weitgehend auf tiefer gehende Ausführungen zu den einzelnen Arbeiten und verweisen stattdessen auf die entsprechende weiterführende Literatur. Unterkapitel 2.3 deckt anschließend die bisher noch unzureichend erforschten Forschungsgebiete auf und legt den Rahmen des von dieser Dissertation beleuchteten Bereichs fest. Kapitel 4 und 5 behandeln dann zielgerichtet die hierzu relevanten Forschungsarbeiten sowie die erforderlichen theoretischen Grundlagen.

Wälzlagerschwingungen lassen sich prinzipiell in Vibrationen und Oszillationen unterscheiden. Vibrationen beschreiben dabei hochfrequente Schwingungen mit sehr kleinen Amplituden. Vibrationen sind in der Regel hörbar und spürbar, aber oftmals nicht mehr mit bloßem Auge sichtbar. Oszillationen stehen für periodische Bewegungen mit größeren Amplituden bei niedrigen bis moderaten Frequenzen, die sich in den meisten Fällen dem bloßem Auge deutlich erkennbar zeigen.

Insbesondere jedoch ist zwischen Schwingungen, die das Wälzlager selbst erzeugt und Schwingungen, die außerhalb entstehen und auf das Wälzlager einwirken, zu unterscheiden. Unterkapitel 2.1 beschäftigt sich daher mit

den verschiedenen Entstehungsmöglichkeiten von Schwingungen innerhalb eines Wälzlagers. Unterkapitel 2.2 befasst sich mit den Folgen, die eine Beaufschlagung von Wälzlagern mit außerhalb erzeugten Schwingungen nach sich zieht.

## **2.1 Schwingungen innerhalb des Wälzlagers**

Sowohl vollständig intakte als auch geschädigte Wälzlager erzeugen während ihres Betriebs ein gewisses Maß an Vibrationen und Laufgeräuschen. Diese sind nicht gänzlich zu vermeiden, jedoch lässt sich deren Ausprägung von verschiedenen Faktoren beeinflussen und reduzieren.

Dieses Unterkapitel führt die wichtigsten und bekanntesten Forschungsarbeiten verschiedener Autoren, die sich mit dieser Art von Vibrationen befassen, auf und beschreibt die verschiedenen Ursachen dieser innerhalb des Wälzlagers entstehenden Schwingungen. Es zeigt zudem mehrere Ansätze zur analytischen Vorhersage von Vibrationen an Wälzlagern auf und verweist auf Forschungsarbeiten, welche sich diese Ansätze zur Zustandsüberwachung und Schadensfrüherkennung bei Wälzlagern zunutze machen.

Eine der Ursachen der in radial belasteten Wälzlagern generierten Schwingungen stellt die zyklische Schwankung der Steifigkeit des Wälzlagers beim Durchlauf der Wälzkörper durch die Lastzone dar. Bei der Umdrehung des Wälzkörpersatzes befinden sich abwechselnd eine gerade oder eine ungerade Anzahl an Wälzkörpern innerhalb der Lastzone. Somit stehen abwechselnd mehr oder weniger Wälzkörper für die Übertragung der Radiallast zur Verfügung. In Konsequenz führt dies zu einer alternierenden Steifigkeit des Wälzlagers als Gesamtsystem und es entstehen hochfrequente Vibrationen. Die Frequenz dieser Vibrationen ist dabei von der Drehzahl und der Anzahl der Wälzkörper abhängig.

YAMAMOTO stellt in [107] Untersuchungen an, wie sich die Steifigkeit eines Wälzlagers auf das Schwingungsverhalten drehender Wellen auswirkt.

SUNNERSJÖ betrachtet in [89] die Vibrationen, die aufgrund der Schwankungen der Steifigkeit eines mit positivem Radialspiel betriebenen Zylinderrollenlagers während der Umdrehung entstehen.

TAMURA und TANIGUCHI befassen sich in [91] und [92] damit, wie sich der Umlauf der Wälzkörper in Rillenkugellagern auf die Entstehung von axialen Vibrationen der Welle auswirkt.

Im Wälzlager entstehende Schwingungen stehen in direktem Zusammenhang mit dem vorhandenen Lagerspiel.

BÄSSLER bestimmt diesen Zusammenhang in [6] für unterschiedliche Lager Spiele sowie in Abhängigkeit verschiedener Drehzahlen und ermittelt die resultierenden Schwingungsfrequenzen.

STAHL erfasst in [83] ebenfalls die im Wälzlager angeregten Schwingungsfrequenzen, jedoch zusätzlich in Abhängigkeit der Lagergeometrie, insbesondere der Wälzkörperanzahl sowie der Formabweichungen von Wälzkörpern und Laufbahnen.

HARSHA stellt in [39] ebenfalls Untersuchungen zur Auswirkung von Welligkeiten der Laufflächen auf das Vibrationsverhalten von Wälzlagern während des Betriebs an.

Im Inneren eines Wälzlagers entstehende Vibrationen reagieren besonders sensibel auf Maß- und Formabweichungen an den Laufflächen der einzelnen Wälzkörper.

TAMURA setzt sich daher in [90] mit Vibrationen in Rillenkugeln auseinander, die aufgrund von unterschiedlich großen Durchmesser der Kugeln entstehen.

Auch AKTÜRK und GOHAR befassen sich in [1] mit dem Einfluss der Wälzkörpergröße auf axiale und radiale Vibrationen, allerdings am Beispiel einer mit zwei Schrägkugellagern gestützten Welle.

Zur rechnerischen Vorhersage eines derartigen Vibrationsverhaltens eines Wälzlagers formulieren SU, LIN und LEE in [87] ein analytisches Modell zur Berücksichtigung von Fertigungsabweichungen bei der analytischen Abbildung des Vibrationsverhaltens in Kegelrollenlagern.

HARSHA präsentiert in [40] ein weiteres analytisches Berechnungsmodell zur Vorhersage des dynamischen Vibrationsverhaltens eines Rotors bei auftretenden Abweichungen der Kugeldurchmesser in dessen Lagerung.

GRILLENBERGER zeigt in [35] verschiedene Möglichkeiten auf, das Betriebsgeräusch eines Wälzlagers aufgrund von Abweichungen von der Idealgeometrie mithilfe spezieller Simulationssoftware zu bestimmen. Er stellt zudem eine auf Basis einer Vielzahl an Simulationen entwickelte, einfach anwendbare Methode zur Auswahl von Wälzlagern im Hinblick auf das Betriebsgeräusch vor.

SCHWARZ stellt in [77] Simulationen und experimentelle Untersuchungen zum Auftreten hochfrequenter Käfigschwingungen vor. Er zeigt, wie sich instabile Käfigbewegungen auf das Betriebsgeräusch, die Kontaktkräfte und die Leistungsfähigkeit eines Wälzlagers auswirken können und leitete eine Kennzahl ab, mit deren Hilfe sich kritische Käfigschwingungen identifizieren lassen.

Die Wahl des Schmierstoffs, die dem Wälzlager zugeführte Schmierstoffmenge sowie das verwendete Schmierverfahren wirken sich ebenfalls auf die innerhalb des Wälzlagers entstehenden Schwingungen aus. Der Frage, in welchem Ausmaß die Schmierung das Vibrationsverhalten eines Wälzlagers beeinflusst, widmen sich WIJNANT, WENSING und VAN NIJEN in [104].

In bestimmten Anwendungen entstehen Schwingungen an Wälzlagern auch aufgrund von ungewöhnlichen Betriebsbedingungen. Ein solches Beispiel stellen periodische Ovalverformungen der Innen- oder Außenringe dar. Mit einem solchen Sonderfall befasst sich SKORONEK in [80] und untersucht periodische elliptische Verformungen an Rillenkugellagern, wie sie beispielsweise in Wellgetrieben zum Einsatz kommen, hinsichtlich ihres Schwingungsverhaltens.

Ermüdung und Verschleiß führen zu Unebenheiten und Schädigungen auf den Laufflächen der Lagerringe oder der Wälzkörper. Das Überrollen dieser Defekte erzeugt periodische, von der Drehzahl und dem Ort des Defekts abhängige Stoßimpulse, was infolge ein höheres Betriebsgeräusch erzeugt und zu einem charakteristischen Vibrationsverhalten führt. Hierzu existieren verschiedene Ansätze zur analytischen Vorhersage solcher Vibrationen.

MCFADDEN und SMITH stellen in [57] ein analytisches Modell vor, welches das Vibrationsverhalten aufgrund eines einzelnen Defekts auf der Innenringlaufbahn eines radial belasteten Wälzlagers in Abhängigkeit der Drehzahl beschreibt. In [58] beschreibt MCFADDEN, wie dieses Modell zu erweitern ist, um auch mehrere gleichzeitig am Innenring auftretende Defekte zu berücksichtigen.

PATEL, TANDON und PANDEY stellen in [65] einen Ansatz vor, der auch Defekte auf der Laufbahn des Außenrings erlaubt.

ARSLAN und AKTÜRK ermitteln in [3], wie sich solche Laufbahndefekte auf das Vibrationsverhalten von Schrägkugellagern auswirken.

CHOUDHURY und TANDON entwickeln in [11] und [94] ein weiteres analytisches Modell zur Vorhersage der Vibrationen aufgrund von Defekten auf den Laufbahnen radial belasteter Wälzlager und validieren dieses in [12] mittels experimenteller Messungen an vorgeschädigten Wälzlagern.

SAYLES und POON sowie FELDMANN befassen sich in [68] beziehungsweise [29] mit dem Zusammenhang zwischen den Oberflächenrauheiten in den Wälzkontakten und dem Rauschanteil in an Wälzlagern gemessenen Schwingungssignalen.

Die genaue Analyse der in Wälzlagern entstehenden Schwingungen, sowohl an intakten als auch geschädigten Wälzlagern, dient in der Anwendung insbesondere der Zustandsüberwachung und der Schadensfrüherkennung. Dies trägt dazu bei, Stillstandszeiten als Folge von Ausfällen zu vermeiden und ermöglicht bedarfsorientierte Reparaturplanungen.

SUNNERSJÖ beschreibt deshalb in [88], wie sich Ausbrüche aufgrund von Ermüdung oder abrasivem Verschleiß an den Laufbahnen von Radiallagern auf das Vibrationsverhalten auswirken und stellt dar, wie sich diese Defekte mittels geeigneter Zustandsüberwachung frühzeitig erkennen lassen.

WIRTH befasst sich in [105] mit verschiedenen Verfahren der Schwingungsdiagnose an Wälzlagern und untersucht deren praktische Anwendbarkeit und Zuverlässigkeit.

TANDON und CHOUDHURY stellen in [93] die gängigen Methoden der Signalanalyse zur Zustandsüberwachung und Schadensfrüherkennung vor und geben einen umfassenden Überblick über weiterführende Literatur.

JUNSHENG, DEJIE und YU präsentieren in [48] zwei weitere Methoden zur Schadensfrüherkennung bei Wälzlagern, welche auf der Auswertung gemessener Vibrationsspektren basieren.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass die verschiedenen Arten der innerhalb von Wälzlagern entstehenden Schwingungen ausgiebig untersucht und gut verstanden sind. Es existieren mehrere Methoden und Vorgehensweisen zur Anwendung dieses Wissens, welche bereits in einer Vielzahl von praktischen Anwendungsfällen für die Zustandsüberwachung und Schadensfrüherkennung zum Einsatz kommen.

Weniger gut durchdrungen ist das Themenfeld der von außen auf ein Wälzlager einwirkenden Vibrationen und Oszillationen. Das folgende Unterkapitel 2.2 beleuchtet deshalb den derzeitigen Stand der Forschung zu den typischerweise an Wälzlagern auftretenden Schwingungsformen.

## 2.2 **Schwingungen außerhalb des Wälzlagers**

Die Beanspruchung eines Wälzlagers durch zusätzliche Schwingungen während des Betriebs einer Maschine kann unterschiedlichste Ursachen haben und zu verschiedenen Arten von Schwingungen führen. Diese Arten lassen sich in Last-, Drehzahl- und Axialerschwingungen unterscheiden.

Lasterschwingungen entstehen in der Regel durch Unwuchten an drehenden Teilen, die entweder unerwünscht auftreten, zum Beispiel durch eine fehlerhafte Ausrichtung der einzelnen Bauteile, oder gezielt vorgesehen sind, wie es beispielsweise bei Vibrationsmotoren, Rüttlern oder Schwingmaschinen der Fall ist. Insbesondere bei schweren Bau- und Landmaschinen sowie bei Brechern und Mühlen treten im Betrieb starke Stöße und dynamische Prozesskräfte auf, was sich durch Vibrationen an den Wälzlagern bemerkbar macht [70].

In Verbrennungsmotoren sind hohe Last- und Drehzahlschwingungen infolge der Beschleunigungen und Massenkräfte des Kurbeltriebs sowie des getakteten Verbrennungszyklus zu beobachten. Kardanwellen erzeugen im Betrieb ebenfalls Last- und Drehzahlschwingungen. Diese sind vom Kardanwinkel abhängig und als Kardanfehler bekannt. Ebenso erzeugen unzureichend gespannte Riementriebe oder zu lockere Lagersitze Schwingungen an Wälzlagern [7].

Bei Windenergieanlagen führen vor allem variierende Windkräfte oder das Zu- und Abschalten des Generators zu unerwünschten Axialerschwingungen und Drehmomentsprüngen [81]. Die zur Leistungssteuerung von Windenergieanlagen teilweise praktizierte Individualverstellung der Rotorblätter führt zu oszillierenden Schwenkbewegungen an den Wälzlagern.

Um an Maschinen typischerweise auftretende Vibrationen hinsichtlich ihrer schädigenden Wirkung auf Wälzlager zu bewerten, beaufschlagen JOHN und KIEKBUSCH in [47] verschiedene, niedrig belastete, im Ölbad laufende Wälzlager mit Vibrationen. Zur Erzeugung dieser Vibrationen kommt ein spezieller, leistungsstarker Hydraulikzylinder zum Einsatz, der hohe Schwinggeschwindigkeiten bis 200 mm/s ermöglicht. Die Einleitung der Vibrationen in das Wälzlager geschieht dabei wahlweise an der Welle, dem Lagergehäuse oder dem Fundament eines speziell hierfür aufgebauten Prüfstands. Die Wirkungsrichtung der Vibrationen zeigt dabei sowohl in axiale als auch radiale Richtung, parallel oder senkrecht zur wirkenden Radiallast.

Neben experimentellen Messungen der Wälzkörperdrehzahl dient ein gezielt entwickeltes Mehrkörpersimulationsmodell zur Vorhersage des dynamischen Verhaltens des Prüflagers aufgrund der aufgebrachtten Vibrationen. JOHN und KIEKBUSCH zeigen, dass diese Vibrationen unter ungünstigen Betriebsbedingungen die Kinematik des Käfigs und der Wälzkörper außerhalb der Lastzone negativ beeinflussen und zu erhöhtem Verschleiß an Lagerringen und Wälzkörpern führen können.

GAAD und FRUTH entwickeln dieses Mehrkörpersimulationsmodell in [30] weiter und führen zusätzliche Experimente mit vergleichbaren Vibrationen, allerdings erhöhten Schwungmassen des Prüfstands sowie Versuche mit überlagerten Drehschwingungen durch. Dabei erkennt eine speziell entwickelte Messvorrichtung die Ausbildung eines tragfähigen Schmierfilms im Prüflager und ein Linienlaser detektiert die Bewegung des Käfigs. GAAD und FRUTH zeigen, dass diese Erhöhung der Massenkräfte bei Vibrationen oder Drehschwingungen die Kinematik des Käfigs und der Wälzkörper sowie die vorherrschenden Schmierbedingungen negativ beeinflusst und zu großflächigen Verfärbungen der Laufbahnen führt.

Auch SCHÜTT beschäftigt sich mit der Kinematik von zusätzlich mit Schwingungen beanspruchten Wälzlager. Er untersucht in [76] den Zusammenhang zwischen Schwingungen der Welle und dem Laufverhalten von leicht belasteten Zylinderrollenlagern. Es stellt sich heraus, dass durch Unwuchten der Welle erzeugte Schwingungen eine messbare Erhöhung des Käfigschlupfs bewirken und dies von einem größeren Lagerspiel zusätzlich begünstigt wird. Damit bestätigt SCHÜTT vorherige Beobachtungen von TESSENOW [95] und HERKERT [41].

Drehzahlschwingungen erzeugen sich wiederholende Beschleunigungs- und Abbremsvorgänge der sich drehenden Komponenten mit den einhergehenden Trägheitsmomenten und beeinflussen so die Wälzlagerkinematik auf negative Weise. Damit erhöht sich das Risiko für Verschleiß an den Laufflächen der Lagerringe oder der Wälzkörper.

TU, SHAO und MECHEFSKE befassen sich daher in [100] mit dem während einer Beschleunigung des Innenrings entstehenden Wälzkörperschlupf und postulieren ein analytisches Modell zu dessen Abschätzung. Dieses berücksichtigt die Kontakt- und Reibungskräfte zwischen Wälzkörpern, Laufbahnen und Käfig sowie die auf die Wälzkörper wirkenden Gravitations- und Zentripetalkräfte.

Zusätzlich zur Kinematik beeinflussen Schwingungen, insbesondere oszillierende axiale oder radiale Lasten, auch die nominelle Ermüdungslebensdauer eines Wälzlagers.

DOMINIK betrachtet in [27], wie sich zyklische Radiallasten mit Frequenzen oberhalb der Drehfrequenz auf die Ausbildung der Lastzone und in Konsequenz auf die Ermüdungslebensdauer auswirken. BERRY zeigt in [7] auf, wie Unwuchten, zu lockere Lagersitze und eine fehlerhafte Ausrichtung der Lagerung die Ausbildung von Vibrationen und die nominelle Lebensdauer beeinflussen.

Auch für die in Wälzlagern zum Einsatz kommenden Schmierstoffe, insbesondere für Schmierfette, können Schwingungen eine schwierige Herausforderung darstellen.

THIEDE und DETERS testen aus diesem Grund in [96] die Eignung von verschiedenen, gängigen Schmierfetten für langsam oszillierende Gleit- und Wälzbewegungen.

Darauf aufbauend untersuchen BOSSE und MÜLLER in [8] das Verhalten verschiedener Schmierstoffe bei oszillierenden Schwenkbewegungen mit unterschiedlichen Amplituden und Frequenzen sowie variierten Betriebstemperaturen.

Neben Last- und Drehzahlschwingungen stehen auch Axialschwingungen der Lagerringe, insbesondere von Nadellagern und Zylinderrollenlagern, im Zusammenhang mit vorzeitigen Ermüdungsausfällen oder Verschleißschäden.

BROSZEIT, HESS und KLOOS befassen sich in [10] ganz allgemein für oszillierende Gleitbewegungen mit der für Werkstoffermüdung relevanten Beanspruchung des Werkstoffs unterhalb der Oberfläche einer HERTZschen Kontaktzone.

GEGNER und NIERLICH setzen sich in [31], [32], [33] sowie [34] ausführlich mit den mechanischen, tribochemischen und thermischen Auswirkungen von axialen Schwingungen an Wälzlagern auseinander. Hierzu kommt ein speziell konstruierter Wälzlagerprüfstand zum Einsatz, der den Außenring eines Zylinderrollenlagers N 210 mit axialen Vibrationen mit Geschwindigkeiten bis 80 mm/s beaufschlagt. Die durchgeführten Experimente zeigen, dass die Schwingungsbeanspruchung zu Verschleiß und Oberflächenermüdung führen kann.

Untersuchungen der Laufbahnen deuten außerdem darauf hin, dass Axialschwingungen zur Auflösung von MnS-Zeilen an den Oberflächen der Laufflächen beitragen, was in Folge zur Entstehung von oberflächennahen Ermüdungsrissen führen kann. Chemische Analysen des verwendeten Schmierstoffs lassen zudem auf beschleunigte Alterungsprozesse schließen, welche sich infolge des durch die axialen Schwingungen erzeugten Temperaturanstiegs ergeben.

Anhand von mittels Röntgendiffraktometrie gemessenen Eigenspannungsverläufen unterhalb der Laufbahnoberfläche schließen GEGNER und NIERLICH darauf, dass es aufgrund der axialen Vibrationen punktuell zu Mischreibungszuständen mit sehr hohen Reibungszahlen ( $\mu \geq 0,3$ ) kommen muss, auch wenn die durchschnittliche Reibungszahl einen Wert von 0,1 nicht übersteigt. Dies beeinflusst den Eigenspannungsverlauf im Werkstoff und schiebt den Ort der maximalen Vergleichsspannung näher zur Oberfläche, was wiederum die Entstehung oberflächennaher Ermüdung begünstigt.

In [51] verfolgen KONRAD, NIERLICH und GEGNER diesen Ansatz weiter und versuchen, die gemessenen Eigenspannungsverläufe mittels eines speziellen Finite-Elemente-Modells simulativ nachzubilden.

LOOS ET AL. beobachten in [55] einen Zusammenhang zwischen Axialschwingungen und der Entstehung von White Etching Cracks. An einem modifizierten Radiallagerprüfstand R4NN beaufschlagen sie hierzu Zylinderrollenlager vom Typ NU 207 mit Axialschwingungen des Innenrings mit einer Amplitude von 0,1 mm und einer Frequenz von 90 Hz. Im Vergleich zu bereits bekannten Treibern für White Etching Cracks ist der beobachtete Effekt der Axialschwingungen jedoch deutlich schwächer.

Besonders schädlich wirken sich Schwingungen an stillstehenden Wälzlager aus. Aufgrund des Stillstands kann sich kein tragfähiger Schmierfilm in den Wälzkörper-Laufbahn-Kontakten aufbauen. Damit führen durch Schwingungen verursachte Mikrogleitbewegungen zu Festkörperreibung und kritischem Verschleiß, sodass bereits wenige tausend Schwingungszyklen ausreichen können, um ein Wälzlager unbrauchbar zu machen.

SCHADOW setzt sich in [69] intensiv mit diesem durch Schwingungen induzierten, als False Brinelling oder Stillstandsmarkierungen bekannten Schaden auseinander, liefert Erklärungsansätze für den Schadensmechanismus und untersucht verschiedene Schmierstoffe hinsichtlich ihres Verhaltens und ihrer Eignung zur Minimierung des Schadensausmaßes.

In einer Vielzahl von Anwendungen, beispielsweise in Windenergieanlagen, vollziehen Wälzlager keine kontinuierlichen Drehbewegungen, sondern oszillierende Schwenkbewegungen. In der Berechnung der nominellen Lebensdauer nach DIN ISO 281 [24] oder der modifizierten nominellen Lebensdauer nach DIN 26281 [15] findet dies keine Berücksichtigung.

HARRIS und KOTZALAS stellen deshalb in [38] einen simplen Ansatz zur Modifizierung der Lebensdauerberechnung vor, welcher oszillierende Bewegungen in Form einer vom Schwenkwinkel abhängigen Reduzierung der äquivalenten Last berücksichtigt. RUMBARGER und JONES schlagen in [67] ein ähnliches Vorgehen vor, welches die dynamische Tragzahl in Abhängigkeit des Oszillationswinkels modifiziert. HOUPERT beschreibt in [44] einen komplexeren Ansatz, der zusätzlich die Größe der Lastzone bei der Berechnung der Lebensdauer unter Schwenkbewegungen mit einbezieht.

Die in [38], [67] und [44] postulierten Berechnungsmethoden basieren auf der erstmals von LUNDBERG und PALMGREN in [56] vorgestellten Theorie zur Ermüdungslebensdauer und sind ausschließlich für Schwenkwege größer der Wälzkörperteilung definiert. HALMOS und TREMMEL untersuchen derzeit im Rahmen von [36], ob das Lebensdauermodell von LUNDBERG und PALMGREN auch für sehr kleine Schwenkwege Gültigkeit besitzt und wie groß der Schwenkwinkel mindestens sein muss, sodass nicht Verschleiß sondern Ermüdung das dominierende Versagenskriterium darstellt.

Zusammenfassend zeigt sich, dass zu Last- und Drehzahlschwingungen, aber auch Axialschwingungen bereits einige Forschungsarbeiten existieren. Auch zu Schwingungen im Stillstand des Wälzlagers oder zu schwenkenden Drehbewegungen sind Forschungsarbeiten zu finden. Diese Arbeiten konzentrieren sich jedoch weitestgehend auf die Auswirkungen von Oszillationen und Vibrationen auf das Ermüdungs- und Verschleißverhalten von Wälzlagern. Somit bleiben verschiedene Forschungsfragen offen, die das nachfolgende Unterkapitel 2.3 thematisiert.

### 2.3 Offene Forschungsfragen

Die in den vorangegangenen Unterkapiteln 2.1 und 2.2 im Überblick dargestellten Forschungsarbeiten konzentrieren sich im Wesentlichen auf die Folgeerscheinungen von Schwingungen an Wälzlagern, insbesondere auf die Entstehung von Vibrationen und die Emission von Geräuschen sowie die Auswirkungen auf Ermüdung und Verschleiß.

Bisher noch kaum behandelt ist die Frage, wie sich innerhalb oder außerhalb des Wälzlagers erzeugte Schwingungen bereits bei der Auslegung eines Wälzlagers in der frühen Phase des Konstruktionsprozesses berücksichtigen lassen.

In der Praxis ist es bisher üblich, wie in Unterkapitel 1.1 beschrieben, bei zusätzlichen Beanspruchungen eines Wälzlagers mit Last-, Drehzahl- oder Axial-schwingungen eine sehr vorsichtige Dimensionierung mit hohen Sicherheitsfaktoren durchzuführen [70], [52] oder alternativ Gleitlager einzusetzen, da hierfür geeignetere Auslegungsmethoden existieren [97].

Eine gezielte Berücksichtigung des Reibungs- und Verschleißverhaltens oder des Einflusses auf die Ermüdungslebensdauer von Schwingungen bei der Auslegung eines mit Drehzahl-, Last- oder Axial-schwingungen beanspruchten Wälzlagers ist bisher nicht möglich.

Die Wälzkörper eines Wälzlagers erleben beim Einlauf in die Lastzone einen drastischen Anstieg in ihrer Belastung. Beim Auslauf aus der Lastzone fällt die Belastung des Wälzkörpers wieder ab. Beim Durchlauf durch die Lastzone beschleunigt ein Wälzkörper bis zu seiner theoretischen Nenn-drehzahl, außerhalb der Lastzone verlangsamt sich dessen Geschwindigkeit wieder. Diese zyklischen Last- und Drehzahlschwingungen an den Wälzkörpern erfolgen bereits ohne jegliche zusätzliche Schwingungsbeanspruchung von außen und stellen, sofern geeignete Schmierungsbedingungen und eine ausreichende Belastung gegeben sind, erfahrungsgemäß keine besondere Problematik hinsichtlich Ermüdung und Verschleiß dar.

Anders verhält es sich bei der Beaufschlagung von Wälzlager mit Axial-schwingungen. Insbesondere bei Rollenlagern erzeugen axiale Oszillationen der Lagerringe hohe zusätzliche Gleitreibungsverluste zwischen den zylindrischen Wälzkörpern und den Laufbahnen sowie deutlich höhere Betriebstemperaturen. Dies erhöht das Risiko für vorzeitigen Verschleiß des Wälzlagers und erfordert unbedingt eine gesonderte Betrachtung bei der Auslegung der Schmierung. Über die Güte der Schmierfilmbildung beeinflussen Axial-schwingungen somit indirekt auch die Berechnung der erweiterten modifizierten Ermüdungslebensdauer.

Hieraus entspringt die Themenstellung der vorliegenden Dissertation – die experimentelle Untersuchung des Reibungs- und Verschleißverhaltens von Zylinderrollenlagern unter Axial-schwingungen und die Entwicklung eines empirischen Berechnungsmodells zur Anwendung bei der Wälzlagerauslegung in der frühen Phase des Konstruktionsprozesses.

Auf Last- und Drehzahlschwingungen gehen die folgenden Kapitel nicht näher ein. Ebenso findet eine gezielte Betrachtung des Einflusses auf die Ermüdung im Rahmen dieser Arbeit nicht statt. Zusätzlich beschränkt sich die Arbeit auf Anwendungsfälle, deren Parameter, mit Ausnahme der Axial-schwingungen, innerhalb der von den Wälzlagerherstellern empfohlenen Bereiche liegen, da andernfalls zu beobachtende Effekte nicht eindeutig der Schwingungsbelastung zuzuschreiben sind.

Pionierarbeiten zu dieser Thematik sind in den weiteren Veröffentlichungen des Autors, [P1], [P2], [P3] und [P4] zu finden. Diese greifen ausgewählte Aspekte der nachfolgenden Abhandlung auf und stellen weitere experimentelle Untersuchungen zum Reibungs- und Verschleißverhalten von mit Axial-schwingungen beanspruchten Zylinderrollenlagern vor.

Für die experimentellen Versuche nutzen diese Arbeiten dieselben zwei Prüfstände, die auch im Zuge dieser Arbeit zum Einsatz kommen. Eine Beschreibung dieser Prüfstände findet sich im nun folgenden Kapitel 3.

## 3 Wälzlagerprüfstände

Die in dieser Dissertation vorgestellten experimentellen Untersuchungen zu den Auswirkungen von Axialschwingungen auf das Reibungs- und Verschleißverhalten von Zylinderrollenlagern stützen sich maßgeblich auf Prüfstandsversuche mit Zylinderrollenlagern des Typs NU 210 an zwei speziellen Wälzlagerprüfständen des Lehrstuhls für Konstruktionstechnik der FAU Erlangen-Nürnberg. Der nachfolgend dargestellte, speziell im Rahmen dieses Vorhabens entwickelte Schwingungsprüfstand findet Verwendung für den Großteil der experimentellen Versuche, insbesondere derer mit Schwingungsbeanspruchung. Der im Anschluss beschriebene Reibungsprüfstand dient vor allem der Durchführung von Referenzversuchen zum Reibungs- und Temperaturverhalten ohne Schwingungen.

### 3.1 Schwingungsprüfstand

Der Schwingungsprüfstand (SPS) ermöglicht es, experimentelle Untersuchungen an radial belasteten Wälzlagern unterschiedlicher Bauform durchzuführen und diese dabei mit Axialschwingungen sowie zusätzlichen Last- und Drehzahlschwingungen mit verschiedenen Amplituden und Frequenzen zu beanspruchen. Das in dieser Arbeit durchgeführte Versuchsprogramm beschränkt sich jedoch ausschließlich auf Axialschwingungen an Zylinderrollenlagern. Einen ersten Überblick über den konstruktiven Gesamtaufbau des Schwingungsprüfstands bietet Bild 2. Die technischen Spezifikationen des damit untersuchten Prüflagers NU 210 sind in Tabelle 1 zu finden.

Das zentrale Element des Schwingungsprüfstands stellt die Prüflagerwelle (Bild 2, E<sub>3</sub>) dar, deren Antrieb über eine Metallbalgkupplung (D<sub>3</sub>) und einen Zahnriemen (C<sub>2</sub>) durch einen Synchronmotor (D<sub>2</sub>) mit Drehzahlen bis 6 000/min erfolgt. Dieser ist in der Lage, das Prüflager, zusätzlich zur Nenn Drehzahl, mit einer überlagerten Tangentialschwingung mit Frequenzen bis 25 Hz und Amplituden bis  $\pm 1\,000$ /min anzutreiben.

Die am Prüflager angreifende Radiallast bis zu 20 kN wird von einem Schrittmotor (G<sub>10</sub>) erzeugt und über ein Kegelradgetriebe (E<sub>10</sub>), einen Gewinderollenschraubtrieb (E<sub>9</sub>) sowie ein Festkörpergelenk (nicht sichtbar) auf das Prüflager übertragen. Eine DMS-basierte Kraftmessdose (E<sub>5</sub>) überwacht dabei die aufgebrachte Last.

### 3 Wälzlagerprüfstände

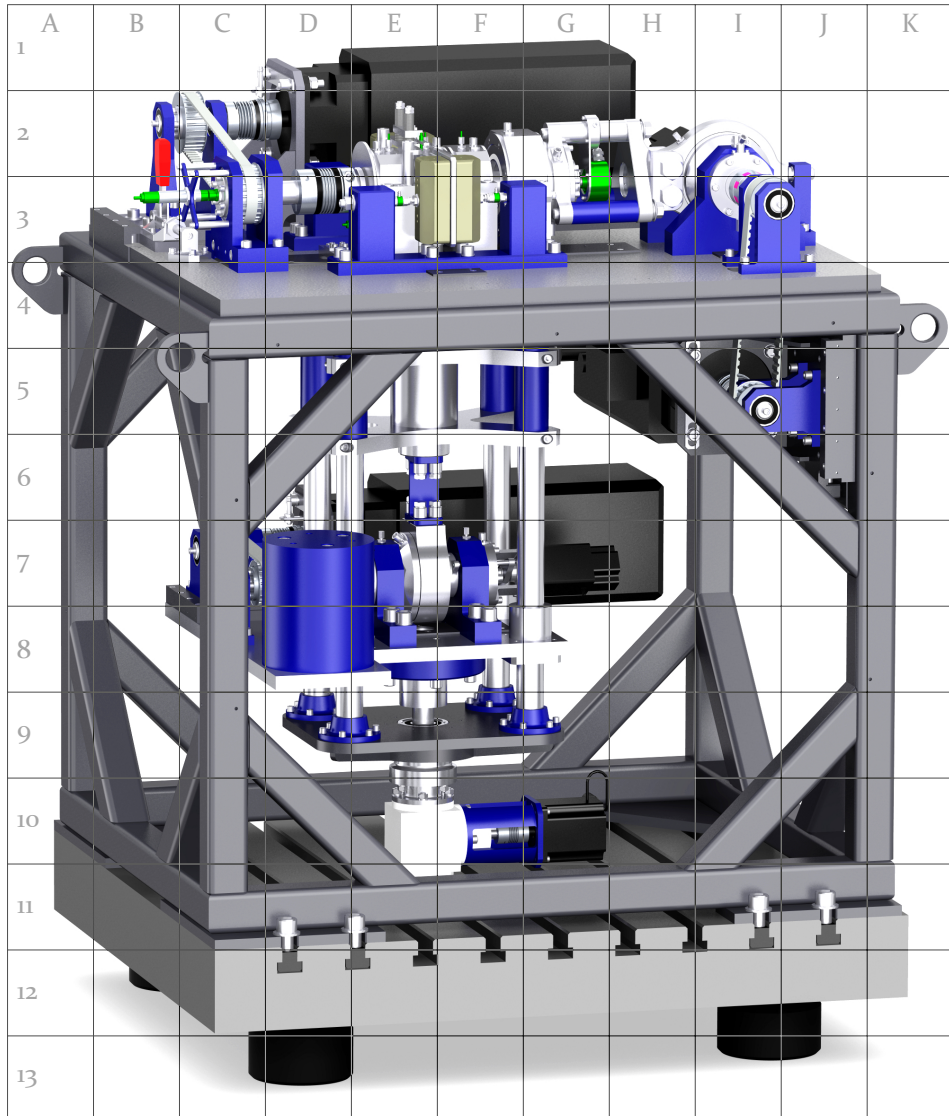


Bild 2: Gesamtansicht des Schwingungsprüfstands (SPS).

Tabelle 1: Spezifikation des Prüflagers [72].

Parameter	Symbol	Wert
Typenbezeichnung		NU210-E-XL-TVP2-C3
Innendurchmesser	$D_i$	50 mm
Außendurchmesser	$D_a$	90 mm
Teilkreisdurchmesser	$D_{pw}$	70,5 mm
Wälzkörperdurchmesser	$D_w$	11 mm
Breite	$B$	20 mm
Wälzkörperbreite	$B_w$	12 mm
Axiale Verschiebbarkeit	$s$	1,3 mm
Dynamische Tragzahl	$C_r$	75 kN
Statische Tragzahl	$C_{or}$	69 kN
Ermüdungsgrenzbelastung	$C_{ur}$	8,8 kN
Grenzdrehzahl	$n_G$	9 700/min
Bezugsdrehzahl	$n_B$	6 600/min
Masse	$m$	0,487 kg

Der ebenfalls direkt in den Radiallaststrang integrierte Radialschwinger (E7) erzeugt über einen mechanischen Exzenter eine, der radialen Grundlast überlagerte, Radiallastschwingung. Der antreibende Synchronmotor (G6) ermöglicht dabei Frequenzen bis 25 Hz. Ein Schrittmotor (G7) stellt die Exzentrizität des Radialschwingers ein und erzeugt Amplituden bis maximal  $\pm 5$  kN.

Ein weiterer, analog zum Radialschwinger aufgebauter Axialschwinger (I2) versetzt die Prüflagerwelle in rein lineare axiale Oszillationen. Ein Schrittmotor (H2) stellt hierbei Schwingungsamplituden bis  $\pm 0,5$  mm ein. Ein Synchronmotor (H5) treibt über einen Riementrieb (I3) die Welle des Axialschwingers an und sorgt so für Frequenzen bis 25 Hz. Die von Bild 3 gezeigte Schnittdarstellung dieses Axialschwingers veranschaulicht dessen Funktionsweise.

Zur Erzeugung und Einstellung der Exzentrizität des Axialschwingers und somit der Schwingungsamplitude des Prüflagers kommen zwei spezielle, ineinander steckende Hülsen (Bild 3, F3, F4) zum Einsatz, welche mittig auf der über zwei Pendelrollenlager (D4, H3) gelagerten Welle (E4) des Axialschwingers sitzen. Die zylindrischen Kontaktflächen zwischen den beiden Hülsen sowie zwischen der inneren Hülse und der Welle weisen

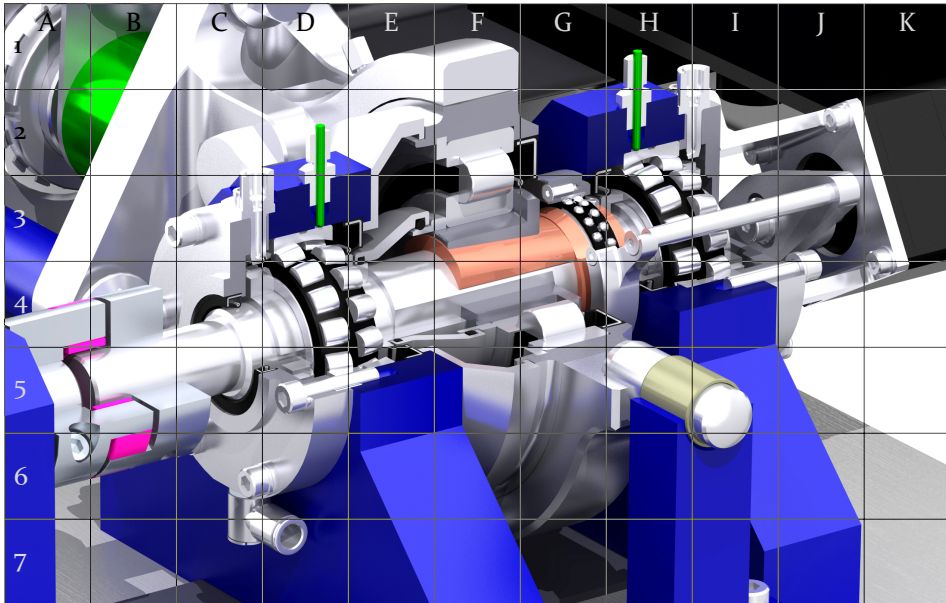


Bild 3: Schnittdarstellung des Axialschwingers des Schwingungsprüfstands (siehe Bild 2, H<sub>2</sub>-J<sub>3</sub>).

zwei gegenüberliegende Abflachungen (F<sub>4</sub>) auf, die ein Verdrehen der Hülsen zueinander verhindern. Die Mittelachse der Kontaktfläche der beiden Hülsen bildet einen Winkel zur Drehachse der Welle. Die Mantelfläche der äußeren Hülse liegt parallel zur Wellenachse.

Eine axiale Verschiebung der inneren Hülse relativ zur äußeren Hülse erzeugt, aufgrund dieser Geometrie, eine Exzentrizität der Mittelachse der äußeren Mantelfläche der Hülse von der Drehachse der Welle. Die Einstellung dieser Exzentrizität übernimmt ein, über ein zweireihiges Rillenkugellager (G<sub>3</sub>) mit der inneren Hülse verbundener, linearer Schrittmotor (K<sub>2</sub>). Somit führt die als Lagersitz (F<sub>3</sub>) ausgeführte zylindrische Außenfläche der äußeren Hülse eine exzentrische Kreisbewegung mit einer Drehfrequenz identisch zur Wellendrehzahl aus. Das auf der äußeren Hülse montierte Zylinderrollenlager (F<sub>3</sub>) eliminiert den Eigenrotationsanteil aus dieser Exzenterbewegung und überträgt ausschließlich die Orbitalbewegung auf das, das Lager umschließende Gehäuse (F<sub>2</sub>).

Dieses Lagergehäuse besitzt eine zylindrische Außengeometrie und sitzt in einem weiteren Gehäuse (E<sub>1</sub>), dessen Innengeometrie aus zwei Zylinderhalbschalen mit gleichem Radius wie das Lagergehäuse<sup>1</sup> besteht. Die

<sup>1</sup> bis auf wenige Mikrometer Spiel

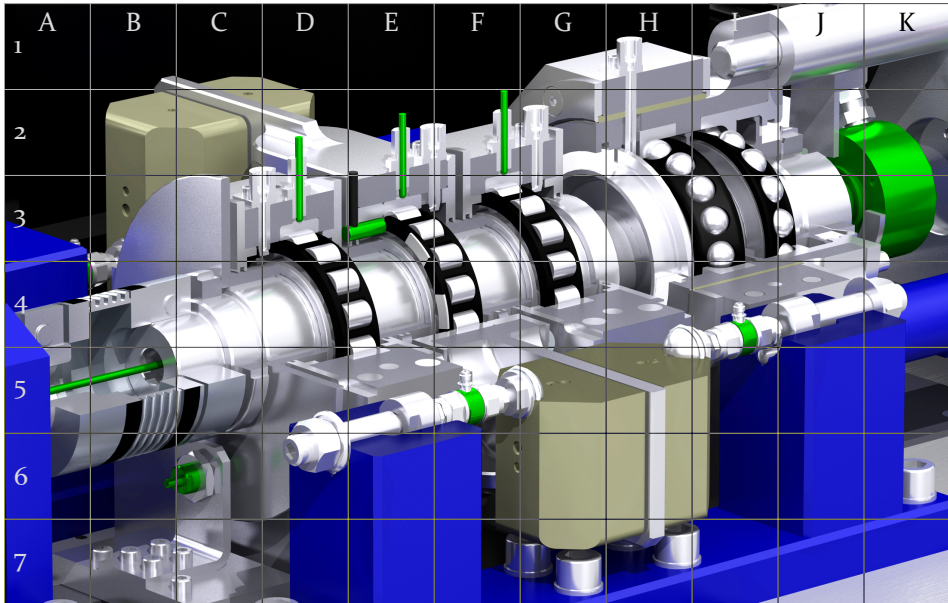


Bild 4: Schnittdarstellung der Prüflagerung des Schwingungsprüfstands mit Sensorik (siehe Bild 2, D2 – G3).

Mittelachsen dieser Halbzylinder weisen jedoch in vertikaler Richtung einen Abstand zueinander auf, der geringfügig größer ist als die maximal einstellbare Exzentrizität. Die Orbitalbewegung des inneren Lagergehäuses ist somit in vertikaler Richtung nicht beeinträchtigt, wird jedoch in horizontaler Richtung vom äußeren Gehäuse blockiert, wodurch sich ausschließlich die horizontale Bewegungskomponente auf das äußere Gehäuse überträgt. Ein in einer Gleitbuchse (H5) axial geführter Bolzen stellt zusätzlich sicher, dass das äußere Gehäuse ausschließlich diese reine horizontale Axialbewegung ausführen kann. Auf diese Weise ist der Exzenter in der Lage, kraftvolle und vollständige Linearbewegungen zu erzeugen und diese auf die Prüflagerwelle, welche in Bild 4 detailliert zu sehen ist, zu übertragen.

Die Übertragung dieser Axialbewegung auf die rotierende Prüflagerwelle (Bild 4, C4) erfolgt über eine in einer Gleitbuchse (H2) axial beweglich gelagerte, mit dem Axialschwinger (K1) fest verbundene Patrone (I2). In ihrem Inneren sitzen zwei spielfrei, in X-Anordnung montierte Spindellager (I3) auf einer Hohlwelle (H3), welche über einen Kegelpressverband mit der Prüflagerwelle (G3) in kraftschlüssiger Verbindung steht.

Das Prüflager NU 210 (F4), welches sich mittig zwischen zwei baugleichen Stützlager (D4, G3) befindet, erfährt über das Prüflagergehäuse (D2)

### 3 Wälzlagerprüfstände

Tabelle 2: Technische Daten des Schwingungsprüfstands.

Beschreibung	Wertebereich
Drehzahl	0 – 6 000/min
Radiallast	0 – 20 kN
Schmierstoffmenge	0 – 10 ml/h
Umgebungstemperatur	20 – 50 °C
Schwingungsfrequenz axial	0 – 25 Hz
Schwingungsamplitude axial	0 – 0,5 mm
Schwingungsfrequenz radial	0 – 25 Hz
Schwingungsamplitude radial	0 – 5 kN
Schwingungsfrequenz tangential	0 – 25 Hz
Schwingungsamplitude tangential	0 – 1 000/min

doppelt so viel Radiallast wie die beiden Stützlager. Eine Metallbalgkuppelung (B<sub>4</sub>) überträgt die Drehzahl, ohne dabei die axialen Schwingungen der Prüflagerwelle zu beeinträchtigen.

Um den Einfluss, den die Schmierung auf die Kräfte-, Bewegungs- und Temperaturverhältnisse am Prüflager ausübt, möglichst gering zu halten, versorgt ein System zur Öl-Minimalmengen-Schmierung die Wälzlager über einzelne Düsen (D<sub>3</sub>, E<sub>2</sub>, G<sub>2</sub>, H<sub>1</sub>) mit definiert einstellbaren Schmierstoffmengen bis maximal 10 ml/h. Für eine nahezu gleichbleibende, mit einem Pt100-Sensor überwachte Umgebungstemperatur von etwa 20 °C innerhalb der den Prüfstand umgebenden Umhausung sorgt ein Luft-Wasser-Wärmetauscher (nicht sichtbar). Tabelle 2 fasst die genannten technischen Daten des Schwingungsprüfstandes zusammen.

Ein im Inneren der Welle, unterhalb des Prüflagers angebrachter Pt100-Sensor misst die Temperatur des Prüflagerinnenrings. Ein mit diesem Sensor per Kabel (B<sub>5</sub>) verbundener induktiver Koppler (Bild 2, C<sub>3</sub>) übermittelt dabei berührungslos das Signal. Zur Ermittlung der Temperatur am Außenring des Prüflagers in der Mitte der Lastzone (E<sub>3</sub>) sowie an den beiden Stützlagern in der Mitte der lastfreien Zone (D<sub>3</sub>, F<sub>2</sub>) kommen weitere Pt100-Sensoren zum Einsatz. Zusätzliche Temperatursensoren an verschiedenen Lagerstellen überwachen den einwandfreien Betrieb des Prüfstands.

Das Erfassen der Käfigdrehzahl des Prüflagers während eines Versuchs erfordert eine geeignete Präparation des dazugehörigen Massiv-Fensterkäfigs aus glasfaserverstärktem Polyamid. Hierzu ist eine der beiden Stirnflächen mit acht gleichmäßig am Umfang verteilten Nuten versehen, in welche

passgenaue, dünne Stahlplättchen (E<sub>3</sub>) eingeklebt sind. Im Betrieb bewegen sich diese an einem induktiven Näherungssensor (E<sub>3</sub>) vorbei, welcher die dadurch ausgelösten Impulse zählt und daraus die Käfigdrehzahl ermittelt. Ein an der Hohlwelle befestigter Inkremental-Drehgebers (K<sub>2</sub>) erfasst sowohl die Nenndrehzahl des Prüflagers als auch die überlagerten Drehzahlschwingungen der Prüflagerwelle. Das Verhältnis zwischen Wellen- und Käfigdrehzahl ermöglicht es, Rückschlüsse über das Maß an auftretendem Käfigschlupf zu ziehen.

Das mit kleinem Axialspiel mit dem Radiallaststrang verbundene Prüflagergehäuse (F<sub>4</sub>) ist zwischen vier Luftlagerpads (B<sub>2</sub>, C<sub>1</sub>, G<sub>5</sub>, H<sub>5</sub>) in axialer Richtung fixiert. Vier piezoelektrische Kraftsensoren (B<sub>4</sub>, F<sub>5</sub>, I<sub>4</sub>), welche über Kugelgelenke (G<sub>5</sub>, H<sub>4</sub>) mit den Luftlagerpads verbunden sind, zeichnen die aufgrund der Axialschwingungen entstehenden axialen Reibungskräfte zwischen Wälzkörpern und Laufbahnen auf. Die Kugelgelenke verhindern dabei, dass eine Verkippung oder Verdrehung des Prüflagergehäuses die Messung der Axialkräfte verfälscht. Vier Stellschrauben (D<sub>6</sub>, K<sub>4</sub>) bringen die axiale Klemmkraft auf und ermöglichen eine präzise Ausrichtung der Luftlagerpads, um auch Schränken des Prüflagergehäuses auszuschließen.

Die Ermittlung der Amplitude der Axialschwingungen und die Überwachung ihrer Frequenz erfolgt durch eine berührungslose Abstandsmessung zwischen einem Wirbelstromsensor (C<sub>6</sub>) und einer, auf der Welle montierten, plan geschliffenen Aluminiumscheibe (C<sub>6</sub>). Ein Körperschallsensor, welcher sich magnetisch an beliebigen Lagerungen des Prüfstands anbringen lässt, detektiert die von Ermüdungs- und Verschleißschäden verursachten periodischen Stoßimpulse und ermöglicht somit eine Zustandsüberwachung und frühzeitige Erkennung von Schäden an Wälzkörpern oder Laufbahnen des überwachten Lagers.

Die Erfassung der Messwerte durch die Sensorik erfolgt mit einer einstellbaren Abtastfrequenz bis maximal 1 kHz. Diese hohen Abtastraten sind für kurzzeitige Messungen der Axialkräfte, des Käfigschlupfs oder des axialen Schwingwegs erforderlich. Für eine Langzeitüberwachung der Temperaturen, der Drehzahl oder der Radiallast ist aufgrund der hohen anfallenden Datenmenge eine auf 1 Hz reduzierte Abtastrate vorgesehen.

Einen zusammenfassenden Überblick über die im Schwingungsprüfstand integrierte Sensorik gibt Tabelle 3. Der Schwingungsprüfstand bietet keine Möglichkeit, das Reibungsmoment direkt zu ermitteln. Für diese Aufgabe kommt der im nachfolgenden Unterkapitel 3.2 vorgestellte Reibungsprüfstand zum Einsatz.

Tabelle 3: Sensorik des Schwingungsprüfstands.

Messgröße	Hersteller	Bezeichnung	Bild
Radialkraft	HBM	1-U9C/50kN	2, E5
Temperatur	TC Direct	515-365	4, B5
Temperatur	TC Direct	514-100	4, D3, E3, F2
Käfigdrehzahl	Balluff	BES01KW	4, E3
Wellendrehzahl	Pepperl & Fuchs	RHI58N-...-00100	4, K2
Axialkraft	Kistler	9311B	4, B2, F5, I4
Schwingweg	Micro-Epsilon	eddyNCDT 3010A S2	4, C6
Körperschall	marco	ps/ks/mk/d	nicht abgebildet
Koppler	Balluff	BIC0047 + BIC004C	2, B3, C3

### 3.2 Reibungsprüfstand

Die Durchführung experimenteller Referenzversuche zur Bestimmung der Reibungs- und Verlustleistung in Zylinderrollenlagern ohne Schwingungen erfordert die Verwendung eines speziell zu diesem Zweck entwickelten und bereits in vorausgegangenen Forschungsarbeiten [82] erprobten Reibungsprüfstands (WRP). Der Fokus dieses Prüfstands liegt auf einer möglichst genauen und weitestgehend von Störeinflüssen befreiten Messung des Reibungsmoments und der Beharrungstemperaturen. Den konstruktiven Aufbau des Reibungsprüfstands zeigt Bild 5.

Den Antrieb der Prüflagerwelle (Bild 5, G<sub>4</sub>) mit Drehzahlen bis 15 000/min übernimmt ein Synchronmotor (G<sub>3</sub>) in Kombination mit einem Riementrieb (J<sub>3</sub>). Ein pneumatischer Balgzylinder (F<sub>8</sub>) erzeugt Radiallasten an der Prüflagerwelle bis maximal 30 kN. Ein weiterer Balgzylinder (C<sub>4</sub>) beaufschlagt die Prüflagerwelle mit Axiallasten bis zu 10 kN. Zwei DMS-basierte Kraftmessdosen (F<sub>6</sub>, D<sub>4</sub>) überwachen und regeln die radiale und axiale Lastaufbringung.

Die Lagerung der mit vier Prüflagern bestückten Prüflagerwelle (F<sub>4</sub>) stellt die zentrale Baugruppe des Reibungsprüfstands dar und lässt sich an verschiedene Lagergrößen und -arten adaptieren. Im Rahmen dieser Arbeit kommen, genau wie am Schwingungsprüfstand, Zylinderrollenlager NU 210 mit bordlosem Innenring als Prüflager zum Einsatz (siehe Tabelle 1). Bild 6 veranschaulicht diese Konfiguration der Prüflagerung in Form einer Schnittdarstellung.

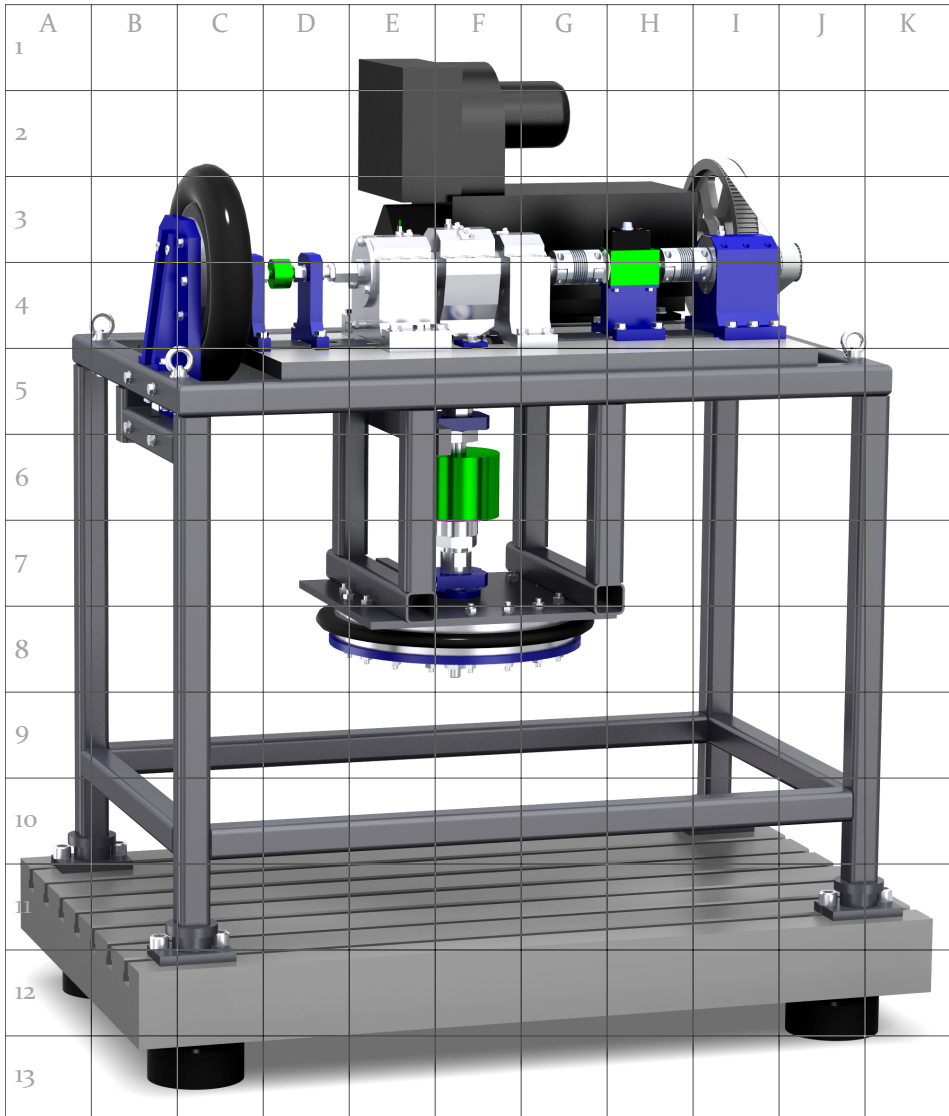


Bild 5: Gesamtansicht des Reibungsprüfstands (WRP).

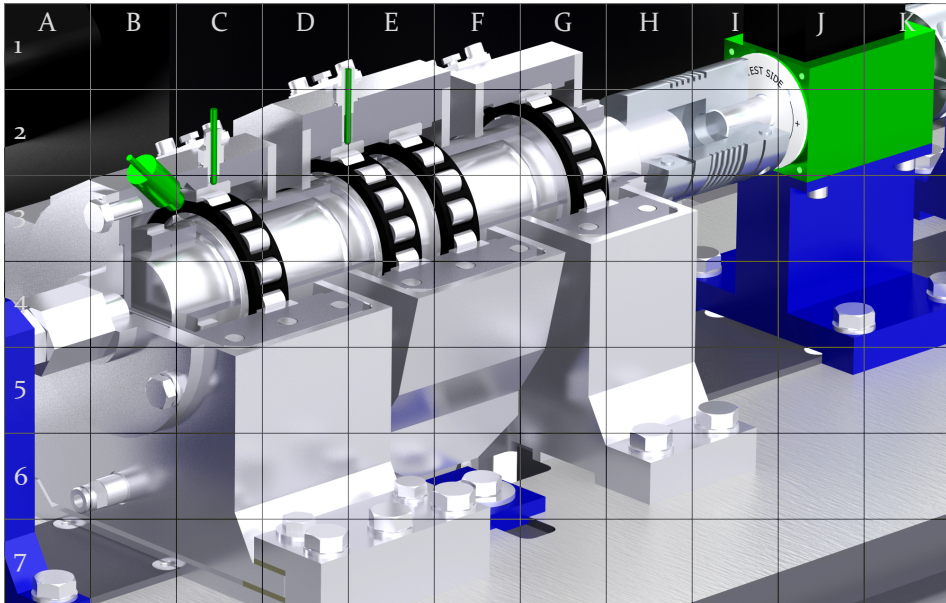


Bild 6: Schnittdarstellung der Prüflagerung des Reibungsprüfstands mit Sensorik (siehe Bild 5, E<sub>3</sub> - H<sub>4</sub>).

Die Festlagerung der Prüflagerwelle ist mithilfe eines Zylinderrollenlagers NUP 210 (Bild 6, G<sub>2</sub>) realisiert, welches im fest verschraubten, rechten Lagergehäuse (H<sub>4</sub>) sitzt und sich von den drei weiteren Zylinderrollenlagern NU 210 (C<sub>3</sub>, E<sub>3</sub>, F<sub>3</sub>) lediglich durch zusätzliche Borde am Innenring unterscheidet. Das mittlere Lagergehäuse (Bild 6, F<sub>4</sub>) leitet die vom pneumatischen Balgzylinder (Bild 5, F<sub>8</sub>) erzeugte Radiallast über die beiden mittleren Zylinderrollenlager (E<sub>3</sub>, F<sub>3</sub>) in die Prüflagerwelle ein. Die beiden äußeren Wälzlager (C<sub>3</sub>, G<sub>2</sub>) stützen die Welle ab und leiten die Radiallast wieder aus.

Das linke Lagergehäuse (D<sub>5</sub>) ist für die Übertragung der pneumatisch erzeugten Axiallast auf das linke Wälzlager (C<sub>3</sub>) zuständig und sitzt daher axial verschiebbar zwischen Gleitflächen (D<sub>7</sub>). Die Prüflagerwelle (D<sub>3</sub>) leitet diese Axialkraft auf das rechte Wälzlager (G<sub>2</sub>), welches die Last dann auf das rechte Lagergehäuse (H<sub>4</sub>) überträgt.

Im Fall einer reinen Axialbelastung sind die beiden mittleren Wälzlager und deren Gehäuse nicht erforderlich. Für die im Rahmen dieser Arbeit durchzuführenden Versuche sind jedoch keine Axialkräfte vorgesehen und das linke Lagergehäuse ist über Schrauben (D<sub>7</sub>, E<sub>6</sub>) axial fixiert.

Tabelle 4: Technische Daten des Reibungsprüfstands.

Beschreibung	Wertebereich
Drehzahl	0 – 15 000/min
Radiallast am Prüflager	0 – 15 kN
Axiallast am Prüflager	0 – 10 kN
Schmierstoffmenge	0 – 20 ml/h
Umgebungstemperatur	20 – 25 °C

Neben der konstruktiven Gestaltung der Lagergehäuse sorgt eine zuschaltbare Kühlung mit Luft für eine gleichmäßige Wärmeabfuhr an den Prüflagergehäusen. Dies erzeugt ähnliche Betriebstemperaturen wie am Prüflager des Schwingungsprüfstands und verbessert die Vergleichbarkeit der Messergebnisse zwischen beiden Prüfständen. Tabelle 4 fasst die technischen Daten des Reibungsprüfstands zusammen.

Die Überwachung der Temperaturen der Lageraußenringe erfolgt mithilfe von Pt100-Sensoren in der Mitte der Lastzone (D<sub>2</sub>) und mittig in der lastfreien Zone (C<sub>2</sub>). Ein Infrarot-Sensor (B<sub>3</sub>) erfasst zusätzlich berührungslos die Temperatur des linken Prüflagerinnenrings.

Die symmetrische Anordnung der vier Prüflager garantiert eine betragsmäßig gleich große, radiale Belastung jedes Lagers. Somit entsteht an allen vier Prüflagern ein in etwa gleich großes Reibungsmoment. Die an der Festlagerung zusätzlich entstehende Bordreibung am Innenring ist vernachlässigbar gering, da keine äußere Axialkraft wirkt. Eine in den Antriebsstrang integrierte Drehmomentmesswelle (J<sub>2</sub>) misst neben der Wellendrehzahl das Widerstandsmoment der Prüflagerwelle, welches, da keine berührenden Dichtungen verbaut sind, im stationären Betrieb dem summierten Reibungsmoment der vier Prüflager entspricht. Das Reibungsmoment des einzelnen Lagers beträgt somit ein Viertel des Messwerts.

Da die Schmierung einen wesentlichen Einfluss auf das Reibungsmoment in Wälzlagern aufweist und der Reibungsprüfstand für die Durchführung von Referenzversuchen zum Einsatz kommt, versorgt ein identisches System zur Öl-Minimalmengen-Schmierung wie am Schwingungsprüfstand die Prüflager über einzelne Düsen (C<sub>2</sub>, D<sub>1</sub>, F<sub>1</sub>) mit definiert einstellbaren Schmierstoffmengen bis maximal 10 ml/h.

Zusätzlich erfasst ein dreiachsiger Piezo-Beschleunigungssensor die von den Prüflagern während des Betriebs emittierten Vibrationen und zeichnet

Tabelle 5: Sensorik des Reibungsprüfstands.

Messgröße	Hersteller	Bezeichnung	Bild
Radialkraft	HBM	1-U2B/200kN	5, F6
Axialkraft	HBM	1-U9B/50kN	5, D4
Temperatur	Optris	CT LT 20	6, B3
Temperatur	Electrotherm	Pt100 K1	6, C3, D2
Reibungsmoment	Burster	8661-5010-V0100	6, J2
Wellendrehzahl	Burster	8661-5010-V0100	6, J2
Körperschall	marco	ps/ks/mk/d	nicht abgebildet
Beschleunigung	Kistler	8766A50	nicht abgebildet

deren Frequenzspektren auf. Zur frühzeitigen Detektion von Ermüdungs- und Verschleißschäden dient, genau wie am Schwingungsprüfstand, ein Körperschallsensor, welcher sich magnetisch an beliebigen Stellen anbringen lässt und die durch Schädigungen an Laufbahnen oder Wälzkörpern hervorgerufenen Stoßimpulse erkennt. Tabelle 5 zeigt eine Aufstellung der am Reibungsprüfstand vorgesehenen Sensorik.

Der Reibungszustand kommt im Rahmen dieser Dissertation in Kapitel 6 für Messungen des Reibungsmoments ohne Schwingungen zum Einsatz. Das nachfolgende Kapitel 4 verwendet den Reibungsprüfstand außerdem für einen Vergleich der in der Wälzlagertechnik etablierten empirischen Berechnungsmodelle des Reibungsmoments mit experimentellen Messergebnissen.

## 4 Reibung im Wälzlager

Das im Rahmen dieser Arbeit verwendete Prüflager NU 210 besteht aus insgesamt 19 Einzelkomponenten – einem bordlosen Innenring, einem Außenring mit Borden, einem wälzkörpergeführten Massivkäfig aus PA66 sowie 16 zylindrischen Wälzkörpern. Daraus resultieren, bei acht Kontaktstellen je Wälzkörper, insgesamt 128 Roll-, Gleit-, Wälz- oder Bohrkontakte, welche die Wälzlagerreibung beeinflussen. Diese kommen jedoch nie alle gleichzeitig zum Wirken und ihre Parameter, beispielsweise die Kontaktkraft, variieren permanent (siehe Bild 7). Der sich im Wälzlager befindende Schmierstoff und die damit verbundenen nichtlinearen Wechselwirkungen zwischen der Wälzlagerreibung und der Betriebstemperatur erhöhen die Komplexität der Berechnung der Wälzlagerreibung erheblich.

Eine genaue analytische Formulierung oder simulative Abbildung der Wälzlagerreibung gestaltet sich somit äußerst kompliziert und aufwändig, erfordert spezielle Berechnungsprogramme und ist nur mit einem erheblichem Aufwand an Rechenzeit realisierbar. In der frühen Phase des Konstruktionsprozesses ist eine derart aufwendige Berechnung der Wälzlagerreibung meist nicht praktikabel und in dieser Genauigkeit oft auch nicht erforderlich. Stattdessen greifen Konstrukteure gerne auf einfach und schnell zu handhabende, empirische Berechnungsmodelle zurück, auch wenn diese nur eine überschlägige Berechnung der Wälzlagerreibung ermöglichen.

In der Wälzlagertechnik haben sich hierzu drei analytische Berechnungsverfahren etabliert – der Ansatz nach STRIBECK, das Modell nach PALMGREN und die Methode nach SKF. Die nachfolgenden Unterkapitel 4.1 bis 4.3 beschreiben diese Berechnungsmodelle sowie deren Erweiterungen. Unterkapitel 4.4 zeigt einen Vergleich dieser drei Modelle mit experimentellen Versuchsergebnissen.

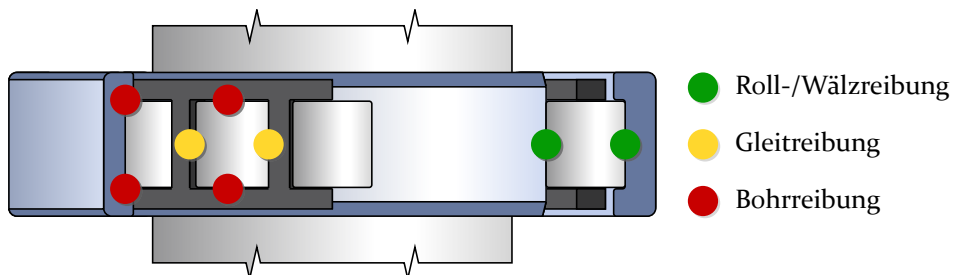


Bild 7: Kontaktstellen im Zylinderrollenlager, an denen Reibung entsteht.

#### 4.1 Ansatz nach STRIBECK

Den ersten bekannten Ansatz zur Bestimmung des Reibungsmoments stellte STRIBECK im Jahr 1901 in [86] vor. Nach STRIBECK steht das Reibungsmoment  $M_R$  in direkter Proportionalität zur Lagerbelastung  $F_r$  und dem Bohrungsdurchmesser  $D_i$  des Wälzlagers:

$$M_R = \mu \cdot F_r \cdot \frac{D_i}{2}. \quad (1)$$

Dabei dient der von der Art des Wälzlagers abhängige Reibungskoeffizient  $\mu$  als Proportionalitätskonstante. STRIBECK bestimmt diesen in [86] experimentell mithilfe einer Reibungswaage für verschiedene ölgeschmierte Rillenkugellager. PALMGREN und ESCHMANN führen in [64] beziehungsweise [28] eine Reihe von Messungen für weitere Wälzlagertypen durch. Nach PALMGREN ergibt sich für Radialzylinderrollenlager ein Reibungskoeffizient  $\mu$  von 0,0011 [63]. ESCHMANN ermittelt in [28] für diese Lagerart Werte für den Reibungskoeffizient zwischen 0,001 und 0,003.

Die Anwendbarkeit des Ansatzes nach STRIBECK setzt die Erfüllung mehrerer Bedingungen voraus. So hat die Belastung des Wälzlagers in einem für die jeweilige Lagerart üblichen Lastwinkel zu erfolgen. Zylinderrollenlager und Nadellager sind ausschließlich radial zu belasten. Für Axiallager ist das Modell nur bei reiner Axiallast anwendbar. Die Höhe der wirkenden Belastung sollte in etwa 10 % der dynamischen Tragzahl  $C_r$  betragen.

Wie in Gleichung (1) zu erkennen ist, berücksichtigt STRIBECK weder die Drehzahl noch die Viskosität des Schmierstoffs. Er setzt jedoch für den Schmierzustand ein Viskositätsverhältnis von  $\kappa \geq 1$  voraus und legt einen gültigen Bereich der Drehzahl zwischen 30 % und 70 % der kinematisch zulässigen Drehzahl für die Anwendung des Modells fest [85].

Die Gültigkeit des Berechnungsmodells STRIBECK ist außerdem auf Anwendungsfälle ohne Verkipfung oder Schränkung sowie ohne Verspannung des Wälzlagers begrenzt. Reibungsverluste aufgrund von berührenden Dichtungen finden ebenfalls keine Berücksichtigung.

Auch wenn dieser Ansatz nur eine überschlägige Einschätzung des Reibungsmoments im Wälzlager ermöglicht, kommt er aufgrund seiner äußerst einfachen Handhabung heute noch regelmäßig zum Einsatz und ist in der einschlägigen Fachliteratur, beispielsweise in [9] oder [13], sowie in den Produktkatalogen der namhaften Wälzlagerhersteller, zum Beispiel in [72]

oder [78], dokumentiert. Eine etwas genauere Bestimmung des Reibungsmoments ermöglicht das im folgenden Unterkapitel 4.2 vorgestellte Modell von PALMGREN.

## 4.2 Modell von PALMGREN

Das 1957 erstmals von PALMGREN in [64] vorgestellte und 1964 von KUNERT in [54] sowie 1981 von KISPERT in [49] erweiterte Verfahren zur Bestimmung des Reibungsmoments ist heute in der Praxis weit verbreitet und sowohl in der einschlägigen Fachliteratur, beispielsweise in [9] oder [13], als auch in den Katalogen der Wälzlagerhersteller, mit Ausnahme von SKF, zu finden [72], [98]. Zur Bestimmung der thermischen Bezugsdrehzahl kommt das Modell von PALMGREN ebenfalls zum Einsatz und ist damit indirekt über DIN ISO 15312 [23] in der Normung verankert.

Das von PALMGREN entwickelte Verfahren zur Bestimmung des Reibungsmoments  $M_R$  von Wälzlagern teilt dieses in ein lastunabhängiges Reibungsmoment  $M_o$  und ein lastabhängiges Reibungsmoment  $M_1$  auf:

$$M_R = M_o + M_1 . \quad (2)$$

Der lastunabhängige Anteil  $M_o$  des Reibungsmoments beschreibt die hydrodynamischen Verluste durch den Schmierstoff in Abhängigkeit der Drehzahl  $n$  (1/min) und der Schmierstoffviskosität  $\nu$  ( $\text{mm}^2/\text{s}$ ). Ein Koeffizient  $f_o$  berücksichtigt dabei die Bauart des Wälzlagers sowie die Art der Schmierung. Die Größe des Wälzlagers fließt in Form des mittleren Lagerdurchmessers  $D_m$  (mm) in die Berechnung ein. PALMGREN definiert den lastunabhängigen Anteil des Reibungsmoments  $M_o$  (N mm) in Abhängigkeit des Produkts aus Drehzahl und Viskosität als:

$$M_o = (\nu \cdot n)^{\frac{2}{3}} \cdot f_o \cdot D_m^3 \cdot 10^{-7} \quad \text{für } n \cdot \nu \geq 2\,000 \quad (3)$$

und

$$M_o = 160 \cdot f_o \cdot D_m^3 \cdot 10^{-7} \quad \text{für } n \cdot \nu < 2\,000 . \quad (4)$$

Der Beiwert  $f_o$  ist in tabellarischer Form in der einschlägigen Fachliteratur, zum Beispiel in [9], [13] oder [72], dokumentiert. Für ein mit Öl-Luft-Minimalmengenschmierung betriebenes Radialzylinderrollenlager mit Käfig, wie es im experimentellen Teil dieser Arbeit als Prüflager zum Einsatz kommt, ergibt sich nach [72] für den Beiwert  $f_o$  ein Wert von 1,3.

PALMGREN setzt für sein Modell voraus, dass sich ein ausreichender Schmierfilm zwischen den Kontaktpartnern aufbaut und die auftretende Mischreibung damit vernachlässigbar gering ist. Eine rechnerische Berücksichtigung von Mischreibung gestaltet sich im Allgemeinen als sehr schwierig. Er legt deshalb den Gültigkeitsbereich seines Modells für ein Viskositätsverhältnis  $\kappa \geq 2$  fest.

Der lastabhängige Anteil  $M_1$  des Reibungsmoments berücksichtigt die Verluste aufgrund von Werkstoffhysterese sowie die Reibungsverluste durch Gleitbewegungen in den Kontakten des Wälzlagers in Abhängigkeit der Belastung und der Lagergeometrie. Mithilfe der von KUNERT in [54] eingeführten äquivalenten Lagerbelastung  $P_1$  (N), dem mittleren Lagerdurchmesser  $D_m$  (mm) sowie einem weiteren Beiwert  $f_1$ , der den Einfluss des jeweiligen Lagertyps berücksichtigt, lässt sich der lastabhängige Anteil des Reibungsmoments  $M_1$  (N mm) ausdrücken als:

$$M_1 = f_1 \cdot P_1 \cdot D_m . \quad (5)$$

In Abhängigkeit des jeweiligen Wälzlagertyps ist der Beiwert  $f_1$  auf unterschiedliche Art und Weise gemäß [9], [13] oder [72] zu bestimmen. Für Zylinderrollenlager ergibt sich nach [72] für den Koeffizient  $f_1$  ein Wert von 0,0003. Die äquivalente Lagerbelastung  $P_1$  errechnet sich aus der axialen sowie der radialen Lastkomponente. Für Loslager, wie das verwendete Prüflager NU 210 gilt  $P_1 = F_r$ . Der lastabhängige Anteil des Reibungsmoments ändert sich kaum mit der Drehzahl, weshalb diese nicht in  $M_1$  einfließt.

KISPERT erweitert in [50] und [49] das Modell von PALMGREN um einen weiteren Summanden  $M_2$ , um axiale Belastungen von Radialzylinderrollenlagern bei der Bestimmung des Reibungsmoments zu berücksichtigen:

$$M_R = M_0 + M_1 + M_2 . \quad (6)$$

Das axiallastabhängige Reibungsmoment  $M_2$  (N mm) bildet die Reibung zwischen den Stirnflächen der Rollen und den Borden an den Lagerringen ab. KISPERT definiert dieses in Abhängigkeit des mittleren Wälzlagerdurchmessers  $D_m$  (mm), der Axiallast  $F_a$  (N) und einem weiteren Faktor  $f_2$ :

$$M_2 = f_2 \cdot F_a \cdot D_m . \quad (7)$$

Der Beiwert  $f_2$  lässt sich nach [72] aus der Drehzahl, der Schmierstoffviskosität, dem mittleren Lagerdurchmesser sowie einem von der Baureihe des

Wälzlagers abhängigen Koeffizienten bestimmen. BRÄNDLEIN zeigt in [9] einen etwas anderen Ansatz zur Bestimmung des Beiwerts  $f_2$ . Für Loslager, die keine statischen Axialkräfte aufnehmen, wie das im Rahmen dieser Arbeit als Prüflager verwendete Zylinderrollenlager NU 210, kann auf die Bestimmung von  $M_2$  verzichtet werden.

Trotz der weiten Verbreitung des Modells nach PALMGREN und dessen Aufnahme in die Normung ist eine genaue Berechnung der Wälzlagerreibung dennoch nicht allgemeingültig gegeben. Da das Reibungsmoment auch in der Praxis einer gewissen Streuung unterliegt, reicht eine Berechnung der Wälzlagerreibung mithilfe dieses Modells in der Praxis meistens aus. Schwächen des Modells zeigen sich jedoch bei stark vom Regelfall abweichenden Betriebsbedingungen. Dies hängt hauptsächlich mit den getroffenen Vereinfachungen zusammen, welche eine simple Handhabbarkeit ermöglichen. Zu solchen Sonderfällen mit besonderen Betriebsbedingungen sind nachfolgend mehrere Forschungsarbeiten zu erwähnen, die auf das Modell von PALMGREN aufbauen und dieses gezielt modifizieren oder erweitern.

Nach [9] ist insbesondere bei veränderten Schmierungsbedingungen mit stark abweichenden Reibungsmomenten zu rechnen. So finden beispielsweise zusätzliche Planschverluste durch erhöhte Schmierstoffmengen im Modell von PALMGREN keine Berücksichtigung. SCHERB untersucht deshalb in [74] die Auswirkungen der Schmierstoffmenge im Wälzlager auf das Reibungsmoment und entwickelt eine geeignete Modifizierung des Modells. HOLLATZ beobachtet in [43] hohe Abweichungen des Reibungsmoments von den nach PALMGREN ermittelten Werten für ölgeschmierte Wälzlager bei sehr tiefen Temperaturen.

Für mit Fett geschmierte Wälzlager lassen sich ebenfalls deutliche Abweichungen vom theoretisch berechneten Wert des Reibungsmoments beobachten. HILLMANN führt in [42] zahlreiche experimentelle Messungen des Reibungsmoments an fettgeschmierten Wälzlagern durch und stellt teilweise erhebliche Abweichungen zu den theoretisch ermittelten Reibungsmomenten nach der Methode von PALMGREN fest. BARZ findet bei den experimentellen Untersuchungen in [5] heraus, dass sich für schnell laufende, fettgeschmierte Spindellager signifikant geringere Reibungsmomente ergeben, als es nach PALMGREN zu erwarten ist.

ALBERS befasst sich in [2] genauer mit dem Beiwert  $f_0$  nach PALMGREN und unterteilt diesen in einen von der Lagerart abhängigen Faktor und in einen die Lagerreihe berücksichtigenden Faktor. ALBERS untersucht hierzu an

Kugel- und Rollenlagern, wie sich die Höhe des Ölstandes im Wälzlager auf diese Beiwerte auswirkt. JEDRZEJEWSKI, KWASNY und POTRYKUS stellen in der in [46] vorgestellten Studie Abweichungen des Reibungsmoments für Minimalmengenschmierung, Impulsschmierung und Fettschmierung vom Modell nach PALMGREN fest und schlagen eine Modifizierung der Berechnung vor.

Die voranschreitende Optimierung des Wälzlagers durch die verschiedenen Wälzlagerhersteller hinsichtlich der Geometrien, der Werkstoffe und der verwendeten Fertigungsverfahren wirkt sich natürlich auch auf die Beiwerte des Reibungsmodells nach PALMGREN aus. Aus diesem Grund stellen die Wälzlagerhersteller in ihren Lagerkatalogen aktualisierte Werte zur Verfügung, die anstelle der ursprünglich ermittelten Werte zu verwenden sind [72].

Die im nachfolgenden Unterkapitel 4.3 vorgestellte Methode nach SKF verfolgt einen anderen, auf den Entstehungsursachen des Reibungsmoments basierenden Berechnungsansatz, der sich deutlich aufwendiger in der Berechnung zeigt, jedoch genauere Ergebnisse verspricht [78].

In Anbetracht der erwähnten Beobachtungen zu Abweichungen zwischen gemessenen und berechneten Reibungsmomenten führt das sich daran anschließende Unterkapitel 4.4 einen Vergleich der vorgestellten Berechnungsmethoden nach STRIBECK, PALMGREN und SKF mit experimentell gemessenen Reibungsmomenten durch und evaluiert, wie zutreffend sich die im Rahmen dieser Arbeit experimentell ermittelten Reibungsmomente mit den vorgestellten Berechnungsmodellen vorhersagen lassen.

### 4.3 Methode nach SKF

Neben den beiden bereits weit verbreiteten und häufig verwendeten Berechnungsmodellen von STRIBECK und PALMGREN stellt der schwedische Wälzlagerhersteller SKF seit 2003 in [78] eine weiterentwickelte, für verschiedene Lagerarten, Schmierungsmethoden und Betriebsbedingungen anwendbare und in der Wälzlagertechnik inzwischen weitläufig etablierte Methode zur Ermittlung des Reibungsmoments eines Wälzlagers zur Verfügung.

SKF unterteilt das Reibungsmoment  $M_R$  eines Wälzlagers, anders als PALMGREN, nicht lastabhängig sondern ursachenabhängig in vier Reibungsformen – das Rollreibungsmoment  $M_{rr}$ , das Gleitreibungsmoment  $M_{sl}$ , das Reibungsmoment  $M_{seal}$  aufgrund berührender Dichtungen sowie das

Reibungsmoment  $M_{\text{drag}}$  durch Strömungs-, Plansch- und Spritzverluste. Es gilt für  $M_R$  (N mm):

$$M_R = M_{\text{rr}} + M_{\text{sl}} + M_{\text{seal}} + M_{\text{drag}}. \quad (8)$$

Die einzelnen Bestandteile des Reibungsmoments sind durch die Drehzahl  $n$  (1/min), die Radiallast  $F_R$  (N), die Schmierstoffviskosität  $\nu$  (mm<sup>2</sup>/s) und die Größe des Wälzlagers in Form des inneren, äußeren oder mittleren Lagerdurchmessers  $D_i$ ,  $D_a$  beziehungsweise  $D_m$  (mm) beeinflusst.

Das Rollreibungsmoment  $M_{\text{rr}}$  berücksichtigt die verschiedenen, der Drehbewegung des Wälzlagers entgegen wirkenden Effekte, die in den Wälzkörper-Laufbahn-Kontakten auftreten. Diese umfassen die Hysterese im Werkstoff und Adhäsionskräfte zwischen den Laufflächen. Außerdem zählen die Einflüsse der Schmierfilmdicke in der Kontaktzone und der Schmierstoffverdrängung aus der Kontaktzone dazu. SKF definiert das Rollreibungsmoment  $M_{\text{rr}}$  als:

$$M_{\text{rr}} = \Phi_{\text{ish}} \cdot \Phi_{\text{rs}} \cdot G_{\text{rr}} \cdot (\nu \cdot n)^{0,6}. \quad (9)$$

Dabei gilt für den Schmierfilmdickenfaktor  $\Phi_{\text{ish}}$ :

$$\Phi_{\text{ish}} = \frac{1}{1 + 1,84 \cdot 10^{-9} \cdot (n \cdot D_m)^{1,28} \cdot \nu^{0,64}} \quad (10)$$

und der Schmierstoffstoffverdrängungsfaktor  $\Phi_{\text{rs}}$  errechnet sich durch:

$$\Phi_{\text{rs}} = \frac{1}{e^{\left( K_{\text{rs}} \cdot \nu \cdot n \cdot (D_i + D_a) \cdot \sqrt{\frac{K_z}{z \cdot (D_a - D_i)}} \right)}}. \quad (11)$$

Der Rollreibungsgrundwert  $G_{\text{rr}}$  ist in Abhängigkeit der Lagerart zu ermitteln. Für das im experimentellen Teil dieser Arbeit verwendete Zylinderrollenlager NU 210 erfolgt dies durch:

$$G_{\text{rr}} = R_1 \cdot D_m^{2,41} \cdot F_R^{0,31}. \quad (12)$$

Der Beiwert  $K_{\text{rs}}$  für die Art der Schmierung und der Faktor  $K_z$  für die Lagerart in Gleichung (11) sowie der Designbeiwert  $R_1$  für die innere Geometrie des Wälzlagers in Gleichung (12) finden sich in [78] tabellarisch aufgeführt. Für ein mit Öl-Luft geschmiertes Zylinderrollenlager NU 210 nennt [78]:

$$K_{\text{rs}} = 6 \cdot 10^{-8} \quad K_z = 3,1 \quad R_1 = 1,09 \cdot 10^{-6}. \quad (13)$$

Das Gleitreibungsmoment  $M_{sl}$  beschreibt die im Wälzlager entstehenden Gleitreibungsverluste durch Schlupf zwischen den Wälzkörpern und den Laufbahnen sowie an den Gleitkontakten zwischen Wälzkörpern und Käfig oder den Borden der Lagerringe. Das Gleitreibungsmoment  $M_{sl}$  berechnet sich nach:

$$M_{sl} = G_{sl} \cdot \mu_{sl} . \quad (14)$$

Der Gleitreibungsgrundwert  $G_{sl}$  ist ebenfalls in Abhängigkeit der Lagerart zu bestimmen. Für Zylinderrollenlager geschieht dies über:

$$G_{sl} = S_1 \cdot D_m^{0,9} \cdot F_a + S_2 \cdot D_m \cdot F_r . \quad (15)$$

Die innere Geometrie des Wälzlagers fließt über die Designbeiwerte  $S_1$  und  $S_2$  in die Berechnung des Gleitreibungsmoments ein. Für das Prüflager NU 210 ist den Tabellen in [78] hierfür zu entnehmen:

$$S_1 = 0,16 \quad S_2 = 0,0015 . \quad (16)$$

SKF bezieht bei der Bestimmung der Gleitreibungszahl  $\mu_{sl}$  sowohl Vollschmierungszustände als auch Grenzschmierungsbedingungen mit ein und definiert die Gleitreibungszahl  $\mu_{sl}$  wie folgt:

$$\mu_{sl} = \Phi_{bl} \cdot \mu_{bl} + (1 - \Phi_{bl}) \cdot \mu_{EHL} . \quad (17)$$

Die Berücksichtigung der Mischreibung erfolgt dabei über den Gewichtungsfaktor  $\Phi_{bl}$ , welcher sich berechnet nach:

$$\Phi_{bl} = \frac{1}{e^{(2,6 \cdot 10^{-8} \cdot (n \cdot v)^{1,4} \cdot D_m)}} . \quad (18)$$

Für die Reibungskoeffizienten  $\mu_{bl}$  und  $\mu_{EHL}$  gilt für Zylinderrollenlager:

$$\mu_{bl} = 0,15 \quad \mu_{EHL} = 0,002 . \quad (19)$$

Berührende Dichtungen an Wälzlager stellen eine weitere Ursache für Reibungsverluste dar, die mitunter sogar höher ausfallen können als die Reibungsverluste des Lagers selbst. SKF beschreibt das durch Gleitreibung zwischen Dichtlippe und Dichtfläche erzeugte Reibungsmoment  $M_{seal}$  über:

$$M_{seal} = K_{S1} \cdot D_s^\beta + K_{S2} . \quad (20)$$

Dabei bezeichnet  $D_s$  den Durchmesser der Dichtlippengegenlauffläche,  $K_{S1}$ ,  $K_{S2}$  und  $\beta$  sind von der Dichtungsausführung und der Lagerart abhängige Beiwerte und tabellarisch in [78] aufgeführt. Bei nicht gedichteten Wälzlagern, wie sie in dieser Arbeit zum Einsatz kommen, wird  $M_{\text{seal}}$  zu Null.

In einem Ölbad laufende oder unter Öl-Einspritzung betriebene Wälzlager besitzen ein vergleichsweise hohes Reibungsmoment. Dies ist auf die Strömungsverluste im Öl zurückzuführen und findet in der Methode nach SKF in Gleichung (8) im Summand  $M_{\text{drag}}$  Berücksichtigung. Dieses von der Form der Wälzkörper abhängige Reibungsmoment errechnet sich für Rollenlager nach:

$$M_{\text{drag}} = 4 \cdot V_M \cdot K_R \cdot C_w \cdot B \cdot D_m^4 \cdot n^2 + 1,093 \cdot 10^{-7} \cdot R_s \cdot n^2 \cdot D_m^3 \cdot \left( \frac{n \cdot D_m^2 \cdot f_t}{\nu} \right)^{-1,379} \quad (21)$$

Gleichung (21) enthält eine Reihe von Koeffizienten, deren Bestimmung die Verwendung verschiedener, in [78] gegebener Gleichungen, Diagramme und Tabellen erfordert. Für die im Rahmen dieser Arbeit zur Anwendung kommende Öl-Minimalmengenschmierung resultiert für das durch Stömungsverluste erzeugte Reibungsmoment  $M_{\text{drag}}$  jedoch ein Wert von Null.

Damit gestaltet sich die Methode nach SKF im Vergleich zum Ansatz nach STRIBECK oder zum Modell von PALMGREN deutlich zeitaufwendiger in der Anwendung. SKF wirbt jedoch mit einer deutlich verbesserten Genauigkeit des Verfahrens [78], insbesondere bei Ölbad schmierung. In wieweit dies für das Reibungsmoment eines mit Minimalmenge geschmierten Zylinderrollenlagers NU 210 zutrifft, zeigt der im folgenden Unterkapitel durchgeführte Vergleich der Methoden mit experimentellen Versuchsergebnissen.

## 4.4 Gegenüberstellung der Berechnungsverfahren

Das Ziel dieser Arbeit ist es, ein empirisches Berechnungsmodell zu entwickeln, welches eine einfache Abschätzung der zusätzlichen Reibungsverluste durch Axial schwingungen an Zylinderrollenlagern in der frühen Phase des Konstruktionsprozesses ermöglicht. Vorab ist hierfür zu klären, ob diesem Berechnungsmodell die in den vorangegangenen Unterkapiteln 4.1 bis 4.3 vorgestellten Berechnungsverfahren von STRIBECK, PALMGREN und SKF als Referenz für das Reibungsmoment ohne Schwingungen zugrunde gelegt

werden können. Das geschieht durch eine grafische Gegenüberstellung dieser drei Reibungsmodelle mit experimentell am in Unterkapitel 3.2 beschriebenen Reibungsprüfstand gewonnenen Messwerten des Reibungsmoments. Nachfolgend ist dies genauer dokumentiert.

Die durch das Reibungsmoment eines Wälzlagers erzeugten Reibungsverluste führen zu einem Anstieg der Betriebstemperatur des Wälzlagers, was wiederum die Betriebsviskosität des Schmierstoffs verringert. Eine geringere Schmierstoffviskosität reduziert das auftretende Reibungsmoment, sofern es nicht zur Entstehung von Mischreibung kommt. Da in der frühen Phase des Konstruktionsprozesses meist weder das Reibungsmoment noch die zu erwartende Temperatur bekannt sind, folgt aus dieser Wechselwirkung zwischen Reibung, Viskosität und Temperatur, dass das Reibungsmoment und die Beharrungstemperatur iterativ zu berechnen sind.

Die vorangegangenen Unterkapitel 4.2 und 4.3 beschreiben die Bestimmung des Reibungsmoments bei bekannter Betriebsviskosität. Die Abschätzung der Beharrungstemperatur in Abhängigkeit der Reibungsverluste ist in Kapitel 5 erläutert. Die Berechnung der Viskosität bei einer bestimmten Temperatur ist in DIN 51563 [16] genormt und nachfolgend beschrieben.

Sind für ein Mineralöl bei zwei Temperaturen  $T_A$  und  $T_B$  (K) die entsprechenden Viskositäten  $\nu_A$  und  $\nu_B$  ( $\text{mm}^2/\text{s}$ ) bekannt, so lässt sich eine gesuchte Viskosität  $\nu_X$  bei einer bestimmten Temperatur  $T_X$  mithilfe der Viskosität-Temperatur-Gerade nach UBBELOHDE und WALTHER berechnen. Für die Steigung  $m$  dieser Geraden ergibt sich nach [101] und [102]:

$$m = \frac{W(\nu_A) - W(\nu_B)}{\lg T_B - \lg T_A} . \quad (22)$$

Die Funktion  $W(\nu)$  steht hierbei für:

$$W(\nu) = \lg \lg (\nu + 0,8) . \quad (23)$$

Mittels linearer Interpolation ist die Funktion  $W(\nu_X)$  zu ermitteln über:

$$W(\nu_X) = m \cdot (\lg T_A - \lg T_X) + W(\nu_A) . \quad (24)$$

Die gesuchte Betriebsviskosität  $\nu_X$  lässt sich schließlich aus Gleichung (23) berechnen:

$$\nu_X = 10^{10^{W(\nu_X)}} - 0,8 . \quad (25)$$

Das im experimentellen Teil dieser Arbeit zum Einsatz kommende Mineralöl mit dem Viskositätsgrad ISO VG 68 besitzt bei einer Temperatur  $T_A$  von 313 K eine Viskosität  $\nu_A$  von 68 mm<sup>2</sup>/s. Die Erwärmung auf eine Temperatur  $T_B$  von 373 K führt zu einer Verminderung der Viskosität  $\nu_B$  auf 9 mm<sup>2</sup>/s.

Die durchzuführende Gegenüberstellung der Berechnungsverfahren nach STRIBECK, PALMGREN und SKF mit experimentellen Messungen erfordert somit sowohl die Erfassung des Reibungsmoments als auch der zugehörigen Betriebstemperatur. Die experimentellen Messungen des Reibungsmoments erfolgen an einem mit Öl-Luft-Minimalmenge geschmierten Zylinderrollenlager NU 210 bei verschiedenen Drehzahlen und Radiallasten. Bei Minimalmengenschmierung wird davon ausgegangen, dass die Temperatur des Schmierstoffs die Temperatur des Außenrings des Wälzlagers erreicht [2], [74], [84]. Die Erfassung der mittleren Temperatur des Außenrings erfolgt deshalb durch Mittelwertbildung der an zwei gegenüberliegenden Stellen des Außenrings gewonnenen Messwerte.

Das am Reibungsprüfstand durchgeführte experimentelle Versuchsprogramm besteht aus zwei Messreihen mit jeweils elf unmittelbar aufeinanderfolgend durchgeführten Einzelmessungen, die jeweils bis zum Erreichen der Beharrungstemperatur andauern. Für die erste Messreihe erfolgt eine Variation der Radiallast, die zweite Messreihe erhöht schrittweise die Drehzahl.

Die Variation der Radiallast umfasst einen Bereich zwischen 0 und 15 kN, was 20 % der dynamischen Tragzahl  $C_r$  entspricht. Die dabei vorgesehene Drehzahl von 4 850/min beträgt 50 % der maximalen Grenzdrehzahl des Wälzlagers. Bild 8 zeigt die gemessenen und berechneten Reibungsverluste für diese Versuchspunkte.

Die Drehzahlvariation erfolgt zwischen 97/min und 9 700/min, also von 1 % bis 100 % der Grenzdrehzahl. Die hierzu gewählte Radiallast von 7,5 kN macht 10 % der dynamischen Tragzahl aus. Bild 9 stellt die Messungen und Berechnungen des Reibungsmoments für die verschiedenen Drehzahlen dar.

Die während dieser Experimente erfassten Erwärmungen  $\Delta\vartheta_B$  des Außenrings kommen für die Berechnung der Viskosität zur Anwendung und sind in Kapitel 5 in Bild 10 in Abhängigkeit der gemessenen Verlustleistung dokumentiert.

Sowohl in Bild 8 als auch in Bild 9 ist eindeutig zu erkennen, dass die Werte des Reibungsmoments aus den drei Berechnungsverfahren nach STRIBECK,

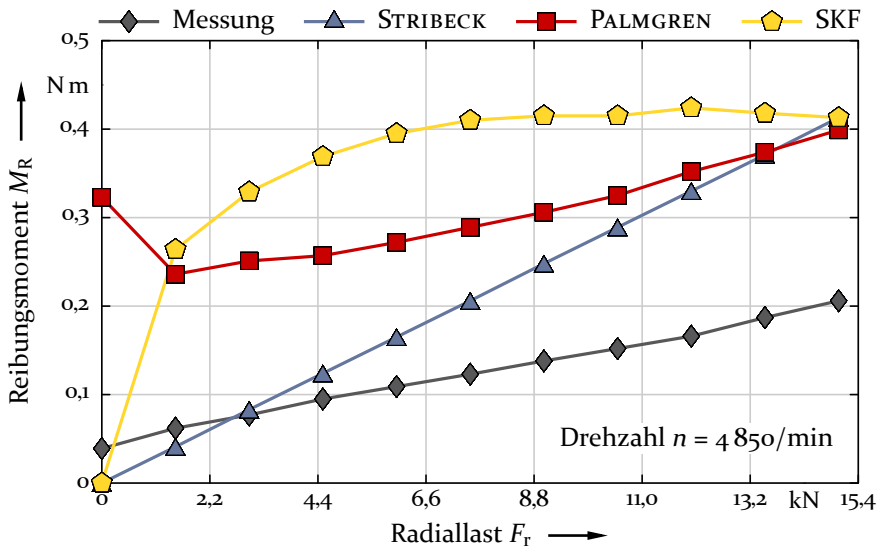


Bild 8: Gegenüberstellung der Berechnungsverfahren von STRIBECK, PALMGREN und SKF mit experimentellen Messungen über der Radiallast  $F_r$  an einem mit Öl-Luft geschmierten Zylinderrollenlager NU 210.

PALMGREN und SKF deutlich über den experimentellen Messwerten liegen. Auch der qualitative Verlauf über der Radiallast (Bild 8) sowie über der Drehzahl (Bild 9) offenbart erhebliche Unterschiede zu den durchgeführten Messungen.

Die nach STRIBECK berechneten Werte kommen, trotz der vereinfachten Formel, den experimentell gewonnenen Ergebnissen am nächsten. Jedoch ist der Effekt der Radiallast, wie Bild 8 zeigt, etwas zu stark gewichtet. Die Drehzahl findet im Ansatz von STRIBECK keine Berücksichtigung, was, wie in Bild 9 zu sehen ist, ab einer Drehzahl von etwa 2 000/min gut mit den experimentellen Beobachtungen übereinstimmt.

Der Ansatz von PALMGREN bildet den qualitativen Verlauf der Experimente für Radiallasten oberhalb der Mindestbelastung und Drehzahlen über 2 000/min tendenziell am besten ab, was sich in Bild 8 anhand der ähnlichen Steigungen der nach PALMGREN berechneten und der gemessenen Kurve erkennen lässt. Die berechneten Werte liegen jedoch ungefähr um den Faktor zwei über den experimentell gemessenen Reibungsmomenten.

Trotz des vergleichsweise aufwändigen Berechnungsverfahrens schneidet die Methode nach SKF im konkreten Fall dieser Gegenüberstellung am schlechtesten ab. Die berechneten Werte liegen nicht nur am weitesten von

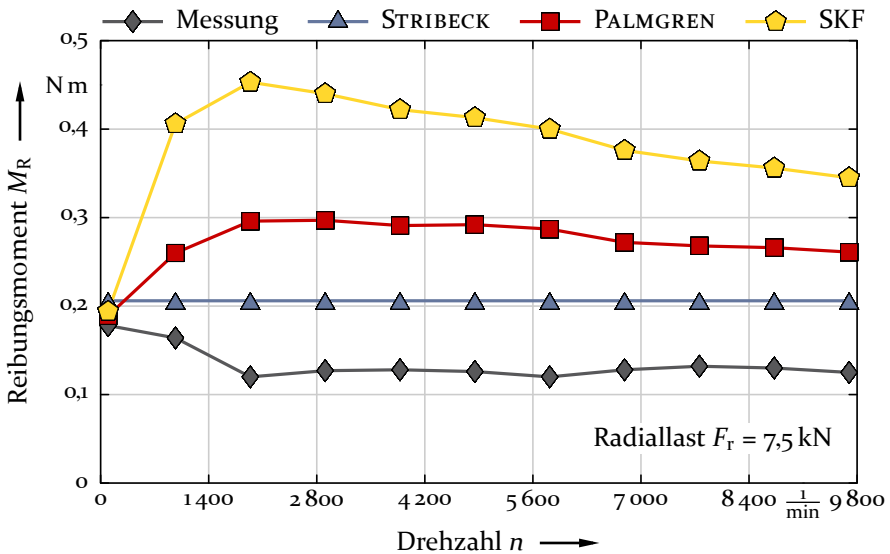


Bild 9: Gegenüberstellung der Berechnungsverfahren von STRIBECK, PALMGREN und SKF mit experimentellen Messungen über der Drehzahl  $n$  an einem mit Öl-Luft geschmierten Zylinderrollenlager NU 210.

den Messungen entfernt, sondern auch der qualitative Verlauf des berechneten Reibungsmoments stimmt nicht mit den experimentellen Messungen überein. Dies ist vor allem darauf zurückzuführen, dass sich das Modell von SKF stark auf die Auswirkungen des Schmierstoffs auf die Reibungsverluste konzentriert und somit verschiedene Effekte berücksichtigt, die bei Ölbad Schmierung oder Öl-Einspritzschmierung zum Tragen kommen, jedoch bei Öl-Luft-Minimalmengenschmierung zu gering sind, um sich im experimentell erfassten Reibungsmoment bemerkbar zu machen.

Diese in Bild 8 und Bild 9 dargestellte Gegenüberstellung der etablierten Berechnungsverfahren des Reibungsmoments nach STRIBECK, PALMGREN und SKF erlaubt es, drei für das weitere Vorgehen in dieser Arbeit relevante Schlüsse zu ziehen.

Erstens bietet dieses Unterkapitel einen Anhaltspunkt zur Genauigkeit der Berechnungsverfahren von STRIBECK, PALMGREN und SKF. Es ist festzuhalten, dass die Berechnungsmodelle lediglich in der ungefähren Größenordnung der experimentell gemessenen Reibungsmomente liegen und alle drei Modelle zu hohe Reibungsmomente liefern. Hierbei spielt jedoch die Schmierstoffversorgung eine entscheidende Rolle. Somit lässt die vorgestellte Gegenüberstellung ausschließlich Rückschlüsse für mit Minimalmenge geschmierte Zylinderrollenlager zu. Darüber, ob die Modelle bei

mittels Ölbad oder Öl-Einspritzung geschmierten Wälzlager besser zutreffen, lässt sich auf Basis dieser Ergebnisse keine Aussage treffen. Somit bleibt es dem Konstrukteur selbst überlassen, zu entscheiden, welche Methode zur Bestimmung des Reibungsmoments ohne Axialschwingungen zum Einsatz kommen soll und ob dieses das Reibungsmoment der betrachteten Wälzlagerung zufriedenstellend genau widerspiegelt.

Zweitens ist aus der durchgeführten Gegenüberstellung zu schlussfolgern, dass sich keines der drei Berechnungsverfahren als geeignet erweist, um im weiteren Verlauf der Arbeit als Referenz für das Reibungsmoment des Prüflagers ohne Axialschwingungen zum Einsatz zu kommen. Als Größenordnung der Reibungsverluste aufgrund von Axialschwingungen wird initial angenommen, dass Axialschwingungen das Reibungsmoment im Mittel in etwa verdoppeln. Die Abweichung der Berechnungsverfahren von den experimentellen Messwerten liegt teilweise sogar noch höher und ließe somit keine eindeutigen Aussagen über die Reibungsverluste aufgrund von Axialschwingungen zu. In Konsequenz dessen sind für die Bestimmung der Reibungsverluste durch Axialschwingungen zusätzlich entsprechende Reibungsmessungen ohne Axialschwingungen durchzuführen, welche Unterkapitel 6.4 genauer dokumentiert.

Drittens zeigt sich im Umkehrschluss die Notwendigkeit auf, dass eine hinreichende Übertragbarkeit der zu entwickelnden Berechnungsmodelle der Wälzlagerreibung unter Axialschwingungen auf verschiedene Anwendungsfälle und insbesondere auf verschiedene Schmierungsarten zu ermöglichen ist. Das in dieser Arbeit zu entwickelnde Berechnungsmodell basiert auf Messungen an einem mit Minimalmenge geschmierten Zylinderrollenlager NU 210. Für die Übertragung dieser Ergebnisse auf andere Wälzlagergrößen und Schmierungsarten sieht Unterkapitel 6.9 deshalb eine Methode vor, wie sich das in dieser Arbeit zu entwickelnde Berechnungsmodell auf unterschiedliche Anwendungsfälle und Betriebsbedingungen übertragen lässt.

Neben dem Reibungsmoment spielt auch die Temperatur eines Wälzlagers eine wichtige Rolle. Auch hierfür existieren verschiedene Berechnungsmodelle, welche den Fokus des nachfolgenden Kapitels darstellen.

## 5 Temperatur im Wälzlager

Die sich an einem Wälzlager einstellende Betriebstemperatur hängt nicht nur von den im Wälzlager entstehenden Reibungsverlusten ab, sondern wird zusätzlich maßgeblich von der Einbausituation und der Konstruktion der Lagerung beeinflusst. So spielen zum Beispiel die geometrische Gestaltung sowie der Werkstoff des Gehäuses und der Welle eine wichtige Rolle. Auch die Rauheiten der Lagersitze an Welle und Gehäuse beeinflussen die Lagertemperatur. Die Temperatur und die Menge des einem Wälzlager zugeführten Schmierstoffs stellen ebenfalls einen signifikanten Einfluss auf die resultierende Betriebstemperatur dar. Nicht zuletzt beeinflussen die Umgebungstemperatur sowie das Lagergehäuse überstreichende Luftströmungen entscheidend die sich einstellende Lagertemperatur.

Allein damit ergeben sich in der Praxis bereits unzählige Variationen der thermischen Eigenschaften einer Lagerung. Eine genaue Berechnung der Temperaturen, beziehungsweise der Temperaturverteilungen, erfordert somit aufwändige und individuell angepasste Berechnungsmodelle, die sich erst erstellen lassen, wenn die Gestaltung der Lagerungskonstruktion bereits weitgehend abgeschlossen ist.

Für eine schnelle und einfache Einschätzung der zu erwartenden Betriebstemperatur eines Wälzlagers bereits in der frühen Phase des Konstruktionsprozesses bieten sich zwei Berechnungsansätze an – die Temperaturschätzung nach PALMGREN [63] sowie die Temperaturberechnung nach DIN 732 [18]. Die beiden Unterkapitel 5.1 und 5.2 stellen diese Modelle vor, Unterkapitel 5.3 zeigt einen Vergleich dieser Modelle mit experimentellen Messungen.

### 5.1 Temperaturschätzung nach PALMGREN

Neben dem in Unterkapitel 4.2 beschriebenen Modell zur Berechnung des Reibungsmoments stellt PALMGREN in [63] auch ein einfach anwendbares, empirisches Modell zur Abschätzung der Beharrungstemperatur eines Wälzlagers zur Verfügung.

PALMGREN geht bei diesem Modell von einer linearen Abhängigkeit zwischen der Reibungsverlustleistung  $P_R$  und der mittleren Beharrungstemperatur  $\vartheta_B$  eines Wälzlagers aus. Nach [63] lässt sich dies mithilfe eines

Kühlfaktors  $K_P$  und in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur  $\vartheta_U$  ausdrücken:

$$\vartheta_B = \frac{P_R}{K_P} + \vartheta_U. \quad (26)$$

Die Reibungsverlustleistung  $P_R$  steht mit dem Reibungsmoment  $M_R$  und der Drehzahl  $n$  in folgendem Zusammenhang:

$$P_R = 2 \pi \cdot M_R \cdot n. \quad (27)$$

Damit lässt sich die Beharrungstemperatur  $\vartheta_B$  in Abhängigkeit des Reibungsmoments  $M_R$  und der Drehzahl  $n$  ausdrücken als:

$$\vartheta_B = \frac{2 \pi \cdot M_R \cdot n}{K_P} + \vartheta_U. \quad (28)$$

PALMGREN setzt für das Reibungsmoment  $M_R$  kurioserweise nicht das von ihm entwickelte, in Unterkapitel 4.2 aufgezeigte, Berechnungsmodell des Reibungsmoments ein, sondern nutzt den in Unterkapitel 4.1 vorgestellten Ansatz nach STRIBECK. Die Verwendung von Gleichung (1) für  $M_R$  in Gleichung (28) ergibt somit:

$$\vartheta_B = \frac{\pi \cdot \mu \cdot F_r \cdot D_i \cdot n}{K_P} + \vartheta_U. \quad (29)$$

Für Radialzylinderrollenlager nennt PALMGREN in [63] für den Reibungskoeffizient  $\mu$  einen Wert von 0,0011.

Der Kühlfaktor  $K_P$  besitzt die Einheit  $W/^\circ C$  und ist über eine der nachfolgenden von PALMGREN aufgestellten Näherungsformeln zu ermitteln. Für herkömmliche Stehlagergehäuse, wie sie in DIN 736 [19], DIN 737 [20], DIN 738 [21] oder DIN 739 [22] festgelegt sind, erfolgt die Bestimmung des Kühlfaktors  $K_P$  in Abhängigkeit der Kühlfläche des Lagergehäuses.

Mithilfe der in diesen Normen spezifizierten Gehäusebreite  $A$  (mm) und dem Abstand  $H$  (mm) zwischen der Lagerdrehachse und der Gehäusebodenfläche lässt sich der Kühlfaktor  $K_P$  für ein auf einem Maschinenrahmen befestigtes Lagergehäuse bestimmen über:

$$K_P = (8 \dots 14) \cdot 10^{-5} \cdot \pi \cdot H \cdot (A + H), \quad (30)$$

wobei bei geringen Luftbewegungen die untere Grenze und bei stärkeren Luftbewegungen die obere Grenze zu wählen ist. Der in Unterkapitel 3.2 vorgestellte Reibungsprüfstand besitzt eine Prüflagerungskonstruktion, die genormten Stehlagergehäusen nachempfunden ist [82]. Für den in Unterkapitel 5.3 beschriebenen Vergleich der Methoden zur Temperaturberechnung mit experimentellen Messungen ergibt sich für das zum Prüflager NU 210 passende Stehlagergehäuse SN 210 nach DIN 738 [21] und geringe Luftbewegungen ein Kühlfaktor  $K_P$  von 2,26.

Ist die Luftgeschwindigkeit  $v_L$  (m/s) genauer bekannt, so bietet PALMGREN alternativ noch eine weitere Möglichkeit zur Abschätzung des Kühlfaktors  $K_P$  an. Für ein auf einem Maschinenrahmen montiertes Wälzlager mit Außendurchmesser  $D_a$  (mm) ergibt sich nach [63]:

$$K_P = (11 \dots 17) \cdot 10^{-3} \cdot D_a^{\frac{5}{4}} \cdot v_L^{\frac{1}{3}}. \quad (31)$$

Für lange Wellen mit entsprechend hoher Kühlwirkung ist die obere Grenze zu wählen, für kurze Wellen gilt die untere Grenze.

Weicht die konstruktive Gestaltung der Lagerung deutlich von den typischen Stehlagergehäusen ab oder liegen besondere Betriebsbedingungen vor, so ist gemäß [63] der Kühlfaktor auf andere Art und Weise zu ermitteln. Auf die Frage, wie dies erfolgen könnte, geht PALMGREN nicht näher ein. In diesem Fall ist es sinnvoller, die Beharrungstemperatur stattdessen mithilfe der im nachfolgenden Unterkapitel 5.2 erläuterten Berechnungsmethode nach DIN 732 [18] zu bestimmen.

## 5.2 Temperaturberechnung nach DIN 732

Das in DIN 732 [18] definierte Berechnungsverfahren, welches auf den Arbeiten von ALBERS [2] und HILLMANN [42] basiert, dient zur Ermittlung der zur Einhaltung einer maximalen Betriebstemperatur höchstens zulässigen Betriebsdrehzahl eines Wälzlagers. Im Umkehrschluss ist nach DIN 732 auch eine Abschätzung der sich einstellenden Beharrungstemperatur bei bekannten Reibungsverlusten möglich.

Bei Erreichen der Beharrungstemperatur  $\vartheta_B$  liegt ein thermisches Gleichgewicht im Wälzlager vor – die durch Reibung erzeugte Verlustleistung  $P_R$  entspricht der abgeführten Wärmeleistung  $\dot{Q}_{ab}$ :

$$P_R(\vartheta_B) \cong \dot{Q}_{ab}(\vartheta_B). \quad (32)$$

DIN 732 verwendet die in Unterkapitel 4.2 beschriebene Reibungsberechnung nach PALMGREN, um die Reibungsverlustleistung  $P_R$  als Funktion der Drehzahl und der Belastung auszudrücken. Den abgeführten Wärmestrom  $\dot{Q}_{ab}$  definiert DIN 732 als Summe des über den Lagersitz abfließenden Wärmestroms  $\dot{Q}_S$ , des durch den Schmierstoff abtransportierten Wärmestroms  $\dot{Q}_L$  sowie des durch externe Kühlung oder Erwärmung erzeugten Wärmestroms  $\dot{Q}_E$ :

$$\dot{Q}_{ab} = \dot{Q}_S + \dot{Q}_L + \dot{Q}_E . \quad (33)$$

Der über die Lagersitzfläche  $A_S$  abgeführte Wärmestrom  $\dot{Q}_S$  hängt von der Beharrungstemperatur  $\vartheta_B$ , der Umgebungstemperatur  $\vartheta_U$  und einem von der Gestaltung der Lagerung abhängigen Wärmedurchgangskoeffizient  $k_q$  ab. Der Wärmestrom  $\dot{Q}_S$  berechnet sich durch:

$$\dot{Q}_S = A_S \cdot k_q \cdot (\vartheta_B - \vartheta_U) . \quad (34)$$

Die Wärme abführende Lagersitzfläche  $A_S$  setzt sich aus allen Berührungsflächen des Wälzlagers mit der Welle, dem Gehäuse sowie mit weiteren Bauteilen zusammen. Ist die genaue Lagersitzfläche (noch) nicht bekannt, so darf für  $A_S$  die Wärme abführende Bezugsfläche nach DIN ISO 15312 [23] angenommen werden. Für Zylinderrollenlager bestimmt sich diese aus dem Innendurchmesser  $D_i$ , dem Außendurchmesser  $D_a$  und der Breite  $B$  nach:

$$A_S = \pi \cdot B \cdot (D_i + D_a) . \quad (35)$$

Für Lagersitzflächen kleiner als  $0,05 \text{ m}^2$  gibt DIN 732, abhängig von den Einbaubedingungen, der Geometrie und dem Werkstoff des Gehäuses, für den Wärmedurchgangskoeffizient  $k_q$  folgenden Wertebereich an:

$$200 \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}^2} \leq k_q \leq 1000 \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}^2} . \quad (36)$$

Dabei ist die untere Grenze für  $k_q$  bei schlechter Wärmeabfuhr, wie bei warmen Umgebungen oder geringer Luftbewegung, anzunehmen und die obere Grenze bei sehr guter Wärmeabfuhr mit hoher Luftbewegung einzusetzen. Bei der Berechnung der thermischen Bezugsdrehzahl geht DIN ISO 15312 [23] für diese Lagergrößen von einer normalen Wärmeabfuhr als Bezugsbedingung aus und nimmt für den Wärmedurchgangskoeffizient  $k_q$  einen Wert von  $320 \text{ W}/(\text{K m}^2)$  an.

Für das in Unterkapitel 5.3 zum Einsatz kommende Zylinderrollenlager NU 210 ergibt sich nach Gleichung (35) eine Wärme abführende Bezugsfläche von  $0,009 \text{ m}^2$ . Der zugehörige Wärmedurchgangskoeffizient  $k_q$  wird aufgrund der geringen Luftbewegung an der Prüflagerung mit einem Wert von  $200 \text{ W}/(\text{K m}^2)$  angenommen.

Fließt ein Schmieröl mit einem Volumenstrom  $V_L$  durch ein Wälzlager und erwärmt sich dieses dabei von der Eintrittstemperatur  $\vartheta_{S,E}$  auf eine Austrittstemperatur  $\vartheta_{S,A}$ , so lässt sich daraus der Wärmestrom  $\dot{Q}_L$  mathematisch beschreiben durch:

$$\dot{Q}_L = c_L \cdot \rho_L \cdot V_L \cdot (\vartheta_{S,A} - \vartheta_{S,E}) . \quad (37)$$

Für die spezifische Wärmekapazität  $c_L$  von Mineralölen sieht DIN 732 einen Wert von  $1,88 \text{ kJ}/(\text{kg K})$  vor, für die Dichte  $\rho_L$  des Mineralöls ist ein Wert von  $0,91 \text{ kg/l}$  einzusetzen. Sowohl die Wärmekapazität  $c_L$  als auch die Dichte  $\rho_L$  des Schmierstoffs weisen eine Abhängigkeit von der Schmierstofftemperatur auf. Dies findet in DIN 732 jedoch keine Berücksichtigung. Insbesondere für die in Unterkapitel 5.3 durchgeführten Experimente mit Öl-Luft-Minimalmengenschmierung mit einem Volumenstrom  $V_L$  von  $0,1 \text{ ml/h}$  zeigt sich dieser Einfluss vernachlässigbar gering.

Über die Wärmeströme  $\dot{Q}_E$ , die aufgrund von Wärmequellen oder Wärmesenken in der Umgebung des Wälzlagers entstehen, trifft DIN 732 keine Aussagen, da sich diese nur konkret für eine jeweilige Lagerungskonstruktion bestimmen lassen und in der frühen Phase des Konstruktionsprozesses oftmals auch nicht bekannt sind.

Auf Basis der Wärmeströme  $\dot{Q}_S$ ,  $\dot{Q}_L$  und  $\dot{Q}_E$  sowie der Reibungsverlustleistung  $P_R$  lässt sich die zu erwartende Beharrungstemperatur  $\vartheta_B$  wie folgt ermitteln:

$$\vartheta_B = \frac{P_R - c_L \cdot \rho_L \cdot V_L \cdot (\vartheta_{S,A} - \vartheta_{S,E}) - \dot{Q}_E}{A_S \cdot k_q} + \vartheta_U . \quad (38)$$

Das nun folgende Unterkapitel 5.3 stellt die mit Gleichung (38) nach DIN 732 berechnete Temperatur sowie die durch Gleichung (26) nach PALMGREN ermittelte Temperatur experimentellen Messungen gegenüber.

### 5.3 Vergleich der Berechnungsansätze

Die in einem Wälzlager entstehenden Reibungsverluste stehen in direktem Zusammenhang mit der sich einstellenden Betriebstemperatur. Ist dieser für eine konkrete Wälzlagerung bekannt, so erlaubt er, Rückschlüsse auf die Reibungsverluste auf Basis der Temperatur zu ziehen. Für das in dieser Arbeit zu entwickelnde Berechnungsmodell der zusätzlichen Reibungsverluste durch Axialschwingungen bietet dies eine nützliche Hilfestellung.

Hierzu ist jedoch vorab zu ermitteln, ob die in den Unterkapiteln 5.1 und 5.2 vorgestellten empirischen Berechnungsmodelle der Beharrungstemperatur in der Lage sind, das Temperaturverhalten eines Wälzlagers hinreichend genau abzubilden. Dies erfolgt anhand der nachfolgend dokumentierten Gegenüberstellung dieser Berechnungsmodelle mit experimentell bestimmten Reibungsverlusten und Beharrungstemperaturen.

Zur Durchführung des in zwei Messreihen unterteilten experimentellen Versuchsprogramms kommt ebenfalls der in Unterkapitel 3.2 vorgestellte Reibungsprüfstand zur Anwendung. Die erste Messreihe steigert die Radiallast stufenweise von 0 bis 15 kN, beziehungsweise bis 20 % der dynamischen Tragzahl  $C_r$ , jeweils bei einer Drehzahl von 4 850/min, was 50 % der maximalen Grenzdrehzahl entspricht. Die zweite Messreihe erhöht schrittweise die Drehzahl von 97/min bis 9 700/min, also von 1 % bis 100 % der Grenzdrehzahl, bei einer gleichbleibenden Radiallast von 7,5 kN, was 10 % der dynamischen Tragzahl ausmacht.

Für jeden Versuchspunkt erfolgt die Berechnung der Reibungsverluste  $P_R$  aus den gemessenen und in Bild 8 beziehungsweise Bild 9 dokumentierten Reibungsmomenten  $M_R$  mithilfe von Gleichung (27). Aus den mittig in der Lastzone und mittig in der lastfreien Zone des Außenrings gemessenen Temperaturen sowie der Umgebungstemperatur von 20 °C ergibt sich die mittlere Erwärmung  $\Delta\vartheta_B$  des Außenrings. Bild 10 stellt diese Temperaturerhöhungen sowie die zugehörigen Reibungsverluste grafisch dar. Zusätzlich sind die nach PALMGREN und DIN 732 berechneten Temperaturerhöhungen in Abhängigkeit der Reibungsverluste zu sehen.

Für die Erwärmung des Schmierstoffs ( $\vartheta_{S,A} - \vartheta_{S,E}$ ) wird für das Berechnungsverfahren nach DIN 732 die Erwärmung  $\Delta\vartheta_B$  des Außenrings angenommen, da nach [2], [74] oder [84] davon auszugehen ist, dass der Schmierstoff bei mit Öl-Luft-Minimalmenge geschmierten Wälzlager wie dem Prüflager NU 210 die Temperatur der Lagerringe annimmt.

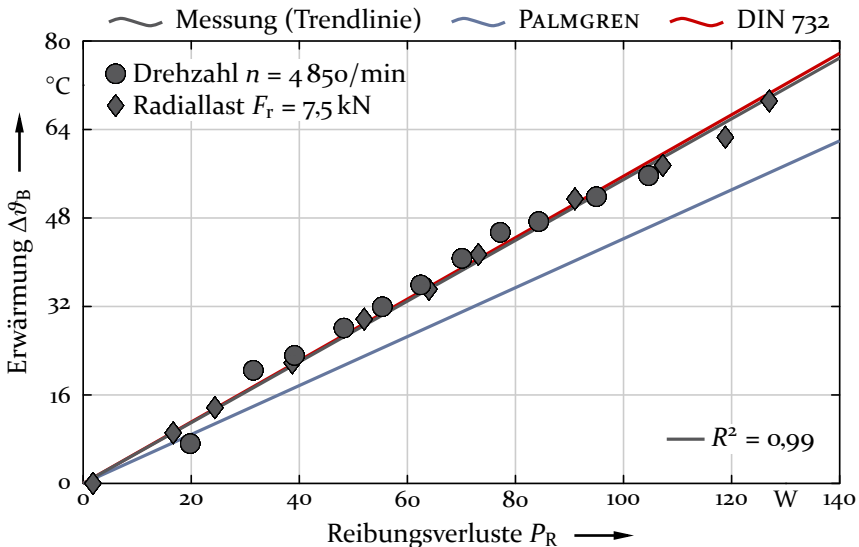


Bild 10: Gegenüberstellung der Berechnungsverfahren von PALMGREN und DIN 732 mit experimentellen Messungen der Erwärmung  $\Delta\theta_B$  über den Reibungsverlusten  $P_R$  an einem mit Öl-Luft geschmierten Zylinderrollenlager NU 210.

Die Festlegung der weiteren Parameter erfolgt innerhalb der von PALMGREN in [63] oder in DIN 732 [18] definierten Wertebereiche so, dass die Berechnungsmodelle die Versuchsergebnisse bestmöglich annähern. Die beiden Unterkapitel 5.1 und 5.2 erwähnen die gewählten Parameterwerte.

Bild 10 belegt einen linearen Zusammenhang zwischen den experimentell gemessenen Beharrungstemperaturen und Reibungsverlusten. Die zu sehende, aus den jeweiligen Wertepaaren mittels linearer Regression berechnete, graue Gerade mit einer Steigung von 1,8 beschreibt diesen Zusammenhang mit einem Bestimmtheitsmaß  $R^2$  von 0,99. Wie Gleichung (26) und Gleichung (38) sowie Bild 10 zeigen, legen auch die Berechnungsmodelle von PALMGREN und DIN 732 einen linearen Zusammenhang zwischen der entstehenden Beharrungstemperatur und den hierfür verantwortlichen Reibungsverlusten zugrunde.

Für die in dieser Gegenüberstellung untersuchte Wälzlagerung am Reibungsprüfstand ist nur das Berechnungsmodell nach DIN 732 in der Lage, die gemessenen Temperaturwerte ausreichend gut anzunähern. Der Berechnungsansatz nach PALMGREN liefert selbst bei bestmöglich gewählten Parametern noch zu geringe Werte für die Beharrungstemperatur. Da die sich einstellenden Temperaturen sehr von der jeweiligen Lagerungsgeometrie

und deren thermischen Eigenschaften abhängen, ist dieses Ergebnis nicht allgemein übertragbar.

Unter der Voraussetzung, dass die auftretende Verlustleistung sowie die benötigten Modellparameter, wie der Kühlfaktor  $K_p$  oder der Wärmedurchgangskoeffizient  $k_q$ , genau bekannt sind, lassen die Berechnungsmodelle nach PALMGREN oder DIN 732 also grundsätzlich eine Bestimmung der Beharrungstemperaturen eines Wälzlagers zu. Diese Informationen sind jedoch in der frühen Phase des Konstruktionsprozesses in der Regel nicht bekannt. Eine rechnerische Bestimmung der Reibungsverluste mit den in Kapitel 4 angesprochenen Berechnungsmodellen nach STRIBECK, PALMGREN oder SKF ist, wie Unterkapitel 4.4 zeigt, zu ungenau um die Temperatur zutreffend vorherzusagen. Eine Berechnung der Beharrungstemperatur eines Wälzlagers, ausgehend von dessen Drehzahl und Belastung, ist mit den Methoden nach PALMGREN und DIN 732 also lediglich überschlägig möglich.

Des Weiteren ist zu erwähnen, dass diese Modelle einen gemittelten Temperaturwert wiedergeben. Die im Betrieb auftretenden Temperaturunterschiede zwischen Innenring und Außenring oder der Temperaturgradient zwischen Lastzone und lastfreier Zone finden keine Berücksichtigung. In üblichen Lagerungen, ohne Fremderwärmung oder Kühlung des Gehäuses, tritt erfahrungsgemäß ein Temperaturunterschied zwischen den beiden Lagerringen zwischen 5 K und 10 K auf. Wird das Gehäuse beispielsweise durch Fahrtwind gekühlt, sind Temperaturunterschiede bis 20 K zu beobachten [9], [13]. Die im Rahmen der in Kapitel 6 dokumentierten Versuche auftretenden Temperaturunterschiede zwischen dem Prüflagerinnenring und der Lastzone des Außenrings liegen zwischen 1 K und 8 K.

Weitere Forschungsarbeiten, die sich genauer mit Beharrungstemperaturen oder Temperaturverteilungen an Wälzlagern befassen, jedoch in der Regel eine detailliertere Kenntnis der Geometrie oder der thermischen Eigenschaften einer Wälzlagerung voraussetzen, stammen unter anderem von BAALMANN [4], DENGLER [14], HARRIS [37], SCHLEICH [75], STAHL [82] oder ZENKER [108].

Auch für Wälzlagerreibung aufgrund von Axialschwingungen spielt die Wechselwirkung zwischen Reibung und Temperatur eine wichtige Rolle und ist bei der Entwicklung eines Berechnungsmodells mit einzubeziehen. Hierzu sind aus dem in diesem Unterkapitel durchgeführten Vergleich der Methoden zur Berechnung der Beharrungstemperatur mit experimentellen Messungen drei Erkenntnisse abzuleiten.

Erstens ist, wie Bild 10 zeigt, für die Beziehung zwischen den Reibungsverlusten und der Beharrungstemperatur eines Wälzlagers von einem linearen Zusammenhang auszugehen. Die Linearität gilt dabei auch bei variierenden Drehzahlen und Radiallasten, sofern die weiteren, die thermischen Betriebsbedingungen beeinflussenden Parameter sowie die gewählte Messstelle unverändert bleiben.

Zweitens ist eine hinreichend genaue Vorhersage der Beharrungstemperatur mit den untersuchten Berechnungsmodellen nach PALMGREN [63] oder DIN 732 [18] nicht möglich, wenn die Verlustleistung nicht bekannt ist und ausschließlich die Drehzahl sowie die Radiallast vorliegen. Hierfür ist somit im weiteren Verlauf der Arbeit ein spezifischer Berechnungsansatz zu formulieren, der neben der Drehzahl und der Belastung auch die thermischen Eigenschaften der Wälzlagerung beinhaltet.

Drittens sind die sich einstellenden Beharrungstemperaturen stark von den Wärmeströmen an der jeweiligen Lagerung abhängig, was eine Anwendbarkeit dieses Modells für verschiedene Anwendungsfälle erschwert. Unterkapitel 6.9 befasst sich deshalb damit, wie sich ein entwickeltes Berechnungsmodell der Temperaturerhöhung aufgrund von Axialschwingungen, welches auf Messungen an einem speziellen Schwingungsprüfstand basiert, auf weitere Anwendungsfälle übertragen lässt.

Das nun folgende Kapitel 6 beschreibt die Entwicklung dieses Berechnungsmodells der Reibungsverluste und Temperaturerhöhungen bei Zylinderrollenlagern unter Axialschwingungen.



## 6 Reibungsverluste durch Axialschwingungen

Unter dem Gesichtspunkt „Energieeffiziente aber dennoch zuverlässige Auslegung von Wälzlagern“ stellt sich bei Zylinderrollenlagern, die zusätzliche Axialschwingungen der Welle oder des Gehäuses im Betrieb erfahren, die zentrale Frage: „Wie wirken sich axiale Schwingungen auf die Reibungsverluste und die Temperaturen von Zylinderrollenlagern aus und wie lässt sich dies in der frühen Phase des Konstruktionsprozesses analytisch vorhersagen?“ Die Beantwortung dieser Fragestellung – worauf sich dieses Kapitel konzentriert – erfordert die Entwicklung eines empirischen Berechnungsmodells. Dies gestaltet sich herausfordernd und verlangt ein gezieltes, in Unterkapitel 6.1 aufgezeigtes Vorgehen, welches sich aus insgesamt acht aufeinander aufbauenden Schritten zusammensetzt. Die danach folgenden Unterkapitel 6.2 bis 6.9 behandeln detailliert die einzelnen Schritte des gewählten Lösungswegs. Dieser stützt sich auf die theoretischen Grundlagen aus den Kapiteln 4 und 5 und bringt die in Kapitel 3 vorgestellten Prüfstände zum Einsatz.

### 6.1 Zielsetzung und Lösungsweg

Axialschwingungen verändern die Reibungsverhältnisse in Zylinderrollenlagern in erheblichem Maße. Zusätzlich zu den im normalen Betrieb entstehenden Reibungsverlusten verursachen Axialschwingungen hohe Gleitreibungskräfte zwischen den Wälzkörpern und der Laufbahn des axial oszillierenden Lagerrings. Diese erzeugen wiederum erhöhte Reibung zwischen den Seitenflächen der Wälzkörper und den Lagerringborden.

In geringem Maße beeinflussen Axialschwingungen zudem die Reibung zwischen den Wälzkörpern und ihren Käfigtaschen. Durch diese zusätzlichen Reibungsverluste kommt es zwangsläufig zu einem Temperaturanstieg im Wälzlager, was sich mitunter ungünstig auf die Schmierstoffviskosität auswirkt und damit indirekt alle im Wälzlager auftretenden Reibungsanteile beeinflusst. Bild 11 zeigt die verschiedenen Kontaktstellen an Zylinderrollenlagern, an denen zusätzliche Reibungsverluste aufgrund von Axialschwingungen entstehen.

Im weiteren Verlauf unterscheidet dieses Kapitel zwischen rotatorischen und axialen Reibungsverlusten. Als rotatorisch sind alle Reibungskräfte zu verstehen, die in einer Ebene senkrecht zur Rotationsachse der Welle liegen und somit den Rotationsbewegungen der Lagerringe, des Käfigs oder der

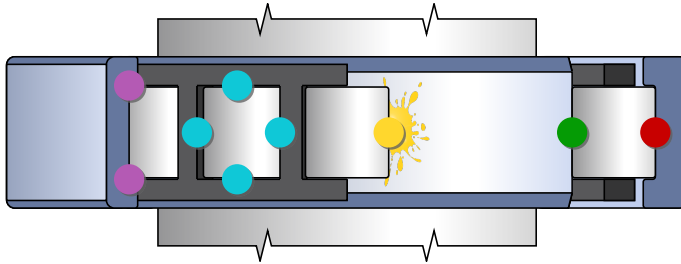


Bild 11: Kontaktstellen im Zylinderrollenlager, an denen Axialschwingungen zusätzliche Reibungsverluste verursachen.

Wälzkörper entgegenwirken. Zusammengefasst sind alle diese Reibungsanteile für das im Wälzlager auftretende Reibungsmoment verantwortlich.

Axiale Reibungskräfte liegen hingegen parallel zur Rotationsachse des Wälzlagers und wirken sich dementsprechend nicht, beziehungsweise nur indirekt auf das Reibungsmoment aus. Sie führen jedoch zu höheren Betriebstemperaturen und tragen somit ebenfalls zu den Gesamtreibungsverlusten des Wälzlagers bei.

Das in diesem Kapitel angestrebte Ziel ist ein empirisches Berechnungsmodell, welches das gesamte Reibungsmoment  $M_{\text{ges}}$  von Zylinderrollenlagern abbildet und sich aus einem Reibungsanteil ohne Axialschwingungen  $M_o$  und einem durch Schwingungen verursachten Reibungsanteil  $M_s$  zusammensetzt:

$$M_{\text{ges}} = M_o + M_s . \quad (39)$$

Analog unterteilt das Berechnungsmodell die Reibungsverlustleistung  $P_{\text{ges}}$  in Reibungsverluste  $P_o$  ohne Schwingungen und Reibungsverluste  $P_s$  aufgrund von Schwingungen. Letztere setzen sich aus den rotatorischen Reibungsverlusten  $P_{s,\text{rot}}$  sowie den axialen Reibungsverlusten  $P_{s,\text{ax}}$  zusammen:

$$P_{\text{ges}} = P_o + P_s = P_o + (P_{s,\text{rot}} + P_{s,\text{ax}}) . \quad (40)$$

Zusätzlich stellt das Berechnungsmodell die aufgrund der Reibungsverluste ohne Schwingungen entstehenden Temperaturerhöhungen  $\Delta\vartheta_{B,o}$  sowie die durch die Axialschwingungen erzeugten zusätzlichen Temperaturerhöhungen  $\Delta\vartheta_{B,s}$  bereit. Aus der Beharrungstemperatur ohne Schwingungen  $\vartheta_{B,o}$ ,

der Beharrungstemperatur mit Schwingungen  $\vartheta_{B,s}$  sowie der Umgebungstemperatur  $\vartheta_U$  ergibt sich hierfür:

$$\Delta\vartheta_{B,o} = \vartheta_{B,o} - \vartheta_U, \quad (41)$$

$$\Delta\vartheta_{B,s} = \vartheta_{B,s} - \vartheta_{B,o}. \quad (42)$$

Die Entwicklung dieses Berechnungsmodells stellt sich vor allem bei der experimentellen Bestimmung des von den Axialschwingungen erzeugten Reibungsmoments  $M_s$ , wie nachfolgend erläutert, als herausfordernd dar.

Grundsätzlich liegt der Messung des Reibungsmoments von Wälzlagern das dritte NEWTONsche Axiom – *actio et reactio*<sup>1</sup> – zugrunde. Demnach gibt es zwei prinzipielle Möglichkeiten, das Reibungsmoment eines Wälzlagers zu messen: über die Erfassung des Antriebsmoments (hier des Innenrings) oder durch die Ermittlung des Reaktionsmoments (hier des Außenrings).

Ersteres Prinzip erfordert, dass das gemessene Antriebsmoment genau der Reibung im Prüflager, respektive in den Prüflagern, entspricht und keine weiteren Reibungsverluste, beispielsweise durch Übersetzungen, Stützlager oder Dichtungen, die Messergebnisse beeinflussen. Letztere Methode bedingt, dass der Rotationsfreiheitsgrad des stehenden Lagerrings um die Lagerachse keinerlei Beeinträchtigung, außer durch die Sensorik, erfährt. Beide Verfahren eignen sich aufgrund des erheblichen Störeinflusses der Massenträgheiten nur für stationären Betrieb. Die Empfindlichkeit der hierfür typischerweise verwendeten Sensorik setzt zudem einen vibrations- und schwingungsarmen Betrieb voraus.

Hieraus ergeben sich mehrere Schwierigkeiten bei der direkten Erfassung des Reibungsmoments unter axialer Schwingungsbeanspruchung. Die Beaufschlagung des Prüflagers mit axialen Schwingungen ist konstruktionsbedingt nur mithilfe mehrerer Antriebe und Stützlagerungen möglich, weshalb das Reibungsmoment nicht nach dem Actio-Prinzip messbar ist. Die Aufbringung der radialen Belastung über das Lagergehäuse schränkt zudem den Rotationsfreiheitsgrad des Außenrings ein, was eine Messung des Reibungsmoments nach dem Reactio-Prinzip ausschließt.<sup>2</sup> Zusätzlich liegt aufgrund der wirkenden Schwingungen kein stationärer Betriebszustand mehr vor.

<sup>1</sup> Jeder Aktion (Kraft, Moment) wirkt eine gleich große Reaktion (Kraft, Moment) entgegen.

<sup>2</sup> Dieses Problem lässt sich durch den Einsatz einer Hydrostatik lösen, worauf jedoch aufgrund des hohen konstruktiven und finanziellen Aufwands verzichtet wird.

Folglich ist zwangsläufig das Fazit zu ziehen, dass eine direkte Messung der Reibungsmomente  $M_o$ ,  $M_s$  beziehungsweise  $M_{ges}$  am Schwingungsprüfstand nicht, beziehungsweise nur mit starken Einschränkungen möglich ist und stattdessen ein alternatives, indirektes Verfahren zu finden ist, welches einen Rückschluss auf das Reibungsmoment sowie auf die rotatorische und axiale Reibungsverlustleistung erlaubt.

Das aus diesem Grund im Rahmen dieser Arbeit entwickelte indirekte Verfahren zur experimentellen Bestimmung der Auswirkungen von Axialerschwingungen auf die Reibungsverluste in Zylinderrollenlagern setzt sich aus insgesamt acht aufeinander aufbauenden Schritten zusammen. Diese sind in Bild 12 mithilfe eines Flussdiagramms veranschaulichend dargestellt und werden nachfolgend genauer erläutert.

Statt auf das actio-et-reactio-Axiom stützt sich die nun vorgestellte Methode auf den Energieerhaltungssatz. Diesem zufolge wandelt sich die gesamte im Wälzlager verrichtete Reibungsarbeit vollständig in Wärmeenergie um, wodurch ein direkter Zusammenhang zwischen der Reibungsverlustleistung und der resultierenden Erhöhung der Beharrungstemperatur besteht.

Wie Kapitel 5 zeigt, existieren analytische Modelle zur Bestimmung der Beharrungstemperatur, jedoch benötigen diese die Reibungsverlustleistung als Eingangsgröße. Nachdem das tatsächlich im Wälzlager wirkende Reibungsmoment in der Regel nicht bekannt ist, wird ersatzweise auf eine Berechnung der Reibung, beispielsweise nach STRIBECK, PALMGREN oder SKF zurückgegriffen. Dies spiegelt das tatsächlich wirkende Reibungsmoment, wie in Kapitel 4 gezeigt, oftmals nur bedingt gut wider. Individuelle konstruktive Gegebenheiten sowie thermische Eigenschaften der jeweiligen Wälzlagerung finden in solchen Modellen ebenfalls nur unzureichende Berücksichtigung.

Diese Modelle dienen daher eher zur überschlägigen Auswahl und Dimensionierung von Wälzlagern in der frühen Konstruktionsphase. Eine hinreichend genaue Ermittlung der Reibungsverluste auf Basis der Beharrungstemperatur lassen diese Modelle nicht ohne Weiteres zu. Somit ist es erforderlich, den funktionalen Zusammenhang zwischen der Reibungsverlustleistung und der Beharrungstemperatur für die Prüflagerung des Schwingungsprüfstands experimentell zu bestimmen. Dabei ist zu berücksichtigen, dass die Reibungsverlustleistung und die Beharrungstemperatur starke Abhängigkeiten von der Drehzahl und der Belastung des Wälzlagers sowie des verwendeten Schmierstoffs und der Art der Schmierung aufweisen.

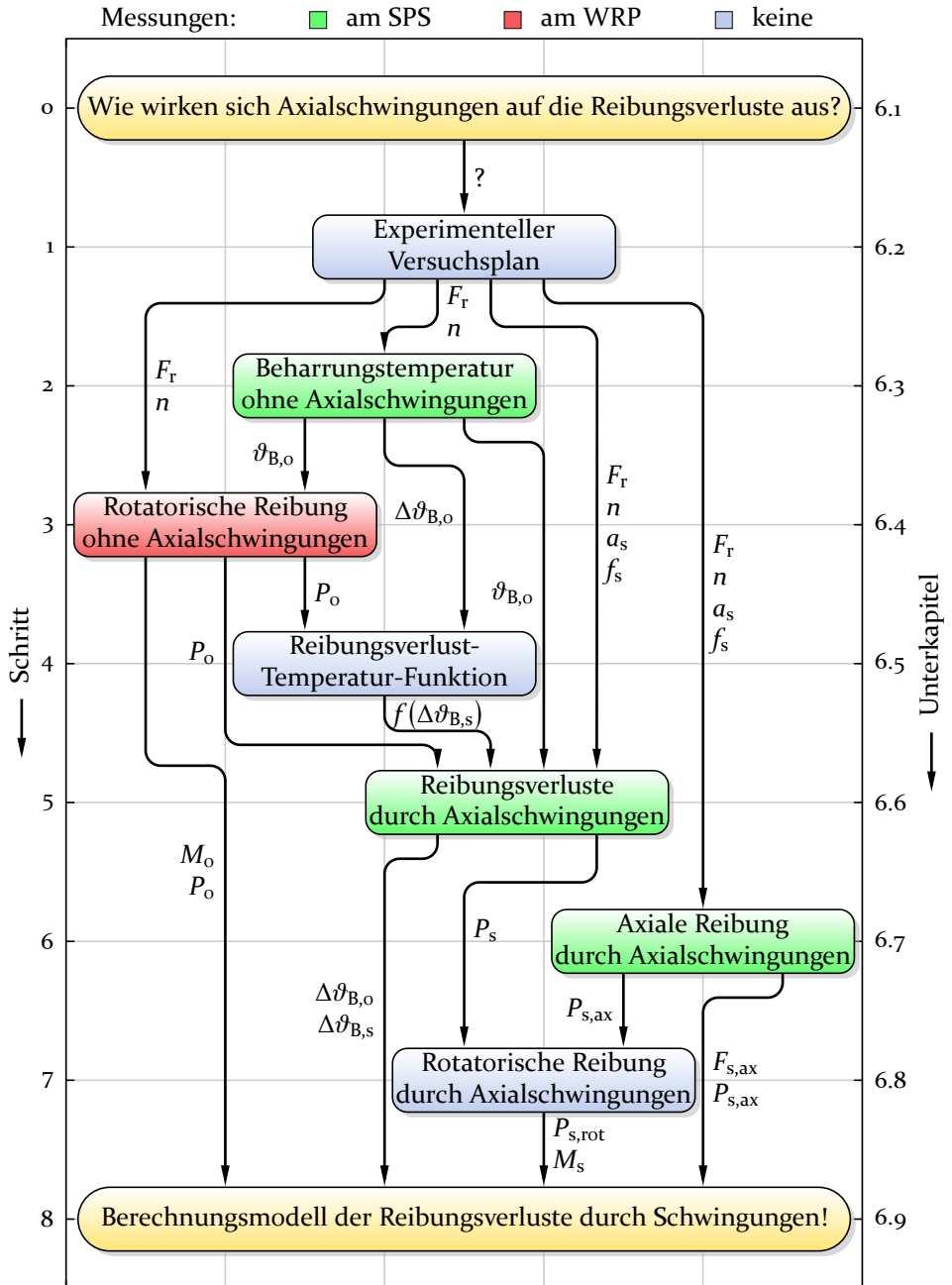


Bild 12: Flussdiagramm des Lösungswegs zur Bestimmung der Reibungsverlustleistung durch Axialerschwingungen.

**Schritt 1** erfordert folglich die Entwicklung eines ausgeklügelten Versuchsprogramms mit sinnvoll definierten Parameterkombinationen aus verschiedenen Drehzahlen  $n$  und Radiallasten  $F_r$  sowie eine geeignete Variation der Axialschwingungen über die beiden Parameter Amplitude  $a_s$  und Frequenz  $f_s$ . Die genaue Festlegung des Versuchsplans beschreibt Unterkapitel 6.2.

**Schritt 2** bestimmt anschließend experimentell am Schwingungsprüfstand (SPS) die resultierenden Erhöhungen der Beharrungstemperatur  $\Delta\vartheta_{B,o}$  für die festgelegten Parameterkombinationen aus Drehzahl und Radiallast ohne zusätzlich auf das Prüflager einwirkende Axialschwingungen. Auf Basis dieser Messdaten erfolgt die Formulierung eines empirischen Modells zur Berechnung der Beharrungstemperatur des Prüflageraußenrings in Abhängigkeit der Drehzahl und der Radiallast. Dies ist in Unterkapitel 6.3 dokumentiert.

**Schritt 3**, welcher in Unterkapitel 6.4 näher ausgeführt ist, dient der experimentellen Bestimmung sowie einer darauf aufbauenden mathematischen Beschreibung des Reibungsmoments ohne zusätzliche Axialschwingungen, ebenfalls für die in Schritt 1 gewählten Drehzahl- und Laststufen. Hierfür kommt der in Unterkapitel 3.2 vorgestellte, nach dem actio-Prinzip arbeitende Reibungsprüfstand (WRP) zum Einsatz. Dieser weist eine vergleichbare Konstruktion der Prüflagerung wie der Schwingungsprüfstand (SPS) auf, verwendet den gleichen Schmierstoff und dasselbe System zur Schmierung. Die Erfassung des Reibungsmoments  $M_o$  erfolgt dabei bei einer Betriebstemperatur, die jeweils der in Schritt 2 gemessenen Beharrungstemperatur  $\vartheta_{B,o}$  entspricht. Somit ist eine gute Übertragbarkeit der Ergebnisse zwischen den Prüfständen gegeben und die Reibungsverluste  $P_o$  ohne Schwingungen lassen sich aus den experimentellen Messdaten und den empirischen Berechnungsmodellen für das verwendete Prüflager NU 210 wie folgt berechnen:

$$P_o = 2\pi \cdot n \cdot M_o . \quad (43)$$

**Schritt 4** bestimmt nun aus den Temperaturerhöhungen  $\Delta\vartheta_{B,o}$  am Prüflageraußenring und den Reibungsverlustleistungen  $P_o$  in Unterkapitel 6.5 den gesuchten funktionalen Zusammenhang:

$$P_o = f(\Delta\vartheta_{B,o}) . \quad (44)$$

Hierbei ist es unerheblich, auf welche Art und Weise die Reibungsverluste entstehen – ob durch schnellere Drehzahlen, durch höhere Radiallasten oder

durch zusätzlich wirkende Axialschwingungen. Somit gilt dieser funktionale Zusammenhang auch für die zusätzlichen Reibungsverluste  $P_s$  aufgrund von Axialschwingungen:

$$P_s = f(\Delta\vartheta_{B,s}) . \quad (45)$$

**Schritt 5** ermittelt experimentell die einzige, noch fehlende Unbekannte zur Berechnung der Reibungsverlustleistung  $P_s$  nach Gleichung (45) – die Erhöhung der Beharrungstemperatur  $\vartheta_{B,s}$  unter Axialschwingungen. Wie Unterkapitel 6.6 beschreibt, erfolgt dies für die in Schritt 1 definierten Amplituden und Frequenzen der Axialschwingungen, sowie die festgelegten Drehzahlen und Radiallasten. Die gewonnenen Messwerte bilden dann die Grundlage für die Formulierung einer empirischen Berechnungsformel für die Erhöhung der Beharrungstemperatur in Abhängigkeit von Drehzahl, Radiallast, Amplitude und Frequenz.

**Schritt 6** widmet sich anschließend der Quantifizierung des axialen Anteils  $P_{s,ax}$  der Reibungsverlustleistung  $P_s$  durch Axialschwingungen. Dies erfolgt auf Basis experimenteller Messungen der axialen Reibungskräfte  $F_{s,ax}$  in den Wälzkörper-Laufbahn-Kontakten, welche sich über die Wälzkörper und den Außenring auf das Prüflagergehäuse übertragen und dort von der Sensorik des Schwingungsprüfstands erfasst werden. Für Axialschwingungen des Innenrings mit einer mittleren Schwinggeschwindigkeit  $v_s$ , welche sich aus der Amplitude  $a_s$  und der Frequenz  $f_s$  ergibt, lassen sich mithilfe der ermittelten Reibungskräfte  $F_{s,ax}$  die axialen Reibungsverluste  $P_{s,ax}$  direkt berechnen über:

$$P_{s,ax} = v_s \cdot F_{s,ax} = 4 \cdot a_s \cdot f_s \cdot F_{s,ax} . \quad (46)$$

Unterkapitel 6.7 beschreibt, neben diesen experimentellen Messungen auch einen geeigneten empirischen Berechnungsansatz.

**Schritt 7** bestimmt anschließend sowohl aus den experimentellen Messdaten als auch aus den daraus erzeugten empirischen Berechnungsformeln jeweils die rotatorischen Reibungsverluste  $P_{s,rot}$  sowie das sich hieraus ergebende, aufgrund von Axialschwingungen zusätzlich erzeugte Reibungsmoment  $M_s$ . Die rotatorischen Reibungsverluste  $P_{s,rot}$  berechnen sich unter Verwendung von Gleichung (40) nach:

$$P_{s,rot} = P_s - P_{s,ax} . \quad (47)$$

Die Berechnung des Reibungsmoments  $M_s$  durch Axialschwingungen erfolgt durch Umformung von Gleichung (43):

$$M_s = \frac{P_{s,rot}}{2\pi \cdot n} . \quad (48)$$

Hierzu sind nähere Ausführungen in Unterkapitel 6.8 zu finden.

**Schritt 8** setzt sich abschließend damit auseinander, wie sich die in den vorangegangenen Schritten für das Zylinderrollenlager NU 210 entwickelten empirischen Berechnungsmodelle der Reibungsmomente, Reibungsverluste, Axialkräfte und Beharrungstemperaturen auf weitere Lagergrößen und andere Arten der Schmierung übertragen lassen. Unterkapitel 6.9 liefert damit das zum Ziel gesetzte allgemeine Berechnungsmodell der Reibungsverluste von Zylinderrollenlagern unter Axialschwingungen und beantwortet somit die zu Beginn dieses Kapitels gestellte Frage, wie sich axiale Schwingungen auf die Reibungsverluste in Zylinderrollenlagern auswirken und wie sich dies in der frühen Phase des Konstruktionsprozesses vorhersagen lässt.

Die die einzelnen Schritte der soeben erläuterten Vorgehensweise sind, wie bereits erwähnt, in Bild 12 auf Seite 59 in Form eines Ablaufdiagramms grafisch veranschaulicht. Die nun folgenden Unterkapitel 6.2 bis 6.9 behandeln jeweils die einzelnen Teilschritte, beginnend mit dem experimentellen Versuchsprogramm.

## 6.2 Experimentelles Versuchsprogramm

Bei der Entwicklung eines empirischen Berechnungsmodells bildet ein sinnvoll gewählter experimenteller Versuchsplan das unverzichtbare Fundament für eine hohe Aussagekraft und Verlässlichkeit der Ergebnisse. Dies umfasst die Definition geeigneter Parameter und Faktoren, die Wahl deren Stufen und Grenzen sowie die Festlegung der Versuchsreihenfolge.

Aus der in Unterkapitel 6.1 definierten Zielsetzung geht hervor, dass die zu untersuchenden Axialschwingungen einem normalen Betriebszustand des Wälzlagers überlagert sind. Für das als Loslager fungierende Prüflager NU 210 bestimmt sich dieser über zwei Faktoren: Die Drehzahl  $n$  und die radiale Belastung  $F_r$ . Die Axialschwingungen selbst beschreiben sich ebenfalls über zwei Faktoren: Die Amplitude  $a_s$  und die Frequenz  $f_s$ . Zusätzlich sind mit der Schmierung – also der verwendete Schmierstoff

und die Art der Versorgung – sowie der Umgebungstemperatur  $\vartheta_U$  des Schwingungsprüfstands zwei weitere Parameter zu berücksichtigen, die das Betriebsverhalten beeinflussen.

Eine eindeutige experimentelle Ermittlung der Auswirkungen von Axial-schwingungen auf das Reibungs- und Verschleißverhalten setzt voraus, dass die Grenzen der vier Faktoren sowie die zusätzlichen zwei Parameter so gewählt sind, dass ein optimaler Betrieb des Wälzlagers ohne Schwingungen sichergestellt ist. Andernfalls ist möglicherweise auch ohne Schwingungen unregelmäßiges Reibungs- oder Verschleißverhalten beobachtbar. In Folge dessen lassen sich Beobachtungen zu Reibung und Verschleiß mit überlagerten Axial-schwingungen nicht mehr eindeutig auf Axial-schwingungen als Ursache zurückführen.

Eine wesentliche Voraussetzung hierfür ist eine adäquate Versorgung des Lagers mit einem geeigneten Schmierstoff. Der Einfluss des Schmierverfahrens auf die Reibungsverluste unter Schwingungen steht nicht im Fokus der Untersuchungen und sollte idealerweise so gering wie möglich sein. Das vom Schwingungsprüfstand verwendete System zur Öl-Luft-Minimalmengen-Schmierung wird dieser Anforderung bestmöglich gerecht.

Der Einfluss des Schmierstoffs ist umso geringer, je geringer dessen Viskosität ausfällt, jedoch führt eine zu geringe Viskosität unter Umständen zu Mischreibung. Um Vollschmierung sicherzustellen, kommt deshalb in allen Versuchen ein unadditiviertes Mineralöl der Viskositätsklasse ISO-VG 68 zum Einsatz, welches sich aus FVA-Referenzölen zusammensetzt (31 Vol.-% FVA 2, 69 Vol.-% FVA 3). Die dem Prüflager zugeführte Schmierstoffmenge beträgt in allen Versuchen 0,1 ml/h.

Bei Minimalmengenschmierung bewegt sich die hydrodynamische Reibung im Bereich um das Minimum der STRIBECK-Kurve [99]. Dabei führen langsame Drehzahlen zu Grenzreibung und Mischreibung, was in einem erhöhten Reibungsmoment resultiert. Das zu entwickelnde Berechnungsmodell soll diesen Effekt mit einbeziehen, weshalb als untere Grenze für den Faktor Drehzahl ein Wert links des Ausklinkpunkts der STRIBECK-Kurve zu wählen ist. Wie sich an den in Bild 9 dokumentierten Messungen erkennen lässt, ist dies für einen gewählten Wert der unteren Drehzahlgrenze von 800/min gut erfüllt.

Die in Unterkapitel 6,5 zu entwickelnde mathematische Funktion für die Reibungsverlustleistung in Abhängigkeit der Temperatur erfordert eine möglichst breite Spanne an gemessenen Temperaturen, um einen möglichst

großen Gültigkeitsbereich zu erzielen. Damit ist eine möglichst hohe obere Grenze für die Drehzahl zu wählen. Hohe Drehzahlen und die damit einhergehenden hohen Betriebstemperaturen wirken sich verringernd auf das Viskositätsverhältnis  $\kappa$  aus. Dieses entspricht dem Quotient aus der Betriebsviskosität  $\nu$  und der Bezugsviskosität  $\nu_1$  und stellt ein Maß für die Güte der Schmierfilmbildung dar. Ab einem Viskositätsverhältnis  $\kappa \geq 2$  bildet sich bereits ein ausreichend guter Schmierfilm aus und ab  $\kappa \geq 4$  liegt eine vollständige Trennung der Kontaktflächen vor [73]. Eine Begrenzung des Viskositätsverhältnisses auf  $\kappa \geq 2$  führt zu einer oberen Grenze der Drehzahl von 4 000/min.

Niedrige Radiallasten führen in Wälzlagern zu erhöhtem Schlupf der Wälzkörper und damit zu zusätzlicher, unregelmäßiger Gleitreibung. Um dies zu vermeiden, ist die nach [72] berechnete Mindestbelastung des Prüflagers NU 210 von 1,15 kN nicht zu unterschreiten. Die untere Grenze des Faktors Radiallast ist sicherheitshalber bei 2 kN festgelegt.

Um das Risiko eines vorzeitigen Ermüdungsausfalls des Prüflagers zu minimieren, soll die für das Versuchsprogramm erforderliche Gebrauchsdauer des Prüflagers die nach DIN ISO 281 [24] ermittelte erweiterte modifizierte Lebensdauer mit einer Erlebenswahrscheinlichkeit von 99 % nicht überschreiten. Hieraus resultiert eine obere Grenze der Radiallast von 18 kN.

Die maximal zulässige axiale Verschiebung des Prüflagerinnenrings aus seiner Mittellage beträgt 1,3 mm. Dennoch sind die Versuche ohne Axialschwingungen möglichst ohne axialen Versatz des Innenrings vorgesehen. Damit ergibt sich eine untere Grenze der Amplitude von 0 mm. Die maximale am Schwingungsprüfstand realisierbare Amplitude ist durch die zu überwindende Massenträgheit der schwingenden Komponenten limitiert. Die obere Grenze der Amplitude, die sich für alle Versuchspunkte – insbesondere für hohe Frequenzen und Radiallasten – erreichen lässt, liegt bei 0,4 mm. Die vorgesehenen Versuche ohne Schwingungen sind gleichbedeutend mit einer unteren Grenze der Frequenz von 0 Hz. Wie für die Amplitude ist auch für die obere Grenze der Frequenz die Massenträgheit das begrenzende Kriterium. Für die gewählten Versuchspunkte liegt die maximal erreichbare Frequenz bei 24 Hz. Um die Versuchsergebnisse möglichst nicht durch weitere Wärmequellen des Prüfstands, beispielsweise der Antriebsmotoren, zu verfälschen, regelt eine Kühlung die Umgebungstemperaturen auf  $20 \pm 2$  °C.

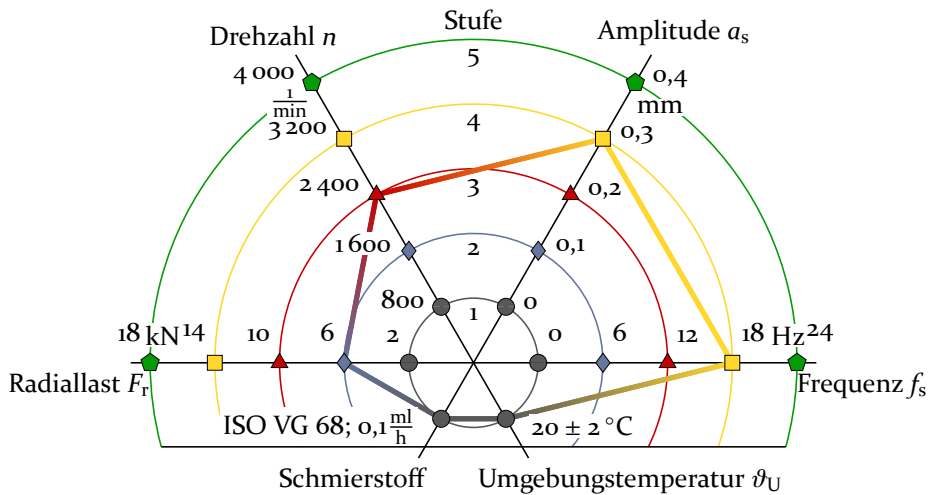


Bild 13: Experimenteller Versuchsplan mit fünf Stufen für vier Faktoren und zwei Parametern sowie beispielhaft eingezeichneter Faktorkombination.

Insbesondere die nicht-linearen Zusammenhänge der elastohydrodynamischen Schmierung [106] – der nicht-lineare Verlauf der hydrodynamischen Schmierstoffreibung (STRIBECK-Kurve), die Wechselwirkung zwischen Betriebstemperatur und Schmierstoffviskosität oder die quadratisch mit der Schwinggeschwindigkeit ansteigenden Trägheitskräfte – deuten auf nichtlineare Terme im gesuchten Berechnungsmodell hin. Dies erfordert einen Versuchsplan mit mehreren Stufen je Faktor.

Reibungsmessung an Wälzlagern ist eine komplexe Aufgabe und grundsätzlich mit statistischer Streuung behaftet. Um auch bei schwachen Effekten der Axialschwingungen statistisch signifikante Ergebnisse zu erzielen, erfordert die Entwicklung des Berechnungsmodells eine hohe Zahl an Messergebnissen, die entweder aus Wiederholversuchen oder aus weiteren Versuchspunkten resultieren.

Demzufolge sieht das entwickelte Versuchsprogramm einen nahezu vollfaktoriellen Versuchsplan mit jeweils fünf gleichmäßig unterteilten Stufen für jeden der vier Faktoren vor. Die Stufensprünge der vier Faktoren betragen 4 kN für die Radiallast, 800/min für die Drehzahl, 0,1 mm für die Amplitude und 6 Hz für die Frequenz. Bild 13 veranschaulicht diesen Versuchsplan grafisch, fasst die angesprochenen Parameter und Faktoren zusammen und gibt die Zahlenwerte der gewählten Stufen wieder.

Die Versuchspunkte mit einer Frequenz oder Amplitude von Null ergeben jeweils, unabhängig von der Stufe des jeweils anderen Faktors, den gleichen schwingungsfreien Versuchspunkt. Aus diesem Grund verzichtet der gewählte Versuchsplan auf die Faktorkombinationen mit einer Amplitude von Null. Damit ergibt sich ein Versuchsplan mit 500 Versuchspunkten, wobei alle Faktorkombinationen mit Axialschwingungen jeweils einmal und alle schwingungsfreien Versuche jeweils viermal bis zum Erreichen des Beharrungszustands durchlaufen werden.

Die hohe Zahl an Versuchen schließt aufgrund des hohen Zeit- und Kostenaufwands einen Wechsel des Prüflagers nach jedem Versuchspunkt aus. Stattdessen kommt ein einziges Prüflager für alle 500 Versuchspunkte zum Einsatz. Dies bietet den Vorteil, dass Fertigungstoleranzen und Montageabweichungen die Versuchsergebnisse nicht beeinflussen. Jedoch ist sicherzustellen, dass das Ausmaß an Verschleiß aufgrund der Axialschwingungen gering genug ist, um sich nicht, beziehungsweise nur unwesentlich auf die Messergebnisse auszuwirken.

Aus diesem Grund beaufschlagt ein im Vorfeld der Versuche durchgeführter Verschleißtest ein Testlager mit  $2 \cdot 10^7$  Axialschwingungen mit einer Amplitude von 0,4 mm und einer Frequenz von 24 Hz. Unterkapitel 7.6 dokumentiert diesen Versuch genauer und zeigt die Ergebnisse der Verschleißuntersuchungen. An dieser Stelle sei bereits vorweg gegriffen, dass kein nennenswerter Verschleiß am Prüflager zu detektieren ist. Die Verwendung eines einzigen Prüflagers für die Durchführung des Versuchsprogramms ist somit als zulässig anzusehen.

Um sicherzustellen, dass das Einglätten fertigungsbedingter Rauheitshügel die Messergebnisse nicht beeinflusst, ist ein ausgiebiger Einlauf des Prüflagers vor Beginn des Versuchsprogramms vorgesehen, in welchem das Prüflager jede der 25 Faktorkombinationen aus Drehzahl und Radiallast bis zum Erreichen des Beharrungszustands durchläuft. Das gewählte Einlaufprogramm fällt somit umfangreicher als für Reibungsmessungen üblich aus. Jedoch ermöglicht diese Wahl die Verwendung der gemessenen Beharrungstemperaturen für eine genauere Bestimmung des funktionalen Zusammenhangs zwischen der Reibungsverlustleistung und der Beharrungstemperatur in Unterkapitel 6.5.

Die mit diesem Versuchsplan ermittelten und in den nachfolgenden Unterkapiteln dokumentierten Ergebnisse beziehen sich zwangsläufig auf das Prüflager NU 210 und resultieren aus den Gegebenheiten und Versuchsbedingungen am Schwingungsprüfstand. Eine quantitative Übertragung auf

weitere Lagergrößen und Betriebsbedingungen ist somit nur eingeschränkt möglich und mit einer gewissen Unsicherheit behaftet. Unterkapitel 6.9 schlägt darum eine Methode zur Übertragung der Ergebnisse auf weitere Anwendungsfälle vor.

Das nun folgende Unterkapitel 6.3 zeigt die Ergebnisse aus den im zweiten Schritt des Vorgehens durchgeführten Messungen der Beharrungstemperatur für die 100 Versuche ohne Axialschwingungen.

### 6.3 Temperaturverhalten ohne Schwingungen

Die Bestimmung der durch Axialschwingungen des Innenrings erzeugten Reibungsverluste in Zylinderrollenlagern erfolgt, wie in Unterkapitel 6.1 erläutert, auf Basis der durch diese Axialschwingungen verursachten Temperaturerhöhungen am Außenring des Prüflagers. Dies erfordert zuerst die Ermittlung der sich am Außenring einstellenden Beharrungstemperaturen für die in verschiedene Faktorkombinationen aus Drehzahl und Radiallast im schwingungsfreien Betrieb. Auf diese Aufgabe konzentriert sich das aktuelle Unterkapitel.

Der zuvor festgelegte experimentelle Versuchsplan sieht hierzu insgesamt 25 verschiedene Versuchspunkte mit fünf verschiedenen Stufen der Radiallast und der Drehzahl mit jeweils vier Testläufen vor. Die daraus resultierenden 100 experimentellen Versuche liefern, neben der gemessenen Umgebungstemperatur nahe der Prüflagerung, jeweils einen Messwert für die Beharrungstemperaturen des sich drehenden Innenrings und des stillstehenden Außenrings in der Mitte der sich aufgrund der Radialkraft ausbildenden Lastzone.

Grundsätzlich eignen sich sowohl Temperaturmessungen am Innenring als auch am Außenring des Prüflagers für das nachfolgend erläuterte Auswerteverfahren. Wichtig ist lediglich, dass der Ort der Messung und die Methode der Messwerterfassung über alle Experimente konstant bleibt. Jedoch sind der zu messenden Zielgröße – die Beharrungstemperatur aufgrund der im Inneren des Prüflagers entstehenden Reibungsverluste – an den beiden Messstellen unterschiedlich stark ausgeprägte systematische Störeinflüsse überlagert.

Die sich links und rechts nahe dem Prüflager befindenden Stützlager erzeugen, relativ zum Prüflager gesehen, eine mit Last und Drehzahl variierende Menge an Wärmeenergie, welche aufgrund der hohen Wärmeleitfähigkeit

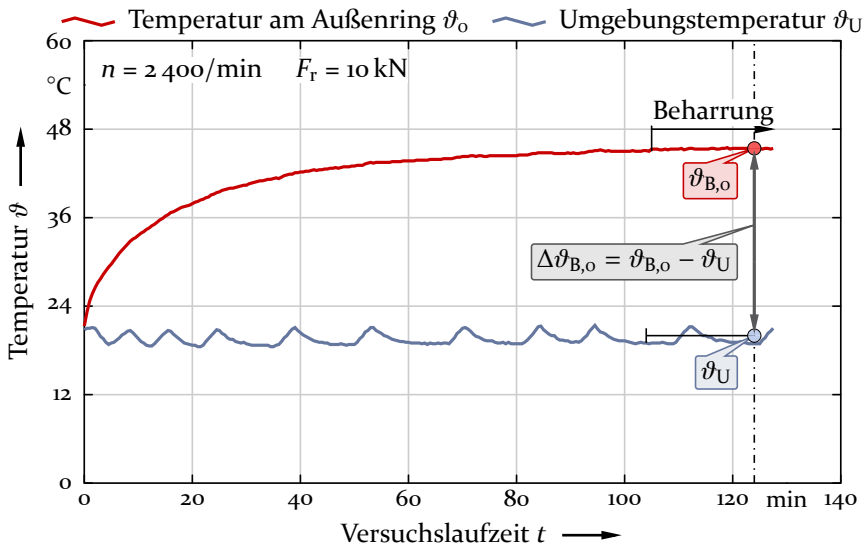


Bild 14: Verlauf der Temperaturen des Außenrings  $\vartheta_o$  und der Umgebung  $\vartheta_U$  am Schwingungsprüfstand während der Versuchslaufzeit.

metallischer Werkstoffe über die Prüflagerwelle direkt die Temperatur des Prüflagerinnenrings beeinflusst. Zudem entsteht mit höheren Drehzahlen zunehmend mehr erzwungene Konvektion an den Mantelflächen der Prüflagerwelle, was sich ebenfalls auf die Temperatur am Innenring auswirkt. Der stillstehende Außenring des Prüflagers sitzt hingegen in einem freistehenden, sich nicht bewegenden Lagergehäuse, welches mit keinen weiteren Wärmequellen in Berührung steht.

Ein Vergleich der erzielten Messergebnisse zwischen den beiden Messstellen am Innenring sowie in der Mitte der Lastzone des Außenrings des Prüflagers zeigt, dass sich die angesprochenen systematischen Störgrößen deutlich schwächer auf die Beharrungstemperatur des Außenrings auswirken. Im weiteren Verlauf der Arbeit kommen darum ausschließlich die Beharrungstemperaturen in der Lastzone des Außenrings zum Einsatz. Da sich in der Praxis Temperaturmessungen an stillstehenden Lagerringen deutlich einfacher realisieren lassen, ermöglicht dies außerdem eine bessere Vergleichbarkeit mit konkreten Anwendungsfällen.

Bild 14 veranschaulicht beispielhaft den Verlauf der Temperatur in der Mitte der Lastzone des Prüflageraußenrings sowie die Umgebungstemperatur während der kompletten Laufzeit eines Versuchs. In diesem Fall beträgt die Drehzahl 2400/min und die Radiallast 10 kN. Die aus den durchzuführenden Experimenten zu gewinnende Zielgröße ist die Erhöhung der sich

einstellenden Beharrungstemperatur  $\Delta\vartheta_{B,o}$  des Außenrings, welche sich nach Gleichung (41) aus der Differenz der Beharrungstemperatur  $\vartheta_{B,o}$  und der Umgebungstemperatur  $\vartheta_U$  berechnet.

Das Auslesen des Messwerts für die Beharrungstemperatur erfolgt nach kurzzeitigem Halten des Beharrungszustands, welcher in etwa nach einer Versuchslaufzeit von 1,5 bis 2 h erreicht ist. Während dieser Zeit schwankt die Umgebungstemperatur, bedingt durch die Regelungstechnik des Kühlsystems, zwischen 18 °C und 22 °C. Da sich eine Änderung der Umgebungstemperatur nur zeitverzögert auf die Beharrungstemperatur des Prüflagers auswirkt, erfolgt die Bestimmung des Messwerts für die Umgebungstemperatur gemittelt über die letzten 20 min vor dem Ablesezeitpunkt der Beharrungstemperatur. Die gesuchte Erhöhung der Beharrungstemperatur  $\Delta\vartheta_{B,o}$  berechnet sich anschließend nach Gleichung (41).

Die auf diese Weise ermittelten 100 Messwerte für die Erhöhungen der Beharrungstemperatur  $\Delta\vartheta_{B,o}$  des Außenrings stellen im Folgenden die Basis für die Entwicklung eines analytischen Berechnungsmodells dar. Hierfür kommt die Methode der nichtlinearen Regression zum Einsatz. Diese erfordert die sinnvolle Definition einer Modellgleichung aus den relevanten Parametern und mehreren Modellkonstanten, wie sie Gleichung (49a) beschreibt:

$$\Delta\vartheta_{B,o} = \alpha \cdot n^\gamma + \beta \cdot (F_r \cdot n)^\gamma + \delta . \quad (49a)$$

Eine Erhöhung der Drehzahl  $n$  führt unabhängig von der Radiallast  $F_r$  zu einer stärkeren Erwärmung  $\Delta\vartheta_{B,o}$  des Außenrings, was durch den Faktor  $\alpha \cdot n^\gamma$  beschrieben ist. Der Exponent  $\gamma$  erzeugt hierbei eine Rechtskrümmung der Regressionsgleichung und berücksichtigt auf diese Weise die mit zunehmender Temperatur des Prüflagers steigende Wärmeabgabe durch Wärmeleitung in die Umgebungsstruktur und durch Konvektion an die Umgebungsluft.

Die Radiallast  $F_r$  steht stets mit der Drehzahl  $n$  in Wechselwirkung. Eine Steigerung der Radiallast führt folglich nur dann zu einer höheren Beharrungstemperatur, wenn eine Drehzahl größer Null gegeben ist. Die entstehende Temperaturerhöhung fällt umso deutlicher aus, je schneller sich das Wälzlager dreht. Diese Abhängigkeit findet über den Term  $\beta \cdot (F_r \cdot n)^\gamma$  Berücksichtigung.

Die Konstante  $\delta$  bezieht die kühlende Wirkung durch das Einblasen der Öl-Luft für die Minimalmengenschmierung ein. Im Gegensatz zur Radiallast

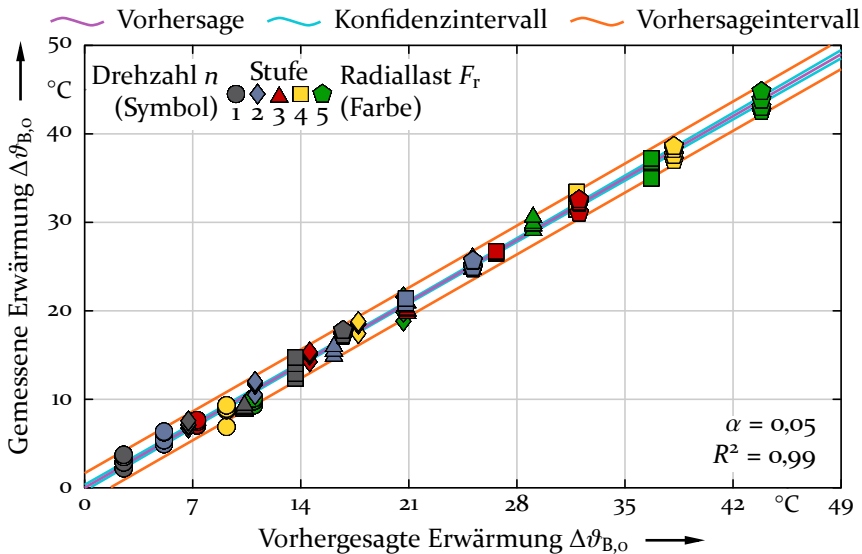


Bild 15: Gegenüberstellung der vorhergesagten und gemessenen Erwärmung  $\Delta\vartheta_{B,0}$  des Außenrings für verschiedene Drehzahlen und Lasten.

kommt dieser auch im Stillstand des Lagers zum Tragen. Die optimale Kombination der gesuchten Modellkonstanten  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  und  $\delta$  resultiert aus einer computerunterstützten<sup>3</sup> Minimierung der Fehlerquadratsumme:

$$\alpha = 0,033 \quad \beta = 0,010 \quad \gamma = 0,727 \quad \delta = -3,857. \quad (49b)$$

Bild 15 veranschaulicht die erreichte Genauigkeit des gefundenen Berechnungsmodells. Alle 100 Versuchspunkte sind mit der von Gleichung (49a) vorhergesagten Temperaturerhöhung am Außenring entlang der Abszisse und mit der im Versuch gemessenen Erwärmung entlang der Ordinate aufgetragen.

Bei einem perfekten Vorhersagemodell für experimentelle Messungen ohne jegliche statistische Streuung würden alle Messpunkte auf der violett dargestellten Diagonalen liegen. In diesem Fall würde für das Bestimmtheitsmaß gelten:  $R^2 = 1$ . Die in den experimentellen Versuchen grundsätzlich zu beobachtende Streuung der Messwerte führt jedoch dazu, dass sich die eingezeichneten Messwerte normalverteilt um die Diagonale anordnen. Schwächen in der Güte des Vorhersagemodells zeigen sich in einer Abweichung der Messwerte von der Diagonalen.

<sup>3</sup> mithilfe der Statistiksoftware Minitab 18

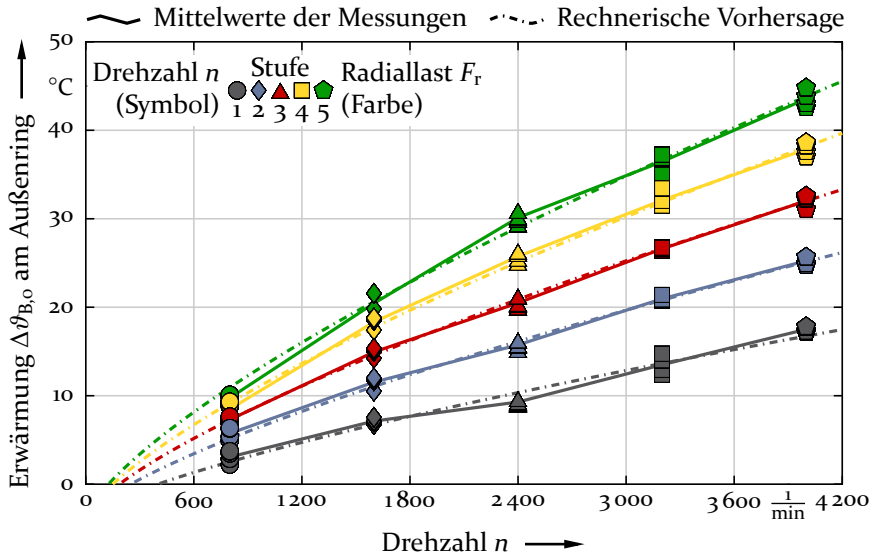


Bild 16: Rechnerische Vorhersage und experimentelle Messungen der Temperaturerhöhung  $\Delta\vartheta_{B,0}$  des Außenrings in Abhängigkeit der Drehzahl  $n$  für verschiedene Radiallasten  $F_r$ .

Das hellblau dargestellte Konfidenzintervall kennzeichnet den Bereich, der, basierend auf den Versuchsergebnissen, mit einer Irrtumswahrscheinlichkeit von  $\alpha = 0,05$  die wahre Regressionsgerade enthält. Das orange eingezeichnete Vorhersageintervall bildet den Bereich ab, der mit 95 % Wahrscheinlichkeit ( $1 - \alpha$ ) den nächsten experimentellen Messwert enthält.

Wie Bild 15 zeigt, bilden die nach Gleichung (49a) vorhergesagten Temperaturerhöhungen mit einem Bestimmtheitsmaß von 0,99 hervorragend die gemessenen Erwärmungen ab. Ebenfalls ist zu erkennen, dass die Streubreite der Wiederholungen der verschiedenen Versuchspunkte (gleiche Farbe und gleiches Symbol) in etwa  $3^\circ\text{C}$  beträgt.

Bild 16 zeigt den Funktionsverlauf der vorhergesagten und gemessenen Erwärmungen  $\Delta\vartheta_{B,0}$  des Außenrings über der Drehzahl  $n$ , Bild 17 über der Radiallast  $F_r$ . Beide Diagramme belegen die sehr genaue Übereinstimmung zwischen den Messergebnissen und dem Vorhersagemodell. Damit sind alle erforderlichen Ergebnisse ermittelt, um im folgenden Unterkapitel 6.4 die rotatorische Reibung ohne Axialschwingungen zu bestimmen.

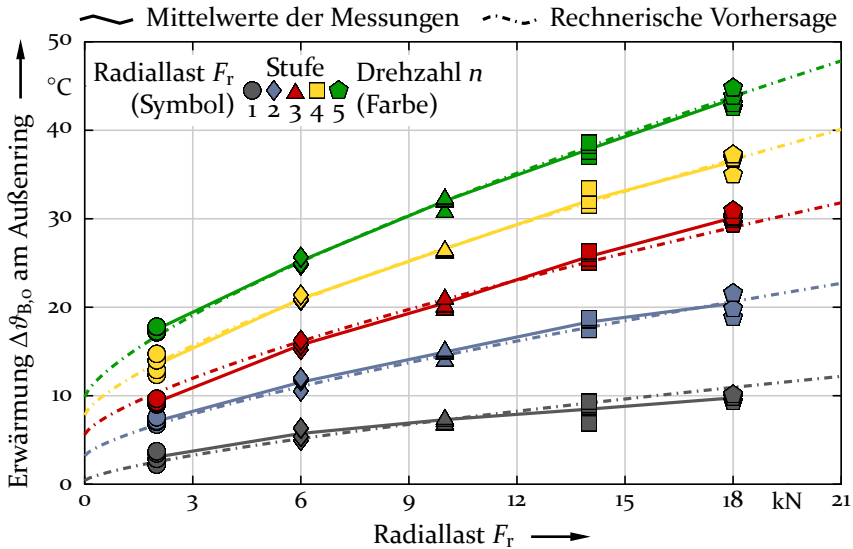


Bild 17: Rechnerische Vorhersage und experimentelle Messungen der Temperaturerhöhung  $\Delta\vartheta_{B,0}$  des Außenrings in Abhängigkeit der Radiallast  $F_r$  für verschiedene Drehzahlen  $n$ .

### 6.4 Reibungsmoment ohne Schwingungen

Die Ermittlung der durch Axialbewegungen des Innenrings zusätzlich verursachten Reibungsverluste setzt die Kenntnis der im schwingungsfreien Fall in Zylinderrollenlagern entstehenden Reibungsverluste voraus. Die experimentelle Messung des Reibungsmoments des Prüflagers NU 210 ohne Axialbewegungen stellt deshalb den Fokus des aktuellen Unterkapitels dar. Hierzu kommt der in Unterkapitel 3.2 vorgestellte Reibungsprüfstand zum Einsatz.

Genau wie bei den Versuchen am Schwingungsprüfstand sind hierzu, nach Abschluss eines definierten Einlaufprogramms, 25 verschiedene Versuchspunkte aus fünf verschiedenen Last- und Drehzahlstufen mit jeweils vier Testläufen veranschlagt. Jede der hieraus resultierenden 100 Messungen liefert die Beharrungstemperatur eines der Prüflageraußenringe in der Mitte der Lastzone sowie das gesamte Reibungsmoment der Prüflagerwelle. Dieses setzt sich aus den Reibungsmomenten vier identischer, gleichermaßen belasteter Prüflager zusammen. Das Reibungsmoment eines einzelnen Prüflagers entspricht folglich einem Viertel des insgesamt gemessenen Reibungsmoments und enthält somit bereits eine statistische Mittelung, was sich positiv auf die zu erwartende Streuung der Messwerte auswirkt.

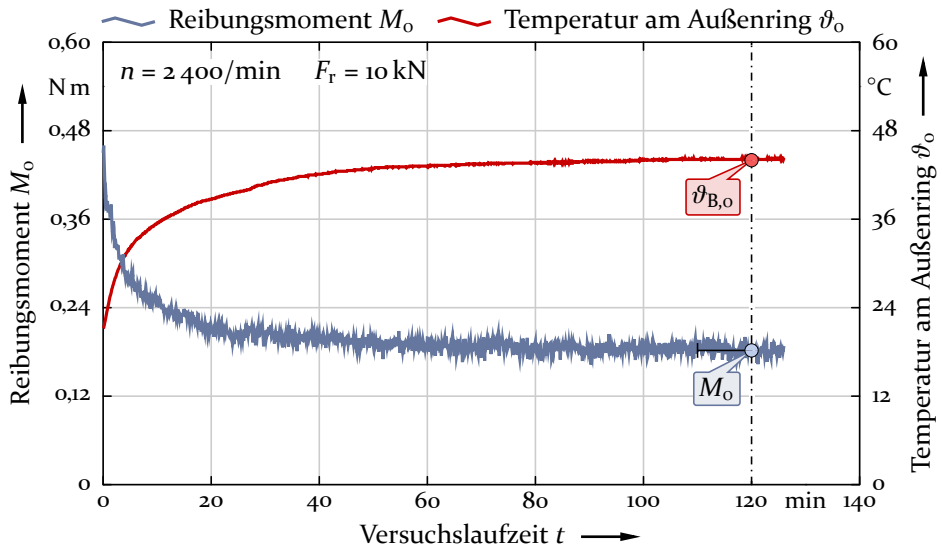


Bild 18: Verlauf des Reibungsmoments  $M_o$  und der Temperatur des Außenrings  $\vartheta_{B,o}$  eines Prüflagers am Reibungsprüfstand während der Versuchslaufzeit.

Bild 18 zeigt beispielhaft für eine Drehzahl von 2400/min und eine Radiallast von 10 kN die Ergebnisse der Messung des Reibungsmoments und der Temperatur am Prüflageraußenring über der Versuchslaufzeit. Wie bei den Versuchen aus Unterkapitel 6.3 ist der Beharrungszustand am Reibungsprüfstand nach einer Versuchslaufzeit von 1,5 bis 2 h erreicht.

Wie sich in Bild 18 erkennen lässt, ist dem Signal des Reibungsmoments ein leichtes Rauschen überlagert. Die Ermittlung des Reibungsmoments  $M_o$  erfolgt aus diesem Grund durch Bildung des Mittelwerts über einem Intervall von 10 min nach Erreichen des Beharrungszustands.

Zur Sicherstellung der Vergleichbarkeit der am Reibungsprüfstand durchgeführten Messungen mit den am Schwingungsprüfstand erzeugten Ergebnissen ist die Wechselwirkung zwischen dem Reibungsmoment und der Betriebstemperatur des Wälzlagers zu berücksichtigen. Ein höheres Reibungsmoment führt erwartungsgemäß zu einer höheren Betriebstemperatur im Wälzager. Ein Anstieg der Betriebstemperatur hat wiederum eine Senkung der Schmierstoffviskosität zur Folge, was sich verringernd auf das Reibungsmoment auswirkt. Somit beeinflusst, wie Bild 18 veranschaulicht, die sich einstellende Beharrungstemperatur  $\vartheta_{B,o}$  die Höhe des im Beharrungszustand wirkenden Reibungsmoments  $M_o$ .

Beide Prüfstände besitzen Lagergehäuse mit ähnlich großen Oberflächen und mit vergleichbaren thermischen Eigenschaften. Dies zeigt ein Vergleich der in Bild 14 und Bild 18 dargestellten Messungen der Beharrungstemperatur des Außenrings, womit eine Übertragbarkeit der Ergebnisse zwischen den Prüfständen als zulässig zu erachten ist.

Wie in Unterkapitel 4.4 erörtert, weisen die in der Wälzlagertechnik gängigen analytischen Berechnungsmodelle zur Abschätzung des Reibungsmoments von Wälzlagern keine ausreichende Genauigkeit auf, um für die vorliegende Problemstellung zum Einsatz zu kommen. Stattdessen erfolgt eine mathematische Beschreibung des Reibungsmoments ohne Schwingungen mithilfe nichtlinearer Regression auf Basis der 100 Messwerte des Reibungsmoments für die verschiedenen Drehzahlen und Radiallasten. Hierzu ist eine analytische Modellgleichung zu definieren, welche die relevanten Faktoren und Kovariaten sowie mehrere Modellkonstanten beinhaltet. Diese nachfolgend genauer erläuterte Gleichung lautet:

$$M_o = \alpha \cdot \left(\frac{\nu}{n}\right)^\gamma + \beta \cdot F_r + \delta \cdot n. \quad (50a)$$

Das Reibungsmoment minimal geschmierter Wälzlager bewegt sich im Bereich des Minimums der STRIBECK-Kurve. Langsame Drehzahlen  $n$  erzeugen links dieses Minimums Grenz- und Mischreibung, was zu einem steilen, von der Betriebsviskosität  $\nu$  abhängigen Anstieg des Reibungsmoments führt. Dies ist in Gleichung (50a) über den Term  $\alpha \cdot \left(\frac{\nu}{n}\right)^\gamma$  berücksichtigt. Der Term  $\delta \cdot n$  beschreibt den Einfluss hoher Drehzahlen auf Planschverluste, Walkarbeit und temperaturbedingte Viskositätsänderungen. Bei minimal geschmierten Wälzlagern kommt dieser Einfluss aufgrund der äußerst geringen Menge an sich im Wälzlager befindenden Schmierstoffs nur in geringem Maße zum Tragen (kleines  $\delta$ ). Der Term  $\beta \cdot F_r$  berücksichtigt die Auswirkung der Radiallast auf das entstehende Reibungsmoment.

Die in Gleichung (50a) einzusetzenden Werte für die Viskosität  $\nu$  sind nach der in Unterkapitel 4.4 beschriebenen, von der Temperatur abhängigen Methode zu berechnen. Die Schmierstofftemperatur im Inneren des Wälzlagers ist in der Regel nicht genau bekannt, jedoch darf nach [2], [74] oder [84] davon ausgegangen werden, dass der Schmierstoff bei mit Öl-Luft-Minimalmenge geschmierten Wälzlagern die Temperatur der Lagerringe annimmt. Folglich kommt für die Schmierstofftemperatur der in Unterkapitel 6.3 bestimmte Temperaturwert  $\vartheta_{B,o}$  des Außenrings zur Anwendung. Somit lassen sich über eine Minimierung der Fehlerquadratsumme

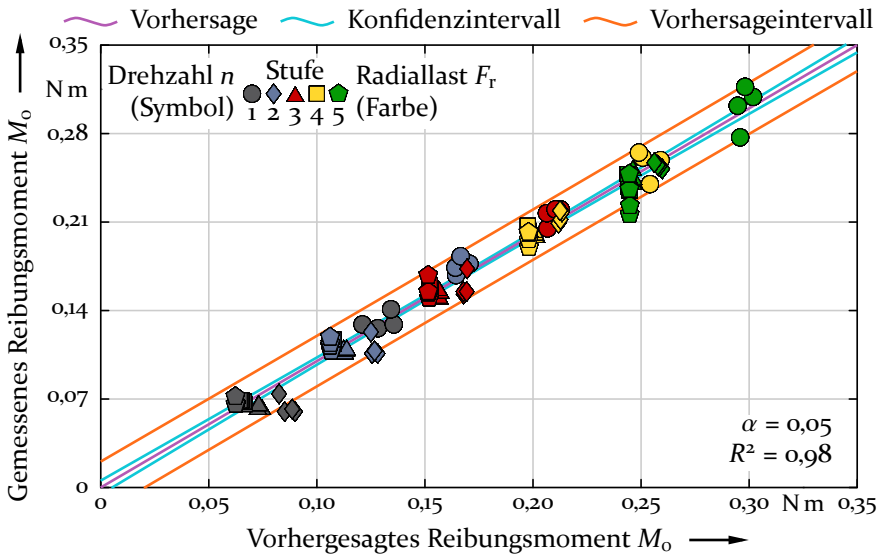


Bild 19: Gegenüberstellung des vorhergesagten und gemessenen Reibungsmoment  $M_o$  des Prüflagers für verschiedene Drehzahlen und Radiallasten.

die gesuchten Modellkonstanten der Regressionsgleichung computerunterstützt ermitteln:

$$\alpha = 0,272 \quad \beta = 0,012 \quad \gamma = 0,667 \quad \delta = 0,000\,005. \quad (50b)$$

Zur grafischen Veranschaulichung der Genauigkeit des erzeugten Berechnungsmodells des Reibungsmoments stellt Bild 19 dieses den experimentell ermittelten Messwerten gegenüber. Jeder der 100 Versuchspunkte ist entsprechend des nach Gleichung (50a) berechneten Reibungsmoments in horizontale Richtung und nach dem im Versuch gemessenen Reibungsmoment in vertikale Richtung in das Diagramm eingetragen.

Mit einem Bestimmtheitsmaß von 0,98 und gleichmäßig entlang der violetten Vorhersagelinie verteilten Messpunkten zeigt Bild 19 eine hervorragende Übereinstimmung des Vorhersagemodells mit den experimentellen Messungen. Anhand der Breite des orangen Vorhersageintervalls mit einer Irrtumswahrscheinlichkeit von 5 % lässt sich auf eine zu erwartende Streubreite weiterer experimenteller Messungen von 0,04 N m schließen.

Bild 20 und Bild 21 stellen den Funktionsverlauf des vorhergesagten und des gemessenen Reibungsmoments  $M_o$  über der Drehzahl  $n$ , beziehungsweise über der Radiallast  $F_r$  dar.

6 Reibungsverluste durch Axialschwingungen

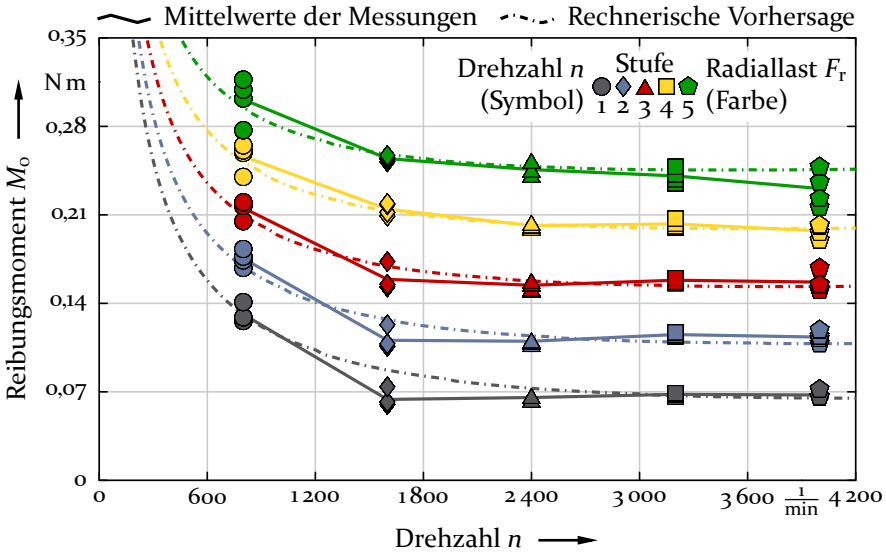


Bild 20: Rechnerische Vorhersage und experimentelle Messungen des Reibungsmoments  $M_o$  des Prüflagers in Abhängigkeit der Drehzahl  $n$  für verschiedene Radiallasten  $F_r$ .

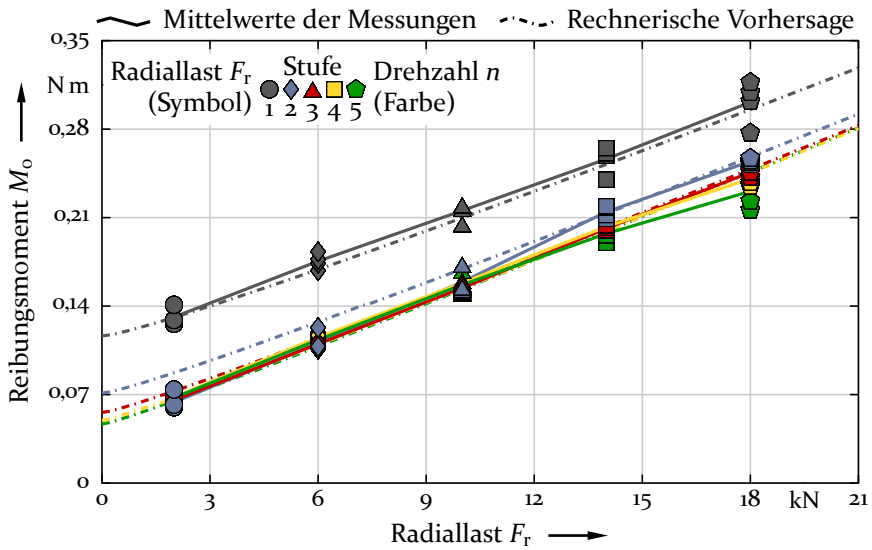


Bild 21: Rechnerische Vorhersage und experimentelle Messungen des Reibungsmoments  $M_o$  des Prüflagers in Abhängigkeit der Radiallast  $F_r$  für verschiedene Drehzahlen  $n$ .

Langsame Drehzahlen (800/min) resultieren in einem deutlichen Anstieg des Reibungsmoments. Drehzahlen oberhalb von 1600/min wirken sich hingegen kaum merklich auf das Reibungsmoment aus. Der in Gleichung (50a) definierte lineare Zusammenhang zwischen der Radiallast und dem Reibungsmoment erweist sich als gut zutreffend. Der Versuchspunkt mit einer Drehzahl von 4000/min und einer Radiallast von 18 kN zeigt eine etwas größere Streuung der Messwerte. Dies ist möglicherweise darauf zurückzuführen, dass sich für diesen Versuchspunkt aufgrund der höheren Temperatur nur ein Viskositätsverhältnis von  $\kappa = 3$  ergibt und eine Trennung der Kontaktflächen durch den Schmierstoff nicht vollständig gewährleistet ist.

Der in Gleichung (50a) verwendete Term  $\alpha \cdot \left(\frac{\nu}{n}\right)^\gamma$  führt zu einem exponentiellen Anstieg des Drehmoments für sehr kleine Drehzahlen, welcher nicht mit weiteren Versuchsergebnissen validiert ist und die tatsächlichen Verhältnisse möglicherweise nicht zutreffend widerspiegelt. Aus diesem Grund ist für Gleichung (50a) ein sinnvoller Gültigkeitsbereich, beispielsweise  $n \geq 800/\text{min}$ , zu definieren. Innerhalb des in Unterkapitel 6.2 definierten Faktorraums für Drehzahl und Radiallast zeigen Bild 20 und Bild 21 eine sehr gute Übereinstimmung der experimentellen Versuchsergebnisse mit dem Berechnungsmodell aus Gleichung (50a).

Für die gemessenen und berechneten Reibungsmomente  $M_o$  sind nun für die jeweiligen Drehzahlen  $n$  die Verlustleistungen  $P_o$  unter Zuhilfenahme des folgenden Zusammenhangs zu bestimmen:

$$P_o = 2\pi \cdot n \cdot M_o. \quad (51)$$

Das Einsetzen von Gleichung (50a) in Gleichung (51) liefert folglich ein nicht-lineares Regressionsmodell für die Reibungsverlustleistung  $P_o$ :

$$P_o = \alpha \cdot \nu^{2\gamma} \cdot n^\gamma + \beta \cdot F_r \cdot n + \delta \cdot n^2. \quad (52a)$$

Für die zugehörigen Modellkonstanten ergibt sich:

$$\alpha = 0,0285 \quad \beta = 0,0013 \quad \gamma = 0,3333 \quad \delta = 0,0000005. \quad (52b)$$

Die Genauigkeit des auf diese Weise ermittelten Berechnungsmodells für die Reibungsverlustleistung ist in Bild 22 durch Gegenüberstellung der 100 berechneten und experimentell gemessenen Messpunkte veranschaulicht. Im Vergleich zu Bild 19 zeigt sich ein geringfügig höheres Bestimmtheitsmaß

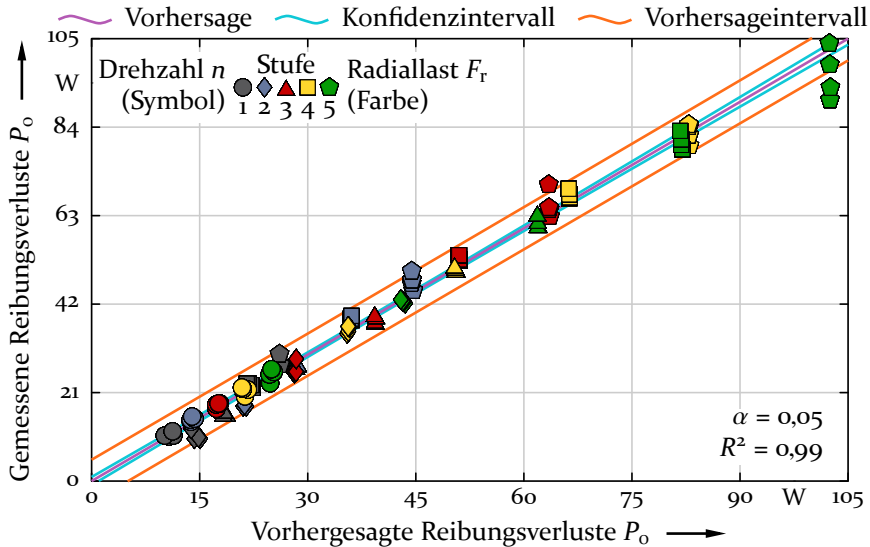


Bild 22: Gegenüberstellung des vorhergesagten und experimentell bestimmten Reibungsverlustleistung  $P_0$  des Prüflagers für verschiedene Drehzahlen und Radiallasten.

von 0,99. Dies ist auf die unterschiedlich starke Gewichtung der Abweichungen mit dem Faktor  $n$  in Gleichung (51) zurückzuführen. Aus der Breite des Vorhersageintervalls von etwa 10 W lässt sich schließen, dass in 95 % der Fälle die tatsächlichen Messungen der Reibungsverluste nicht mehr als 5 W vom Berechnungsmodell abweichen.

Zur Veranschaulichung des Funktionsverlaufs des in Gleichung (52a) definierten Regressionsmodells stellen Bild 23 und Bild 24 die Reibungsverlustleistung  $P_0$  über der Drehzahl  $n$  sowie der Radiallast  $F_r$  dar.

Bis auf den Eckpunkt des Versuchsplans mit einer Drehzahl von 4 000/min und einer Radiallast von 18 kN zeigen die experimentell bestimmten Reibungsverlustleistungen eine geringe Streuung und das Berechnungsmodell liegt innerhalb des Streubereichs jedes einzelnen Messpunkts. Damit eignen sich die Ergebnisse sehr gut, um im folgenden Unterkapitel den mathematischen Zusammenhang zwischen der Reibungsverlustleistung und der zugehörigen Erwärmung zu bestimmen.

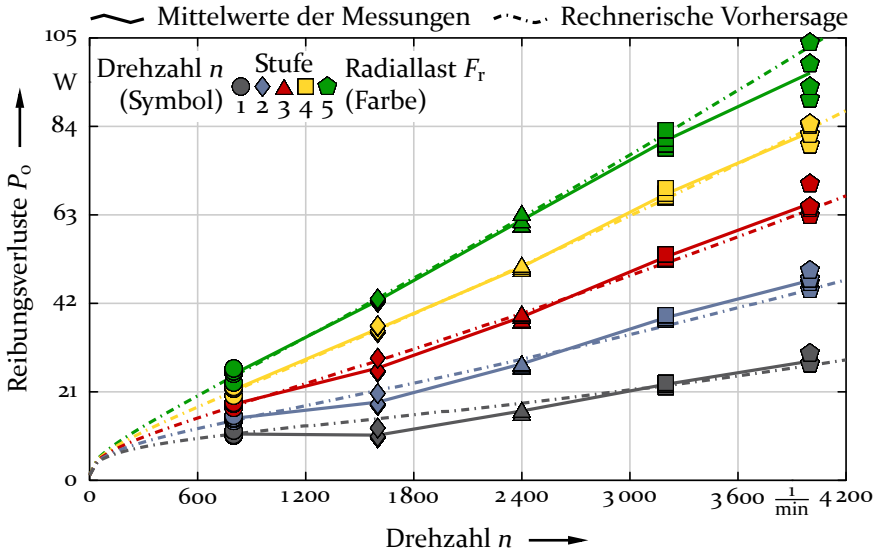


Bild 23: Rechnerische Vorhersage und experimentelle Messungen der Reibungsverlustleistung  $P_o$  des Prüflagers in Abhängigkeit der Drehzahl  $n$  für verschiedene Radiallasten  $F_r$ .

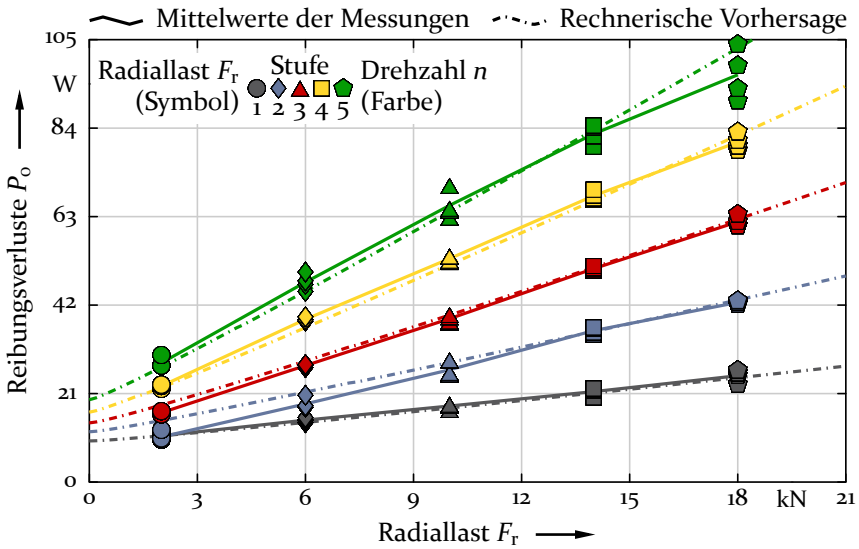


Bild 24: Rechnerische Vorhersage und experimentelle Messungen der Reibungsverlustleistung  $P_o$  des Prüflagers in Abhängigkeit der Radiallast  $F_r$  für verschiedene Drehzahlen  $n$ .

## 6.5 Reibungsverlust-Temperatur-Funktion

Die Reibungsverluste aufgrund von Axialschwingungen sind, wie anfangs erläutert, nicht direkt messbar, sondern nur über ein indirektes Verfahren quantifizierbar, welches sich den direkten Zusammenhang zwischen der Reibungsverlustleistung und der Erwärmung zu Nutze macht. Nachdem die vorangegangenen Unterkapitel 6.3 und 6.4 bereits das Temperaturverhalten beziehungsweise die Reibungsverluste bestimmen, liegt der Fokus dieses Unterkapitels darauf, den Zusammenhang zwischen Temperatur und Reibungsverlusten mathematisch zu beschreiben.

Ausgehend vom ersten Hauptsatz der Thermodynamik gilt unter der Bedingung des thermischen Beharrungszustands, dass die in Form von Reibungsverlusten ins Prüflager eingebrachte Leistung  $P_o$  der aus dem System abgeführten Wärmeleistung  $\dot{Q}_{ab}$  entspricht. Für den üblichen Bereich der Beharrungstemperatur eines Wälzlagers lassen sich, wie Kapitel 5 darlegt, die Reibungsverluste und abgeführte Wärmeleistung  $\dot{Q}_{ab}$  über eine lineare Funktion der Erwärmung  $\Delta\vartheta_{B,o}$  mit hinreichender Genauigkeit beschreiben. Es gilt:

$$P_o = \dot{Q}_{ab} = \Phi \cdot \Delta\vartheta_{B,o}. \quad (53a)$$

Um ausgehend von einer gemessenen Erwärmung des Prüflageraußenrings auf die aufgetretenen Reibungsverluste schließen zu können, ist im Folgenden der Faktor  $\Phi$  zu bestimmen. Unterkapitel 6.3 stellt hierzu 100 am Schwingungsprüfstand durchgeführte Messungen der Temperaturerhöhung  $\Delta\vartheta_{B,o}$  des Außenrings mit 25 Versuchspunkten aus fünf verschiedenen Last- und Drehzahlstufen mit jeweils vier Testläufen zur Verfügung. Unterkapitel 6.4 liefert dazu weitere 100 am Reibungsprüfstand durchgeführte Messungen der Reibungsverluste  $P_o$  mit identisch gewählten Versuchspunkten aus Last- und Drehzahlstufen.

Aufgrund der vergleichbaren thermischen Eigenschaften der Lagerungskonstruktionen führt die Verwendung des gleichen Schmierstoffs bei identischer Art der Schmierung zu sehr ähnlichen Betriebstemperaturen an beiden Prüfständen. Somit sind alle Anforderungen für eine Übertragbarkeit der experimentellen Messergebnisse untereinander erfüllt. Jedem Messwert der am Schwingungsprüfstand gemessenen Erwärmung  $\Delta\vartheta_{B,o}$  des Außenrings lässt sich folglich ein am Reibungsprüfstand ermittelter Messwert der Reibungsverluste  $P_o$  zuordnen. Größere Reibungsverluste führen zu höheren Erwärmungen, weshalb diese Zuordnung nach der

Höhe der gemessenen Erwärmung, beziehungsweise der ermittelten Reibungsverluste für die jeweiligen Versuchspunkte erfolgt. Damit ergeben sich 100 Wertepaare aus einer Erwärmung  $\Delta\vartheta_{B,0}$  und einer zugehörigen Reibungsverlustleistung  $P_o$ .

Erfahrungsgemäß zeigen Wälzlager während der Einlaufzeit geringfügig höhere Betriebstemperaturen und ein etwas höheres Reibungsmoment, weshalb, wie in Unterkapitel 6.2 beschrieben, an beiden Prüfständen vor den in Unterkapitel 6.3 und 6.4 dokumentierten Messungen der Beharrungstemperatur und des Reibungsmoments ein ausgiebiges Einlaufprogramm stattfindet. Hierbei wird jeder der 25 Versuchspunkte einmalig bis zum Erreichen der Beharrungstemperatur durchlaufen und die Erwärmung, beziehungsweise das Reibungsmoment aufgezeichnet.

Die zuvor absolvierte Laufzeit des Prüflagers findet in Gleichung (53a) keine Berücksichtigung. In Konsequenz muss der aufgestellte lineare Zusammenhang auch für die während der Einlaufzeit gewonnenen Messergebnisse Gültigkeit besitzen. Somit stehen weitere 25 Wertepaare aus Erwärmung und Reibungsverlustleistung für die Ermittlung des gesuchten Faktors  $\Phi$  zur Verfügung.

Zur experimentellen Bestimmung von  $\Phi$  ist die initiale, nachfolgend noch zu verifizierende Annahme zu treffen, dass die Art und Weise, wie Reibungsverluste im Wälzlager entstehen – beispielsweise durch niedrige Lasten und hoher Drehzahl oder durch hohe Lasten bei niedriger Drehzahl – unbedeutend ist und allein die Höhe der Reibungsverluste entscheidend ist für die resultierende Erwärmung. Damit folgt, dass sich hinter dem Faktor  $\Phi$  eine von Drehzahl und Radiallast unabhängige Konstante verbirgt. Diese lässt sich demzufolge mithilfe einer linearen Regression aus den experimentellen Messdaten berechnen. Durch eine Minimierung der Fehlerquadratsumme ergibt sich als optimiertes Ergebnis für  $\Phi$ :

$$\Phi = 2,033\,37. \quad (53b)$$

Bild 25 stellt das gefundene Vorhersagemodell (violette Linie) den 125 experimentell bestimmten Wertepaaren gegenüber, wobei die Temperaturerhöhungen  $\Delta\vartheta_{B,0}$  entlang der Abszisse und die Reibungsverluste  $P_o$  entlang der Ordinate aufgetragen sind.

Mit einem Bestimmtheitsmaß von 0,97 zeigt sich eine überzeugende Übereinstimmung zwischen der von der Drehzahl und der Radiallast unabhängigen Vorhersage und den Messwerten. Dies bedeutet, dass sich beispielsweise

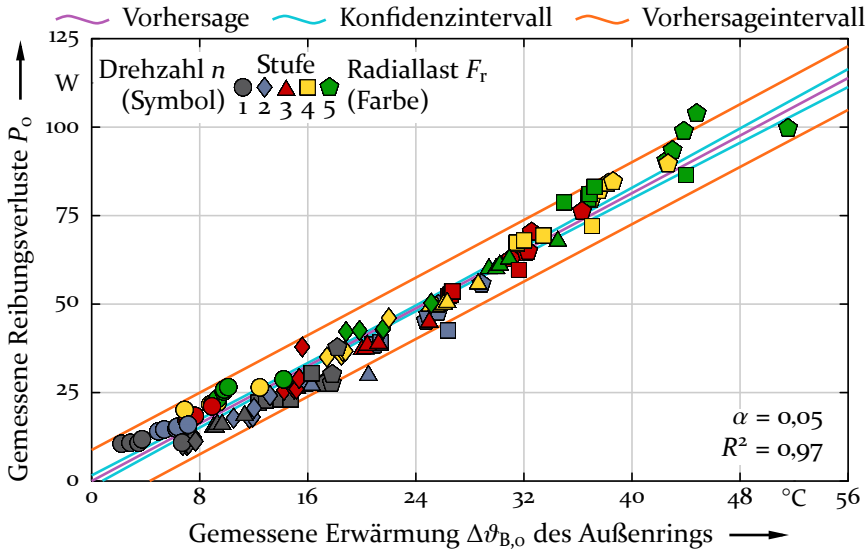


Bild 25: Gegenüberstellung der am Schwingungsprüfstand gemessenen Erwärmung  $\Delta\vartheta_{B,o}$  des Außenrings und der am Reibungsprüfstand ermittelten Reibungsverlustleistung  $P_o$  des Prüflagers.

durch höhere Drehzahlen erzeugte Zentripetalkräfte oder die von der Radiallast abhängige Größe der Lastzone nicht merklich auf die Erwärmung auswirken. Die getroffene Annahme, dass weder die Drehzahl noch die Radiallast einen signifikanten Einfluss auf  $\Phi$  zeigen, ist somit als zutreffend anzusehen.

Die beiden Faktoren Amplitude und Frequenz der Axialschwingungen besitzen im Vergleich zu den Faktoren Drehzahl und Last einen deutlich geringeren Einfluss auf das Betriebsverhalten eines Wälzlagers. Damit ist davon auszugehen, dass  $\Phi$  auch unabhängig von den Parametern Amplitude und Frequenz ist und für die durch Axialschwingungen erzeugten Reibungsverluste im weiteren Verlauf folgender Zusammenhang vorausgesetzt werden darf:

$$P_s = \Phi \cdot \Delta\vartheta_{B,s}, \quad (54a)$$

wobei für  $\Phi$  analog gilt:

$$\Phi = 2,03337. \quad (54b)$$

Je höher die Zahl an Messpunkten und je geringer deren Streuung, desto enger fällt das in Bild 25 hellblau dargestellte Konfidenzintervall aus. Mit

einer Breite des Konfidenzintervalls von durchschnittlich 2 W liegt der Fehler, der durch die Umrechnung von der Erwärmung auf die Reibungsverluste begangen wird, in 95 % der Fälle bei weniger als 1 W. Verglichen mit der in Unterkapitel 6.4 ermittelten Streubreite der experimentell bestimmten Reibungsverluste von 10 W ist dieser Fehler als durchaus vertretbar anzusehen.

Damit ist die gefundene Methode gut geeignet für den Einsatz im nachfolgenden Unterkapitel 6.6, um von gemessenen Temperaturerhöhungen aufgrund von Axialschwingungen auf die hierfür ursächlichen Reibungsverluste zu schließen.

## 6.6 Reibung und Temperatur mit Schwingungen

Axialschwingungen an Wälzlagern erzeugen hohe zusätzliche Reibungsverluste und führen zu einem deutlichen Anstieg der Beharrungstemperaturen. Dieses Unterkapitel befasst sich mit der experimentellen Untersuchung dieser Temperaturerhöhung und schließt mithilfe des in Unterkapitel 6.5 gefundenen Zusammenhangs auf die durch Axialschwingungen verursachten Reibungsverluste zurück.

Der vorgesehene Versuchsplan sieht hierzu für die Faktoren Amplitude  $a_s$  und Frequenz  $f_s$  der Axialschwingungen neben der schwingungsfreien Stufe vier weitere Stufen vor. Mit jeweils fünf Stufen für die Faktoren Drehzahl und Radiallast ergeben sich somit 400 durchzuführende Versuche mit Axialschwingungen. Die für jeden Versuchspunkt zu erfassenden Messgrößen sind die Temperatur des Außenrings in der Mitte der Lastzone sowie die Umgebungstemperatur nahe der Prüflagerung.

Zur Optimierung der erforderlichen Versuchslaufzeit erfolgt die Durchführung der Versuche in Form von Versuchsreihen aus fünf zeitlich unmittelbar aufeinanderfolgenden Versuchen, welche jeweils mit den in Unterkapitel 6.3 bereits dokumentierten schwingungsfreien Versuchspunkten ( $f_s = 0$ ) beginnen. Im Anschluss daran erfolgt viermal, jeweils nach Erreichen und kurzzeitigem Halten der Beharrungstemperatur, eine Erhöhung der Frequenz auf die nächste Stufe. Auf diese Weise lässt sich die insgesamt erforderliche Versuchslaufzeit um etwa 50 % verringern.

Bild 26 dokumentiert beispielhaft die Temperatur am Prüflageraußenring sowie der Umgebung während der kompletten Laufzeit der Versuchsreihe

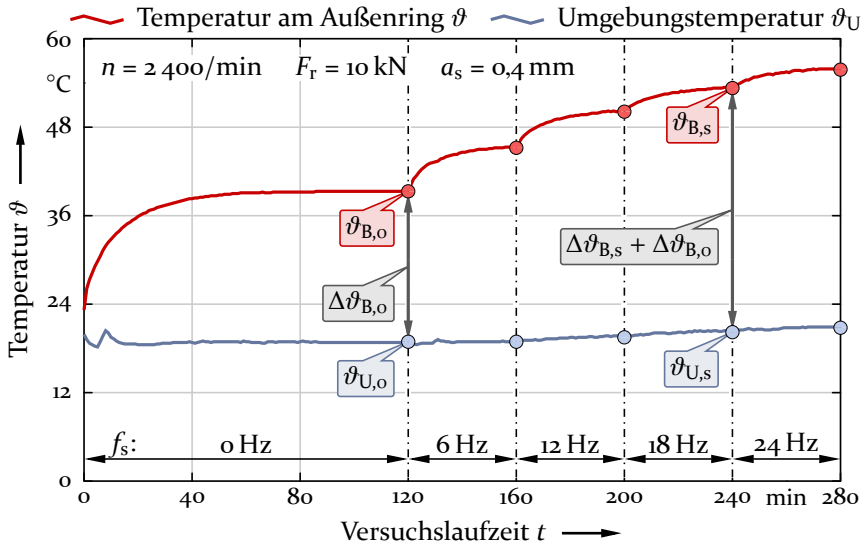


Bild 26: Verlauf der Temperaturen  $\vartheta$  des Außenrings und der Umgebung  $\vartheta_U$  am Schwingungsprüfstand über der Laufzeit einer Versuchsreihe bei schrittweise erhöhten Schwingfrequenzen  $f_s$ .

mit einer Drehzahl von 2 400/min, einer Radiallast von 10 kN sowie einer Amplitude von 0,4 mm.

Der erste Abschnitt der Versuchsreihe liefert den Referenzwert für die Erwärmung  $\Delta\vartheta_{B,0}$  ohne Schwingungen aus der Differenz der Außenringtemperatur  $\vartheta_{B,0}$  und der Umgebungstemperatur  $\vartheta_{U,0}$ :

$$\Delta\vartheta_{B,0} = \vartheta_{B,0} - \vartheta_{U,0} . \tag{55}$$

Am Ende jedes weiteren Abschnitts ist die gesuchte Zielgröße, die zusätzliche Erwärmung  $\Delta\vartheta_{B,s}$  des Außenrings aufgrund der Axialschwingungen, zu bestimmen über:

$$\Delta\vartheta_{B,s} = \vartheta_{B,s} - \vartheta_{U,s} - \Delta\vartheta_{B,0} . \tag{56}$$

Wie in Bild 26 zu erkennen ist, zeigen Axialschwingungen einen deutlichen Effekt auf die sich einstellende Beharrungstemperatur. Zur Beschreibung dieses Effekts in Form eines analytischen Berechnungsmodells kommt die Methode der nichtlinearen Regression zum Einsatz. Die hierzu erforderliche Modellgleichung ist definiert als:

$$\Delta\vartheta_{B,s} = a_s^\alpha \cdot f_s^\beta \cdot (\gamma + \delta \cdot F_r + \varepsilon \cdot n) . \tag{57a}$$

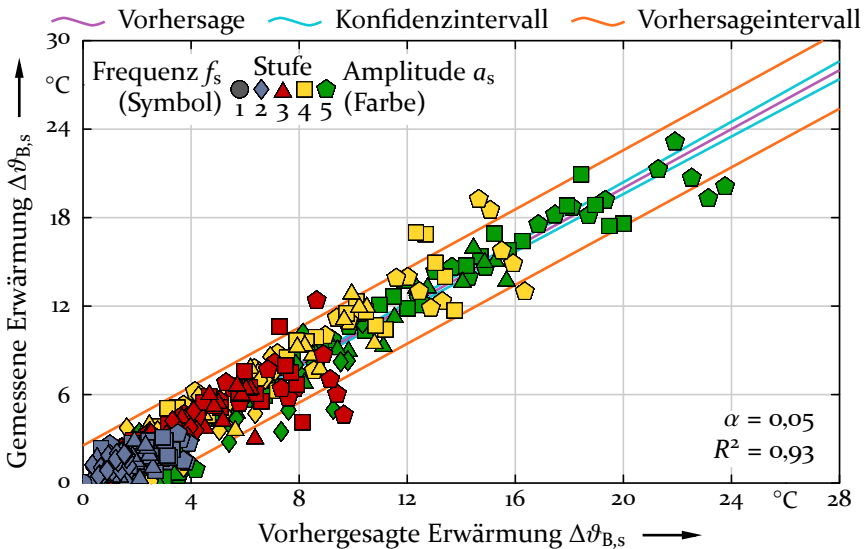


Bild 27: Gegenüberstellung der vorhergesagten und gemessenen Erwärmung  $\Delta\theta_{B,s}$  des Außenrings für verschiedene Drehzahlen, Lasten, Amplituden und Frequenzen.

Eine Erwärmung aufgrund von Axialschwingungen ist nur dann möglich, wenn sowohl die Amplitude  $a_s$  als auch die Frequenz  $f_s$  ungleich Null sind. Gleichung (57a) beschreibt dies in Form eines Produkts mit beiden Faktoren  $a_s$  und  $f_s$ . Aufgrund mehrerer nichtlinearer Einflüsse, wie Trägheitskräfte oder das Verhalten des Schmierstoffs, ist zu erwarten, dass zwischen der Erwärmung und den Axialschwingungen ebenfalls ein nichtlinearer Zusammenhang vorliegt. Dies ist über die Exponenten  $\alpha$  und  $\beta$  berücksichtigt. Der Faktor  $\gamma$  übernimmt hierbei die Skalierung der Funktion. Es ist zu erwarten, dass sich Axialschwingungen umso drastischer auf die Reibungsverluste auswirken, je höher die Radiallast  $F_r$  ist. Diese Wechselwirkung fließt in Gleichung (57a) über den Faktor  $\delta \cdot F_r$  ein. Auftretende Wechselwirkungen der Drehzahl  $n$  sind analog über den Faktor  $\varepsilon \cdot n$  einbezogen.

Aus einer computerunterstützten Minimierung der Fehlerquadratsumme resultieren folgende Konstanten für die in Gleichung (57a) aufgestellte Regressionsgleichung:

$$\alpha = 1,306 \quad \beta = 0,605 \quad \gamma = 2,163 \quad \delta = 0,542 \quad \varepsilon = -0,000378. \quad (57b)$$

Bild 27 stellt die mit dem Regressionsmodell vorhergesagten Werte den 400 experimentellen Messungen gegenüber. Die symmetrische Verteilung der Messpunkte um die Vorhersagelinie und das Bestimmungsmaß von

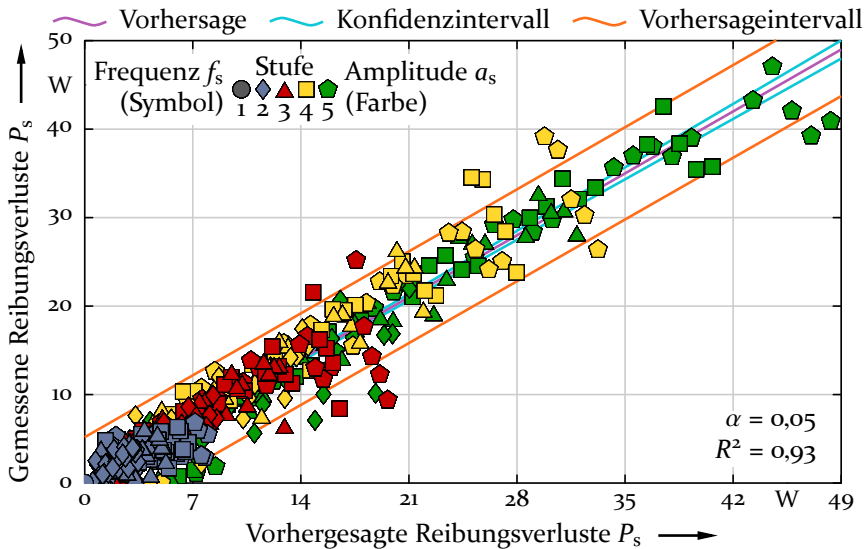


Bild 28: Gegenüberstellung der vorhergesagten und experimentell ermittelten Reibungsverluste  $P_s$  für verschiedene Drehzahlen, Lasten, Amplituden und Frequenzen.

0,93 lässt eine sehr gute Übereinstimmung des Vorhersagemodells mit den Versuchen erkennen. Mit einer Breite des Vorhersageintervalls von 5 °C liegt die Streuung der Messwerte mit Schwingungen höher als die Streuung der Messwerte ohne Schwingungen. Da mit den Schwingungen zwei zusätzliche Faktoren die Steuerung beeinflussen, ist dies so zu erwarten.

Im nächsten Schritt sind die für die Temperaturerhöhungen  $\Delta\vartheta_{B,s}$  verantwortlichen Reibungsverluste  $P_s$  mithilfe des in Unterkapitel 6.5 bestimmten Zusammenhangs zu ermitteln. Aus Gleichung (57a) und Gleichung (54a) ergibt sich somit die Modellgleichung für die Reibungsverluste  $P_s$ :

$$P_s = a_s^\alpha \cdot f_s^\beta \cdot (\gamma + \delta \cdot F_r + \varepsilon \cdot n) . \quad (58a)$$

Für die Modellkonstanten folgt nach Gleichung (57b) und Gleichung (54b) demnach:

$$\alpha = 1,306 \quad \beta = 0,605 \quad \gamma = 4,398 \quad \delta = 1,102 \quad \varepsilon = -0,000769 . \quad (58b)$$

Das in Bild 28 orange dargestellte Vorhersageintervall der Reibungsverluste liegt mit einer Streubreite von etwa 10 W in der gleichen Größenordnung wie die Streubreite der in Unterkapitel 6.4 bestimmten Reibungsverluste ohne Schwingungen.

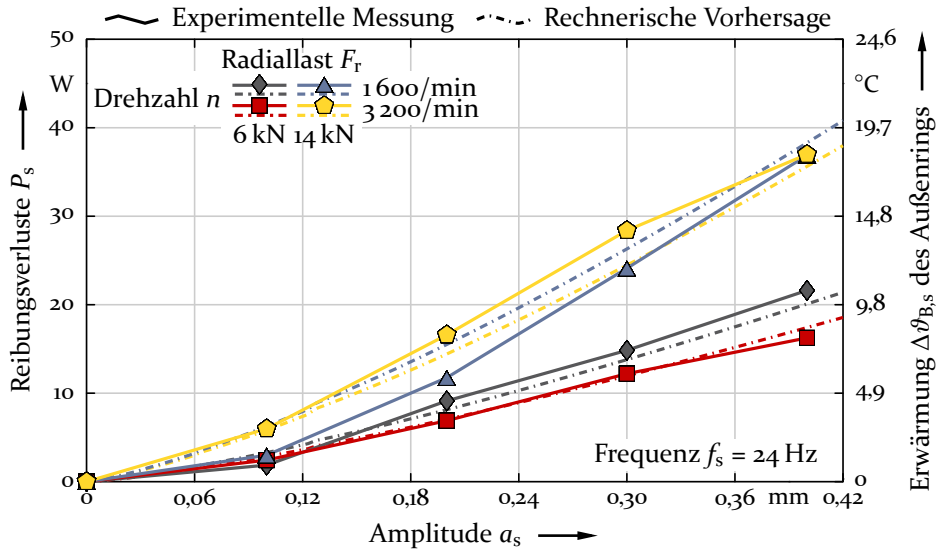


Bild 29: Gemessene und berechnete Reibungsverluste  $P_s$  sowie Erwärmungen  $\Delta\theta_{B,s}$  durch Axialschwingungen über der Amplitude  $a_s$  für verschiedene Drehzahlen und Radiallasten.

Zur Veranschaulichung der Einflüsse der Amplitude und der Frequenz der Axialschwingungen sowie deren Wechselwirkungen mit der Drehzahl und der Radiallast zeigen Bild 29 und 30 beispielhaft die gemessenen und berechneten Reibungsverluste und Erwärmungen in Abhängigkeit der Amplitude beziehungsweise der Frequenz für zwei verschiedene Drehzahlen und Radiallasten.

Hierbei zeigt sich ein deutlicher Unterschied zwischen den Effekten von Amplitude und Frequenz. Die Kurven über der Amplitude zeigen einen eher parabelförmigen Verlauf, die Kurven über der Frequenz verlaufen eher logarithmisch. Im Berechnungsmodell entstehen diese Verläufe durch die Wahl von  $\alpha = 1,306$  und  $\beta = 0,605$ . Dies verdeutlicht, dass eine Charakterisierung von Axialschwingungen über die Schwinggeschwindigkeit als Produkt aus Amplitude und Frequenz nicht ausreichend ist.

In Bild 29 und 30 ist außerdem eine ausgeprägte Wechselwirkung mit der Radiallast zu erkennen. Höhere Radiallasten resultieren in deutlich höheren Reibungsverlusten. Hinsichtlich der Drehzahl zeigt sich ein gegensätzlicher Effekt. Mit höheren Drehzahlen sind sinkende Reibungsverluste zu beobachten, allerdings wirkt sich dieser Effekt deutlich schwächer aus als der Effekt der Radiallast.

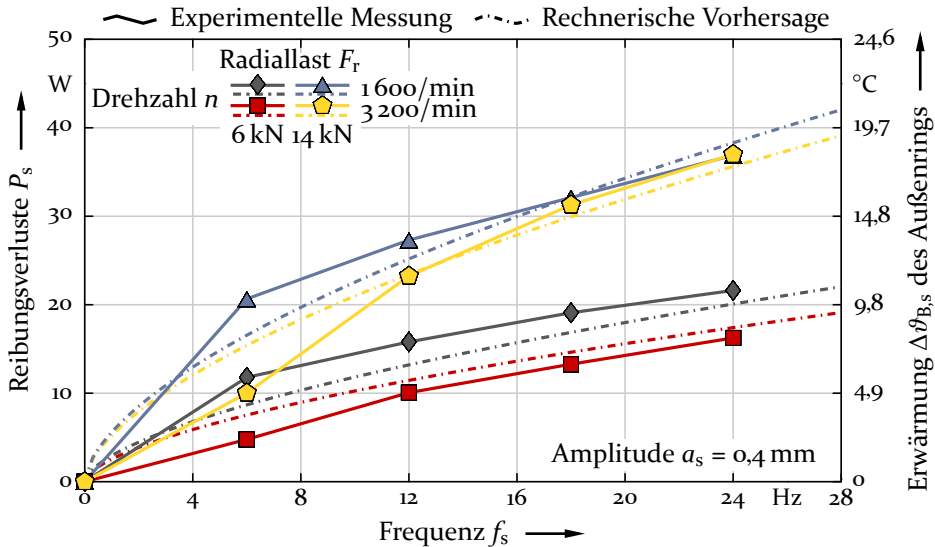


Bild 30: Gemessene und berechnete Reibungsverluste  $P_s$  sowie Erwärmungen  $\Delta\theta_{B,s}$  durch Axialbewegungen über der Frequenz  $f_s$  für verschiedene Drehzahlen und Radiallasten.

Aus den Messergebnissen geht insgesamt hervor, dass Axialbewegungen zu einer deutlichen Erhöhung der Reibungsverluste führen können. Dabei wirkt, wie in Unterkapitel 6.1 angesprochen, jedoch nur ein Teil dieser Reibungsverluste der Rotation des Lagers entgegen. Auf der somit notwendigen Unterscheidung in einen axialen und einen rotatorischen Anteil liegt der Fokus der folgenden Unterkapitel 6.7 und 6.8.

### 6.7 Axiale Reibungsverluste

Axialbewegungen der Welle erzeugen axial gerichtete Reibungskräfte zwischen der Innenlaufbahn und den sich innerhalb der Lastzone befindlichen Wälzkörpern. Diese Axialkräfte übertragen sich über die Laufbahn und die Borde des Außenrings auf das Lagergehäuse. Die experimentelle Bestimmung und mathematische Beschreibung dieser Axialkräfte ist die Aufgabe dieses Unterkapitels.

Der Schwingungsprüfstand ist hierzu, wie Unterkapitel 3.1 beschreibt und Bild 4 zeigt, mit vier symmetrisch am Prüflagergehäuse angebrachten, vorgespannten piezoelektrischen Kraftsensoren ausgestattet. Bild 31 stellt die insgesamt durch Axialbewegungen erzeugten Reibungskräfte  $F_{s,ax}$  und die jeweils an den vier Sensoren gemessenen Kräfte  $F_1, F_2, F_3$  und  $F_4$  in Form eines Kräfteschaubilds dar.

Die Aufstellung eines Kräftegleichgewichts ermöglicht die Berechnung von  $F_{s,ax}$  aus den Sensordaten an einem beliebigen Zeitpunkt  $t$ :

$$F_{s,ax}(t) = F_1(t) + F_2(t) - F_3(t) - F_4(t) . \quad (59)$$

Die Dynamik der Axialbewegungen führt zu stark schwankenden Axialkräften im Verlauf jeder Schwingungsperiode. Die Quantifizierung der Axialkraft  $F_{s,ax}(t)$  für eine definierte Faktorkombination erfolgt deshalb über eine Mittelung der Messungen in einem Zeitintervall  $t_M$ :

$$F_{s,ax} = \frac{1}{t_M} \int_0^{t_M} |F_{s,ax}(t)| dt . \quad (60)$$

Für die Dauer des Messintervalls  $t_M$  hat sich ein Wert von 10 s als geeignet erwiesen. Mit der zu diesem Zweck am Schwingungsprüfstand vorgesehene Messfrequenz von 1 kHz resultiert dies in 10 000 Werten je Messung. Bild 32 vergleicht beispielhaft Auszüge der Messsignale der vier Sensoren ohne (links) und mit (rechts) Axialbewegungen über der Zeit  $t$  bei einer Drehzahl  $n$  von 2 400/min und einer Radiallast  $F_r$  von 10 kN sowie einer Amplitude  $a_s$  von 0,4 mm und einer Frequenz  $f_s$  von 24 Hz für die Axialbewegungen.

Entsprechend dem in Gleichung (59) aufgestellten Kräftegleichgewicht zeigen die Axialkräfte  $F_1$  und  $F_2$  gegensätzliche Vorzeichen zu  $F_3$  und  $F_4$ . Im schwingungsfreien Fall erscheint das Signal unregelmäßig und nicht vorhersehbar, mit Schwingungen ist eine deutlich ausgeprägte Sinusform erkennbar. Die leichte Verschiebung aus der Mittellage ist auf den Vorspannprozess der Sensoren zurückzuführen, beeinflusst die weiteren Ergebnisse jedoch nicht, da Gleichung (59) diese herausrechnet.

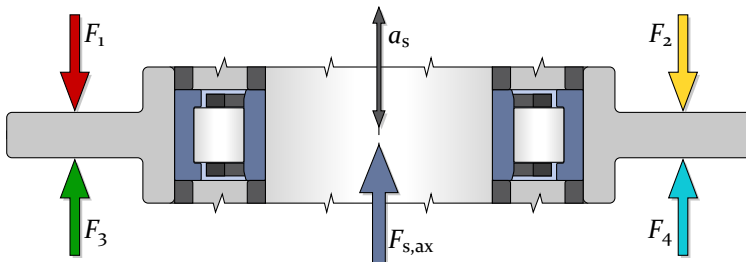


Bild 31: Kräftegleichgewicht am Prüflager zwischen der durch Axialbewegungen  $a_s$  der Welle erzeugten Kraft  $F_{s,ax}$  und den von vier Piezosensoren entgegengerichteten Kräften  $F_1$ ,  $F_2$ ,  $F_3$  und  $F_4$ .

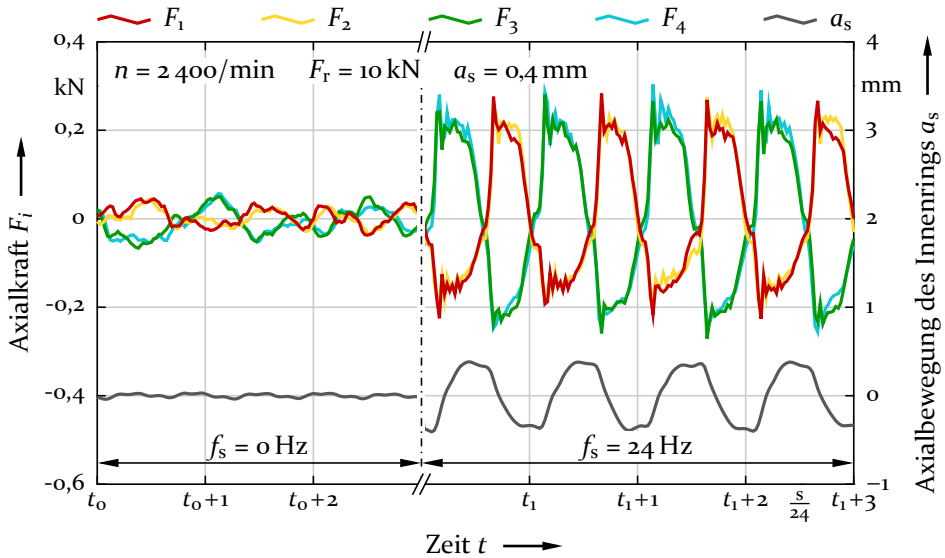


Bild 32: Axialkräfte  $F_1, F_2, F_3$  und  $F_4$  an den vier Sensoren des Prüflagergehäuses und Axialbewegung  $a_s$  der Prüflagerwelle ohne (links) und mit (rechts) Axialbewegungen über der Zeit.

Das Maximum der Axialkräfte tritt bei minimaler Auslenkung, beziehungsweise höchster Schwinggeschwindigkeit auf. An den Umkehrpunkten der Axialbewegungen liegen die entstehenden Kräfte nahe Null. Dies zeigt, dass die Reibung zwischen Innenring und Wälzkörpern ursächlich für die Axialkräfte ist und nicht etwa die Massenträgheit des Systems.

Die zu beobachtenden Axialkräfte  $F_{0,ax}$  im schwingungsfreien Fall sind auf das Auftreten von Axial Schub zurückzuführen. Dieser entsteht insbesondere bei Rollenlagern durch Schiefstellung der Wälzkörper in den Käfigtaschen und wird sowohl von der Drehzahl als auch der Radiallast beeinflusst. Die Quantifizierung der Kräfte aufgrund des Axialschubs erfolgt nach dem gleichen Prinzip mithilfe von Gleichung (59) und Gleichung (60).

Die gesuchte Zielgröße, die von den Axialbewegungen erzeugte Erhöhung  $\Delta F_{s,ax}$  der Axialkräfte, berechnet sich damit als:

$$\Delta F_{s,ax} = F_{s,ax} - F_{0,ax} . \tag{61}$$

Somit sind im Rahmen des experimentellen Versuchsprogramms die Axialkräfte  $F_{0,ax}$  ohne Schwingungen für alle 25 Faktorkombinationen aus

Radiallast und Drehzahl zu bestimmen. Für die 400 definierten Versuchspunkte mit überlagerten Axialschwingungen erfolgt die Ermittlung der Axialkräfte  $F_{s,ax}$  nach dem gleichen Prinzip.

Zur mathematischen Beschreibung der Erhöhung der Axialkräfte durch Schwingungen kommt erneut die Methode der nichtlinearen Regression zum Einsatz. Dabei ist es naheliegend, eine Modellgleichung zugrunde zu legen, die dem Regressionsmodell für die gesamten Reibungsverluste in Unterkapitel 6.6 ähnelt. In Anlehnung an Gleichung (57a) ist diese somit definiert über:

$$\Delta F_{s,ax} = a_s^\alpha \cdot f_s^\beta \cdot (\gamma + \delta \cdot F_r + \varepsilon \cdot n) . \quad (62a)$$

Axialkräfte aufgrund von Schwingungen entstehen ausschließlich dann, wenn sowohl für die Amplitude  $a_s$  als auch die Frequenz  $f_s$  ein Wert größer Null gewählt ist. Diese Bedingung erfüllt Gleichung (57a) in Form eines Produkts der beiden Faktoren  $a_s$  und  $f_s$ . Eine passende Skalierung des Modells ist durch den Faktor  $\gamma$  gewährleistet.

Analog zu Unterkapitel 6.6 ist auch bei den Axialkräften mit einem nichtlinearen Effekt der Axialschwingungen zu rechnen. Dies findet über die Exponenten  $\alpha$  und  $\beta$  in Gleichung (57a) Berücksichtigung. Auftretende Wechselwirkungseffekte mit der Radiallast oder der Drehzahl sind linear über die Terme  $\delta \cdot F_r$  beziehungsweise  $\varepsilon \cdot n$  einbezogen. Durch Minimierung der Fehlerquadratsumme finden sich folgende Konstanten für die in Gleichung (62a) aufgestellte nichtlineare Regressionsgleichung:

$$\alpha = 0,928 \quad \beta = 0,387 \quad \gamma = 0,045 \quad \delta = 0,027 \quad \varepsilon = -0,000\,038 . \quad (62b)$$

Das gefundene Regressionsmodell ist in Bild 33 den experimentell gemessenen Axialkräften gegenübergestellt. Es ist erkennbar, dass das Regressionsmodell die Frequenz und größere Amplituden zufriedenstellend abbildet. Für kleine Amplituden ( $\leq 0,2$  mm) liegen die berechneten Axialkräfte jedoch höher als die gemessenen. Dies führt zu einer vergleichsweise geringeren Modellgüte mit einem Bestimmtheitsmaß von 0,83 und einem etwas breiteren Vorhersageintervall von 0,35 kN. Die Abweichung bei kleinen Amplituden manifestiert sich ebenfalls in Bild 34, welches gemessene und berechnete Axialkräfte über der Amplitude darstellt. Während die berechnete Funktion über dem kompletten Bereich der Amplitude rechts gekrümmt verläuft, zeigt der experimentell gemessene Verlauf einen Wechsel von Links- auf Rechtskrümmung.

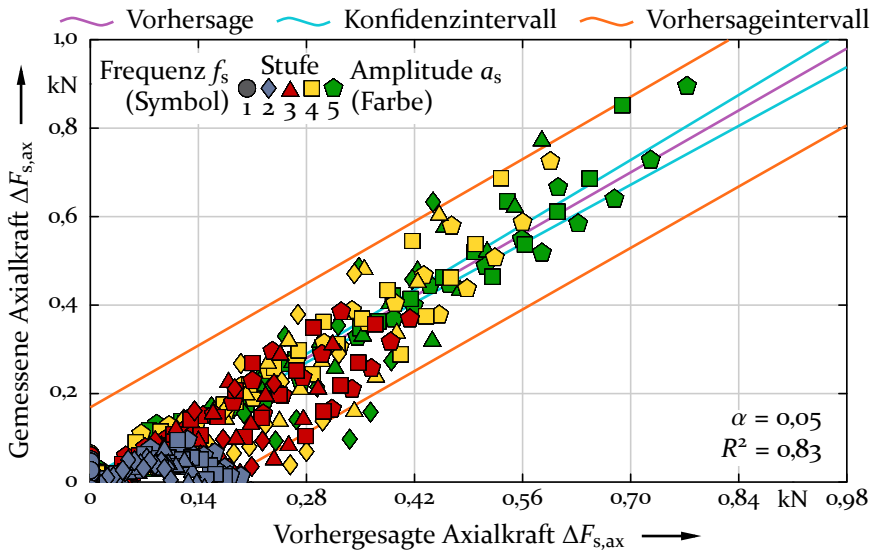


Bild 33: Gegenüberstellung der vorhergesagten und gemessenen Axialkräfte  $\Delta F_{s,ax}$  durch Axialbewegungen für verschiedene Drehzahlen, Lasten, Amplituden und Frequenzen.

Die wahrscheinlichste Hypothese zur Ursache basiert auf einem vermuteten Zusammenhang mit dem Axialspiel zwischen den Borden des Außenrings und den Stirnflächen der Wälzkörper. Für das zum Einsatz kommende Prüflager NU 210 beträgt dieses in etwa 0,1 mm. Mit einem Richtungswechsel der Axialbewegung des Innenrings beginnen die Wälzkörper zum gegenüberliegenden Bord zu driften. Während dieser Zeit ist die übertragbare Reibungskraft geringer. Erst wenn die Wälzkörper am Außenringbord anliegen, übertragen sie die Reibungskräfte in vollem Umfang an die Sensorik. Bei kleinen Schwingungsamplituden in der Größenordnung des Axialspiels bewegen sich die Wälzkörper fast ausschließlich zwischen den Borden und es entstehen somit kaum zusätzliche Axialkräfte. Die Ausstattung des Prüfstands ermöglicht keine genaueren Untersuchungen zur Ursache, weshalb der Einfluss des Axialspiels als nicht validierte Hypothese zu betrachten ist.

Bild 35 stellt die gemessenen und berechneten Axialkräfte für jeweils zwei Lasten und Drehzahlen über der Frequenz dar und zeigt, dass das Modell den Einfluss der Frequenz gut zutreffend beschreibt. Sowohl Bild 34 als auch Bild 35 belegen einen deutlichen, verstärkend auf die Axialkraft wirkenden Effekt der Radiallast sowie einen leicht negativen Effekt mit steigenden Drehzahlen.

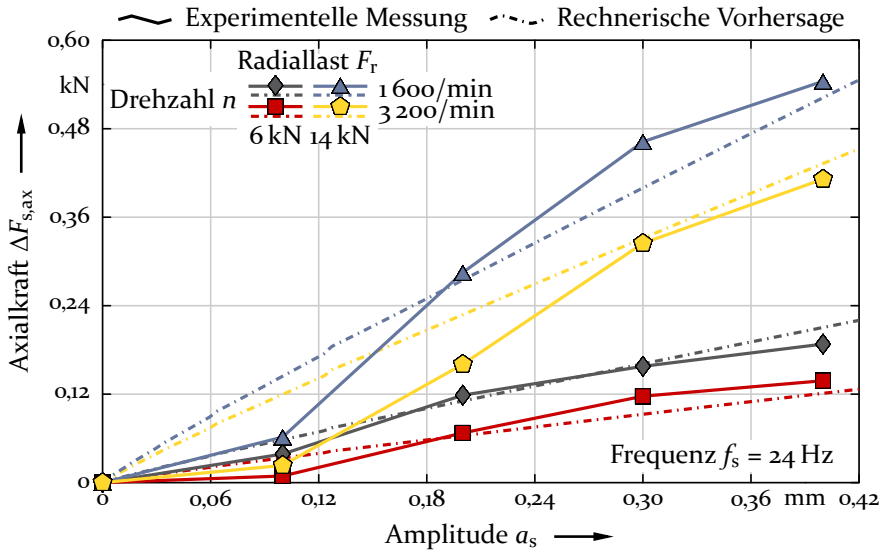


Bild 34: Gemessene und berechnete Axialkräfte  $\Delta F_{s,ax}$  durch Axialschwingungen über der Amplitude  $a_s$  für verschiedene Drehzahlen und Radiallasten.

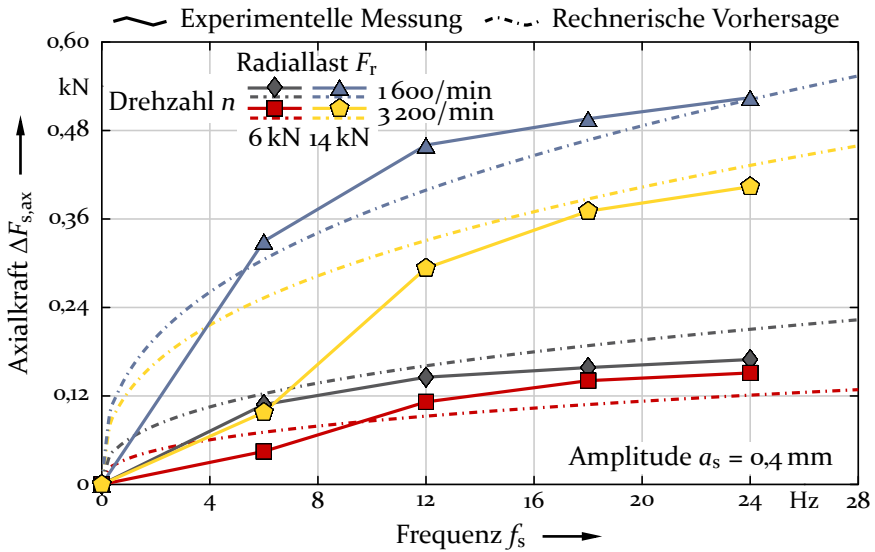


Bild 35: Gemessene und berechnete Axialkräfte  $\Delta F_{s,ax}$  durch Axialschwingungen über der Frequenz  $f_s$  für verschiedene Drehzahlen und Radiallasten.

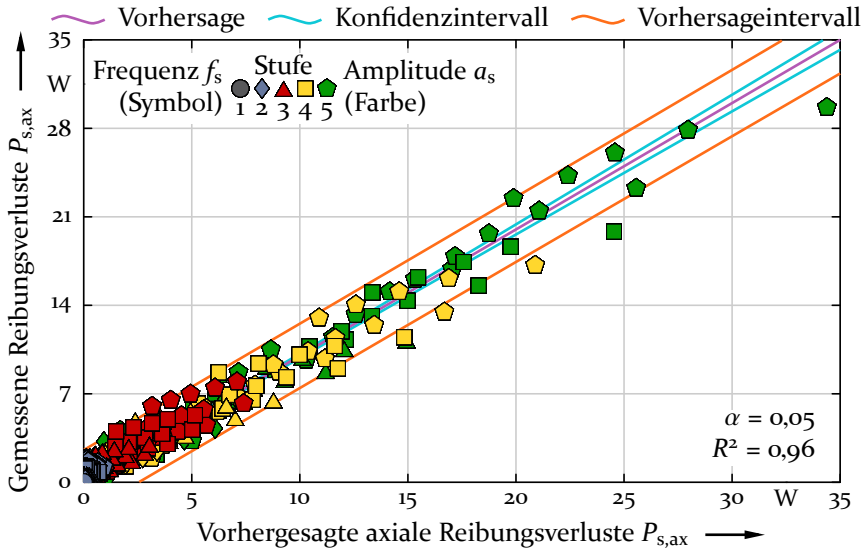


Bild 36: Gegenüberstellung der vorhergesagten und gemessenen axialen Reibungsverluste  $P_{s,ax}$  durch Axialschwingungen für verschiedene Drehzahlen, Lasten, Amplituden und Frequenzen.

Aus den gemessenen und berechneten Axialkräften  $\Delta F_{s,ax}$  sowie den jeweiligen Amplituden  $a_s$  und Frequenzen  $f_s$  der Axialschwingungen sind im nächsten Schritt die jeweiligen Reibungsverluste  $P_{s,ax}$  zu bestimmen. Hierzu kommt folgender Zusammenhang zur Anwendung:

$$P_{s,ax} = 4 \cdot a_s \cdot f_s \cdot \Delta F_{s,ax} . \quad (63)$$

Das Einsetzen von Gleichung (62a) in Gleichung (63) liefert somit für die Reibungsverluste  $P_{s,ax}$ :

$$P_{s,ax} = a_s^\alpha \cdot f_s^\beta \cdot (\gamma + \delta \cdot F_r + \varepsilon \cdot n) . \quad (64a)$$

Für die Modellkonstanten ergibt sich hierbei:

$$\alpha = 1,928 \quad \beta = 1,387 \quad \gamma = 0,180 \quad \delta = 0,108 \quad \varepsilon = -0,000152 . \quad (64b)$$

Zur Demonstration der aus Gleichung (64a) resultierenden Modellgüte stellt Bild 36 die experimentell bestimmten Reibungsverluste den rechnerischen Vorhersagen gegenüber. Mit einem Bestimmtheitsmaß von 0,96 und einer Breite des Vorhersageintervalls von etwa 5 W zeigt das in Gleichung (64a) bestimmte Regressionsmodell einen deutlich höheren Grad der

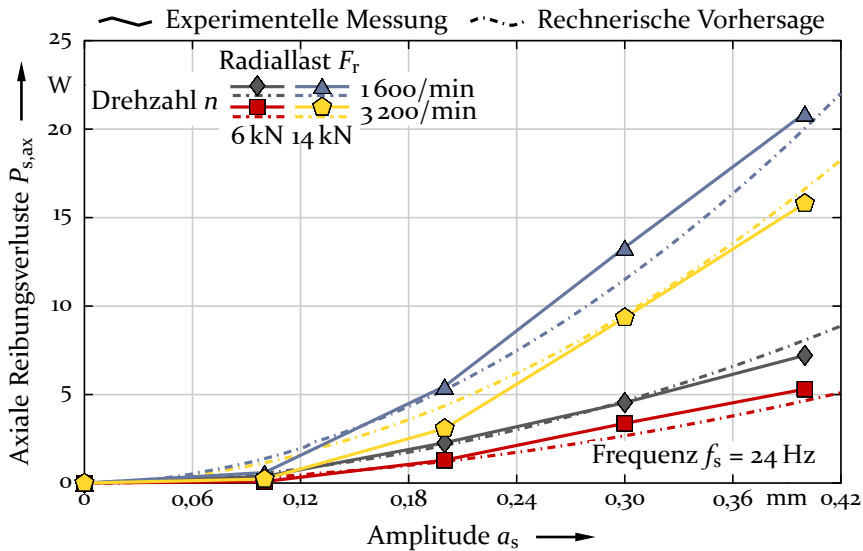


Bild 37: Gemessene und berechnete axiale Reibungsverluste  $P_{s,ax}$  durch Axialschwingungen über der Amplitude  $a_s$  für verschiedene Drehzahlen und Radiallasten.

Übereinstimmung als das in Gleichung (62a) aufgestellte Modell. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Umrechnung in Gleichung (63) die von Gleichung (62a) unzureichend beschriebenen Versuchspunkte mit kleinen Amplituden und niedrigen Axialkräften (blaue Messpunkte) deutlich schwächer gewichtet als die zutreffend abgebildeten Versuchspunkte mit großen Amplituden und hohen Axialkräften. Axialschwingungen mit Amplituden im Bereich des Axialspiels führen damit zu keiner signifikanten Erhöhung der axialen Reibungsverluste.

Zur Veranschaulichung des Funktionsverlaufs der axialen Reibungsverluste  $P_{s,ax}$  von Gleichung (64a) zeigen die Bilder 37 und 38 diesen über der Amplitude  $a_s$  beziehungsweise der Frequenz  $f_s$ .

Nach wie vor ist der verstärkende Effekt der Radiallast und der abschwächende Effekt der Drehzahl zu erkennen. Ebenfalls ist ersichtlich, dass eine Erhöhung der Amplitude zu einem steileren Anstieg führt als eine Erhöhung der Frequenz ( $\alpha > \beta$ ).

Damit ist das gesuchte Regressionsmodell zur Berechnung der axialen Reibungsverluste gefunden. Das nun folgende Unterkapitel 6.8 setzt dieses zur Bestimmung der rotatorischen Reibungsverluste ein.

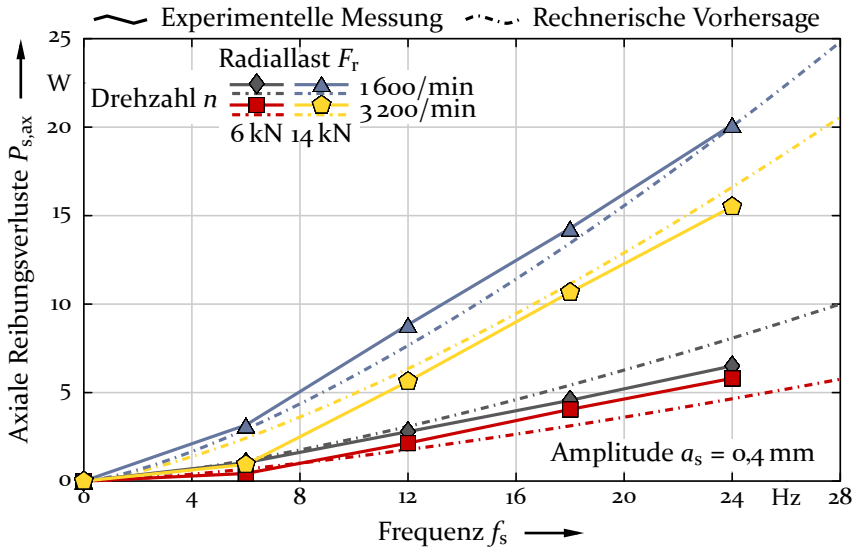


Bild 38: Gemessene und berechnete axiale Reibungsverluste  $P_{s,ax}$  durch Axialschwingungen über der Frequenz  $f_s$  für verschiedene Drehzahlen und Radiallasten.

## 6.8 Rotatorische Reibungsverluste

Die durch Axialschwingungen erzeugten Reibungsverluste setzen sich aus zwei Komponenten zusammen – den axialen und den rotatorischen Reibungsverlusten. Der rotatorische Anteil wirkt der Drehbewegung des Wälzlagers entgegen und beeinflusst damit unmittelbar das Reibungsmoment. Die Bestimmung dieser rotatorischen Reibungsverluste sowie den dadurch bedingten Anstieg des Reibungsmoments ist die Zielsetzung dieses Unterkapitels.

Wie zuvor in Unterkapitel 6.1 erläutert, ist der rotatorische Anteil der Reibungsverluste aufgrund von Axialschwingungen nicht in direkter Weise messbar. Er lässt sich jedoch aus den gesamten Reibungsverlusten  $P_s$  durch Axialschwingungen und dem axialen Reibungsanteil  $P_{s,ax}$  berechnen:

$$P_{s,rot} = P_s - P_{s,ax} . \tag{65}$$

Die Bestimmung der gesamten Reibungsverluste  $P_s$  aufgrund von Axialschwingungen erfolgt hierbei mit dem in Unterkapitel 6.6 entwickelten Regressionsmodell nach Gleichung (58a). Für die Berechnung des axialen Anteils der Reibungsverluste  $P_{s,ax}$  kommt das in Unterkapitel 6.7 beschriebene Regressionsmodell nach Gleichung (64a) zur Anwendung. Zur Evaluierung des auf diese Weise erzeugten Regressionsmodells zeigt Bild 39

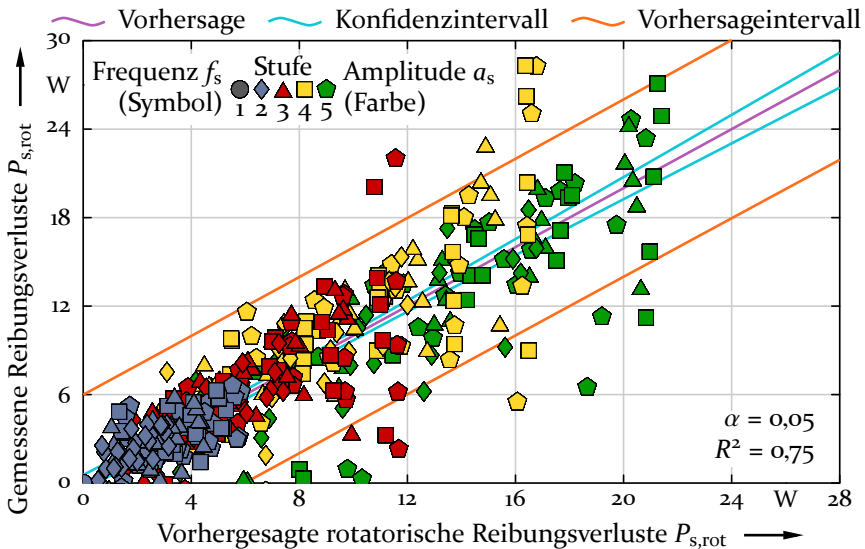


Bild 39: Gegenüberstellung der vorhergesagten und gemessenen rotatorischen Reibungsverluste  $P_{s,rot}$  durch Axialschwingungen für verschiedene Drehzahlen, Lasten, Amplituden und Frequenzen.

eine Gegenüberstellung der experimentell bestimmten Reibungsverluste und den rechnerisch ermittelten Werten für verschiedene Drehzahlen, Radiallasten, Amplituden und Frequenzen.

Mit einem Bestimmtheitsmaß von 0,75 und einer Breite des orangen Vorhersageintervalls von etwa 12 W weist das gefundene Regressionsmodell eine größere Streuung auf, als die Modelle für die gesamten Reibungsverluste oder den axialen Reibungsanteil. Dies ist auf die in Gleichung (65) durchgeführte Subtraktion zurückzuführen.

Eine Addition oder Subtraktion von zwei statistisch streuenden Messgrößen liefert grundsätzlich eine Streubreite, die deutlich größer ist als die einzeln betrachteten Streubreiten der beiden Messgrößen. Demzufolge sagt das orange Vorhersageintervall in diesem Fall nur wenig darüber aus, wie adäquat die gefundene Regressionsgleichung den tatsächlichen Zusammenhang widerspiegelt, sondern lediglich, mit welchen Abweichungen eines Messwerts von der rechnerischen Vorhersage bei weiteren Experimenten zu rechnen ist.

Wie gut das gefundene Regressionsmodell die wahren Zusammenhänge widerspiegelt, lässt sich an der Verteilung der Messwerte um die violette

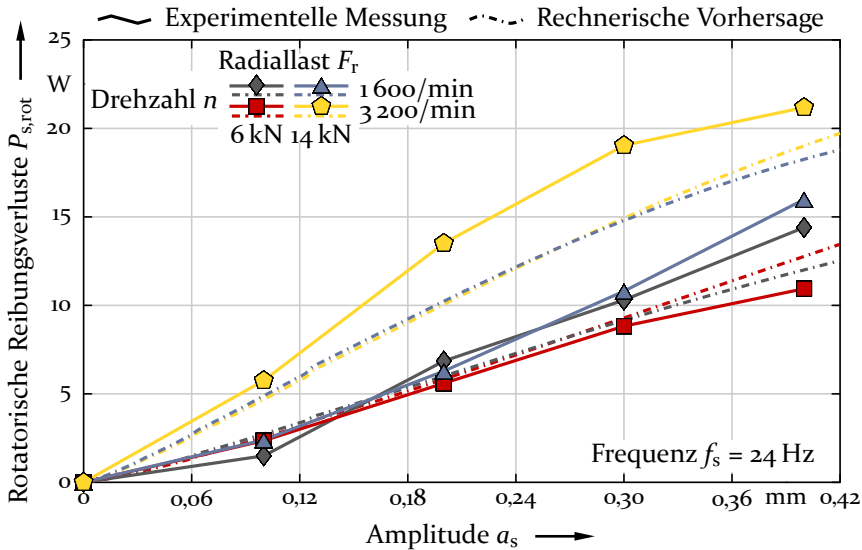


Bild 40: Gemessene und berechnete rotatorische Reibungsverluste  $P_{s,rot}$  aufgrund von Axialbewegungen über der Amplitude  $a_s$  für verschiedene Drehzahlen und Radiallasten.

Vorhersagelinie erkennen. Je symmetrischer sich die Gesamtheit der experimentellen Messpunkte oberhalb und unterhalb dieser Linie anordnet, desto besser trifft das gefundene Regressionsmodell die tatsächlichen Zusammenhänge. Die Verteilung der Messpunkte in Bild 39 erscheint sehr symmetrisch, was für eine hohe Modellgüte spricht.

Das hellblaue Konfidenzintervall kennzeichnet den Bereich, in dem die bestmögliche Regressionslinie mit einer Wahrscheinlichkeit von 95 % liegt. In Bild 39 weicht die gefundene Regressionsgleichung somit nie weiter als 1 W vom idealen Regressionsergebnis ab.

Bild 40 und Bild 41 veranschaulichen den Funktionsverlauf der berechneten und experimentell ermittelten rotatorischen Reibungsverluste  $P_{s,rot}$  über der Amplitude  $a_s$  sowie der Frequenz  $f_s$ . Trotz der in Bild 39 ersichtlichen größeren Streuung der experimentellen Messungen lässt sich dennoch eine gute qualitative Übereinstimmung des Funktionsverlaufs mit den über das Regressionsmodell berechneten Kurven erkennen. Der verstärkend wirkende Effekt höherer Radiallasten ist auch bei den rotatorischen Reibungsverlusten ausgeprägt. Der bei den Reibungsverlusten  $P_s$  und  $P_{s,ax}$  auftretende, moderat abschwächende Effekt der Drehzahl ist in Bild 40 und Bild 41 jedoch weder bei den berechneten Werten noch bei den experimentellen Messungen zu erkennen.

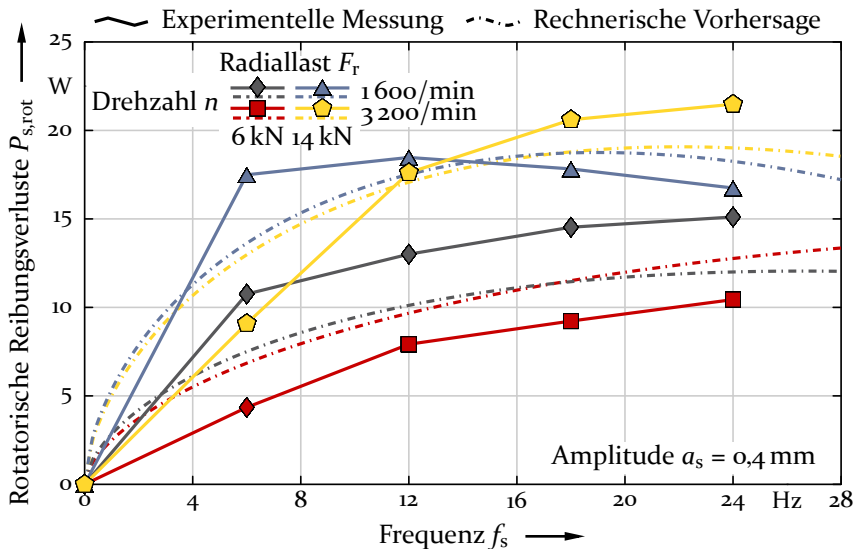


Bild 41: Gemessene und berechnete rotatorische Reibungsverluste  $P_{s,rot}$  aufgrund von Axialschwingungen über der Frequenz  $f_s$  für verschiedene Drehzahlen und Radiallasten.

Rotatorische Reibungsverluste  $P_{s,rot}$  wirken der Drehbewegung des Lagers entgegen und erzeugen ein zusätzliches Reibungsmoment  $M_s$  am Wälzlager, welches sich berechnet nach:

$$M_s = \frac{P_{s,rot}}{2\pi \cdot n} \quad (66)$$

Die Evaluierung der auf diese Weise ermittelten Reibungsmomente erfolgt mithilfe einer grafischen Gegenüberstellung der experimentellen Messwerte und der berechneten Werte in Bild 42.

Das resultierende Bestimmtheitsmaß für das Regressionsmodell des Reibungsmoments  $M_s$  liegt mit 0,77 geringfügig über dem der Reibungsverlustleistung  $P_{s,rot}$ . Dies ist auf die Umrechnung in Gleichung (66) zurückzuführen.

Gemessene Reibungsverluste mit hohen Drehzahlen weisen tendenziell eine etwas höhere Messwertstreuung auf als Messungen bei niedrigen Drehzahlen. Die Division mit der Drehzahl rechnet diese Streuanteile in ein absolutes Reibungsmoment um. Hohe Drehzahlen führen dabei zu einem kleineren Reibungsmoment als niedrige Drehzahlen, was eine Reduzierung der Streuungen bei hohen Drehzahlen erzeugt und sich somit positiv bei der Berechnung des Bestimmtheitsmaßes auswirkt. Die Division

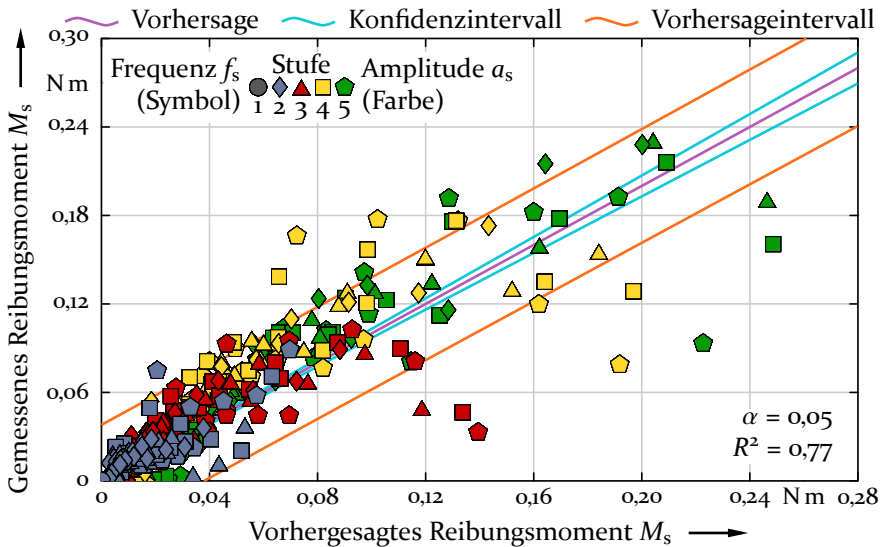


Bild 42: Gegenüberstellung des vorhergesagten und gemessenen Reibmoments  $M_s$  durch Axialschwingungen für verschiedene Drehzahlen, Lasten, Amplituden und Frequenzen.

mit niedrigen Drehzahlen führt demnach zu größeren Reibmomenten und verstärkt die Streuungen der Messwerte. Dies führt folglich bei höheren Reibmomenten zu größeren Abweichungen einzelner Messwerte von der Vorhersagelinie, wie in Bild 42 zu sehen ist.

Die Verteilung zeigt sich nicht optimal symmetrisch um die Vorhersagelinie, jedoch wird die Asymmetrie als noch vertretbar erachtet. Das sich ergebende Vorhersageintervall besitzt eine Breite von 0,08 N m, somit liegt in 95 % der Fälle die experimentelle Messung weniger als 0,04 N m vom Vorhersagewert entfernt. Zur Veranschaulichung der Funktionsverläufe der berechneten und experimentell ermittelten Reibmomente  $M_s$  zeigen die Bilder 43 und 44 diese über der Amplitude  $a_s$  beziehungsweise der Frequenz  $f_s$ .

Die Einstellung der Amplitude am Schwingungsprüfstand unterliegt einer etwas größeren Streuung als die Einstellung der Frequenz. Aus diesem Grund sowie aufgrund des in Unterkapitel 6.7 beschriebenen Störeinflusses des Axialspiels zeigt der Funktionsverlauf des Reibmoments über der Amplitude in Bild 43 eine etwas größere Streuung der Messwerte um das ermittelte Vorhersagemodell als der Funktionsverlauf über der Frequenz in Bild 44.

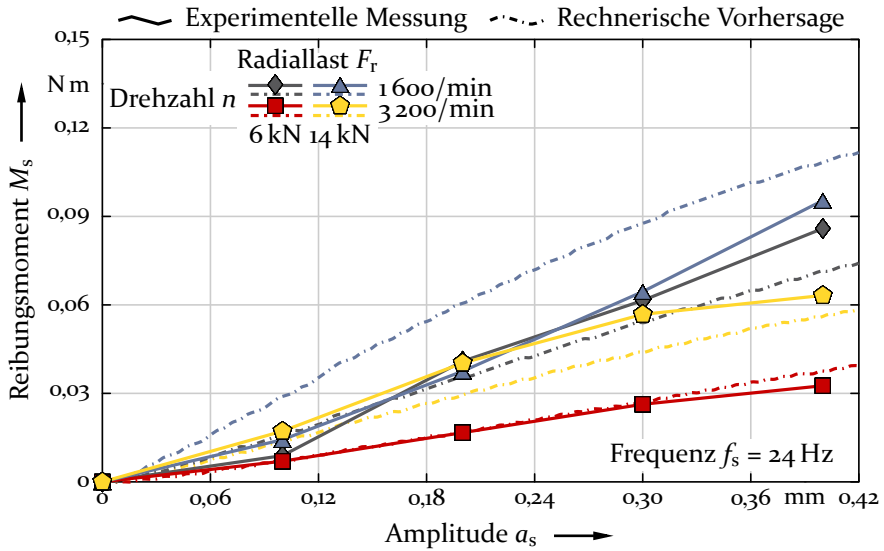


Bild 43: Gemessenes und berechnetes Reibungsmoment  $M_s$  durch Axialschwingungen über der Amplitude  $a_s$  für verschiedene Drehzahlen und Radiallasten.

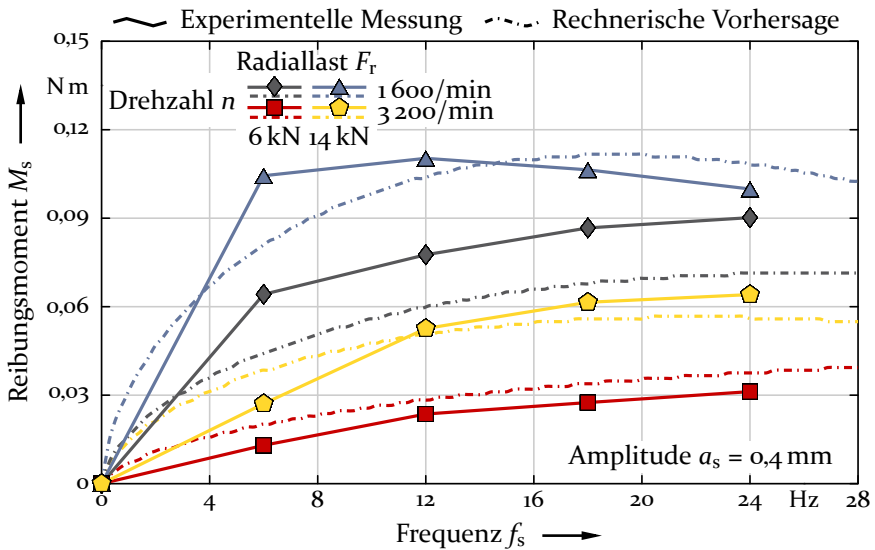


Bild 44: Gemessenes und berechnetes Reibungsmoment  $M_s$  durch Axialschwingungen über der Frequenz  $f_s$  für verschiedene Drehzahlen und Radiallasten.

Das Reibungsmoment zeigt sich in Bild 43 mit wachsender Amplitude immer weiter ansteigend. Mit zunehmenden Frequenzen ist in Bild 44 hingegen eine asymptotische Annäherung an einen Grenzwert, beziehungsweise sogar ein Rückgang des Reibungsmoments zu beobachten. Dies ist auf die Massenträgheit der schwingenden Komponenten der Prüflagerung zurückzuführen, welche die übertragbaren Reibungsverluste limitieren.

Sowohl die Radiallast als auch die Drehzahl üben einen deutlichen Einfluss auf das durch Axialschwingungen zusätzlich erzeugte Reibungsmoment aus. Höhere Radiallasten wirken verstärkend, größere Drehzahlen hingegen zeigen einen abschwächenden Effekt. Der starke Einfluss der Drehzahl entspringt hierbei aus der Division durch  $n$  in Gleichung (66).

Mit dem Reibungsmoment ist die letzte gesuchte Größe zur quantitativen Beschreibung der Reibungsverluste durch Axialschwingungen am untersuchten Prüflager NU 210 gefunden. Das folgende Unterkapitel 6.9 befasst sich mit der Formulierung eines allgemein für Zylinderrollenlager anwendbaren Berechnungsmodells der Reibungsverluste durch Axialschwingungen.

### 6.9 Berechnungsmodell

Die vorangegangenen Unterkapitel 6.1 bis 6.8 dokumentieren ein ausgiebiges experimentelles Versuchsprogramm zur Bestimmung der Reibungsverluste aufgrund von Axialschwingungen und stellen gut mit den Messergebnissen übereinstimmende Regressionsmodelle zur rechnerischen Vorhersage zur Verfügung. Der Fokus der Untersuchungen liegt hierbei auf dem Einfluss von vier Faktoren: der Amplitude und der Frequenz der Axialschwingungen sowie der Drehzahl und der Radiallast des Wälzlagers.

Der für die experimentellen Versuche zum Einsatz kommende, in Unterkapitel 3.1 beschriebene Schwingungsprüfstand gibt die Verwendung eines Zylinderrollenlagers NU 210 als Prüflager sowie eine Öl-Luft-Minimalmengenschmierung vor. Die Ergebnisse gelten somit streng genommen nur für das getestete Wälzlager, die Betriebsbedingungen am Prüfstand, den verwendeten Schmierstoff, das eingesetzte Schmiervorgehen sowie für die gewählten Parameterbereiche. Das aktuelle Unterkapitel befasst sich aus diesem Grund mit der Frage, wie sich das entwickelte Berechnungsmodell auf weitere Lagergrößen und andere Arten der Schmierung übertragen lässt.

Die Vielfalt an unterschiedlichen Wälzlagerbauformen, das breite Spektrum an erhältlichen Baugrößen und die immense Zahl an Anwendungsfällen und Betriebsbedingungen macht eine voll umfängliche experimentelle Absicherung eines Berechnungsmodells der Wälzlagerreibung unmöglich. Ein in der Wälzlagertechnik etabliertes Vorgehen ist es daher, auf Basis von experimentellen Versuchen an ausgewählten Referenzwälzlager die gesuchten Zusammenhänge zu ergründen und mathematisch zu beschreiben, um sie anschließend mithilfe geeigneter Kennzahlen auf weitere Wälzlager und Anwendungsfälle zu projizieren.

Eine der bekanntesten dieser Kennzahlen ist die dynamische Tragzahl  $C_r$  zur Berechnung der Ermüdungslebensdauer. Diese transformiert eine an einem bestimmten Zylinderrollenlager anliegende Belastung  $P$  in ein auf jedes beliebige Zylinderrollenlager übertragbares Lastverhältnis  $C_r/P$ . Die dynamische Tragzahl ist für jedes existierende Wälzlager nach DIN ISO 281 [24], [26] eigens bestimmt und berücksichtigt alle die Ermüdungslebensdauer beeinflussenden Merkmale des jeweiligen Wälzlagers in geeigneter Art und Weise.

Die Wahl des Schmierstoffs und die Art der Schmierung beeinflusst die Reibungsverluste erheblich. Dieser Einfluss bildet sich dabei in ähnlicher Form sowohl ohne als auch mit Axialschwingungen aus. Ein Schmierstoff mit höherer Viskosität führt beispielsweise zu höherer Reibung in den Roll- und Gleitkontakten, unabhängig davon, ob die Relativbewegung der Kontaktpartner durch Rotation oder Axialschwingungen entsteht. Die häufig verwendete Ölbad Schmierung erzeugt zum Beispiel zusätzliche Reibungsverluste bei der Verdrängung des Schmierstoffs durch die Wälzkörper. Dies ist sowohl bei umlaufenden als auch bei axialen Bewegungen der Wälzkörper der Fall. Der Einsatz einer Öleinspritzschmierung erhöht die Kühlwirkung und reduziert die Betriebstemperatur. Ob die Erwärmung durch Rotation oder Axialschwingungen entsteht, spielt hierbei keine Rolle.

Um die Anwendbarkeit des entwickelten Berechnungsmodells auch für andere Schmierstoffe und unterschiedliche Schmiervverfahren zu ermöglichen, ist somit eine geeignete Kennzahl als Referenz zu finden, welche die Effekte der Schmierung auf die Reibungsverluste möglichst zutreffend beschreibt.

Wenn sich für eine konkrete Anwendung die Frage stellt, wie sich Axialschwingungen auf die Reibungsverluste in einem Zylinderrollenlager auswirken, so ist davon auszugehen, dass die Reibungsverluste ohne Axialschwingungen bereits in zufriedenstellender Genauigkeit bekannt sind.

Diese Reibungsverluste können beispielsweise experimentell gemessen, mit den in Kapitel 4 aufgezeigten empirischen Berechnungsmethoden ermittelt oder mithilfe von speziellen Simulationsprogrammen<sup>4</sup> numerisch berechnet worden sein.

Sind die Reibungsverluste eines Zylinderrollenlagers ohne Axialschwingungen in einer Anwendung bekannt, so eignen sich diese hervorragend als Referenzwert zur Quantifizierung der Reibungsverluste mit Axialschwingungen. Als Kennzahl betrachtet, enthält die Quantifizierung eines Reibungsverlusts zwangsläufig alle relevanten Effekte, die der Schmierstoff sowie die Art der Schmierung auf die Reibungsverluste ausüben. Die Reibungsverluste ohne Schwingungen aus der Anwendung kommen deshalb im Folgenden zum Einsatz, um die Ergebnisse des am Schwingungsprüfstand untersuchten Referenzlagers NU 210 auf den jeweiligen Anwendungsfall zu projizieren. Analog dienen die Temperaturerhöhungen aus dem schwingungsfreien Anwendungsfall zur Projektion der Erwärmung durch Axialschwingungen vom Referenzlager auf ein beliebiges Zylinderrollenlager.

Die mit \* gekennzeichneten Größen des auszulegenden Wälzlagers stehen somit in Abhängigkeit zu den Größen des Referenzlagers. Für die aufgrund der Axialschwingungen zu erwartenden Temperaturerhöhungen  $\Delta\vartheta_{B,s}^*$  lautet diese:

$$\Delta\vartheta_{B,s}^* = \frac{\Delta\vartheta_{B,s}}{\Delta\vartheta_{B,o}} \cdot \Delta\vartheta_{B,o}^* \quad (67)$$

Die von den Axialschwingungen verursachten Reibungsverluste  $P_s^*$  ergeben sich somit aus dem Verhältnis:

$$P_s^* = \frac{P_s}{P_o} \cdot P_o^* \quad (68)$$

Diese teilen sich in axiale Reibungsverluste  $P_{s,ax}^*$  und rotatorische Reibungsverluste  $P_{s,rot}^*$  auf:

$$P_s^* = P_{s,ax}^* + P_{s,rot}^* \quad (69)$$

Die axialen Reibungsverluste  $P_{s,ax}^*$  bestimmen sich nach:

$$P_{s,ax}^* = \frac{P_{s,ax}}{P_o} \cdot P_o^* \quad (70)$$

<sup>4</sup> Wälzlagerhersteller bieten hierfür beispielsweise die Programme CABA3D, BEAST, Bearinx oder den SKF Bearing Calculator an.

Aus den Gleichungen 69 und 70 folgt für die rotatorischen Reibungsverluste  $P_{s,\text{rot}}^*$ :

$$P_{s,\text{rot}}^* = (P_s - P_{s,\text{ax}}) \cdot \frac{P_o^*}{P_o} \quad (71)$$

Aus den rotatorischen Reibungsverlusten errechnet sich das zusätzlich entstehende Reibungsmoment nach:

$$M_s^* = \frac{P_{s,\text{rot}}^*}{2 \pi \cdot n^*} \quad (72)$$

Mithilfe der Amplitude  $a_s^*$  und der Frequenz  $f_s^*$  der in der jeweiligen Anwendung auftretenden Axialschwingungen oder alternativ der Schwinggeschwindigkeit  $v_s^*$  lassen sich die dadurch entstehenden Axialkräfte  $F_{s,\text{ax}}^*$  aus den axialen Reibungsverlusten  $P_{s,\text{ax}}^*$  berechnen:

$$F_{s,\text{ax}}^* = \frac{P_{s,\text{ax}}^*}{v_s^*} = \frac{P_{s,\text{ax}}^*}{4 \cdot a_s^* \cdot f_s^*} \quad (73)$$

Die Berechnung der Temperaturerhöhungen  $\Delta\vartheta_{B,o}$  und  $\Delta\vartheta_{B,s}$ , der Reibungsverluste  $P_o$ ,  $P_s$ ,  $P_{s,\text{ax}}$  und  $P_{s,\text{rot}}$  sowie der Reibungsmomente  $M_o$  und  $M_s$  erfolgt mithilfe der in den Unterkapiteln 6.3 bis 6.8 entwickelten Regressionsmodelle. Diese hängen von der Drehzahl  $n$ , der Radiallast  $F_r$  sowie der Amplitude  $a_s$  und der Frequenz  $f_s$  der Axialschwingungen ab und besitzen nur innerhalb der in Unterkapitel 6.2 definierten, auf das Referenzlager NU 210 zugeschnittenen Parameterbereiche Gültigkeit.

Die Übertragung der entwickelten Regressionsmodelle auf unterschiedliche Lagergrößen erfordert somit eine Transformation der in der Anwendung vorliegenden Drehzahl  $n^*$  und Radiallast  $F_r^*$  sowie Amplitude  $a_s^*$  und Frequenz  $f_s^*$  auf entsprechende Parameterwerte des Referenzlagers. Dies erfolgt sinnvollerweise ebenfalls über geeignete Kennzahlen und kinematische Ähnlichkeitsbeziehungen, welche in Bild 45 veranschaulicht sind.

Für die Skalierung der Radiallast bietet sich die Verwendung der statischen Tragzahl  $C_{or}$  an. Diese entspricht genau der statischen Radiallast, die im höchstbelasteten Wälzkörper-Laufbahn-Kontakt zu einer plastischen Verformung der Laufbahn von einem Zehntausendstel des Wälzkörperdurchmessers führt [9]. Für das Referenzlager NU 210 entspricht die statische

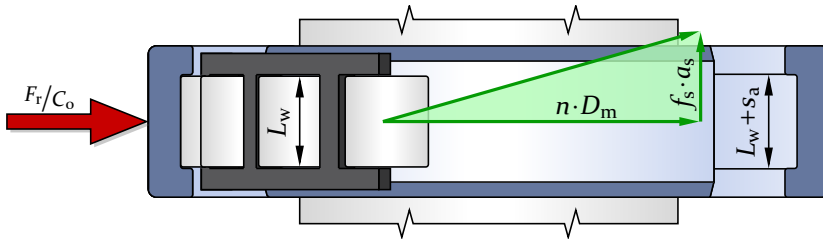


Bild 45: Ausgewählte Kennzahlen und kinematische Ähnlichkeitsbeziehungen an Zylinderrollenlagern bei Axialschwingungen.

Tragzahl einem Wert von 69 kN. Die sich für die Radiallast ergebende Ähnlichkeitsbeziehung lautet somit:

$$\frac{F_r^*}{C_{or}^*} \hat{=} \frac{F_r}{C_{or}} . \quad (74)$$

Die Übertragung der Drehzahl auf unterschiedlich große Wälzlager erfolgt in der Wälzlagertechnik üblicherweise über den Drehzahlkennwert  $n \cdot D_m$ , welcher die Drehzahl  $n$  mittels des mittleren Lagerdurchmessers  $D_m$  in eine vom Durchmesser des Wälzlagers unabhängige Umfangsgeschwindigkeit umwandelt. Für das Zylinderrollenlager NU 210 beträgt der mittlere Durchmesser 70 mm. Für die Ähnlichkeitsbeziehung der Drehzahl folgt damit:

$$n^* \cdot D_m^* \hat{=} n \cdot D_m . \quad (75)$$

Wie in Unterkapitel 6.7 beschrieben, ist ein Einfluss des Axialspiels zwischen den Borden des Außenrings und den Stirnflächen der Wälzkörper zu vermuten. Aus Messungen des Axialspiels am untersuchten Prüflager ergibt sich hierfür ein Wert von 0,1 mm. Axialschwingungen mit Amplituden im Bereich dieses Axialspiels erzeugen kaum messbare Erhöhungen der Reibungsverluste. Erst bei Amplituden, die das Axialspiel übersteigen, ist ein signifikanter Anstieg der Reibungsverluste des Prüflagers zu beobachten. Aus diesem Grund ist es sinnvoll, eine Ähnlichkeitsbeziehung zu formulieren, welche die Schwingungsamplitude  $a_s$  als ein Vielfaches des Axialspiels  $s_a$  des jeweiligen Zylinderrollenlagers ausdrückt:

$$\frac{a_s^*}{s_a^*} \hat{=} \frac{a_s}{s_a} . \quad (76)$$

Ist das Axialspiel nicht bekannt, so lässt sich ersatzweise auch die Länge der Wälzkörper zur Skalierung verwenden.

Analog zur Skalierung der Drehzahl über eine Umlaufgeschwindigkeit liegt eine Normierung der Frequenz in Form einer Schwinggeschwindigkeit nahe:

$$f_s^* \cdot a_s^* \hat{=} f_s \cdot a_s. \quad (77)$$

Das Einsetzen von Gleichung (76) in Gleichung (77) führt zu:

$$f_s^* \cdot s_a^* \hat{=} f_s \cdot s_a. \quad (78)$$

Damit sind alle erforderlichen Kennzahlen und Ähnlichkeitsbeziehungen festgelegt und es folgt eine zusammenfassende Aufführung der in den vorangegangenen Unterkapiteln entwickelten Regressionsmodelle zur Berechnung der Temperaturen, Reibungsmomente, Reibungsverluste und Axialkräfte des Referenzlagers mit oder ohne Axialschwingungen. Diese Modelle sind nun so angepasst, dass sich entweder die linke Seite (Anwendungsfall) oder die rechte Seite (Referenz) der in den Gleichungen 74 bis 78 definierten Zusammenhänge einsetzen lässt.<sup>5</sup>

Die Erwärmung  $\Delta\vartheta_{B,o}$  des Außenrings in der Mitte der Lastzone ohne zusätzliche Axialschwingungen ist zu berechnen nach:

$$\Delta\vartheta_{B,o} = \alpha \cdot (n \cdot D_m)^\gamma + \beta \cdot \left( \frac{F_r \cdot n \cdot D_m}{C_{or}} \right)^\gamma + \delta, \quad (79a)$$

wobei für die Modellkonstanten gilt:

$$\alpha = 0,228 \quad \beta = 1,501 \quad \gamma = 0,727 \quad \delta = -3,857. \quad (79b)$$

Die an gleicher Stelle von zusätzlichen Axialschwingungen verursachte Erwärmung  $\Delta\vartheta_{B,s}$  bestimmt sich über:

$$\Delta\vartheta_{B,s} = \frac{a_s^\alpha \cdot f_s^\beta}{s_a^{\alpha-\beta}} \cdot \left( \gamma + \delta \cdot \frac{F_r}{C_{or}} + \varepsilon \cdot n \cdot D_m \right). \quad (80a)$$

Für die Modellkonstanten ist dabei einzusetzen:

$$\alpha = 1,306 \quad \beta = 0,605 \quad \gamma = 0,431 \quad \delta = 7,445 \quad \varepsilon = -0,001075. \quad (80b)$$

<sup>5</sup> Die Kennzeichnung \* taucht aus diesem Grund in den folgenden Gleichungen nicht mehr auf.

Die für die Erwärmung  $\Delta\vartheta_{B,0}$  verantwortlichen Reibungsverluste  $P_o$  ohne Axialschwingungen sind beschrieben über:

$$P_o = \alpha \cdot \nu^{2\gamma} \cdot (n \cdot D_m)^\gamma + \beta \cdot \frac{F_r \cdot n \cdot D_m}{C_{or}} + \delta \cdot (n \cdot D_m)^2 . \quad (81a)$$

Für die Konstanten des Regressionsmodells folgt dabei:

$$\alpha = 0,069 \quad \beta = 0,281 \quad \gamma = 0,333 \quad \delta = 0,000102 . \quad (81b)$$

Diese Reibungsverluste zeigen sich in einem erhöhten Reibungsmoment  $M_o$ , welches zu ermitteln ist über:

$$M_o = \alpha \cdot \left( \frac{\nu}{n \cdot D_m} \right)^\gamma + \beta \cdot \frac{F_r}{C_{or}} + \delta \cdot n \cdot D_m . \quad (82a)$$

Die sich ergebenden Modellkonstanten lauten:

$$\alpha = 0,046 \quad \beta = 0,828 \quad \gamma = 0,667 \quad \delta = 0,000714 . \quad (82b)$$

Die Bestimmung der Betriebsviskosität  $\nu$  in Gleichung (81a) und Gleichung (82a) ist nach dem in Unterkapitel 4.4 beschriebenen Vorgehen durchzuführen. Für die hierzu benötigte Betriebstemperatur ist die Summe der nach Gleichung (79a) bestimmten Erwärmung  $\Delta\vartheta_{B,0}$  und der Umgebungstemperatur  $\vartheta_U$  zu verwenden.

Die für die Erwärmung  $\Delta\vartheta_{B,s}$  verantwortlichen Reibungsverluste  $P_s$  aufgrund der Axialschwingungen sind zu ermitteln nach:

$$P_s = \frac{a_s^\alpha \cdot f_s^\beta}{s_a^{\alpha-\beta}} \cdot \left( \gamma + \delta \cdot \frac{F_r}{C_{or}} + \varepsilon \cdot n \cdot D_m \right) . \quad (83a)$$

Dabei ist für die Modellkonstanten festgelegt:

$$\alpha = 1,306 \quad \beta = 0,605 \quad \gamma = 0,875 \quad \delta = 15,137 \quad \varepsilon = -0,002187 . \quad (83b)$$

Die in axialer Richtung wirkenden Reibungsverluste  $P_{s,ax}$  bestimmen sich nach:

$$P_{s,ax} = \frac{a_s^\alpha \cdot f_s^\beta}{s_a^{\alpha-\beta}} \cdot \left( \gamma + \delta \cdot \frac{F_r}{C_{or}} + \varepsilon \cdot n \cdot D_m \right) . \quad (84a)$$

Dabei gelten folgende Werte für die Modellkonstanten:

$$\alpha = 1,928 \quad \beta = 1,387 \quad \gamma = 0,052 \quad \delta = 2,144 \quad \varepsilon = -0,000625. \quad (84b)$$

Die Axialschwingungen des Innenrings erzeugen Axialkräfte, welche sich über die Wälzkörper auf den Außenring übertragen. Eine Annäherung dieser Axialkräfte ist möglich über:

$$\Delta F_{s,ax} = \frac{a_s^\alpha \cdot f_s^\beta}{s_a^{\alpha-\beta}} \cdot \left( \gamma + \delta \cdot \frac{F_r}{C_{or}} + \varepsilon \cdot n \cdot D_m \right). \quad (85a)$$

Dabei sind die Modellkonstanten gewählt als:

$$\alpha = 0,928 \quad \beta = 0,387 \quad \gamma = 0,013 \quad \delta = 0,027 \quad \varepsilon = -0,000156. \quad (85b)$$

Die in den Gleichungen 79a bis 85a definierten empirischen Berechnungsmodelle erfordern das Einsetzen der Parameter in festgelegten Einheiten und weisen den resultierenden Zielgrößen feste Einheiten zu. Diese sind in Tabelle 6 zusammenfassend aufgeführt.

In den Gleichungen 80a, 84a und 85a fließt die Drehzahl mit einer negativen Modellkonstante ein. Dies kann bei sehr geringen Radiallasten  $F_r$  und bei gleichzeitig hohen Drehzahlen  $n$  dazu führen, dass die rechnerischen Ergebnisse für die Temperaturerhöhung  $\Delta\vartheta_{B,s}$ , die axialen Reibungsverluste  $P_{s,ax}$  oder die Axialkräfte  $F_{s,ax}$  einen negativen Wert annehmen. In diesem Fall ist  $\Delta\vartheta_{B,s}$ ,  $P_{s,ax}$  beziehungsweise  $F_{s,ax}$  gleich Null zu setzen.

Tabelle 6: Einheiten der Eingangsparameter und Ergebnisse der Regressionsmodelle.

Eingangsgröße	Einheit	Zielgröße	Einheit
$F_r$	kN	$\Delta\vartheta_{B,o}$	°C
$n$	1/min	$\Delta\vartheta_{B,s}$	°C
$a_s$	mm	$P_o$	W
$f_s$	Hz	$M_o$	Nm
$C_{or}$	kN	$P_s$	W
$D_m$	m	$P_{s,ax}$	W
$s_a$	mm	$F_{s,ax}$	kN
$\nu$	mm <sup>2</sup> /s		

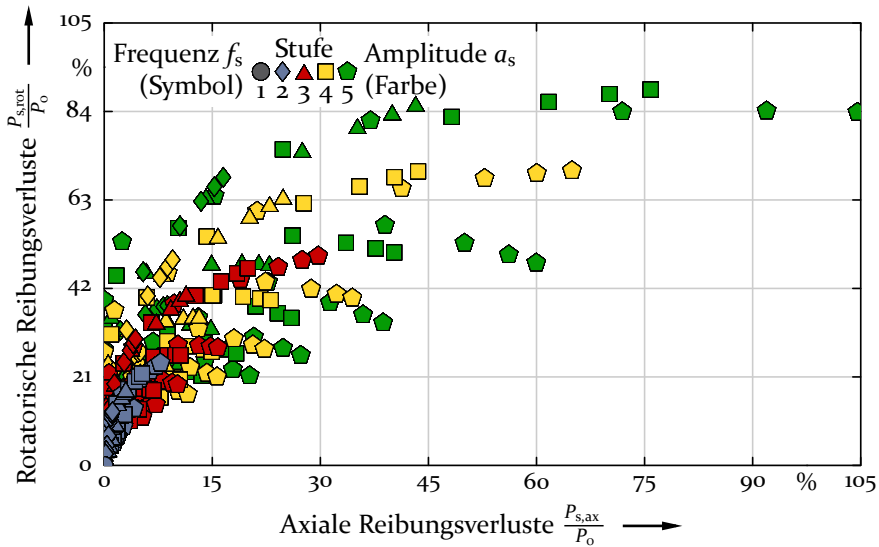


Bild 46: Berechnete axiale und rotatorische Reibungsverluste  $P_{s,ax}$  und  $P_{s,rot}$  durch Axialschwingungen mit verschiedenen Amplituden und Frequenzen in Relation zu den berechneten Reibungsverlusten  $P_0$  ohne Axialschwingungen für verschiedene Drehzahlen und Radiallasten.

An dieser Stelle ist nochmals anzumerken, dass die vorgestellte Methode kein validiertes Verfahren darstellt, sondern als Empfehlung zu verstehen ist, wie sich die Reibungsverluste und Erwärmungen aufgrund von Axialschwingungen für ein bestimmtes Zylinderrollenlager sinnvollerweise abschätzen lassen. Je weiter der jeweilige Anwendungsfall von den Prüfbedingungen der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen abweicht, desto unsicherer sind die hier vorgestellten Vorhersagemodelle.

Hiermit ist die Entwicklung des Berechnungsmodells abgeschlossen. Um zu veranschaulichen, wie stark sich Axialschwingungen auf die Reibungsverluste in Zylinderrollenlagern auswirken, stellt Bild 46 die prozentualen Verhältnisse  $P_{s,ax}/P_0$  und  $P_{s,rot}/P_0$  gegenüber. Die Datenpunkte resultieren hierbei aus den in diesem Kapitel beschriebenen Berechnungsmodellen für die 400 in Unterkapitel 6.2 definierten Versuchspunkte mit Axialschwingungen.

Erwartungsgemäß ist zu erkennen, dass Axialschwingungen mit hohen Amplituden und Frequenzen auch zu den größten Reibungsverlusten führen. Die große Streuung der Datenpunkte gleicher Amplitude und Frequenz ist auf den Einfluss der Drehzahl zurückzuführen. Zwar beeinflusst die Drehzahl kaum die Reibungsverluste  $P_{s,ax}$  und  $P_{s,rot}$ , jedoch wirkt sie sich

drastisch auf die Reibungsverluste  $P_0$  aus. Je geringer die Drehzahl ist, desto höher fallen die prozentualen Reibungsverluste durch Axialschwingungen aus. Die Radiallast wirkt sich sowohl auf die Reibungsverluste ohne als auch mit Axialschwingungen ähnlich stark aus und zeigt damit in der prozentualen Auftragung nur einen schwachen Effekt.

Mit axialen Reibungsverlusten von über 100 % und rotatorischen Reibungsverlusten von bis zu 90 % führt die Beaufschlagung mit Axialschwingungen innerhalb des in Unterkapitel 6.2 gewählten Parameterbereichs im drastischsten Fall zu nahezu einer Verdreifachung der Reibungsverluste des schwingungsfreien Betriebs.

Gleichung (68) bis Gleichung (71) setzen die axialen und rotatorischen Reibungsverluste ebenfalls ins Verhältnis zu den Reibungsverlusten ohne Schwingungen. Somit sind auch für andere Anwendungsfälle zusätzliche prozentuale Reibungsverluste dieser Größenordnung zu erwarten.

Als Fazit ist festzuhalten, dass Axialschwingungen mit Erhöhungen der Reibungsverluste um zusätzliche 200 % das Reibungsverhalten deutlich beeinflussen. Es stellt sich nun die Frage, ob sich Axialschwingungen ähnlich drastisch auf das Verschleißverhalten eines Zylinderrollenlagers auswirken. Diese Frage soll im folgenden Kapitel beantwortet werden.



## 7 Verschleißverhalten bei Axialschwingungen

Das vorhergehende Kapitel zeigt, dass Axialschwingungen die Reibungsverluste in Zylinderrollenlagern in erheblichem Maße beeinflussen können. Da Reibung und Verschleiß oftmals Hand in Hand gehen, wirft dies eine weitere wichtige Fragestellung auf: Wie wirken sich Axialschwingungen auf das Verschleißverhalten von Zylinderrollenlagern aus und wie lässt sich dieser Verschleiß minimieren oder vermeiden? Die Beantwortung dieser Fragestellung stellt den Schwerpunkt dieses Kapitels dar. Das nachfolgende Unterkapitel 7.1 beschreibt zunächst detailliert das hierzu gewählte Vorgehen. Anschließend untersuchen die Unterkapitel 7.2 bis 7.5 vier unterschiedliche Verschleißmechanismen, welche möglicherweise durch Axialschwingungen zum Tragen kommen. Unterkapitel 7.6 dokumentiert die Ergebnisse aus Verschleißuntersuchungen von mit Axialschwingungen beanspruchten Zylinderrollenlagern. Auf dieser Basis leitet Unterkapitel 7.7 schließlich gezielte Maßnahmen zur Minimierung oder Vermeidung von Verschleiß durch Axialschwingungen ab.

### 7.1 Hypothesen zum Schadensmechanismus

Vorzeitiger Verschleiß eines Wälzlagers zeigt sich in einer Reihe unterschiedlicher Schadensbilder und ist auf eine Vielzahl möglicher Schadensursachen zurückzuführen. Dabei können verschiedene Schadensbilder aus der gleichen Schadensursache entstehen und verschiedene Schadensursachen zum gleichen Schadensbild führen (siehe ISO 15243 [45]). Somit lässt die Untersuchung eines Prüflagers allein noch keine eindeutigen Rückschlüsse auf das Verschleißverhalten bei Axialschwingungen zu. Experimentelle Untersuchungen zum Verschleißverhalten gestalten sich außerdem äußerst zeitaufwändig und kostenintensiv. Dementsprechend stehen für die nachfolgenden Untersuchungen lediglich die beiden in Kapitel 6 verwendeten Zylinderrollenlager zur Verfügung – das für die Reibungsmessungen zum Einsatz gekommene Prüflager sowie das für den Vorversuch eingesetzte Testlager (siehe Unterkapitel 6.2).

Dieses Unterkapitel formuliert vier Hypothesen, wie Axialschwingungen das Verschleißverhalten eines Zylinderrollenlagers möglicherweise beeinflussen. Die nachfolgenden Unterkapitel geben Aufschluss, inwieweit sich diese Verschleißmechanismen mit Beobachtungen aus experimentellen Untersuchungen vereinbaren lassen.

**Hypothese 1** lautet: Axialschwingungen führen zu einer Überhöhung der Bordreibung. Durch Axialschwingungen entstehen zusätzliche Reibungskräfte zwischen dem schwingenden Innenring und den Wälzkörpern. Die Wälzkörper übertragen diese Kräfte über die Stirnflächen auf die Borde des stehenden Außenrings. Dies führt wiederum zu einer Erhöhung der Gleitreibung an den Wälzkörper-Bord-Kontakten. Es ist folglich zu überprüfen, ob die durch Axialschwingungen erzeugten Axialkräfte den erlaubten Maximalwert übersteigen.

**Hypothese 2** behauptet: Axialschwingungen erzeugen zusätzlichen Wälzkörpersatzschlupf. Hierfür ist zu untersuchen, wie sich die axialen Bewegungen des Innenrings auf die Kinematik der Wälzkörper und des Käfigs auswirken. Führen Axialschwingungen zum Abbremsen der Wälzkörper in der Lastzone, so reduziert dies die Drehzahl des Käfigs und es entsteht ein höherer Gleitreibungsanteil zwischen den Wälzkörpern und der Innenringlaufbahn, was sich wiederum negativ auf das Verschleißverhalten auswirken kann.

**Hypothese 3** besagt: Axialschwingungen beeinträchtigen den Schmierfilmaufbau in den Wälz- und Gleitkontakten. Die von Axialschwingungen erzeugten Temperaturerhöhungen verringern die Schmierstoffviskosität. Damit einher geht eine Verringerung der Schmierfilmhöhe, was wiederum dazu führen kann, dass sich die Rauheitshügel der Oberflächen berühren und es zu Grenz- und Mischreibung kommt. Bei der Auslegung von Wälzlagern ist ein adäquater Schmierfilmaufbau über das Viskositätsverhältnis  $\kappa$  charakterisiert. Folglich ist zu ermitteln, ob es durch die aufgrund von Axialschwingungen entstehende Erwärmung zur Unterschreitung des in der Praxis etablierten Grenzwerts des Viskositätsverhältnisses kommt.

**Hypothese 4** unterstellt: Axialschwingungen beschleunigen die Alterungsprozesse des Schmierstoffs. Die Alterung von Schmierölen und -fetten hängt unter anderem von der mechanischen Belastung und der Einsatztemperatur ab. Die axialen Gleitbewegungen zwischen den Wälzkörpern und der Innenringlaufbahn beziehungsweise den Lagerringborden führen zu einer zusätzlichen Scherbeanspruchung des Schmierstoffs. Die dadurch erzeugten Temperaturerhöhungen beeinflussen die thermische Alterung des Schmierstoffs. Um diese Effekte bei der Wahl des Schmierstoffs, des Schmiervfahrens oder der Festlegung der Schmierstoffaustauschintervalle berücksichtigen zu können, ist die Höhe der mechanischen und thermischen Beanspruchung des Schmierstoffs durch Axialschwingungen im Vergleich zu schwingungsfreien Betriebszuständen zu bestimmen.

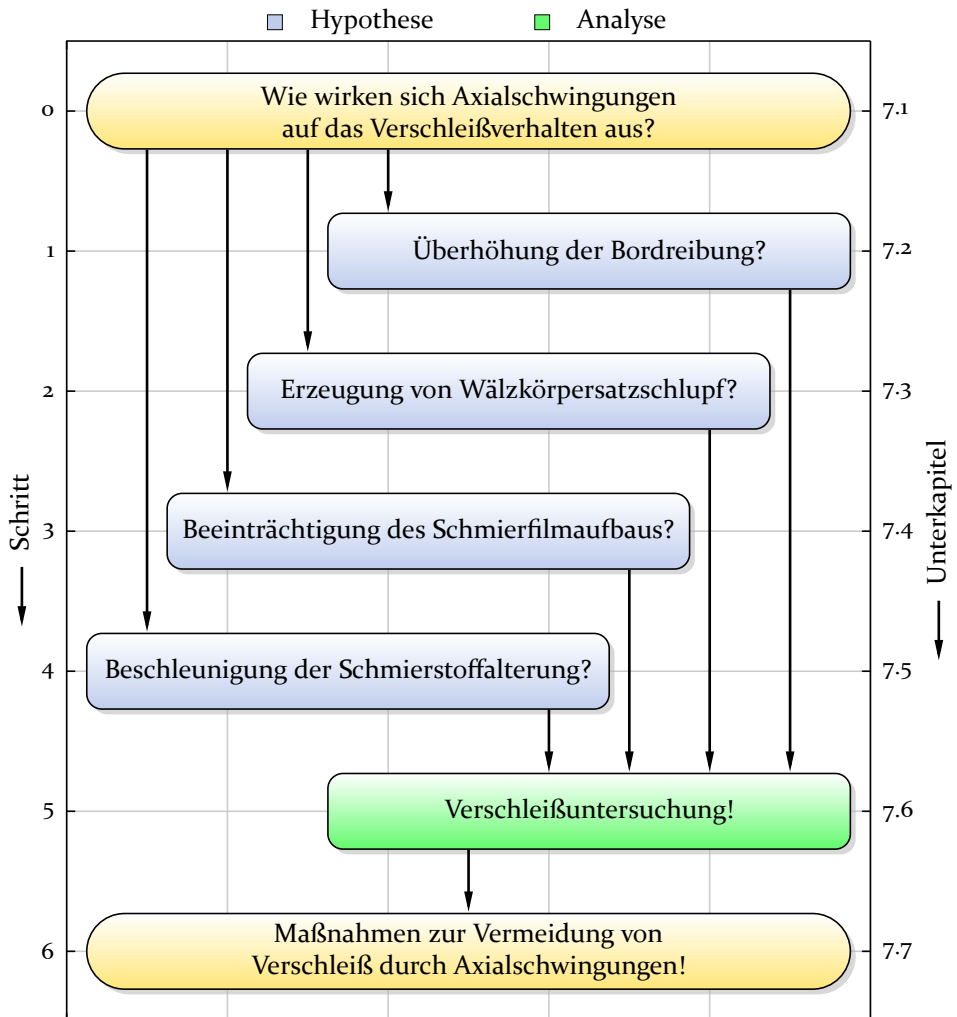


Bild 47: Vorgehensweise zur Ermittlung der Auswirkungen von Axialschwingungen auf das Verschleißverhalten von Zylinderrollenlagern und zur Ableitung geeigneter Maßnahmen zur Verschleißvermeidung.

Bild 47 veranschaulicht das gewählte, nachfolgend umgesetzte Vorgehen. Die nun folgenden Unterkapitel 7.2 bis 7.6 behandeln der Reihe nach die dort aufgezeigten einzelnen Schritte und untersuchen diese Hypothesen anhand experimenteller Messungen und Verschleißuntersuchungen an gelaufenen Lagern. Darauf aufbauend beantwortet Unterkapitel 7.7 dann die Frage, wie sich Axialschwingungen auf das Verschleißverhalten auswirken und leitet geeignete Maßnahmen zur Minimierung oder Vermeidung dieses Verschleißes ab.

## 7.2 Überhöhung der Bordreibung

Das als Prüflager zum Einsatz kommende Zylinderrollenlager NU 210 nimmt in seiner Rolle als Loslager keine statischen Axialkräfte auf. Axialschwingungen erzeugen jedoch, wie Unterkapitel 6.7 aufzeigt, hohe dynamische Axialkräfte durch Reibung zwischen der Laufbahn des Innenrings und den Mantelflächen der Wälzkörper. Dieses Unterkapitel untersucht, ob diese dynamischen Axialkräfte zu einer Überhöhung der Reibung in den Rolle-Bord-Kontakten führen und als Folge Verschleiß an den Borden des Außenrings oder den Stirnflächen der Wälzkörper hervorrufen.

Das als Festlager einsetzbare Zylinderrollenlager NUP 210 besitzt zusätzlich zu den Borden am Außenring auch Borde am Innenring und ist somit in der Lage, auch statische Axialkräfte aufzunehmen. Zur Bestimmung der maximal zulässigen axialen Belastung  $F_{a,\max}$  dieses Lagertyps bietet SCHAFFLER in [72] ein geeignetes Berechnungsverfahren, welches im Folgenden als Entscheidungskriterium dient, ob durch Axialschwingungen erzeugte Axialkräfte zu einer Überhöhung der Bordreibung führen.

Axialkräfte erzeugen ein Kippmoment an den Wälzkörpern und bremsen den Wälzkörpersatz ab. Um dennoch einen störungsfreien Betrieb des Zylinderrollenlagers sicherzustellen, ist dieses zusätzlich zur Axialkraft auch radial zu belasten. Nach [72] ist dabei stets folgende Bedingung zu erfüllen:

$$F_{a,\max} \leq 0,4 \cdot F_r . \quad (86)$$

Um die Festigkeit der Außenringborde nicht zu überschreiten und um einen Bruch an den Borden zu vermeiden, ist folgende Bedingung für die maximal zulässige Axialkraft  $F_{a,\max}$  in kN einzuhalten:

$$F_{a,\max} \leq 7,5 \cdot 10^{-5} \cdot k_B \cdot D_m^{2,1} . \quad (87a)$$

Der Koeffizient  $k_B$  berücksichtigt dabei die Baureihe des Zylinderrollenlagers, der Faktor  $D_m$  beschreibt den mittleren Wälzlagerdurchmesser. Nach [72] gilt für das gewählte Prüflager:

$$k_B = 15 \quad D_m = 70 \text{ mm} . \quad (87b)$$

Um den Aufbau eines tragfähigen Schmierfilms im Rolle-Bord-Kontakt zu ermöglichen und Mischreibungszustände sowie unzulässig hohe Erwärmungen zu vermeiden, ergibt sich für die maximal zulässige Axialkraft  $F_{a,\max}$  in kN:

$$F_{a,\max} \leq k_S \cdot k_B \cdot D_m^{1,54} \cdot n^{-0,6} . \quad (88a)$$

Der Beiwert  $k_S$  beschreibt hierbei die vom Schmierverfahren abhängige Wärmeabfuhr. Für das gewählte Prüflager ergibt sich nach [72] für die am Schwingungsprüfstand verwendete Minimalmengenschmierung bei konservativer Auslegung:

$$k_S = 7,5 \quad k_B = 15 \quad D_m = 70 \text{ mm} . \quad (88b)$$

Ausschlaggebend für die maximal zulässige Axialkraft  $F_{a,\max}$  ist jeweils der niedrigste der nach Gleichung (86), 87a und 88a bestimmten Werte.

Unterkapitel 6.7 bestimmt die durch Axialschwingungen erzeugten Axialkräfte  $\Delta F_{s,ax}$  für 400 in Unterkapitel 6.2 spezifizierte Versuchspunkte mit Frequenzen bis 24 Hz und Amplituden bis 0,4 mm bei Drehzahlen zwischen 800/min und 4 000/min und Radiallasten zwischen 2 kN und 18 kN. In Abhängigkeit der Drehzahl  $n$  und der Radiallast  $F_r$  ist nun für jeden Versuchspunkt die maximal zulässige Axiallast  $F_{a,\max}$  nach Gleichung (86), 87a beziehungsweise 88a zu ermitteln und das Axialkraftverhältnis  $\Delta F_{s,ax}/F_{a,\max}$  zu berechnen.

Bild 48 stellt dieses Axialkraftverhältnis prozentual über den gemessenen Axialkräften dar und gibt die Sicherheit  $S$  gegen axiale Überlast wieder. Bei einem Wert von 100 % entspricht die durch Schwingungen erzeugte Axialkraft dem maximal zulässigen Wert, was gleichbedeutend ist mit einer Sicherheit von 1.

Die in den experimentellen Versuchen gemessenen Axialkräfte überschreiten die Grenze der maximal zulässigen Axialkräfte zwar nicht, erreichen diese jedoch beinahe. Anhand von Gleichung (62a) lässt sich erkennen, dass eine Erhöhung der Radiallast, der Frequenz oder der Amplitude in höheren Axiallasten resultiert. Gleichung (88a) zeigt, dass eine Erhöhung der Drehzahl die maximal zulässige Axiallast reduziert. Somit kann eine Erhöhung des Werts von nur einem der vier Parameter bereits ausreichen, um die zulässige Axialkraft zu überschreiten. In der Literatur [9] existieren weitere Ansätze zur Berechnung der zulässigen Axiallast. Abhängig vom gewählten

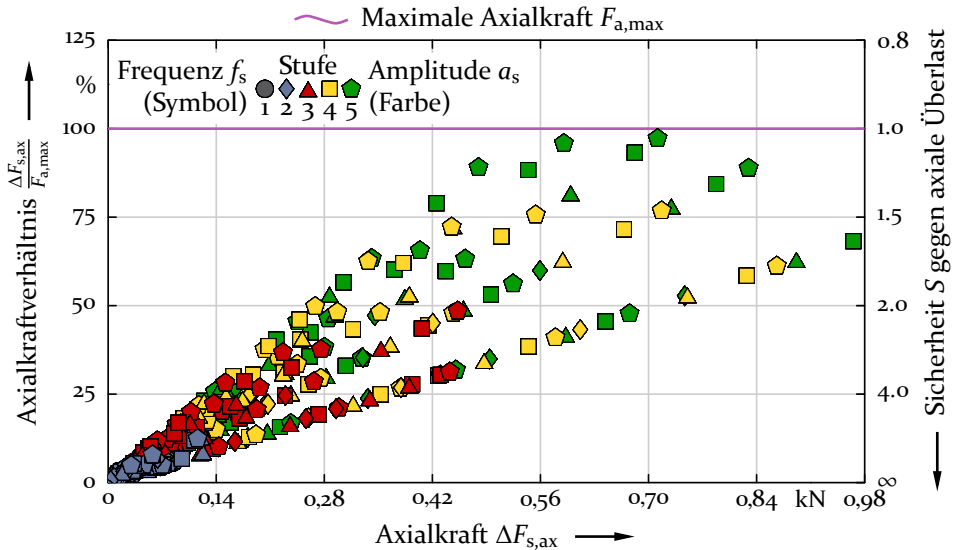


Bild 48: Durch Axialschwingungen erzeugte Axialkräfte  $\Delta F_{s,ax}$  im Verhältnis zu den maximal zulässigen Axialkräften  $F_{a,max}$  und daraus resultierende Sicherheit  $S$  gegen axiale Überlast.

Berechnungsansatz kann sich die Grenze der maximal zulässigen Belastung verschieben.

Hieraus ist zwangsläufig das Fazit zu ziehen, dass Axialschwingungen durchaus zu einer Überhöhung der Bordreibung und zu Verschleiß an den Borden der Lagerringe sowie den Stirnflächen der Wälzkörper führen können. Dies ist somit sinnvollerweise bei der Auslegung eines Zylinderrollenlagers unter Axialschwingungen zu berücksichtigen.

Zur Bestimmung der von Axialschwingungen erzeugten Axialkräfte ist das in Unterkapitel 6.9 entwickelte Berechnungsverfahren anzuwenden. Da es sich bei diesem Verfahren um eine empirisch bestimmte Approximation handelt, ist das Einbeziehen eines zusätzlichen Sicherheitsfaktors bei der Auslegung ratsam.

Auch wenn die am Schwingungsprüfstand gemessenen axialen Kräfte am Außenring die in Gleichung (86), 87a und 88a definierten Grenzbedingungen nicht verletzen, stellt sich trotzdem die Frage, ob Axialschwingungen dennoch die Kinematik der Wälzkörper und des Käfigs negativ beeinflussen können. Der Klärung dieser Fragestellung widmet sich das folgende Unterkapitel.

### 7.3 Erzeugung von Wälzkörpersatzschlupf

Auftretender Verschleiß in Zylinderrollenlagern hängt stark von den kinematischen Verhältnissen im Wälzlager ab. Dabei spielt vor allem die Drehzahl des Käfigs eine entscheidende Rolle. Erreicht der Käfig nicht seine Soll-Drehzahl, entstehen höhere Gleitreibungsanteile in den Rolle-Laufbahn-Kontakten, die in Folge zu Gleitverschleiß an den Lagerringen und den Wälzkörpern führen können. Die Soll-Drehzahl  $n_{K,soll}$  des Käfigs berechnet sich für eine Innenringdrehzahl  $n$  und bei stillstehendem Außenring wie folgt:

$$n_{K,soll} = \frac{n}{2} \cdot \left( 1 - \frac{D_w \cdot \cos \alpha}{D_{pw}} \right). \quad (89a)$$

Der Betriebsdruckwinkel  $\alpha$ , der Wälzkörperdurchmesser  $D_w$  und der Teilkreisdurchmesser  $D_{pw}$  betragen für das untersuchte Zylinderrollenlager NU 210:

$$\alpha = 0^\circ \quad D_w = 11 \text{ mm} \quad D_{pw} = 70,5 \text{ mm}. \quad (89b)$$

Die relative Abweichung der tatsächlichen Käfigdrehzahl  $n_{K,ist}$  von der Soll-Drehzahl  $n_{K,soll}$  wird als Wälzkörpersatzschlupf  $S$  bezeichnet. Dieser bestimmt sich nach:

$$S = 1 - \frac{n_{K,ist}}{n_{K,soll}}. \quad (90)$$

Um herauszufinden, ob Axialschwingungen die Kinematik des Käfigs negativ beeinflussen und zu Wälzkörpersatzschlupf führen, wodurch es in Folge zu erhöhtem Verschleiß kommen kann, ist der Schlupf  $S$  experimentell mit und ohne Axialschwingungen zu ermitteln.

Wie Unterkapitel 3.1 beschreibt, ist für die messtechnische Bestimmung des Schlupfs ein speziell präparierter Käfig zu verwenden. Dieser besitzt acht Nuten an einer der beiden Stirnflächen, in welche dünne Metallplättchen eingeklebt sind (siehe Bild 4, E3). Ein induktiver Näherungssensor zählt während eines definierten Zeitintervalls, wie viele dieser Plättchen die Messstelle passieren und berechnet daraus die durchschnittliche Drehzahl des Käfigs.

Definitionsgemäß ist es grundsätzlich nicht möglich, dass sich der Käfig schneller als dessen Soll-Drehzahl bewegt. Somit lässt sich die Höhe des

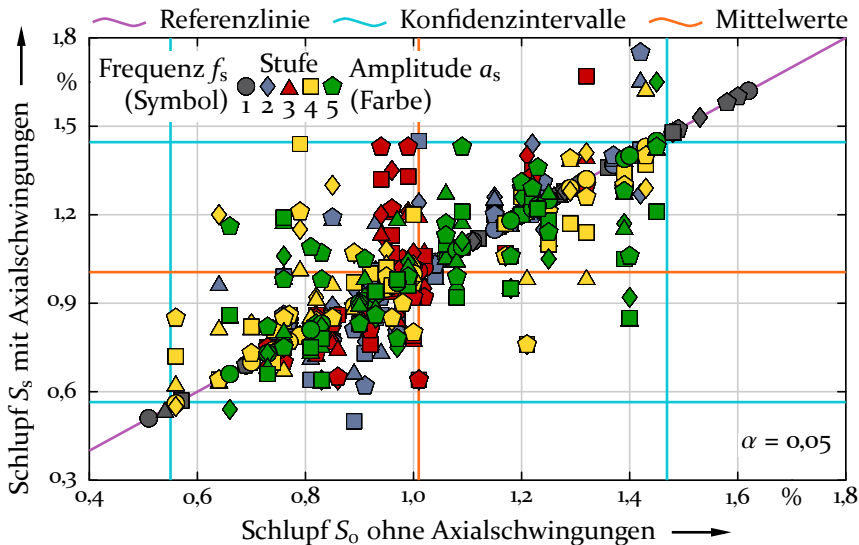


Bild 49: Gegenüberstellung des Wälzkörpersatzschlupfs ohne Axialsschwingungen  $S_0$  und mit Axialsschwingungen  $S_s$  für verschiedene Amplituden, Frequenzen, Drehzahlen und Radiallasten.

Schlupfs eindeutig aus der ermittelten Käfigdrehzahl berechnen. Ein Inkrementaldrehgeber misst die hierzu erforderliche tatsächliche Drehzahl der Welle. Für das Zeitintervall der Messung hat sich eine Dauer von 10 s als gut geeignet erwiesen.

Für die experimentelle Bestimmung des Wälzkörpersatzschlupfs kommt erneut der in Unterkapitel 6.2 festgelegte Versuchsplan mit 500 Versuchspunkten zum Einsatz. Dieser sieht Frequenzen von 0 bis 24 Hz und Amplituden von 0 bis 0,4 mm bei Drehzahlen zwischen 800/min und 4 000/min sowie Radiallasten zwischen 2 kN und 18 kN vor. Somit erfolgen 100 dieser Messungen ohne Axialsschwingungen und 400 weitere Messungen mit Axialsschwingungen durch schrittweise Erhöhung der Frequenz.

Bild 49 vergleicht den so gemessenen Schlupf  $S_s$  unter Axialsschwingungen mit dem ermittelten Schlupf  $S_0$  ohne Axialsschwingungen. Datenpunkte oberhalb der violetten Referenzlinie zeigen dabei einen verringernden Effekt der Axialsschwingungen auf den Schlupf, Datenpunkte unterhalb der Referenzlinie deuten auf einen erhöhenden Effekt hin. Es lässt sich erkennen, dass die Datenpunkte statistisch um die Referenzlinie streuen und weder ein positiver noch ein negativer Trend zu erkennen ist. Für jede Kombination aus Amplitude und Frequenz sind sowohl oberhalb als auch unterhalb der Referenzlinie Datenpunkte zu finden.

Dies zeigt sich auch an den orange dargestellten Linien für die Mittelwerte des Schlupfs  $S_s$  und  $S_o$ . Diese schneiden die Referenzlinie in nahezu demselben Punkt. Daraus folgt, dass Axialschwingungen im Mittel keinen Einfluss auf den Wälzkörpersatzschlupf ausüben und sich in den Experimenten mit und ohne Schwingungen im Mittel ein Schlupf von etwa 1 % ergibt.

Analog gilt für die hellblau dargestellten Konfidenzintervalle für  $S_s$  und  $S_o$ , welche sich ebenfalls beinahe auf der Referenzlinie schneiden, dass sowohl mit als auch ohne Axialschwingungen 95 % der Messungen des Schlupfs zwischen 0,55 % und 1,47 % liegen.

Die experimentellen Ergebnisse belegen somit eindeutig, dass Axialschwingungen keinen relevanten Einfluss auf den Wälzkörpersatzschlupf haben und folglich auf diese Weise auch nicht zu erhöhtem Verschleiß führen. Der Schlupf einzelner Wälzkörper lässt sich messtechnisch am Prüfstand leider nicht erfassen. Die relativ geringen Schlupfwerte des Käfigs von 1% deuten jedoch darauf hin, dass die Wälzkörper innerhalb der Lastzone ebenfalls nicht signifikant beeinflusst werden, da diese den Käfig anschieben und für dessen Drehzahl sorgen.

Auch wenn Axialschwingungen den Schlupf des Käfigs nicht beeinflussen, ist die Entstehung von erhöhtem Verschleiß nicht ausgeschlossen. So führen Axialschwingungen möglicherweise zu einer Störung eines adäquaten Schmierfilmaufbaus in den Wälzkontakten, was zu Mischreibung und damit auch zu Verschleiß führen kann. Das folgende Unterkapitel beleuchtet diese Hypothese.

## 7.4 Beeinträchtigung des Schmierfilmaufbaus

Die Vermeidung von Verschleiß in Wälzlagern ist in besonderem Maße davon abhängig, wie gut der Schmierstoff die Oberflächen der Wälzkörper, des Käfigs und der Lagerringe voneinander trennt. Um Mischreibung in den Wälz- und Gleitkontakten zu verhindern, muss die sich einstellende minimale Schmierfilmhöhe größer sein als die Summe der Rauheiten der beiden Kontaktpartner. Da sowohl die Bestimmung der minimalen Schmierfilmhöhe als auch die Ermittlung der Rauheiten äußerst aufwendig ist, erfolgt die Charakterisierung der Güte der Schmierfilmbildung in der Praxis üblicherweise auf Basis des Viskositätsverhältnisses  $\kappa$ . Dieses berechnet sich

aus der kinematischen Viskosität  $\nu$  des Schmierstoffs bei Betriebstemperatur und der Bezugviskosität  $\nu_1$  nach:

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1}. \quad (91)$$

Die Bezugviskosität berechnet sich nach [72] in Abhängigkeit der Drehzahl  $n$  sowie des mittleren Wälzlagerdurchmessers  $D_m$  über:

$$\nu_1 = \begin{cases} 45\,000 \cdot n^{-0,83} \cdot D_m^{-0,5} & \text{für } n < 1\,000 \frac{1}{\text{min}} \\ 4\,500 \cdot n^{-0,5} \cdot D_m^{-0,5} & \text{für } n \geq 1\,000 \frac{1}{\text{min}} \end{cases}. \quad (92)$$

Die Berechnung der kinematischen Viskosität  $\nu$  erfolgt gemäß dem in DIN 51563 [16] festgelegten und in Unterkapitel 4.4 beschriebenen Verfahren. Dabei wirkt sich die Betriebstemperatur des Schmierstoffs maßgeblich auf die kinematische Viskosität aus. Je höher die Temperatur ansteigt, desto mehr sinkt die Viskosität und ein umso geringerer Wert ergibt sich für das Viskositätsverhältnis  $\kappa$ .

Nach [71] empfiehlt sich ein Wert von  $\kappa \geq 4$  für eine vollständige Trennung der Kontaktflächen durch den Schmierstoff. Die Praxis geht bereits ab einem Wert von  $\kappa \geq 2$  von einem weitestgehend voll tragenden Schmierfilm aus. Bei einem Viskositätsverhältnis von  $\kappa < 2$  ist mit dem Auftreten von Mischreibung und Verschleiß an den Wälzkörpern und Laufbahnen zu rechnen.

Unterkapitel 6.3 zeigt 100 experimentelle Messungen der Beharrungstemperatur am Außenring für jeweils fünf verschiedene Drehzahlen und Radiallasten zwischen 800/min und 4 000/min beziehungsweise zwischen 2 kN und 18 kN. Unterkapitel 6.6 liefert in 400 weiteren experimentellen Untersuchungen die resultierenden Beharrungstemperaturen am Außenring für diese Drehzahlen und Radiallasten, jedoch mit zusätzlichen Axialschwingungen mit Frequenzen bis 24 Hz und Amplituden bis 0,4 mm. Diese Ergebnisse lassen auf eine deutliche Erhöhung der Beharrungstemperatur des Zylinderrollenlagers bei zusätzlichen Axialschwingungen schließen.

Um herauszufinden, ob diese Erhöhungen der Beharrungstemperatur aufgrund der Axialschwingungen den Schmierfilmaufbau derart beeinträchtigen, dass es zur Entstehung von Mischreibung kommt, ist jeweils das sich aus der Beharrungstemperatur ergebende Viskositätsverhältnis  $\kappa_0$  für die Messungen ohne Axialschwingungen beziehungsweise das Viskositätsverhältnis  $\kappa_S$  für die Versuche mit Axialschwingungen zu bestimmen.

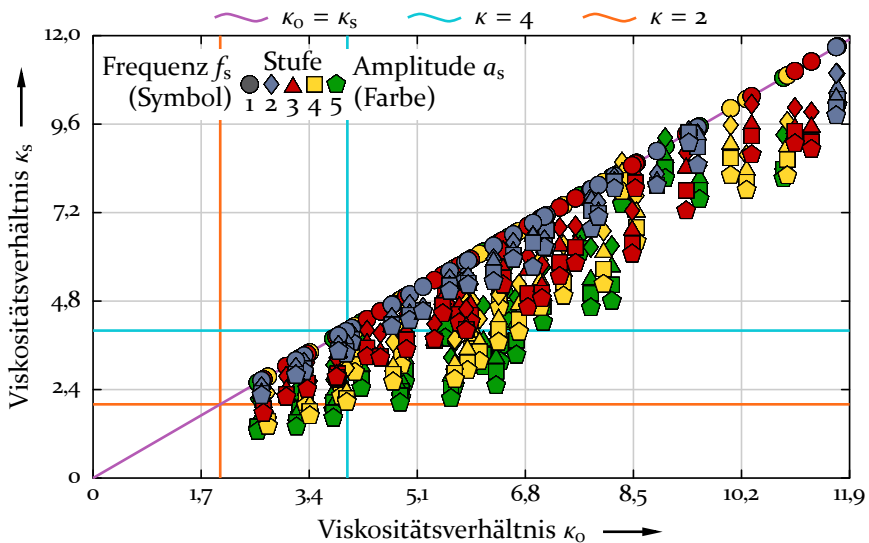


Bild 50: Auswirkung von Axialschwingungen verschiedener Amplituden und Frequenzen auf die Schmierfilmbildung anhand des Viskositätsverhältnisses  $\kappa$ .

Bild 50 stellt die bestimmten Viskositätsverhältnisse  $\kappa_s$  den Viskositätsverhältnissen  $\kappa_o$  gegenüber und veranschaulicht so den Einfluss der Axialschwingungen auf die Schmierfilmbildung. Je weiter ein Datenpunkt unter der violetten Referenzlinie liegt, desto gravierender fällt die Reduktion des Viskositätsverhältnisses durch die Axialschwingungen aus. Die hellblauen Linien kennzeichnen die empfohlene Grenze für Vollschmierung ( $\kappa = 4$ ), die orangenen Linien zeigen die Grenze für Mischreibung ( $\kappa = 2$ ) auf.

Es ist klar zu erkennen, dass Axialschwingungen zu einer drastischen Reduktion des Viskositätsverhältnisses führen. Während die Versuche ohne Axialschwingungen alle Viskositätsverhältnisse oberhalb der Mischreibungsgrenze von  $\kappa_o = 2$  ergeben, fällt das Viskositätsverhältnis  $\kappa_s$  in mehreren Fällen unter diese Schwelle, was dazu führt, dass kein ausreichend dicker Schmierfilm mehr entsteht und es zu Mischreibung kommt.

Je größer die Viskosität eines Schmierstoffs ist, desto mehr Reibung entsteht während des Betriebs eines Wälzlagers. Aus diesem Grund werden in der Anwendung oft Viskositätsverhältnisse zwischen  $\kappa = 3$  und  $\kappa = 4$  angestrebt. Bei zusätzlich wirkenden Axialschwingungen ist dies nicht empfehlenswert. Wie Bild 50 zeigt, ist teilweise eine Änderung des Viskositätsverhältnisses  $\Delta\kappa \approx 4$  zu beobachten. Zur Sicherstellung von Vollschmierung bei axialen Schwingungen sollte somit die Schmierstoffviskosität entsprechend

höher gewählt werden. Für die Berechnung der hierfür erforderlichen Temperaturerhöhung aufgrund der Axialschwingungen bietet sich die Anwendung des in Unterkapitel 6.9 entwickelten Berechnungsmodells an.

Als Fazit ist festzuhalten, dass Axialschwingungen die Schmierfilmbildung stark beeinträchtigen und zu Mischreibung führen können. Dabei spielt die Viskosität und die Additivierung des verwendeten Schmierstoffs eine entscheidende Rolle. Zur dauerhaften Sicherstellung von Vollschrnerung ist auch die Alterung des Schmierstoffs als wichtiger Aspekt zu berücksichtigen. Das folgende Unterkapitel befasst sich deshalb mit der Frage, ob Axialschwingungen zu einer schnelleren Alterung des Schmierstoffs führen.

## 7.5 Beschleunigung der Schmierstoffalterung

Die auf dem Markt verfügbare Auswahl an Schmierstoffen mit unterschiedlichen chemischen Zusammensetzungen sowie die verschiedenen Möglichkeiten der Versorgung eines Wälzlagers mit Schmierstoff ermöglicht es, die Schmrnerung optimal auf die jeweiligen Betriebsbedingungen einer Wälzlagerung auszulegen. Dies macht jedoch eine generelle Aussage, ob sich Axialschwingungen in kritischem Ausmaß auf die Gebrauchsdauer eines Schmierstoffs auswirken, unmöglich. Allen Schmierstoffen gemeinsam ist jedoch, dass diese mit der Zeit altern und ihre Schmierfähigkeit nachlässt. Dieser Alterungsprozess wird unter anderem von der thermischen und mechanischen Belastung des Schmierstoffs negativ beeinflusst.

Das Ziel dieses Unterkapitels ist es somit, das Ausmaß des Einflusses von Axialschwingungen auf die thermische und mechanische Beanspruchung des Schmierstoffs zu dokumentieren und es dem Anwender zu ermöglichen, die durch Axialschwingungen veränderten Betriebsbedingungen bei der Auswahl eines geeigneten Schmierstoffs zu berücksichtigen.

Zur Beschreibung der thermischen Beanspruchung des Schmierstoffs im herkömmlichen Betrieb kommen die 100 in Unterkapitel 6.3 gezeigten experimentell ermittelten Beharrungstemperaturen für jeweils fünf verschiedene Drehzahlen zwischen 800/min und 4 000/min und Radiallasten zwischen 2 kN und 18 kN zum Einsatz. Die zusätzliche thermische Beanspruchung durch zusätzliche Axialschwingungen mit Frequenzen bis 24 Hz und Amplituden bis 0,4 mm zeigen die 400 von Unterkapitel 6.6 bereitgestellten experimentellen Messungen der Beharrungstemperaturen am Außenring.

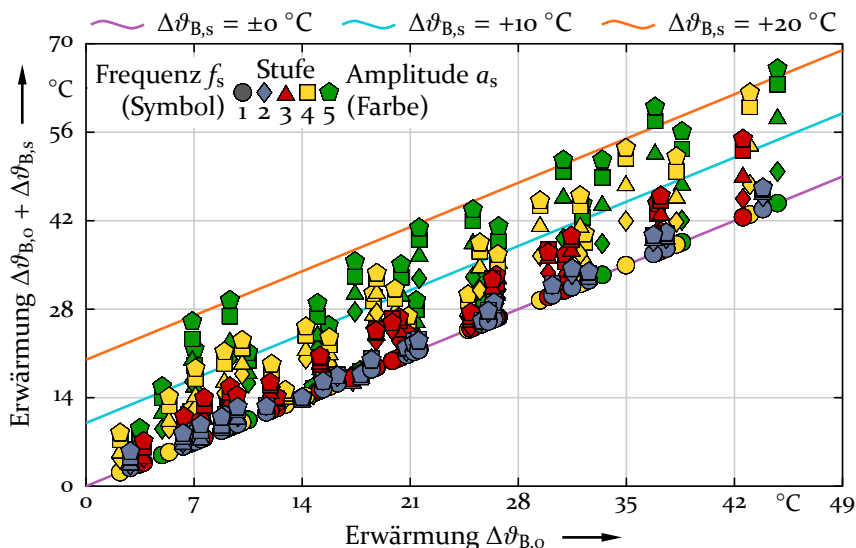


Bild 51: Auswirkung von Axialschwingungen verschiedener Amplituden und Frequenzen auf die Erwärmung in der Mitte der Lastzone des Außenrings für verschiedene Drehzahlen und Radiallasten.

Bild 51 stellt die gemessenen Erwärmungen  $\Delta\vartheta_{B,0}$  des Außenrings ohne Axialschwingungen und die gesamte Erwärmung  $\Delta\vartheta_{B,0} + \Delta\vartheta_{B,s}$  mit zusätzlichen Axialschwingungen gegenüber. In den mit Minimalmengenschmierung durchgeführten Experimenten ohne Axialschwingungen entstehen Erwärmungen von  $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Die Axialschwingungen erzeugen zusätzliche Erwärmungen  $\Delta\vartheta_{B,s}$  von etwa  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  (orange Linie).

Nach DAHLKE [13] zeigen Betriebstemperaturen unterhalb von  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$  einen eher geringen Einfluss auf die Schmierstoffalterung. Erst oberhalb von  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$  nimmt dieser Einfluss überproportional zu und es kommt zu verstärkter Oxidation, was sich an einer bräunlichen Verfärbung des Schmierstoffs erkennen lässt. DAHLKE nennt als überschlägige Daumenregel, dass bei Temperaturen ab  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$  eine Erwärmung des Schmierstoffs um weitere  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$  die Gebrauchsdauer in etwa halbiert. Demzufolge können die durch Axialschwingungen erzeugten Erwärmungen bei Anwendungen mit hoher Umgebungstemperatur und einer Schmierung mit wenig Kühlwirkung – beispielsweise Fett – zu einer drastischen Beschleunigung der Schmierstoffalterung führen und sollten in diesem Fall bei der Auswahl eines geeigneten Schmierstoffs berücksichtigt werden.

Da die resultierenden absoluten Temperaturen wesentlich von den thermischen Eigenschaften einer Wälzlagerung abhängen, ist für die Bestimmung

der absoluten Erwärmung  $\Delta\vartheta_{B,s}$  durch Axialschwingungen das in Unterkapitel 6.9 vorgestellte Berechnungsverfahren zu verwenden.

Neben der Temperatur tragen auch mechanische Beanspruchungen des Schmierstoffs zu einer beschleunigten Alterung bei. Diese Beanspruchungen entstehen vor allem durch Scherung des Schmierfilms aufgrund von Gleitbewegungen in den Kontakten. Die dadurch entstehenden Scherkräfte führen zum Zerreißen von Molekülketten, was zu einer Reduktion der Schmierstoffviskosität führt. Vor allem Schmierfette sind anfällig für mechanische Beanspruchungen, da die auftretenden Scherkräfte die Verdickermatrix beschädigen und somit die Schmierwirkung beeinträchtigen.

Axialschwingungen beeinflussen insbesondere die Gleitbewegungen zwischen der Laufbahn des schwingenden Lagerrings und den Wälzkörpern. Eine Einschätzung der Auswirkung von Axialschwingungen auf die mechanische Beanspruchung des Schmierstoffs im Rolle-Laufbahn-Kontakt ist über einen Vergleich der Gleitgeschwindigkeiten ohne und mit Axialschwingungen möglich.

Ohne Axialschwingungen entstehen diese Gleitgeschwindigkeiten aufgrund des Schlupfs des Wälzkörpersatzes. Aus der Differenz der tatsächlichen Drehzahl  $n_{K,ist}$  des Käfigs und dessen theoretische Soll-Drehzahl  $n_{K,soll}$  sowie dem Durchmesser  $D_L$  der Laufbahn des sich drehenden Lagerrings lässt sich die Gleitgeschwindigkeit  $v_o$  ohne Axialschwingungen wie folgt bestimmen:

$$v_o = (n_{K,soll} - n_{K,ist}) \cdot \pi \cdot D_L . \quad (93)$$

Der Durchmesser  $D_L$  des sich drehenden Innenrings des untersuchten Prüflagers NU 210 beträgt 59,5 mm. Die Soll-Drehzahl des Käfigs berechnet sich nach Gleichung (89a). Die tatsächliche Käfigdrehzahl  $n_{K,ist}$  ist jeweils gezielt experimentell zu bestimmen. Wie Bild 49 zeigt, beträgt die Ist-Drehzahl des Käfigs für die experimentellen Versuche am Schwingungsprüfstand im Mittel etwa 99 % der Soll-Drehzahl.

Die axiale Gleitgeschwindigkeit  $v_s$  aufgrund der Axialschwingungen lässt sich aus der Frequenz  $f_s$  und der Amplitude  $a_s$  berechnen durch:

$$v_s = 4 \cdot f_s \cdot a_s . \quad (94)$$

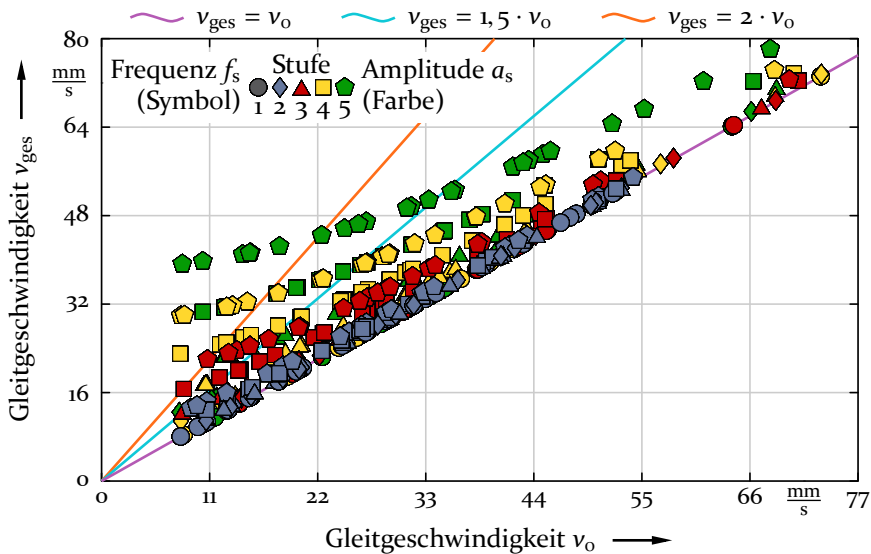


Bild 52: Gegenüberstellung der gesamten Gleitgeschwindigkeit  $v_{ges}$  mit Axialschwingungen und der Gleitgeschwindigkeit  $v_0$  ohne Axialschwingungen zwischen Wälzkörpern und Innenringlaufbahn für verschiedene Amplituden und Frequenzen.

Da die Richtungen der beiden Gleitgeschwindigkeiten  $v_0$  und  $v_s$  senkrecht zueinander stehen, ist für einen aussagekräftigen Vergleich der Gleitgeschwindigkeiten mit und ohne Axialschwingungen erst die sich ergebende Gesamtgeschwindigkeit  $v_{ges}$  zu ermitteln. Diese ergibt sich über:

$$v_{ges} = \sqrt{v_0^2 + v_s^2}. \quad (95)$$

Für eine Gegenüberstellung der Gleitgeschwindigkeiten  $v_{ges}$  mit und  $v_0$  ohne Axialschwingungen sind für Drehzahlen zwischen 800/min und 4000/min, Radiallasten zwischen 2 kN und 18 kN, Frequenzen zwischen 0 Hz und 24 Hz sowie Amplituden zwischen 0 mm und 0,4 mm jeweils die tatsächlichen Drehzahlen des Käfigs experimentell am Schwingungsprüfstand zu bestimmen.

Wie in Unterkapitel 3,1 beschrieben, geschieht dies über einen mit kleinen Metallplättchen versehenen Käfig, welche beim Passieren eines Näherungssensors gezählt werden und woraus sich die Käfigdrehzahl ableiten lässt (siehe Bild 4, E3). Die Bestimmung der Drehzahl des Innenrings, welche für die Berechnung der Soll-Drehzahl des Käfigs erforderlich ist, erfolgt mithilfe eines Inkrementaldrehgebers.

Bild 52 veranschaulicht die Ergebnisse dieser Messungen und stellt die Gleitgeschwindigkeiten in den Rolle-Laufbahnkontakten mit und ohne Axialschwingungen gegenüber. Die farbigen Linien kennzeichnen dabei relative Erhöhungen der Gleitgeschwindigkeiten um die Faktoren 1, 1,5 und 2. Wie sich erkennen lässt, bewirken Axialschwingungen vor allem bei niedrigeren Drehzahlen eine starke Änderung der Gleitgeschwindigkeiten um mehr als das Doppelte.

Inwieweit dieses Verhalten zu einer kritischen Beschleunigung der Alterung beiträgt, ist vor allem von der mechanischen Stabilität des verwendeten Schmierstoffs abhängig. Die durch Axialschwingungen verursachten Gleitanteile sollten somit – insbesondere bei fettgeschmierten Wälzlagern – bei der Auswahl des richtigen Schmierstoffs bedacht werden.

Die bisherigen Unterkapitel 7.2 bis 7.5 befassen sich mit verschiedenen möglichen Schadensmechanismen durch Axialschwingungen. Das nun folgende Unterkapitel 7.6 untersucht die für die experimentellen Messungen zum Einsatz kommenden Zylinderrollenlager auf durch Axialschwingungen erzeugten Verschleiß.

## 7.6 Verschleißuntersuchung

Die Untersuchung von bereits gelaufenen, mit Axialschwingungen beaufschlagten Zylinderrollenlagern gibt weitere wichtige Hinweise darauf, wie sich Axialschwingungen auf das Verschleißverhalten auswirken und ermöglicht es, Rückschlüsse über die Plausibilität der in Unterkapitel 7.2 bis 7.5 aufgestellten Hypothesen zum Verschleißverhalten zu ziehen. Dieses Unterkapitel beschreibt die Ergebnisse der Verschleißuntersuchungen der im Rahmen dieser Arbeit mit Axialschwingungen beaufschlagten Zylinderrollenlager NU 210.

Wie in Unterkapitel 6.2 näher erklärt, kommt für alle experimentellen Versuche zur Bestimmung der Reibungsverluste aufgrund von Axialschwingungen (Kapitel 6) dasselbe Prüflager – nachfolgend mit *P* bezeichnet – zum Einsatz. Um die Aussagekraft dieser Ergebnisse zu gewährleisten, ist somit zuerst in einem vorgezogenen Verschleißtest an einem anderen Testlager – fortlaufend *T* genannt – sicherzustellen, dass Axialschwingungen kein die Ergebnisse negativ beeinflussendes Ausmaß an Verschleiß herbeiführen. Somit stehen zwei Zylinderrollenlager, das Prüflager *P* und das Testlager *T* für Verschleißuntersuchungen zur Verfügung.

Der Verschleißtest  $T$  sieht Axialschwingungen mit den am Schwingungsprüfstand größtmöglichen Amplituden und Frequenzen von 0,4 mm und 24 Hz vor, um einen Verschleiß erhöhenden Effekt der Axialschwingungen bestmöglich zu identifizieren. Dabei ist mit 2 000/min eine moderate Drehzahl von etwas mehr als 20 % der Grenzdrehzahl gewählt. Für die Radiallast ist ein Wert von 7,5 kN vorgesehen, was 10 % der dynamischen Tragzahl des Testlagers entspricht. Diese Wahl der Drehzahl und Radiallast dient der Sicherstellung, dass trotz der sich während des Verschleißtests  $T$  entwickelnden Erwärmung  $\Delta\vartheta_B$  des Außenrings von 31 °C stets ein Viskositätsverhältnis  $\kappa \geq 3$  vorherrscht und somit eine ausreichend gute Schmierfilmbildung in den Wälzkontakten gewährleistet ist.

Für die Dauer des Verschleißtests ist eine Zyklenzahl der Axialschwingungen von  $2 \cdot 10^7$  definiert, was einem gesamten axialen Gleitweg der 16 Wälzkörper von etwa 512 km entspricht und in einer Versuchslaufzeit von 231,5 h resultiert. Dies entspricht in etwa 1,3 % der nominellen Ermüdungslebensdauer  $L_{10h}$  und bietet den Axialschwingungen ausreichend Zeit, um Verschleiß zu erzeugen.

Neben der Klärung der Frage, ob ein Zylinderrollenlager für alle Experimente einsetzbar ist, gibt dieser Verschleißtest  $T$  vor allem Aufschluss darüber, ob Axialschwingungen selbst bei ansonsten einwandfreien Betriebsbedingungen zwangsläufig Verschleiß erzeugen oder ob sich durch eine geeignete Auslegung einer Lagerung die Entstehung von Verschleiß grundsätzlich verhindern lässt.

Im Gegensatz zum Testlager  $T$  ist das Prüflager  $P$  einem breiten Drehzahlbereich von 800/min bis 4 000/min und verschiedenen hohen Radiallasten zwischen 2 kN und 18 kN ausgesetzt. Die Frequenzen und Amplituden der Axialschwingungen bewegen sich zwischen 0 Hz und 24 Hz, beziehungsweise 0 mm und 0,4 mm. Der Bereich der Drehzahlen und Radiallasten ist dabei so gewählt, dass ohne zusätzliche Axialschwingungen ein verschleißfreier Betrieb unter Vollschmierung gewährleistet ist.

Je nach Parameterkombination entstehen durch die zusätzlichen Axialschwingungen Erwärmungen zwischen 0 °C und 66 °C, was zu einer Schwankung des Viskositätsverhältnisses  $\kappa$  zwischen 1,3 und 11,7 führt. Damit kommt es durch Axialschwingungen bei einigen Versuchspunkten zu keiner ausreichenden Schmierfilmbildung mehr und zur Entstehung von Mischreibung.

Tabelle 7: Zusammenfassung der Parameter für die Experimente mit dem Testlager *T* und dem Prüflager *P*.

Parameter der Experimente	Testlager <i>T</i>	Prüflager <i>P</i>
Drehzahl $n$	2 000/min	800/min – 4 000/min
Radiallast $F_r$	7,5 kN	2 kN – 18 kN
Frequenz $f_s$	24 Hz	0 Hz – 24 Hz
Amplitude $a_s$	0,4 mm	0 mm – 0,4 mm
Erwärmung des Außenrings $\Delta\vartheta_B$	31 K	0 K – 66 K
Viskositätsverhältnis $\kappa$	3,3	1,3 – 11,7
Umdrehungen	$27,8 \cdot 10^6$	$58,9 \cdot 10^6$
Axialer Gleitweg der Wälzkörper	512,0 km	193,2 km
Laufzeit	231,5 h	401 h
Laufzeit / Lebensdauer $L_{10h}$	1,3 %	16,2 %

Mit einem insgesamt erzeugten axialen Gleitweg der 16 Wälzkörper von etwa 193,2 km bietet auch das Versuchsprogramm am Prüflager *P* den Axialschwingungen ausreichend Zeit zur Erzeugung von Verschleiß. Bis zum Abschluss des Prüfprogramms absolvierte das Prüflager eine Laufzeit von 401 h. Relativ zur nominellen Lebensdauer  $L_{10h}$  entspricht dies circa 16,2 %.

Somit zeigt das Prüfprogramm *P*, wie stark sich überlagerte Axialschwingungen bei nicht idealen Betriebsbedingungen auf den Verschleiß auswirken und inwieweit dieser Effekt mit der Drehzahl oder der radialen Belastung eines Zylinderrollenlagers in Wechselwirkung tritt. Tabelle 7 fasst die gewählten Versuchparameter und die daraus resultierenden Ergebnisse des Verschleißtests *T* sowie des Prüfprogramms *P* in übersichtlicher Form zusammen.

Axialschwingungen wirken sich vor allem auf die Kontakte zwischen Innenringlaufbahn und Wälzkörper durch die Entstehung von axialen Gleitbewegungen und Reibungskräften aus. Somit sind die Laufflächen der Wälzkörper und des Innenrings von besonderem Interesse für die Verschleißanalysen.

Bild 53 zeigt den Innenring und einen Teil der Wälzkörper des Testlagers *T*. Besonders auffällig sind dabei deutlich ausgeprägte, bräunliche Verfärbungen der Innenringlaufbahn und der Mantelflächen der Wälzkörper. Derartige Verfärbungen sind in der Regel auf stark gealterten und oxidierten Schmierstoff zurückzuführen. Eine Alterung des Schmierstoffs entsteht, wie

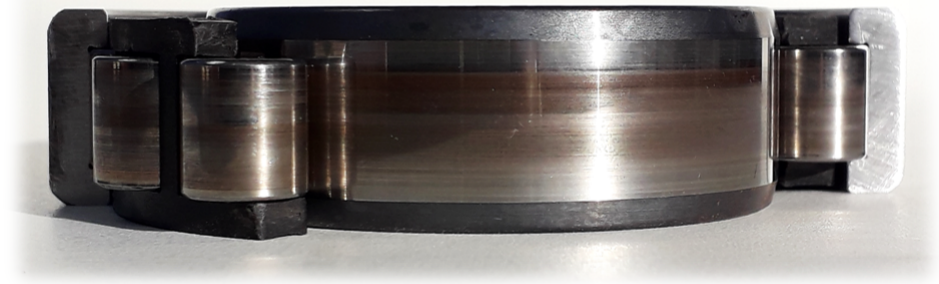


Bild 53: Verfärbungen des Schmierstoffs auf der Laufbahn des Innenrings und an den Wälzkörpern des Testlagers *T* nach dem Vorversuch.

in Unterkapitel 7.5 beschrieben, sowohl durch hohe thermische als auch durch starke mechanische Beanspruchungen.

Da die im Verschleißtest *T* beobachtete Erwärmung des Außenrings von 31 °C keine allzu hohe thermische Beanspruchung für den Schmierstoff darstellt, ist eine thermische Alterung als eher unwahrscheinlich anzusehen. Die von den Axialschwingungen erzeugten axialen Gleitbewegungen zwischen den Mantelflächen der Wälzkörper und der Laufbahn des Innenrings von 512 km und der damit verbundenen mechanischen Scherung des Schmierstoffs stellen hier eine deutlich drastischere Beanspruchung des Schmierstoffs dar, weshalb von einer mechanisch erzeugten Alterung des Schmierstoffs auszugehen ist.

Trotz der hohen Beanspruchung des Schmierstoffs entstand keine ersichtliche Beeinträchtigung der Schmierfilmbildung. Weder an den Laufbahnen der Lagerringe noch an den Laufflächen der Wälzkörper sind abrasive Verschleißspuren zu erkennen, was dafür spricht, dass es (noch) nicht zu Mischreibungszuständen aufgrund einer herabgesetzten Leistungsfähigkeit des Schmierstoffs gekommen ist. Messungen der Rauheitsprofile in axialer Richtung auf der Laufbahn des Innenrings sowie der Mantelfläche eines Wälzkörpers des Testlagers *T* und ein Vergleich mit entsprechenden Messungen an einem unbenutzten Referenzlager *R* (siehe Bild 55 und Bild 56) lassen ebenfalls keinen nennenswerten Verschleiß am Testlager *T* erkennen.

Die von Axialschwingungen erzeugte, in Unterkapitel 7.2 untersuchte Erhöhung der Bordreibung führt ebenfalls nicht zu erkennbarem Verschleiß. Weder die Borde des Außenrings noch die Stirnflächen der Wälzkörper des Testlagers *T* zeigen entsprechende Verschleißspuren.

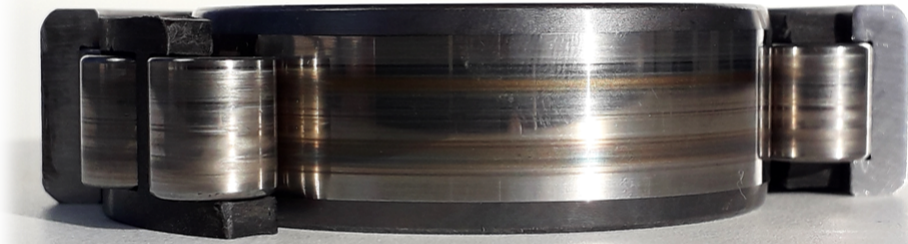


Bild 54: Leichte Verschleißspuren durch Mischreibung und Verfärbungen des Schmierstoffs am Innenring und an den Wälzkörpern des Prüflagers *P* nach dem Versuchsprogramm.

Damit ist aus dem Verschleißtest *T* die Erkenntnis zu gewinnen, dass Axialschwingungen nicht zwangsläufig zu erhöhtem Verschleiß führen müssen und sich Verschleiß unter günstig gestalteten Betriebsbedingungen sogar gänzlich vermeiden lässt. Hierzu ist jedoch ein besonderes Augenmerk auf die Wahl des richtigen Schmierstoffs zu richten und die durch Axialschwingungen verkürzte Gebrauchsdauer des Schmierstoffs zu berücksichtigen.

Für das Prüflager *P* entsteht ein etwas anderes Verschleißbild. Bild 54 zeigt dessen Innenring und mehrere Wälzkörper nach Abschluss des Prüfprogramms. Bräunliche Verfärbungen aufgrund von oxidiertem Schmierstoff sind beim Prüflager *P* sichtlich schwächer ausgeprägt als beim Testlager *T*, obwohl die zeitweilig auftretenden Erwärmungen bis 66 °C deutlich höher ausfallen.

Dies ist auf zwei Ursachen zurückzuführen: Zum einen fällt der insgesamt während des Prüfprogramms *P* erzeugte Gleitweg der Wälzkörper mit 193,2 km deutlich geringer aus als der Gleitweg im Verschleißtest *T*, zum anderen tragen die Versuchspunkte ohne Axialschwingungen dazu bei, die durch Alterung des Schmierstoffs auf den Laufflächen entstehenden Transferfilme zwischenzeitlich wieder abzutragen.

Auf der Laufbahn des Innenrings sind zwei umlaufende, bräunliche Streifen zu erkennen. Die in Bild 55 dargestellte Messung des Oberflächenprofils der Laufbahn in axialer Richtung zeigt eine Einglättung der Rauheitsspitzen an diesen beiden Stellen. Die Laufbahn des Außenrings zeigt im Bereich der Lastzone ebenfalls zwei leicht bräunliche Streifen. Wie in den Bildern 54 und 55 zu erkennen ist, entspricht der Abstand dieser Verschleißspuren in etwa  $\frac{2}{3}$  der Wälzkörperlänge, womit ein Verkippen oder Schränken des Außenrings als Verschleißursache auszuschließen ist. Stattdessen ist dieses

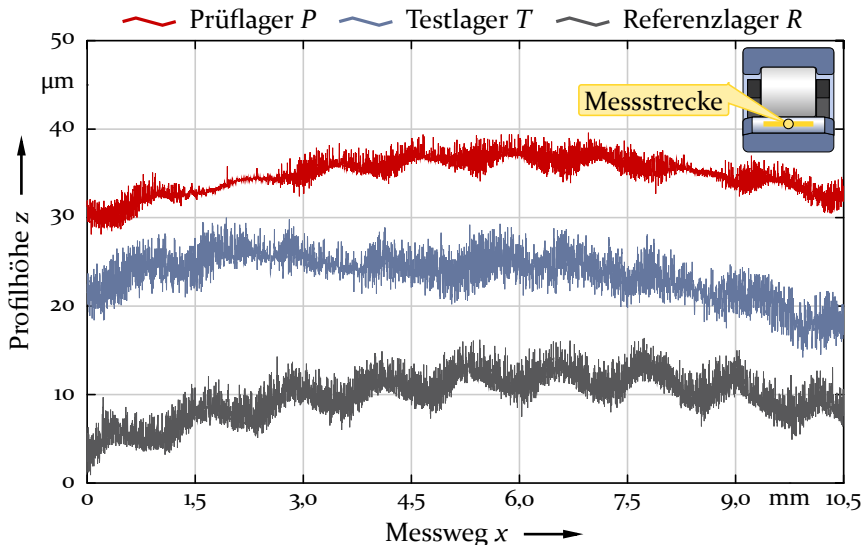


Bild 55: Messungen der Oberflächenprofile in axialer Richtung der Innenringlaufbahn des Prüflagers, des Testlagers und einem unbenutzten Lager am Laserscanning-Mikroskop VKX-200 der Firma KEYENCE.

Verschleißbild auf Mischreibungszustände und Mangelschmierung zurückzuführen. Die Laufflächen der Wälzkörper lassen optisch ebenfalls geringe Spuren von Verschleiß erkennen. In den in Bild 56 dargestellten Profilmessungen sind diese jedoch kaum zu erkennen.

Das zu sehende Verschleißbild ist konsistent mit den für die verschiedenen Messpunkte des Prüfprogramms ermittelten Werten für das Viskositätsverhältnis  $\kappa$ . Wie Bild 50 veranschaulicht, ergibt sich aufgrund der durch Axialschwingungen verursachten Temperaturerhöhungen für mehrere Versuchspunkte ein Viskositätsverhältnis  $\kappa \leq 2$ , was allgemein als zuverlässiger Indikator für das zeitweilige Auftreten von Mischreibung betrachtet wird.

Obwohl, wie in Bild 48 zu sehen ist, die während des Prüfprogramms *P* gemessenen Axialkräfte die maximal zulässigen Axialkräfte beinahe erreichen, sind dennoch keine Verschleißspuren an den Außenringborden oder den Stirnflächen der Wälzkörper zu erkennen.

Aus der Verschleißanalyse des Prüflagers *P* ist das Fazit zu ziehen, dass Axialschwingungen die Schmierbedingungen derart negativ beeinflussen, dass unter bestimmten Betriebsbedingungen mit einem Verschleiß der Laufflächen aufgrund von Mischreibung und Mangelschmierung zu rechnen ist. Auch hier hängt die Entstehung von Verschleiß wesentlich von der Wahl des

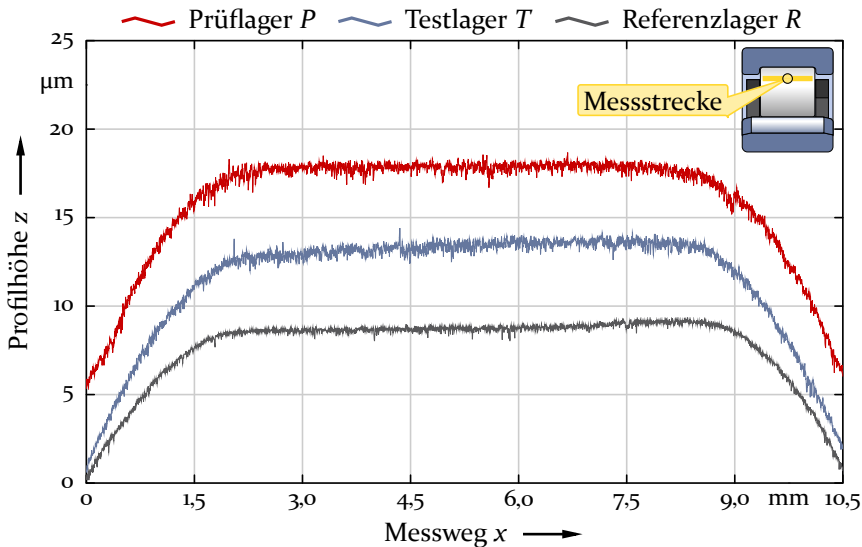


Bild 56: Messungen der Oberflächenprofile in axialer Richtung eines Wälzkörpers des Prüflagers, des Testlagers und einem unbenutzten Lager am Laserprofilometer *Microfocus Expert* der Firma UBM.

richtigen Schmierstoffs ab. Dieser muss eine ausreichend hohe Viskosität besitzen, um trotz der durch Axialschwingungen erzeugten Erwärmung und der damit einhergehenden Reduktion der Betriebsviskosität ein ausreichend hohes Viskositätsverhältnis  $\kappa$  sicherzustellen.

Auf Basis der in den Unterkapiteln 7.2 bis 7.5 untersuchten Verschleißmechanismen sowie den im aktuellen Unterkapitel durchgeführten Verschleißanalysen der beiden mit Axialschwingungen beaufschlagten Zylinderrollenlagern lassen sich geeignete Maßnahmen zur Vermeidung von Verschleiß durch Axialschwingungen ableiten. Dieser Aufgabe widmet sich das folgende Unterkapitel.

## 7.7 Maßnahmen zur Verschleißvermeidung

Axialschwingungen beeinflussen die Entstehung von Verschleiß in Zylinderrollenlagern, jedoch lässt sich dieser Einfluss durch geeignete Maßnahmen weitgehend neutralisieren. Das aktuelle Unterkapitel fasst deshalb die in den Unterkapiteln 7.2 bis 7.6 gewonnenen Erkenntnisse zum Verschleißverhalten zusammen und gibt Empfehlungen, wie sich auftretender Verschleiß vermeiden lässt.

Axialschwingungen erzeugen, wie Unterkapitel 7.2 beschreibt, hohe Axialkräfte und damit verbundene Bordreibung. Die durchgeführten experimentellen Versuche führten nicht zu einer Überschreitung der maximal zulässigen Axialkräfte und die in Unterkapitel 7.6 dokumentierten Verschleißuntersuchungen lieferten keine Anzeichen auf dadurch entstehenden Verschleiß. Dies schließt jedoch nicht aus, dass Axialschwingungen in bestimmten Anwendungsfällen nicht zu Verschleiß zwischen den Wälzkörpern und den Lagerringborden führen. Aus diesem Grund ist zu empfehlen, die Höhe der in einem Anwendungsfall entstehenden Axialkräfte anhand des in Kapitel 6 entwickelten Berechnungsmodells zu überprüfen.

Sollten die berechneten Axialkräfte die maximal zulässigen Werte überschreiten, so besteht die Möglichkeit, Ausführungen von Zylinderrollenlagern mit geometrisch optimierten Rolle-Bord-Kontakten zu verwenden. Dadurch lässt sich die axiale Tragfähigkeit des Zylinderrollenlagers um bis zu 50 % erhöhen [72]. Um auch bei hohen vorhergesagten Axialkräften die Verschleißfreiheit sicherzustellen, kann der Einsatz dieser Ausführung der Zylinderrollenlager in bestimmten Fällen sinnvoll sein. Das bringt den zusätzlichen Vorteil mit sich, dass sich das durch Axialschwingungen erzeugte Reibungsmoment reduziert.

Wie Unterkapitel 7.3 belegt, zeigen Axialschwingungen keinerlei Einfluss auf den Wälzkörpersatzschlupf. Hierbei ist vorausgesetzt, dass die zur Vermeidung von Schlupf festgelegte Mindestbelastung des Wälzlagers nicht unterschritten wird. Findet dies bei der Auslegung einer Wälzlagerung Berücksichtigung, so sind keine weiteren Maßnahmen zur Vermeidung von Schlupf durch Axialschwingungen zu treffen.

Unterkapitel 7.4 dokumentiert eine deutliche Beeinträchtigung des Schmierfilmaufbaus durch Axialschwingungen aufgrund der höheren Erwärmung der Wälzlagerung und der daraus folgenden Reduktion der Schmierstoffviskosität. Auftretende Erhöhungen der Betriebstemperatur sind über das in Kapitel 6 beschriebene Berechnungsverfahren abzuschätzen und bei der Festlegung der Schmierstoffviskosität für den jeweiligen Anwendungsfall entsprechend zu berücksichtigen.

Bei der Auslegung der Schmierung ist ebenfalls zu berücksichtigen, dass Axialschwingungen, wie die Unterkapitel 7.5 und 7.6 aufzeigen, die Alterung des Schmierstoffs beschleunigen. Dies beeinflusst sowohl die Auswahl des richtigen Schmierstoffs und eines geeigneten Schmierverfahrens als auch die Festlegung entsprechend verkürzter Intervalle für einen Schmierstoffwechsel.

Abschließend ist zu erwähnen, dass ein verschleißfreier Betrieb mit Axialschwingungen nur dann möglich ist, wenn eine ausreichend hohe Wellendrehzahl vorliegt. Eine ausreichend hohe Drehzahl ist eine essentielle Voraussetzung dafür, dass sich überhaupt ein tragender Schmierfilm in den Wälzkontakten des Zylinderrollenlagers bilden kann. Schwingungen an stillstehenden Wälzlagern führen binnen kurzer Zeit zum Verschleißschaden. Dieses Schadensbild ist unter den Bezeichnungen *Stillstandsmarkierungen* oder *False Brinelling* bekannt.

Das folgende Kapitel fasst die in der vorliegenden Dissertation erarbeiteten Ergebnisse und Erkenntnisse zusammen und zieht ein abschließendes Fazit.

# 8 Zusammenfassung und Fazit

## 8.1 Zusammenfassung

Die vorliegende Dissertation mit dem Titel „Experimentelle Untersuchung der Auswirkungen von Axialschwingungen auf Reibung und Verschleiß in Zylinderrollenlagern“ setzt sich zum Ziel, Konstrukteure bei der Auslegung von Wälzlagerungen bereits in den frühen Phasen des Konstruktionsprozesses zu unterstützen. Zur Erreichung dieses Ziels beschreiben die vorangegangenen Kapitel 1 bis 7 die einzelnen Schritte des gewählten Lösungswegs und dokumentieren detailliert die jeweils gewonnenen Ergebnisse und Erkenntnisse. Dieses Kapitel fasst die Inhalte und Ergebnisse der Arbeit zusammen und zieht ein abschließendes Fazit.

**Kapitel 1** gibt einleitend einen kurzen Abriss der Entwicklungsgeschichte von Zylinderrollenlagern und stellt die Ausrichtung der aktuellen Bemühungen zur Weiterentwicklung des Wälzlagers hinsichtlich Leistungssteigerung, Gewichtseinsparung und Reibungsreduzierung heraus. Es nennt zudem verschiedene Anwendungsfälle, insbesondere aus dem Schwermaschinenbau, in denen Schwingungen an Wälzlagern auftreten. An einem konkreten Anwendungsbeispiel, einem axial oszillierenden Zylinderrollenlager in einer Druckerpresse, zeigt Kapitel 1 die Problematik auf, dass die aktuell verfügbare Auslegungsmethodik von Wälzlagern unter Axialschwingungen im Widerspruch zu den genannten Entwicklungsbestrebungen nach Downsizing und Reibungseinsparung steht. Aufgrund fehlenden Wissens zum Reibungs- und Verschleißverhalten von Wälzlagern unter Axialschwingungen sind sehr hohe Sicherheitsfaktoren vorgesehen, was den Konstrukteur zur Auswahl von übermäßig großen und schweren Wälzlagern mit unnötig hohen Reibungsverlusten bewegt. Hieraus formuliert Kapitel 1 die folgenden **Forschungsfragen**:

- ? Wie wirken sich axiale Schwingungen auf die Reibungsverluste und die Temperaturen von Zylinderrollenlagern aus und wie lässt sich dies in der frühen Phase des Konstruktionsprozesses analytisch vorhersagen?
- ? Wie beeinflussen Axialschwingungen das Verschleißverhalten eines Zylinderrollenlagers und welche Maßnahmen sind bei der Auslegung der Wälzlagerung zu treffen, um auftretenden Verschleiß zu minimieren oder zu vermeiden?

Kapitel 1 setzt die Beantwortung dieser Fragestellungen zum Ziel dieser Arbeit und zeigt den im weiteren Verlauf der Arbeit gewählten, nachfolgend zusammengefassten Lösungsweg auf.

**Kapitel 2** beschreitet diesen Lösungsweg mit einer Darstellung der bisherigen Forschungsarbeiten auf dem etwas weiter gefassten Themenfeld „Schwingungen an Wälzlagern“. Dieser Überblick über eine Vielzahl von Forschungsarbeiten unterschiedlicher Autoren unterscheidet zwischen innerhalb oder außerhalb eines Wälzlagers entstehenden Schwingungen. Er zeigt auf, dass diese Schwingungen auf unterschiedlichste Entstehungsursachen zurückzuführen sind und sich in ihrer Art und Ausprägung grundsätzlich voneinander unterscheiden. Ergebnisse aus Arbeiten zu Schwingungen innerhalb des Lagers kommen insbesondere zur Zustandsüberwachung und Schadensfrüherkennung zum Einsatz. Untersuchungen zu Schwingungen außerhalb des Lagers konzentrieren sich vor allem auf die Auswirkung bestimmter Schwingungsformen hinsichtlich Ermüdung und Verschleiß.

Hiermit zeigt Kapitel 2, dass sich das Forschungswissen in diesem Gebiet hauptsächlich auf die Folgeerscheinungen von Schwingungen an Wälzlagern konzentriert und bisher kaum Forschungsergebnisse dazu vorliegen, wie Schwingungen bei der Auslegung eines Wälzlagers in geeigneter Art und Weise zu berücksichtigen sind. Kapitel 2 erläutert weiterhin, warum insbesondere axiale Schwingungen bei Rollenlagern als kritisch hinsichtlich Reibung und Verschleiß zu sehen sind und begründet damit nochmals die in dieser Arbeit geplanten experimentellen Untersuchungen zum Reibungs- und Verschleißverhalten von Zylinderrollenlagern unter Axialschwingungen und die Entwicklung eines analytischen Vorhersagemodells.

**Kapitel 3** stellt den konstruktiven Aufbau und die Funktionsweise von zwei verschiedenen Wälzlagerprüfständen vor, welche zur Durchführung dieser experimentellen Untersuchungen zum Einsatz kommen. Der speziell für dieses Forschungsvorhaben entwickelte Schwingungsprüfstand beaufschlagt den Innenring eines mit Öl-Luft geschmierten Zylinderrollenlagers NU 210 mit Axialschwingungen unterschiedlicher Amplitude und Frequenz bei verschiedenen Radiallasten und Drehzahlen. Die Sensorik des Schwingungsprüfstands erfasst dabei am Prüflager neben der Drehzahl der Welle und den radial oder axial am Prüflager wirkenden Kräften auch die Frequenz und Amplitude der axialen Schwingungen. Zusätzlich ermittelt die Sensorik auftretenden Wälzkörpersatzschlupf sowie die entstehende Erwärmung des Innen- und Außenrings und die Temperatur der Umgebung.

Ein für Referenzversuche ohne Axialschwingungen verwendeter Reibungsprüfstand testet vier mit Minimalmenge geschmierte Zylinderrollenlager NU 210 bei verschiedenen Drehzahlen und Radiallasten. Sensoren messen diese Lasten und Drehzahlen, das daraus resultierende Reibungsmoment, die in und gegenüber der Lastzone der Außenringe entstehenden Temperaturen sowie die Umgebungstemperatur.

**Kapitel 4** untersucht mithilfe dieses Reibungsprüfstands, ob verschiedene Berechnungsmodelle, die üblicherweise bei der Auslegung von Wälzlagerungen Anwendung finden, die an den Prüfständen auftretenden Reibungsverluste zutreffend vorhersagen. Hierzu beschreibt Kapitel 4 die drei gängigsten empirischen Berechnungsmethoden der Wälzlagerreibung – den Ansatz von STRIBECK [85], das Modell von PALMGREN [63] und das Verfahren von SKF [78] – und vergleicht diese anschließend mit experimentellen Messungen des Reibungsmoments eines Zylinderrollenlagers NU 210 für verschiedene Drehzahlen und Radiallasten.

Dieser Vergleich verdeutlicht, dass alle drei Berechnungsmethoden die experimentell am Prüfstand gewonnenen Messwerte nur sehr überschlägig annähern und somit ungeeignet sind, um im Rahmen dieser Arbeit als Referenz für das Reibungsmoment ohne Axialschwingungen zu dienen. Daraus ist zu schlussfolgern, dass im weiteren Verlauf der Arbeit ein neues Berechnungsmodell zu entwickeln ist, welches die Reibungsverluste des Prüflagers ohne Axialschwingungen deutlich zutreffender beschreibt. Zusätzlich ergibt sich der Umkehrschluss, dass eine geeignete Methode zu finden ist, die es ermöglicht, ein auf das Zylinderrollenlager NU 210 zugeschnittenes Berechnungsmodell der Reibungsverluste durch Axialschwingungen zutreffend auf andere Anwendungsfälle aus der Praxis zu projizieren.

**Kapitel 5** vergleicht weitere empirische Berechnungsmodelle, die bei der Auslegung einer Wälzlagerung zur Abschätzung der Betriebstemperatur zum Einsatz kommen, mit experimentell ermittelten Messwerten. In der Wälzlagertechnik sind hierzu zwei Methoden gängig – der Ansatz nach PALMGREN [63] und das Vorhersagemodell nach DIN 732 [18]. Für diesen Vergleich kommt erneut der Reibungsprüfstand zum Einsatz, um für verschiedene Drehzahlen und Radiallasten die mittleren Beharrungstemperaturen der Außenringe von mit Öl-Luft geschmierten Zylinderrollenlagern NU 210 zu ermitteln.

Sowohl für die Berechnungsmodelle als auch für die experimentellen Messungen resultiert ein linearer Zusammenhang zwischen der Beharrungstemperatur und den Reibungsverlusten eines Wälzlagers, welcher maßgeblich

von den thermischen Eigenschaften der Wälzlagerung geprägt ist. Mit dem Argument, dass bei der Auslegung einer Wälzlagerung oftmals weder die Reibungsverluste noch das thermische Verhalten bekannt sind, zeigt Kapitel 5 die Notwendigkeit auf, im weiteren Verlauf der Arbeit einen Berechnungsansatz zu entwickeln, der die Beharrungstemperaturen am Prüflager ohne Axialschwingungen auf Basis der Drehzahl und der Radiallast zutreffend widerspiegelt. Es folgt weiterhin, dass eine geeignete Methode zur Übertragung dieses Modells auf andere Anwendungsfälle zu finden ist.

**Kapitel 6** baut auf den bisher behandelten Grundlagen auf und beantwortet die erste der im Fokus dieser Dissertation stehenden Fragestellungen. Es stellt hierzu ein zielgerichtetes Vorgehen vor, welches die von den Kapiteln 4 und 5 genannten Anforderungen berücksichtigt und ein empirisches, auf weitere Anwendungsfälle übertragbares Berechnungsmodell der Reibung und der Temperaturen von Zylinderrollenlagern unter Axialschwingungen zum Ergebnis hat.

Einen wesentlichen Teil bildet hierbei ein umfangreiches experimentelles Versuchsprogramm mit und ohne Axialschwingungen an den in Kapitel 3 beschriebenen Prüfständen. Dieses variiert vier Parameter: die Drehzahl, die Radiallast, die Amplitude und die Frequenz. Die hierbei zu überwindende Herausforderung liegt in der experimentellen Messung der Reibung, welche nicht auf direktem Weg bestimmbar ist.

Um diese Schwierigkeit zu überwinden, nutzt Kapitel 6 ein mehrstufiges Verfahren, welches zuerst auf Basis experimenteller Referenzversuche ohne Axialschwingungen am Schwingungsprüfstand die Beharrungstemperaturen ermittelt, am Reibungsprüfstand die Reibungsverluste erfasst und beides, wie von den Kapiteln 4 und 5 gefordert, über empirische Berechnungsmodelle beschreibt. Anschließend erfolgt die Bestimmung des in Kapitel 5 gezeigten linearen Zusammenhangs zwischen diesen beiden Messgrößen. Damit lassen sich aus jeder gemessenen Temperaturerhöhung die hierfür verantwortlichen Reibungsverluste ermitteln. Dies ist, wie sich zeigt, unabhängig von der Ursache und gilt somit auch für Erwärmungen aufgrund von Axialschwingungen.

Die auf diese Weise aus den experimentellen Versuchen mit Axialschwingungen ermittelten Berechnungsmodelle der Reibungsverluste setzen sich aus einem axialen und einem rotatorischen Anteil zusammen, wobei sich nur letzterer auf das Reibungsmoment auswirkt. Kapitel 6 bestimmt deshalb die axialen Reibungsverluste aus Messungen der Axialkräfte am Außenring und leitet ebenfalls ein empirisches Berechnungsmodell ab. Damit ergibt sich das

Berechnungsmodell der rotatorischen Reibungsverluste mittels Subtraktion des axialen Anteils von den gesamten durch Axialschwingungen verursachten Reibungsverlusten.

Die gefundenen Berechnungsmodelle bilden die Beharrungstemperaturen und die Reibungsverluste des mit Minimalmenge geschmierten Zylinderrollenlagers NU 210 ab. Die von den Kapiteln 4 und 5 geforderte Übertragbarkeit der gefundenen Berechnungsmodelle auf verschiedene Wälzlagergrößen und unterschiedliche Arten der Schmierung erfolgt dabei im letzten Schritt über eine Skalierung der Berechnungsmodelle. Die Bestimmung der Skalierungsfaktoren erfordert hierzu, neben den Betriebsparametern Radiallast, Drehzahl, Amplitude und Frequenz, lediglich eine zufriedenstellende Vorhersage der Beharrungstemperatur und der Reibungsverluste der auszuliegenden Wälzlagerung im schwingungsfreien Fall.

**Kapitel 7** setzt sich die Beantwortung der zweiten in Kapitel 1 postulierten Fragestellung zum Ziel und untersucht auf Basis experimenteller Versuche und Analysen gelaufener Prüflager, wie sich Axialschwingungen auf das Verschleißverhalten von Zylinderrollenlagern auswirken. Kapitel 7 stellt vier Hypothesen zu den wirkenden Schadensmechanismen auf und überprüft diese nacheinander anhand verschiedener experimenteller Messgrößen.

Ein Vergleich zwischen experimentellen Messungen der Axialkraft mit Berechnungen der maximal zulässigen Axiallasten prüft, ob Axialschwingungen zu einer unzulässig hohen Bordreibung führen können. Dieser Vergleich ergibt, dass die durch Axialschwingungen erzeugten Axialkräfte den zulässigen Grenzwerten nahe kommen und somit auftretender Verschleiß in den Rolle-Bord-Kontakten nicht auszuschließen ist.

Um herauszufinden, ob Axialschwingungen den auftretenden Schlupf des Wälzkörpersatzes erhöhen und damit ein Risiko für Gleitverschleiß an den Laufflächen darstellen, stellt Kapitel 7 Messungen des Wälzkörpersatzschlupfs mit und ohne Axialschwingungen einander gegenüber. Es stellt sich heraus, dass Axialschwingungen keinerlei Auswirkungen auf den Wälzkörpersatzschlupf haben.

Die von Axialschwingungen erzeugten Temperaturerhöhungen verringern die Viskosität des Schmierstoffs und beeinträchtigen somit den Schmierfilmaufbau. Eine Auswertung des Einflusses von Axialschwingungen auf das Viskositätsverhältnis  $\kappa$  belegt, dass Axialschwingungen in erheblichem Maße die Schmierfilmbildung negativ beeinflussen und es damit zu Mischreibung und Verschleiß kommen kann.

Zusätzlich stellt Kapitel 7 anhand der gemessenen Temperaturerhöhungen sowie der Schwinggeschwindigkeiten dar, in welchem Maße Axialschwingungen den Schmierstoff sowohl thermisch als auch mechanisch beanspruchen und somit die Alterung des Schmierstoffs beschleunigen. Ob dies zur Entstehung von Verschleiß führt, hängt stark von der Wahl des Schmierstoffs ab. Insbesondere bei fettgeschmierten Wälzlagern spielt dies jedoch eine wichtige Rolle.

Die von Kapitel 7 dokumentierten Untersuchungen der Laufbahnen von zwei unter Axialschwingungen betriebenen Zylinderrollenlagern lassen ebenfalls darauf schließen, dass Axialschwingungen unter bestimmten Bedingungen zu Mischreibung führen und den Schmierstoff verstärkt mechanisch oder thermisch beanspruchen können. Aus den durchgeführten Untersuchungen leitet Kapitel 7 abschließend mehrere Empfehlungen ab, wie sich die Auswirkungen von Axialschwingungen auf den Verschleiß an Zylinderrollenlagern minimieren oder vermeiden lassen.

Das nun folgende Unterkapitel fasst die Erkenntnisse dieser Arbeit zusammen und zieht ein abschließendes Fazit.

### 8.2 Fazit

Eine möglichst optimale Gestaltung einer Wälzlagerung hinsichtlich Bau- und Gewicht sowie Reibung und Zuverlässigkeit bereits in der frühen Phase des Konstruktionsprozesses erfordert neben einer genauen Kenntnis der wirkenden Beanspruchungen eine möglichst zutreffende, aber dennoch unkomplizierte Vorhersage des zu erwartenden Reibungsverhaltens. Dies ist beispielsweise bei der Festlegung der benötigten Antriebsleistung oder für die Bestimmung des Wirkungsgrads erforderlich.

Besonders relevant ist die Ermittlung der Reibungsverluste jedoch für die Berechnung der zu erwartenden Betriebstemperaturen an der Wälzlagerung, welche wiederum für die Wahl eines geeigneten Schmierstoffs und eine passende Auslegung der Schmierstoffversorgung von essentieller Bedeutung sind. Die Gewährleistung eines tragfähigen Schmierfilms im Wälzlager stellt schließlich den entscheidenden Schlüsselfaktor für einen einwandfreien Betrieb oder für das Entstehen von Ermüdung oder Verschleiß und damit einem vorzeitigen Ausfall der Wälzlagerung dar.

Für Zylinderrollenlager mit zusätzlichen Axialschwingungen existierten bisher keine geeigneten Methoden zur rechnerischen Abschätzung der hierbei

verursachten Reibungsverluste oder Temperaturerhöhungen. Ebenso wurden die Auswirkungen derartiger Axialschwingungen auf das Verschleißverhalten bisher nicht eingehend untersucht. An dieser Stelle setzt das Forschungsvorhaben an und ermöglicht erstmals durch folgende **wesentliche Erkenntnisse der Dissertation** eine Lösung der Problematik:

- ! Die vorliegende Forschungsarbeit stellt erstmals eine geeignete Methode zur rechnerischen Vorhersage des Reibungs- und Temperaturverhaltens von Zylinderrollenlagern unter Axialschwingungen vor. Diese basiert auf einem umfangreichen, experimentellen Versuchsprogramm, dessen Durchführung erst mit einem in diesem Forschungsvorhaben entwickelten, derzeit einmaligen Wälzlagerprüfstand möglich wurde. Für eine optimierte Auslegung einer solchen Wälzlagerung ist diese Methode insbesondere in der frühen Phase des Konstruktionsprozesses von essentieller Bedeutung.
- ! Die experimentellen Untersuchungen dieses Forschungsvorhabens tragen außerdem zu einem umfassenderen und detaillierteren Verständnis der Auswirkungen von Axialschwingungen auf das Verschleißverhalten von Zylinderrollenlagern bei. Die Ableitung gezielter Handlungsempfehlungen und Maßnahmen zur Minimierung oder Vermeidung von Verschleiß aufgrund von Axialschwingungen ermöglicht die Nutzung dieser Erkenntnisse in der praktischen Anwendung zur Sicherstellung der Zuverlässigkeit einer solchen Wälzlagerung.

Axialschwingungen an Zylinderrollenlagern treten beispielsweise in großen Druckerpressen auf. Zur Sicherstellung eines verschleißfreien Betriebs wurden in diesem Fall bisher hohe Sicherheitsfaktoren vorgesehen [53]. In Konsequenz dessen fiel die Auswahl der eingesetzten Wälzlager auf übermäßig große und schwere Baureihen mit unnötig hohen Reibungsverlusten.

Die in diesem Forschungsvorhaben erzielten Ergebnisse und Erkenntnisse bieten nicht nur in diesem Anwendungsbeispiel hohes Verbesserungspotential. Zukünftig ist es möglich, mithilfe des Berechnungsmodells der Reibungs- und Temperaturverluste sowie der empfohlenen Maßnahmen zur Vermeidung von Verschleiß auch bei der Auslegung von Zylinderrollenlagern mit zusätzlich wirkenden Axialschwingungen den in Unterkapitel 1.1 angesprochenen Entwicklungsbestrebungen nach Leistungssteigerung, Reibungsminimierung und Gewichtsreduktion gerecht zu werden und optimierte, aber dennoch zuverlässige Wälzlagerungen zu gestalten.



## 9 Summary and Conclusion

### 9.1 Summary

The dissertation at hand with the translated title “Experimental Investigation of the Effects of Axial Oscillations on Friction and Wear in Cylindrical Roller Bearings” aims to assist design engineers with the dimensioning of rolling element bearings in the early phases of the design process. In order to achieve this goal, the preceding chapters 1 to 7 describe the individual steps of the chosen solution process and document in detail the results and findings obtained in these steps. This chapter summarises the content and results of this work and draws a final conclusion.

**Chapter 1** introduces a short outline of the development history of cylindrical roller bearings and shows the focus of current development efforts to improve rolling element bearings with regard to performance increase, weight saving and friction reduction. It also lists various applications, especially of heavy machinery, in which oscillations occur in rolling element bearings. Using a concrete application example, an axially oscillating cylindrical roller bearing inside a printing press, chapter 1 points out the problem that the currently available design methodology of rolling element bearings under axial oscillations contradicts the mentioned development efforts towards downsizing and friction reduction. Due to a lack of knowledge about the friction and wear behaviour of rolling element bearings under axial oscillations, very high safety factors are applied which leads design engineers to select excessively large and heavy rolling element bearings with unnecessarily high friction losses. From this, chapter 1 formulates the following **research questions**:

- ? How do axial oscillations affect the friction losses and operating temperatures of cylindrical roller bearings and how can this be analytically predicted in the early phases of the design process?
- ? How do axial oscillations influence the wear behaviour of a cylindrical roller bearing and what measures should be taken to minimise or even avoid wear when dimensioning a rolling element bearing?

Answering these questions is the objective of this work. Chapter 1 points out the further course of this dissertation, which is summarised below.

**Chapter 2** embarks on this course with a presentation of previous research work in the somewhat broader field of oscillations in and around rolling element bearings. This overview of a large number of research papers by different authors distinguishes between oscillations occurring inside or outside a rolling element bearing. It shows that these oscillations can be traced back to a wide variety of causes and differ fundamentally from one another in their form and intensity. Results from research on oscillations inside rolling element bearings are used in particular for condition monitoring and early damage detection. Investigations on oscillations outside rolling element bearings concentrate mainly on the effects of certain kinds of oscillations with regard to fatigue and wear.

Hereby, chapter 2 shows that research activities in this field mainly concentrate on the consequences of oscillations in rolling element bearings and that there are hardly any research results available so far on how oscillations are to be considered in a suitable way when dimensioning a rolling element bearing. Chapter 2 further explains why especially axial oscillations in roller bearings are to be seen as critical with regard to friction and wear. This explains the objective of this work: the experimental investigations on friction and wear behaviour of cylindrical roller bearings under axial oscillations and the development of an analytical prediction model.

**Chapter 3** presents the design and functionality of two different rolling element bearing test rigs, which are used to perform these experimental investigations. The oscillation test rig, developed especially for this research project, applies axial oscillations of different amplitudes and frequencies at different radial loads and rotational speeds to the inner ring of a cylindrical roller bearing NU 210, lubricated with minimum quantity. The sensors of the oscillation test rig record the shaft speed and the forces acting radially or axially on the test bearing as well as frequency and amplitude of the axial oscillations. In addition, the sensors detect rolling element set slippage and determine the temperatures of inner and outer ring as well as the ambient temperature.

A friction test rig, used for reference tests without any oscillations, examines four cylindrical roller bearings NU 210, lubricated with minimum quantity at different speeds and radial loads. Sensors measure these loads and speeds, the resulting frictional torque, the outer ring temperatures in and opposite the load zone as well as the ambient temperature.

**Chapter 4** employs this friction test rig to investigate whether various calculation models that are usually used when dimensioning rolling element

bearings accurately predict the friction losses occurring on these test rigs. For this purpose, chapter 4 describes the three most common empirical calculation methods of rolling element bearing friction – the approach of STRIBECK [85], the model of PALMGREN [63] and the method of SKF [78] – and then compares them with experimental measurements of the frictional torque of a cylindrical roller bearing NU 210 for different speeds and radial loads.

This comparison shows that all three calculation methods approximate the experimental measurements obtained on the friction test rig only very roughly and are therefore unsuitable to serve as a reference for the frictional torque without axial oscillations in the context of this work. From this, it can be concluded that in the further course of this work a new calculation model needs to be developed which describes the friction losses of the test bearing without axial oscillations much more accurately. In addition, the reverse conclusion is that a suitable method has to be found to project a calculation model of the friction losses due to axial oscillations, which is tailored to the cylindrical roller bearing NU 210, correctly to other practical applications.

**Chapter 5** compares further empirical calculation models to experimental results. When dimensioning rolling element bearings, these models are applied to predict the operating temperatures. In rolling element bearing technology, two methods are common for this purpose – the approach of PALMGREN [63] and the prediction model in DIN 732 [18]. For this comparison, the friction test rig is used to determine the mean steady-state temperature of the outer ring of an oil-air lubricated cylindrical roller bearing NU 210 for different speeds and radial loads.

Both for the calculation models and for the experimental measurements, linear relationships exist between the steady-state temperature and the friction losses of a rolling element bearing. This is significantly influenced by the thermal properties of the rolling element bearing. Considering that often neither the frictional losses nor the thermal behaviour are known when dimensioning a rolling element bearing, chapter 5 shows the necessity to develop an additional calculation model in the further course of this work which accurately reflects the steady-state temperatures of the test bearing without any axial oscillations on the basis of rotational speed and radial load. Furthermore, it follows that a suitable method for transferring this model to other applications needs to be found.

**Chapter 6** builds on the fundamentals discussed so far and answers the first of the two research questions that are the focus of this dissertation. Therefore, it presents a targeted approach which considers the requirements mentioned in chapters 4 and 5 and which results in an empirical calculation model of friction and operating temperature in a cylindrical roller bearing under axial oscillations that can be transferred to other applications.

An essential part of this chapter is an extensive experimental test program with and without axial oscillations, employing the test rigs described in chapter 3. This test program varies four parameters: rotational speed, radial load, amplitude and frequency. The challenge to be overcome here is the experimental measurement of friction, which cannot be determined directly.

To overcome this difficulty, chapter 6 uses a multi-step procedure. At first, the steady-state temperatures without any axial oscillations are determined on the oscillation test rig and the friction losses are measured on the friction test rig. As required by the chapters 4 and 5, the results are described by means of empirical calculation models. Subsequently, chapter 5 determines the linear relationship between friction losses and temperature increases. This allows for a simple deduction of the according friction losses from any temperature measurement. As can be seen, this is independent of the cause of the friction losses and applies to temperature increases due to axial oscillations as well.

The empirical calculation models of the friction losses from the experimental tests with axial oscillations consist of an axial and a rotational component, whereby only the latter has an effect on the frictional torque. Chapter 6 therefore determines the axial friction losses from measurements of the axial forces on the test bearing outer ring and derives an empirical calculation model of these forces. The calculation model of the rotational friction losses can easily be obtained by subtracting the axial component from the total friction losses caused by axial oscillations.

The calculation models reproduce the steady-state temperatures and friction losses of the cylindrical roller bearing NU 210 lubricated with minimum quantity. The transferability of the calculation models to different roller bearing sizes and types of lubrication, as required by the chapters 4 and 5, is achieved in the last step by scaling the calculation models. In addition to the operating parameters radial load, speed, amplitude and frequency, the determination of the scaling factors requires a satisfactory prediction of the steady-state temperature or the friction losses without any axial oscillations for the roller bearing that is to be dimensioned.

**Chapter 7** aims at answering the second question postulated in chapter 1 and investigates on the basis of experimental tests and analyses of roller bearings that have been run on the oscillation test rig, how axial oscillations affect the wear behaviour. Chapter 7 formulates four hypotheses on the relevant damage mechanisms and checks these successively using the experimental measurement results.

A comparison between experimental measurements of the axial force with calculations of the maximum permissible axial load checks whether axial oscillations can lead to unacceptably high friction at the flanges. This comparison shows that the axial forces generated by axial oscillations come close to the permissible limit and thus wear at the roller-flange contacts cannot be excluded.

In order to find out whether axial oscillations increase the slippage of the rolling element set and therefore raise the risk of sliding wear on the running surfaces, chapter 7 compares measurements of the rolling element set slippage with and without axial oscillations. It is found that axial oscillations have no effect on the rolling element set slippage.

The temperature increases caused by axial oscillations reduce the viscosity of the lubricant and thus impair the lubricant film formation. An evaluation of the influence of axial oscillations on the viscosity ratio  $\kappa$  shows that axial oscillations have a considerable negative effect on the formation of the lubricant film and can therefore lead to mixed friction and wear.

In addition, chapter 7 uses the measured temperature increases as well as the oscillation velocities to show the extent to which axial oscillations exert both thermal and mechanical stress on the lubricant and thus accelerate its ageing process. Whether this leads to wear depends to a large extent on the choice of lubricant. However, it plays an important role, especially in grease-lubricated rolling element bearings.

Investigations of the raceways of two cylindrical roller bearings that have been subjected to axial oscillations also indicate that, under certain conditions, axial oscillations can lead to mixed friction and increased mechanical or thermal stress on the lubricant. From the investigations carried out, chapter 7 finally derives several recommendations on how the effects of axial oscillations on the wear risk of cylindrical roller bearings can be minimized or even avoided.

The following section summarises the findings of this work and draws a final conclusion.

## 9.2 Conclusion

An optimal design of a rolling element bearing arrangement in terms of size and weight as well as friction and reliability in the early stages of the design process requires, in addition to the knowledge of the radial loads and rotational speeds, a prediction of the expected friction behaviour that is as accurate as possible but nevertheless uncomplicated. This is necessary, for example, when determining the required driving power or the resulting efficiency.

The determination of friction losses is particularly relevant for the calculation of the expected operating temperatures of the rolling element bearing, which in turn are essential for the selection of a suitable lubricant and a suitable choice for the lubricant supply. Ensuring a load-carrying lubricating film in the rolling element bearing is the decisive key factor for faultless operation or for the occurrence of fatigue or wear and, in consequence, premature failure of the rolling element bearing.

For cylindrical roller bearings with additional axial oscillations, no suitable methods for an analytical estimation of friction losses or temperature increases caused by these oscillations existed until now. Likewise, the effects of such axial oscillations on the wear behaviour have not yet been investigated in detail. This research project provides a solution to this problem with the following **essential findings of this dissertation**:

- ! This dissertation presents for the first time a suitable method to predict the friction and temperature behaviour of cylindrical roller bearings under axial oscillations. The method is based on an extensive experimental test program. These experiments were only made possible by a oscillation test rig that was developed in this research project and which is currently unique. This method is essential for an optimized dimensioning of a rolling element bearing with axial oscillations, especially in the early phase of the design process.
- ! The experimental investigations of this research project also contribute to a more comprehensive and detailed understanding of the effects of axial oscillations on the wear behaviour of cylindrical roller bearings. The derivation of specific recommendations for measures to minimise or avoid wear due to axial oscillations enables the use of these findings in practical applications to ensure the reliability of such rolling element bearings.

Axial oscillations on cylindrical roller bearings occur, for example, in large printing presses. To ensure wear-free operation in this case, high safety factors have so far been applied [53]. As a consequence, the chosen rolling element bearings were excessively large and heavy with unnecessarily high friction losses.

The results and findings achieved in this research project offer high potential for improvement not only in this application example. From now on, it will be possible, to meet the development efforts for performance increase, friction minimization and weight reduction mentioned in chapter 1 and to design optimised but nevertheless reliable rolling bearing arrangements, especially cylindrical roller bearings with additional axial oscillations.



# Literaturverzeichnis

- [1] AKTÜRK, N.; GOHAR, R.: The effect of ball size variation on vibrations associated with ball-bearings. In: *Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 1998, Bd. 212, S. 101–110.
- [2] ALBERS, A.: *Ein Verfahren zur Bestimmung zulässiger Drehzahlen von Wälzlagern*. Dissertation. Hannover: Universität Hannover, 1987.
- [3] ARSLAN, H.; AKTÜRK, N.: An Investigation of Rolling Element Vibrations Caused by Local Defects. In: *Transactions of the ASME. Journal of Tribology*. 2008, Bd. 130, S. 041101/01–041101/12.
- [4] BAALMANN, K.: *Ein Verfahren zur Bestimmung der stationären Betriebstemperatur von Wälzlagerungen*. Dissertation. Hannover: Universität Hannover, 1994.
- [5] BARZ, M.: *Die Schmierfilmbildung in fettgeschmierten schnelllaufenden Spindellagern*. Dissertation. Hannover: Universität Hannover, 1996.
- [6] BÄSSLER, O.: Der Einfluß von Wälzlagern auf die Biegeschwingungen von Wellen. In: *Konstruktion*. 1963, Nr. 15, S. 176–183.
- [7] BERRY, L. D.: Vibration versus Bearing Life. In: *Reliability Magazine*. 1995, Bd. 95, Nr. 12.
- [8] BOSSE, H.; MÜLLER, F.: *Oszillierende Bewegungen. Schmierverhalten bei oszillierenden Gleit- und Wälzbewegungen*. Forschungsvorhaben Nr. 315/II. Abschlussbericht. Heft 714. Frankfurt am Main: Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA), 2003.
- [9] BRÄNDLEIN, J.; ESCHMANN, P.; HASBARGEN, L.; WEIGAND, K.: *Die Wälzlagerpraxis. Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen*. 3. Aufl. Mainz: Vereinigte Fachverlage, 2009.
- [10] BROSZEIT, E.; HESS, F. J.; KLOOS, K. H.: Werkstoffanstrengung bei oszillierender Gleitbewegung. In: *Zeitschrift für Werkstofftechnik*. 1977, Bd. 8, S. 425–432.
- [11] CHOUDHURY, A.; TANDON, N.: A Theoretical Model to Predict Vibration Response of Rolling Bearings to Distributed Defects Under Radial Load. In: *Transactions of the ASME. Journal of Vibration and Acoustics*. 1998, Bd. 120, S. 214–220.

- [12] CHOUDHURY, A.; TANDON, N.: Application of acoustic emission technique for the detection of defects in rolling element bearings. In: *Tribology International*. 2000, Nr. 33, S. 39–45.
- [13] DAHLKE, H.: *Handbuch Wälzlagertechnik. Bauarten – Gestaltung – Betrieb*. Wiesbaden: Vieweg, 1994.
- [14] DENGLER, K.: *Temperaturverteilung in Rillenkugellagern und ihr Einfluss auf die Lagerluft*. Dissertation. Braunschweig: Technische Universität Braunschweig, 1970.
- [15] DIN 26281: *Wälzlager – Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer – Berechnung der modifizierten nominellen Referenzlebensdauer für Wälzlager*. Berlin: Beuth, 2010.
- [16] DIN 51563: *Prüfung von Mineralölen und verwandten Stoffen – Bestimmung des Viskosität-Temperatur-Verhaltens – Richtungskonstante m*. Berlin: Beuth, 2011.
- [17] DIN 5412-1: *Wälzlager – Zylinderrollenlager – Teil 1: Einreihig, mit Käfig, Winkelringe*. Berlin: Beuth, 2005.
- [18] DIN 732: *Wälzlager – Thermisch zulässige Betriebsdrehzahl – Berechnung und Beiwerte*. Berlin: Beuth, 2010.
- [19] DIN 736: *Wälzlager – Stehlagergehäuse für Wälzlager der Durchmesserreihe 2, mit kegeliger Bohrung und Spannhülse*. Berlin: Beuth, 2011.
- [20] DIN 737: *Wälzlager – Stehlagergehäuse für Wälzlager der Durchmesserreihe 3, mit kegeliger Bohrung und Spannhülse*. Berlin: Beuth, 2011.
- [21] DIN 738: *Wälzlager – Stehlagergehäuse für Wälzlager der Durchmesserreihe 2, mit zylindrischer Bohrung*. Berlin: Beuth, 2011.
- [22] DIN 739: *Wälzlager – Stehlagergehäuse für Wälzlager der Durchmesserreihe 3, mit zylindrischer Bohrung*. Berlin: Beuth, 2011.
- [23] DIN ISO 15312: *Wälzlager – Thermische Bezugsdrehzahl – Berechnung und Beiwerte*. Berlin: Beuth, 2004.
- [24] DIN ISO 281: *Wälzlager – Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer*. Berlin: Beuth, 2010.
- [25] DIN ISO 76: *Wälzlager – Statische Tragzahlen (ISO 76:2006 + Amd. 1:2017)*. Berlin: Beuth, 2019.
- [26] DIN SPEC 1281-1: *Wälzlager – Erläuternde Anmerkungen zur ISO 281. Teil 1: Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer*. Berlin: Beuth, 2010.

- [27] DOMINIK, W. K.: Fatigue Life of Anti-Friction Bearings Subjected to Cyclic Loading. In: *SAE Transactions*. 1986, Bd. 95, Nr. 4, S. 939–945.
- [28] ESCHMANN, P.: *Das Leistungsvermögen der Wälzlager. Eine Beurteilung nach neuen Gesichtspunkten*. Berlin Heidelberg: Springer Verlag, 1964.
- [29] FELDMANN, J.: Point Distributed Static Load of a Rough Elastic Contact Can Cause Broadband Vibrations During Rolling. In: *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2002, Bd. 16, Nr. 2-3, S. 285–302.
- [30] GAAD, W.; FRUTH, T.: *Einfluss von Vibrationsanregung auf Wälzlager. Analyse der Schädigungsmechanismen von Wälzlagern unter externen Vibrationen*. Forschungsvorhaben Nr. 589 II. Abschlussbericht. Heft 1317. Frankfurt am Main: Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA), 2018.
- [31] GEGNER, J.: Tribological Aspects of Rolling Bearing Failures. In: *Tribology – Lubricants and Lubrication*. KUO, C.-H. (Hrsg.) Rijeka: InTech, 2011, S. 33–94.
- [32] GEGNER, J.; NIERLICH, W.: Mechanical and tribological mechanisms of mixed friction induced surface failures of rolling bearings and modeling of competing shear and tensile stress controlled damage initiation. In: *Tribologie und Schmierungstechnik*. 2011, Bd. 58, S. 10–21.
- [33] GEGNER, J.; NIERLICH, W.: Operational Residual Stress Formation in Vibration-Loaded Rolling Contact. In: *Advances in X-ray Analysis*. 2008, Bd. 52, S. 722–731.
- [34] GEGNER, J.; NIERLICH, W.; KONRAD, A.: Beanspruchung von Wälzlagern durch Schwingungen - Eigenspannungsantwort, Schädigungsmechanismen, Kontaktmodellierung und Einfluss der Werkstoffpaarung. In: *VDI-Berichte*. 2013, Bd. 2202, S. 61–78.
- [35] GRILLENBERGER, H.; SCHLEIFENBAUM, J.: NVH Calculation on Rolling Element Bearings – Assessment Strategies of Normal Bearing Noise. In: 73rd STLE Annual Meeting and Exhibition. Society of Tribologists und Lubrication Engineers. Minneapolis, 2018.
- [36] HALMOS, F.; TREMMEL, S.: *Ermüdungslebensdauer von Wälzlagern unter Schwenkbewegungen*. FVA Forschungsvorhaben Nr. 824 I. 2019. noch nicht veröffentlicht.
- [37] HARRIS, T. A.; KOTZALAS, M. N.: *Rolling Bearing Analysis. Advanced Concepts of Bearing Technology*. 5. Aufl. Boca Raton: Taylor & Francis, 2007.

- [38] HARRIS, T. A.; KOTZALAS, M. N.: *Rolling Bearing Analysis. Essential Concepts of Bearing Technology*. 5. Aufl. Boca Raton: Taylor & Francis, 2007.
- [39] HARSHA, S. P.: Rolling Bearing Vibrations. The Effects of Surface Waviness and Radial Internal Clearance. In: *International Journal for Computational Methods in Engineering Science and Mechanics*. 2006, Bd. 7, S. 91–111.
- [40] HARSHA, S. P.: The effect of ball size variation on nonlinear vibrations associated with ball bearings. In: *Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*. 2004, Bd. 218, S. 191–210.
- [41] HERKERT, B.: *Bestimmung des Verschleißes und der Kinematik schnelllaufender Wälzlager mit Hilfe radioaktiver Isotope*. Dissertation. Karlsruhe: Technische Universität Karlsruhe, 1972.
- [42] HILLMANN, R.: *Ein Verfahren zur Ermittlung von Bezugsdrehzahlen für Wälzlager*. Dissertation. Hannover: Universität Hannover, 1984.
- [43] HOLLATZ, J.: *Start- und Reibungsverhalten von ölgeschmierten Wälzlagern bei Umgebungstemperaturen bis  $-40^{\circ}\text{C}$* . Dissertation. Hannover: Universität Hannover, 1984.
- [44] HOUPERT, L.: Bearing Life Calculation in Oscillatory Applications. In: *Tribology Transactions*. 1999, Bd. 42, Nr. 1, S. 136–143.
- [45] ISO 15243: *Wälzlager – Schäden und Ausfälle – Begriffe, Merkmale und Ursachen*. Genf: ISO, 2004.
- [46] JEDRZEJEWSKI, J.; KWASNY, W.; POTRIKUS, J.: Beurteilung der Berechnungsmethoden für die Bestimmung der Energieverluste in Wälzlagern. In: *Schmierungstechnik*. 1989, Bd. 20, Nr. 8, S. 243–244.
- [47] JOHN, S.; KIEKBUSCH, T.: *Einfluss von Vibrationsanregung auf Wälzlager. Bewertung von Schwingungsanregung hinsichtlich möglicher Schädigung an Wälzlagern unter Einbeziehung der Umgebungskonstruktion*. Forschungsvorhaben Nr. 589 I. Abschlussbericht. Heft 1085. Frankfurt am Main: Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA), 2014.
- [48] JUNSHENG, C.; DEJIE, Y.; YU, Y.: Application of an impulse wavelet to fault diagnosis of rolling bearings. In: *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2007, Bd. 21, S. 920–929.
- [49] KISPERT, K.: Das SU-Lager – ein hochbelastbares Radial-Zylinderrollenlager. In: *VDI-Zeitschrift*. 1981, Bd. 123, Nr. 1/2, S. 31–34.

- [50] KISPERT, K.: Entwicklung und Anwendung axial hochbelasteter Radial-Zylinderrollenlager. In: *Schmierungstechnik und Tribologie*. 1976, Bd. 23, Nr. 2, S. 36–41.
- [51] KONRAD, A.; NIERLICH, W.; GEGNER, J.: Finite Element Analysis of the Rolling-Sliding Contact of Vibrationally Loaded Bearings based on a Micro Friction Model. In: *Materials Science Forum*. 2014, Bd. 768-769, S. 714–722.
- [52] KRAUS, A.: Bearings that Slide and Roll. In: *Evolution. Business and Technology from SKF*. 2001, Bd. 1.
- [53] KRAUS, A.: Changierende Lager ermöglichen Rotation und Oszillation gleichzeitig. In: *MM Das IndustrieMagazin*. 2001, Bd. 4654, Nr. 28, S. 46–49.
- [54] KUNERT, K.-H.: Die Reibung von Schrägkugellagern in Abhängigkeit vom Lastwinkel. In: *Industrie-Anzeiger*. 1964, Bd. 86, Nr. 25, S. 37–41.
- [55] LOOS, J.; KRÜHÖFFER, W.; BREUTINGER, F.; RUPPRECHT, M.: Einfluss einer Axialschwingung und der Rauheit auf die WEC-Bildung in der Mischreibung. In: 56. Tribologie Fachtagung. Reibung, Schmierung und Verschleiß. Bd. 2. Gesellschaft für Tribologie. Göttingen, 2015, S. 52/1–52/10.
- [56] LUNDBERG, G.; PALMGREN, A.: Dynamic Capacity of Rolling Bearings. In: *Acta Polytechnica Scandinavica. Mechanical Engineering Series*. 1947, Bd. 1, Nr. 3.
- [57] MCFADDEN, P. D.; SMITH, J. D.: Model for the Vibration Produced by a Single Point Defect in a Rolling Element Bearing. In: *Journal of Sound and Vibration*. 1984, Bd. 96, Nr. 1, S. 69–82.
- [58] MCFADDEN, P. D.; SMITH, J. D.: The Vibration Produced by Multiple Point Defects in a Rolling Element Bearing. In: *Journal of Sound and Vibration*. 1985, Bd. 98, Nr. 2, S. 263–273.
- [59] MEINEL, A.; TREMMEL, S.: An Empirical Investigation of the Impact of an Axially Oscillating Shaft on Friction and Lubrication in Cylindrical Roller Bearings. In: *Bearing World Journal*. 2018, Bd. 3, S. 41–55.
- [60] MEINEL, A.; TREMMEL, S.: An Experimental Study of the Effects of Dynamic Shaft Movements on Friction in Cylindrical Roller Bearings. In: 2. Bearing World Conference. Forschungsvereinigung Antriebstechnik. Kaiserslautern, 2018, S. 141–144.

- [61] MEINEL, A.; TREMMEL, S.: Die Auswirkungen von Axialschwingungen auf Reibung, Verschleiß und Schmierung in Zylinderrollenlagern. In: 59. Tribologie Fachtagung. Reibung, Schmierung und Verschleiß. Bd. 1. Gesellschaft für Tribologie. Göttingen, 2018, S. 32/1–32/10.
- [62] MEINEL, A.; TREMMEL, S.: Friction Losses of Cylindrical Roller Bearings Due to Axially Oscillating Shafts. In: 73rd STLE Annual Meeting and Exhibition. Society of Tribologists and Lubrication Engineers. Minneapolis, 2018.
- [63] PALMGREN, A.: *Grundlagen der Wälzlagertechnik*. 3. Aufl. Stuttgart: Franckh'sche Verlagshandlung, 1964.
- [64] PALMGREN, A.: Neue Untersuchungen über Energieverluste in Wälzlagern. In: *VDI-Berichte*. 1957, Bd. 20, S. 117–121.
- [65] PATEL, V. N.; TANDON, N.; PANDEY, R. K.: Vibrations Generated by Rolling Element Bearings having Multiple Local Defects on Races. 2nd International Conference on Innovations in Automation and Mechatronics Engineering, ICIAME 2014. In: *Procedia Technology*. 2014, Bd. 14, S. 312–319.
- [66] PAULUN, V.: Ins Rollen gebracht. In: *Tomorrow. Technologie erleben mit Schaeffler*. 2017, Bd. 2. SCHAEFFLER (Hrsg.), S. 51–56.
- [67] RUMBARGER, J. H.; JONES, A. B.: Dynamic Capacity of Oscillating Rolling Element Bearings. In: *Journal of Lubrication Technology*. 1968, Bd. 90, Nr. 1, S. 130–138.
- [68] SAYLES, R. S.; POON, S. Y.: Surface topography and rolling element vibration. In: *Precision Engineering*. 1981, Bd. 3, Nr. 3, S. 137–144.
- [69] SCHADOW, C.: *Stillstehende fettgeschmierte Wälzlager unter dynamischer Beanspruchung*. Dissertation. Magdeburg: Universität Magdeburg, 2016.
- [70] SCHAEFFLER TECHNOLOGIES (Hrsg.): *Die Gestaltung von Wälzlagerungen. Konstruktionsbeispiele aus dem Maschinen-, Fahrzeug- und Gerätebau*. Publ.-Nr. WL 00 200/5 DA. 2011.
- [71] SCHAEFFLER TECHNOLOGIES (Hrsg.): *Schmierung von Wälzlagern. Grundlagen, Schmiervverfahren, Schmierstoffauswahl und -prüfung, Aufbewahrung und Handhabung*. Technische Produktinformation TPI 176. Herzogenaurach, 2013.
- [72] SCHAEFFLER TECHNOLOGIES (Hrsg.): *Wälzlager. Technische Grundlagen und Produktdaten zur Gestaltung von Wälzlagerungen*. Katalog HR 1. Herzogenaurach, 2017.

- [73] SCHAEFFLER TECHNOLOGIES (Hrsg.): *Wälzlagerpraxis. Handbuch zur Gestaltung und Berechnung von Wälzlagerungen*. 4. Aufl. Mainz: Vereinigte Fachverlage, 2015.
- [74] SCHERB, B. J.: *Prediction and measurement of the frictional torque characteristics of radially and axially loaded radial cylindrical roller bearings*. Dissertation. Glamorgan: University of Glamorgan, 1999.
- [75] SCHLEICH, T.: *Temperatur- und Verlustleistungsverhalten von Wälzlagern in Getrieben*. Dissertation. München: Technische Universität München, 2013.
- [76] SCHÜTT, P.: *Untersuchungen über den Einfluß von Schwingungen auf den Schlupf leicht belasteter Wälzlagerungen*. Forschungsvorhaben Nr. 11. Abschlussbericht. Heft 40. Frankfurt am Main: Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA), 1976.
- [77] SCHWARZ, S.; GRILLENBERGER, H.; TREMMEL, S.: Investigations on cage dynamics in rolling bearings by test and simulation. In: 74rd STLE Annual Meeting and Exhibition. Society of Tribologists and Lubrication Engineers. Nashville, 2019.
- [78] SKF (Hrsg.): *Wälzlager. Hauptkatalog*. Druckschrift PUB BU/P1 10000/2 DE. 2014.
- [79] SKF ACTUATORS (Hrsg.): *Scandrive SE. External oscillator*. Druckschrift 6340EN-0607A. Gothenburg, 2006.
- [80] SKOWRONEK, A.: *Schwingungserregung durch elliptisch verformte Kugellager*. Dissertation. Darmstadt: Technische Universität Darmstadt, 2013.
- [81] STADLER, K.; STUBENRAUCH, A.: Vorzeitige Lagerausfälle in Windgetrieben und White Etching Cracks (WEC). In: *Evolution. Business and Technology from SKF*. 2013, Bd. 2.
- [82] STAHL, T.: *Einfluss von Drehzahl- und Lastkollektiven auf die Entwicklung von Reibmoment und Temperatur in Wälzlagern*. Dissertation. Erlangen: Universität Erlangen-Nürnberg, 2011.
- [83] STAHL, U. K.: *Einflüsse der Wälzlagerung auf die rotierende Welle*. Dissertation. Stuttgart: Technische Hochschule Stuttgart, 1967.
- [84] STEINERT, T.: *Das Reibmoment von Kugellagern mit bordgeführten Käfigen*. Dissertation. Aachen: Technische Hochschule Aachen, 1995.

- [85] STRIBECK, R.: *Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager*. Mitteilungen über Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, insbesondere aus den Laboratorien der technischen Hochschulen. Bd. 7. Berlin: Julius Springer, 1903.
- [86] STRIBECK, R.: Kugellager für beliebige Belastungen. In: *VDI-Zeitschrift*. 1901, Bd. 45, Nr. 3, S. 73–79, 118–125.
- [87] SU, Y. S.; LIN, M. H.; LEE, M. S.: The Effects of Surface Irregularities on Roller Bearing Vibrations. In: *Journal of Sound and Vibration*. 1993, Bd. 165, Nr. 3, S. 455–466.
- [88] SUNNERSJÖ, C. S.: Rolling Bearing Vibrations. The Effects of Geometrical Imperfections and Wear. In: *Journal of Sound and Vibration*. 1985, Bd. 98, Nr. 4, S. 455–474.
- [89] SUNNERSJÖ, C. S.: Varying Compliance of Rolling Bearings. In: *Journal of Sound and Vibration*. 1978, Bd. 58, Nr. 3, S. 363–373.
- [90] TAMURA, A.: On the Vibrations Caused by Ball Diameter Differences in a Ball Bearing. In: *Bulletin of JSME*. 1968, Bd. 11, Nr. 44, S. 229–234.
- [91] TAMURA, A.; TANIGUCHI, O.: On the Axial Harmonic Vibration Caused by Passing Balls in a Ball Bearing. In: *Bulletin of JSME*. 1961, Bd. 4, Nr. 15, S. 482–488.
- [92] TAMURA, A.; TANIGUCHI, O.: On the Nonlinear Vibrations in Axial Direction of a Ball Bearing. In: *Bulletin of JSME*. 1962, Bd. 5, Nr. 17, S. 184–194.
- [93] TANDON, N.; CHOUDHURY, A.: A review of vibration and acoustic measurement methods for the detection of defects in rolling element bearings. In: *Tribology International*. 1999, Bd. 32, S. 469–480.
- [94] TANDON, N.; CHOUDHURY, A.: An Analytical Model for the Prediction of the Vibration Response of Rolling Element Bearings Due to a Localized Defect. In: *Journal of Sound and Vibration*. 1997, Bd. 205, Nr. 3, S. 275–292.
- [95] TESSENOW, F.: *Theoretische und experimentelle Untersuchungen an schnelllaufenden Zylinderrollenlagern*. Dissertation. Braunschweig: Technische Universität Braunschweig, 1973.
- [96] THIEDE, K. U.; DETERS, L.: *Wirkung von Schmierstoffen bei langsamen oszillierenden Gleit- und Wälzbewegungen*. Forschungsvorhaben Nr. 315. Abschlussbericht. Heft 526. Frankfurt am Main: Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA), 1999.

- [97] TIEMANN, C.; KALENBORN, M. et al.: Ein effektiver Weg zur Verbrauchsreduktion. Wälzlagerung im Verbrennungsmotor. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*. 2007, Bd. 68, Nr. 4. SPRINGER (Hrsg.), S. 286–293.
- [98] TIMKEN (Hrsg.): *Timken Engineering Manual*. USA, 2011.
- [99] TREMMEL, S.; KOCH, O.: *Wälzlagertechnik. Skriptum zur Vorlesung*. Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, FAU Erlangen-Nürnberg, 2014.
- [100] TU, W.; SHAO, Y.; MECHEFSKE, C. K.: An analytical model to investigate skidding in rolling element bearings during acceleration. In: *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2012, Bd. 26, Nr. 8, S. 2451–2458.
- [101] UBBELOHDE, L.: *Zur Viskosimetrie*. 7. Aufl. Stuttgart: Hirzel-Verlag, 1965.
- [102] WALTHER, C.: Anforderungen an Schmiermittel. In: *Zeitschrift für den Maschinenbau*. 1931, Bd. 10, S. 671.
- [103] WEIDINGER, A.: 100 Jahre Evolution der Zylinderrollenlager. In: *Evolution*. 2009, Nr. 4. SKF (Hrsg.), S. 25–28.
- [104] WIJNANT, Y. H.; WENSING, J. A.; VAN NIJEN, G. C.: The Influence of Lubrication on the Dynamic Behaviour of Ball Bearing. In: *Journal of Sound and Vibration*. 1999, Bd. 222, Nr. 4, S. 579–596.
- [105] WIRTH, R.: *Einflüsse auf die Zuverlässigkeit von Schwingungsdiagnoseverfahren an Wälzlagern*. Dissertation. Zittau: Technische Universität Zittau, 1994.
- [106] WISNIEWSKI, M.: *Handbuch der Tribologie und Schmierungstechnik*. Bd. 9: *Elastohydrodynamische Schmierung. Grundlagen und Anwendungen*. Renningen: Expert Verlag, 2000.
- [107] YAMAMOTO, T.: On the Vibrations of a Rotating Shaft. In: *Memoirs of the Faculty of Engineering, Nagoya University*. 1957, Nr. 9, S. 19–115.
- [108] ZENKER, L.: *Numerische Analyse der transienten Temperatur- und Spannungsverteilung in schnelllaufenden Kugellagern*. Dissertation. München: Technische Universität München, 1998.

## Verzeichnis promotionsbezogener, eigener Publikationen

- [P1] MEINEL, A.; TREMMEL, S.: An Empirical Investigation of the Impact of an Axially Oscillating Shaft on Friction and Lubrication in Cylindrical Roller Bearings. In: *Bearing World Journal*. 2018, Bd. 3, S. 41–55.
- [P2] MEINEL, A.; TREMMEL, S.: An Experimental Study of the Effects of Dynamic Shaft Movements on Friction in Cylindrical Roller Bearings. In: 2. Bearing World Conference. Forschungsvereinigung Antriebstechnik. Kaiserslautern, 2018, S. 141–144.
- [P3] MEINEL, A.; TREMMEL, S.: Die Auswirkungen von Axialschwingungen auf Reibung, Verschleiß und Schmierung in Zylinderrollenlagern. In: 59. Tribologie Fachtagung. Reibung, Schmierung und Verschleiß. Bd. 1. Gesellschaft für Tribologie. Göttingen, 2018, S. 32/1–32/10.
- [P4] MEINEL, A.; TREMMEL, S.: Friction Losses of Cylindrical Roller Bearings Due to Axially Oscillating Shafts. In: 73rd STLE Annual Meeting and Exhibition. Society of Tribologists and Lubrication Engineers. Minneapolis, 2018.

## Reihenübersicht

Koordination der Reihe (Stand 2020):  
Geschäftsstelle Maschinenbau, Dr.-Ing. Oliver Kreis, [www.mb.fau.de/diss/](http://www.mb.fau.de/diss/)

Im Rahmen der Reihe sind bisher die nachfolgenden Bände erschienen.

Band 1 – 52  
Fertigungstechnik – Erlangen  
ISSN 1431-6226  
Carl Hanser Verlag, München

Band 53 – 307  
Fertigungstechnik – Erlangen  
ISSN 1431-6226  
Meisenbach Verlag, Bamberg

ab Band 308  
FAU Studien aus dem Maschinenbau  
ISSN 2625-9974  
FAU University Press, Erlangen

Die Zugehörigkeit zu den jeweiligen Lehrstühlen ist wie folgt gekennzeichnet:

Lehrstühle:

<b>FAPS</b>	Lehrstuhl für Fertigungsautomatisierung und Produktionssystematik
<b>KTmfk</b>	Lehrstuhl für Konstruktionstechnik
<b>LFT</b>	Lehrstuhl für Fertigungstechnologie
<b>LPT</b>	Lehrstuhl für Photonische Technologien

Band 1: Andreas Hemberger  
Innovationspotentiale in der  
rechnerintegrierten Produktion durch  
wissensbasierte Systeme  
FAPS, 208 Seiten, 107 Bilder. 1988.  
ISBN 3-446-15234-2.

Band 2: Detlef Classe  
Beitrag zur Steigerung der Flexibilität  
automatisierter Montagesysteme  
durch Sensorintegration und erweiterte  
Steuerungskonzepte  
FAPS, 194 Seiten, 70 Bilder. 1988.  
ISBN 3-446-15529-5.

Band 3: Friedrich-Wilhelm Nolting  
Projektierung von Montagesystemen  
FAPS, 201 Seiten, 107 Bilder, 1 Tab. 1989.  
ISBN 3-446-15541-4.

Band 4: Karsten Schlüter  
Nutzungsgradsteigerung von  
Montagesystemen durch den Einsatz  
der Simulationstechnik  
FAPS, 177 Seiten, 97 Bilder. 1989.  
ISBN 3-446-15542-2.

Band 5: Shir-Kuan Lin  
Aufbau von Modellen zur Lageregelung  
von Industrierobotern  
FAPS, 168 Seiten, 46 Bilder. 1989.  
ISBN 3-446-15546-5.

Band 6: Rudolf Nuss  
Untersuchungen zur Bearbeitungsquali-  
tät im Fertigungssystem Laserstrahl-  
schneiden  
LFT, 206 Seiten, 115 Bilder, 6 Tab. 1989.  
ISBN 3-446-15783-2.

Band 7: Wolfgang Scholz  
Modell zur datenbankgestützten Planung  
automatisierter Montageanlagen  
FAPS, 194 Seiten, 89 Bilder. 1989.  
ISBN 3-446-15825-1.

Band 8: Hans-Jürgen Wißmeier  
Beitrag zur Beurteilung des Bruchverhal-  
tens von Hartmetall-Fließpreßmatrizen  
LFT, 179 Seiten, 99 Bilder, 9 Tab. 1989.  
ISBN 3-446-15921-5.

Band 9: Rainer Eisele  
Konzeption und Wirtschaftlichkeit von  
Planungssystemen in der Produktion  
FAPS, 183 Seiten, 86 Bilder. 1990.  
ISBN 3-446-16107-4.

Band 10: Rolf Pfeiffer  
Technologisch orientierte  
Montageplanung am Beispiel der  
Schraubtechnik  
FAPS, 216 Seiten, 102 Bilder, 16 Tab. 1990.  
ISBN 3-446-16161-9.

Band 11: Herbert Fischer  
Verteilte Planungssysteme zur  
Flexibilitätssteigerung der  
rechnerintegrierten Teilefertigung  
FAPS, 201 Seiten, 82 Bilder. 1990.  
ISBN 3-446-16105-8.

Band 12: Gerhard Kleineidam  
CAD/CAP: Rechnergestützte Montage-  
feinplanung  
FAPS, 203 Seiten, 107 Bilder. 1990.  
ISBN 3-446-16112-0.

Band 13: Frank Vollertsen  
Pulvermetallurgische Verarbeitung eines  
übereutektoiden verschleißfesten Stahls  
LFT, XIII u. 217 Seiten, 67 Bilder, 34 Tab.  
1990. ISBN 3-446-16133-3.

Band 14: Stephan Biermann  
Untersuchungen zur Anlagen- und  
Prozeßdiagnostik für das Schneiden  
mit CO<sub>2</sub>-Hochleistungslasern  
LFT, VIII u. 170 Seiten, 93 Bilder, 4 Tab.  
1991. ISBN 3-446-16269-0.

Band 15: Uwe Geißler  
Material- und Datenfluß in einer flexiblen  
Blechbearbeitungszelle  
LFT, 124 Seiten, 41 Bilder, 7 Tab. 1991.  
ISBN 3-446-16358-1.

Band 16: Frank Oswald Hake  
Entwicklung eines rechnergestützten  
Diagnosesystems für automatisierte  
Montagezellen  
FAPS, XIV u. 166 Seiten, 77 Bilder. 1991.  
ISBN 3-446-16428-6.

Band 17: Herbert Reichel  
Optimierung der Werkzeugbereitstellung  
durch rechnergestützte  
Arbeitsfolgenbestimmung  
FAPS, 198 Seiten, 73 Bilder, 2 Tab. 1991.  
ISBN 3-446-16453-7.

Band 18: Josef Scheller  
Modellierung und Einsatz von  
Softwaresystemen für rechnergeführte  
Montagezellen  
FAPS, 198 Seiten, 65 Bilder. 1991.  
ISBN 3-446-16454-5.

Band 19: Arnold vom Ende  
Untersuchungen zum Biegeumforme mit  
elastischer Matrize  
LFT, 166 Seiten, 55 Bilder, 13 Tab. 1991.  
ISBN 3-446-16493-6.

Band 20: Joachim Schmid  
Beitrag zum automatisierten Bearbeiten  
von Keramikguß mit Industrierobotern  
FAPS, XIV u. 176 Seiten, 111 Bilder, 6 Tab.  
1991. ISBN 3-446-16560-6.

Band 21: Egon Sommer  
Multiprozessorsteuerung für  
kooperierende Industrieroboter in  
Montagezellen  
FAPS, 188 Seiten, 102 Bilder. 1991.  
ISBN 3-446-17062-6.

Band 22: Georg Geyer  
Entwicklung problemspezifischer  
Verfahrensketten in der Montage  
FAPS, 192 Seiten, 112 Bilder. 1991.  
ISBN 3-446-16552-5.

Band 23: Rainer Flohr  
Beitrag zur optimalen  
Verbindungstechnik in der  
Oberflächenmontage (SMT)  
FAPS, 186 Seiten, 79 Bilder. 1991.  
ISBN 3-446-16568-1.

Band 24: Alfons Rief  
Untersuchungen zur Verfahrensfolge  
Laserstrahlschneiden und -schweißen  
in der Rohkarosseriefertigung  
LFT, VI u. 145 Seiten, 58 Bilder, 5 Tab.  
1991. ISBN 3-446-16593-2.

Band 25: Christoph Thim  
Rechnerunterstützte Optimierung  
von Materialflußstrukturen in der  
Elektronikmontage durch Simulation  
FAPS, 188 Seiten, 74 Bilder. 1992.  
ISBN 3-446-17118-5.

Band 26: Roland Müller  
CO<sub>2</sub>-Laserstrahlschneiden von  
kurzglasverstärkten Verbundwerkstoffen  
LFT, 141 Seiten, 107 Bilder, 4 Tab. 1992.  
ISBN 3-446-17104-5.

Band 27: Günther Schäfer  
Integrierte Informationsverarbeitung  
bei der Montageplanung  
FAPS, 195 Seiten, 76 Bilder. 1992.  
ISBN 3-446-17117-7.

Band 28: Martin Hoffmann  
Entwicklung einer  
CAD/CAM-Prozesskette für die  
Herstellung von Blechbiegeteilen  
LFT, 149 Seiten, 89 Bilder. 1992.  
ISBN 3-446-17154-1.

Band 29: Peter Hoffmann  
Verfahrensfolge Laserstrahlschneiden  
und -schweißen: Prozeßführung und  
Systemtechnik in der 3D-Laserstrahlbear-  
beitung von Blechformteilen  
LFT, 186 Seiten, 92 Bilder, 10 Tab. 1992.  
ISBN 3-446-17153-3.

Band 30: Olaf Schrödel  
Flexible Werkstattsteuerung mit  
objektorientierten Softwarestrukturen  
FAPS, 180 Seiten, 84 Bilder. 1992.  
ISBN 3-446-17242-4.

Band 31: Hubert Reinisch  
Planungs- und Steuerungswerkzeuge  
zur impliziten Geräteprogrammierung  
in Roboterzellen  
FAPS, XI u. 212 Seiten, 112 Bilder. 1992.  
ISBN 3-446-17380-3.

Band 32: Brigitte Bärnreuther  
Ein Beitrag zur Bewertung des Kommuni-  
kationsverhaltens von Automatisierungs-  
geräten in flexiblen Produktionszellen  
FAPS, XI u. 179 Seiten, 71 Bilder. 1992.  
ISBN 3-446-17451-6.

Band 33: Joachim Hutfless  
Laserstrahlregelung und Optikdiagnostik  
in der Strahlführung einer  
CO<sub>2</sub>-Hochleistungslaseranlage  
LFT, 175 Seiten, 70 Bilder, 17 Tab. 1993.  
ISBN 3-446-17532-6.

Band 34: Uwe Günzel  
Entwicklung und Einsatz eines Simula-  
tionsverfahrens für operative und  
strategische Probleme der  
Produktionsplanung und -steuerung  
FAPS, XIV u. 170 Seiten, 66 Bilder, 5 Tab.  
1993. ISBN 3-446-17604-7.

Band 35: Bertram Ehmann  
Operatives Fertigungscontrolling durch  
Optimierung auftragsbezogener Bearbei-  
tungsabläufe in der Elektronikfertigung  
FAPS, XV u. 167 Seiten, 114 Bilder. 1993.  
ISBN 3-446-17658-6.

Band 36: Harald Kolléra  
Entwicklung eines benutzerorientierten  
Werkstattprogrammiersystems für das  
Laserstrahlschneiden  
LFT, 129 Seiten, 66 Bilder, 1 Tab. 1993.  
ISBN 3-446-17719-1.

Band 37: Stephanie Abels  
Modellierung und Optimierung von  
Montageanlagen in einem integrierten  
Simulationssystem  
FAPS, 188 Seiten, 88 Bilder. 1993.  
ISBN 3-446-17731-0.

Band 38: Robert Schmidt-Hebbel  
Laserstrahlbohren durchflußbestimmen-  
der Durchgangslöcher  
LFT, 145 Seiten, 63 Bilder, 11 Tab. 1993.  
ISBN 3-446-17778-7.

Band 39: Norbert Lutz  
Oberflächenfeinbearbeitung  
keramischer Werkstoffe mit  
XeCl-Excimerlaserstrahlung  
LFT, 187 Seiten, 98 Bilder, 29 Tab. 1994.  
ISBN 3-446-17970-4.

Band 40: Konrad Grampp  
Rechnerunterstützung bei Test und  
Schulung an Steuerungssoftware von  
SMD-Bestücklinien  
FAPS, 178 Seiten, 88 Bilder. 1995.  
ISBN 3-446-18173-3.

Band 41: Martin Koch  
Wissensbasierte Unterstützung der  
Angebotsbearbeitung in der  
Investitionsgüterindustrie  
FAPS, 169 Seiten, 68 Bilder. 1995.  
ISBN 3-446-18174-1.

Band 42: Armin Gropp  
Anlagen- und Prozeßdiagnostik beim  
Schneiden mit einem gepulsten  
Nd:YAG-Laser  
LFT, 160 Seiten, 88 Bilder, 7 Tab. 1995.  
ISBN 3-446-18241-1.

Band 43: Werner Heckel  
Optische 3D-Konturerfassung und  
on-line Biegewinkelmessung mit  
dem Lichtschnittverfahren  
LFT, 149 Seiten, 43 Bilder, 11 Tab. 1995.  
ISBN 3-446-18243-8.

Band 44: Armin Rothhaupt  
Modulares Planungssystem zur  
Optimierung der Elektronikfertigung  
FAPS, 180 Seiten, 101 Bilder. 1995.  
ISBN 3-446-18307-8.

Band 45: Bernd Zöllner  
Adaptive Diagnose in der  
Elektronikproduktion  
FAPS, 195 Seiten, 74 Bilder, 3 Tab. 1995.  
ISBN 3-446-18308-6.

Band 46: Bodo Vormann  
Beitrag zur automatisierten  
Handhabungsplanung komplexer  
Blechbiegeteile  
LFT, 126 Seiten, 89 Bilder, 3 Tab. 1995.  
ISBN 3-446-18345-0.

Band 47: Peter Schnepf  
Zielkostenorientierte Montageplanung  
FAPS, 144 Seiten, 75 Bilder. 1995.  
ISBN 3-446-18397-3.

Band 48: Rainer Klotzbücher  
Konzept zur rechnerintegrierten  
Materialversorgung in flexiblen  
Fertigungssystemen  
FAPS, 156 Seiten, 62 Bilder. 1995.  
ISBN 3-446-18412-0.

Band 49: Wolfgang Greska  
Wissensbasierte Analyse und  
Klassifizierung von Blechteilen  
LFT, 144 Seiten, 96 Bilder. 1995.  
ISBN 3-446-18462-7.

Band 50: Jörg Franke  
Integrierte Entwicklung neuer  
Produkt- und Produktionstechnologien  
für räumliche spritzgegossene  
Schaltungsträger (3-D MID)  
FAPS, 196 Seiten, 86 Bilder, 4 Tab. 1995.  
ISBN 3-446-18448-1.

Band 51: Franz-Josef Zeller  
Sensorplanung und schnelle  
Sensorregelung für Industrieroboter  
FAPS, 190 Seiten, 102 Bilder, 9 Tab. 1995.  
ISBN 3-446-18601-8.

Band 52: Michael Solvie  
Zeitbehandlung und  
Multimedia-Unterstützung in  
Feldkommunikationssystemen  
FAPS, 200 Seiten, 87 Bilder, 35 Tab. 1996.  
ISBN 3-446-18607-7.

Band 53: Robert Hopperdietzel  
Reengineering in der Elektro- und  
Elektronikindustrie  
FAPS, 180 Seiten, 109 Bilder, 1 Tab. 1996.  
ISBN 3-87525-070-2.

Band 54: Thomas Rebhahn  
Beitrag zur Mikromaterialbearbeitung  
mit Excimerlasern - Systemkomponenten  
und Verfahrensoptimierungen  
LFT, 148 Seiten, 61 Bilder, 10 Tab. 1996.  
ISBN 3-87525-075-3.

Band 55: Henning Hanebuth  
Laserstrahlhartlöten mit  
Zweistrahlschweißtechnik  
LFT, 157 Seiten, 58 Bilder, 11 Tab. 1996.  
ISBN 3-87525-074-5.

Band 56: Uwe Schönherr  
Steuerung und Sensordatenintegration  
für flexible Fertigungszellen mit  
kooperierenden Robotern  
FAPS, 188 Seiten, 116 Bilder, 3 Tab. 1996.  
ISBN 3-87525-076-1.

Band 57: Stefan Holzer  
Berührungslose Formgebung mit  
Laserstrahlung  
LFT, 162 Seiten, 69 Bilder, 11 Tab. 1996.  
ISBN 3-87525-079-6.

Band 58: Markus Schultz  
Fertigungsqualität beim  
3D-Laserstrahlschweißen von  
Blechformteilen  
LFT, 165 Seiten, 88 Bilder, 9 Tab. 1997.  
ISBN 3-87525-080-X.

Band 59: Thomas Krebs  
Integration elektromechanischer  
CA-Anwendungen über einem  
STEP-Produktmodell  
FAPS, 198 Seiten, 58 Bilder, 8 Tab. 1997.  
ISBN 3-87525-081-8.

Band 60: Jürgen Sturm  
Prozeßintegrierte Qualitätssicherung  
in der Elektronikproduktion  
FAPS, 167 Seiten, 112 Bilder, 5 Tab. 1997.  
ISBN 3-87525-082-6.

Band 61: Andreas Brand  
Prozesse und Systeme zur Bestückung  
räumlicher elektronischer Baugruppen  
(3D-MID)  
FAPS, 182 Seiten, 100 Bilder. 1997.  
ISBN 3-87525-087-7.

Band 62: Michael Kauf  
Regelung der Laserstrahlleistung und  
der Fokusparameter einer  
CO<sub>2</sub>-Hochleistungslaseranlage  
LFT, 140 Seiten, 70 Bilder, 5 Tab. 1997.  
ISBN 3-87525-083-4.

Band 63: Peter Steinwasser  
Modulares Informationsmanagement  
in der integrierten Produkt- und  
Prozeßplanung  
FAPS, 190 Seiten, 87 Bilder. 1997.  
ISBN 3-87525-084-2.

Band 64: Georg Liedl  
Integriertes Automatisierungskonzept  
für den flexiblen Materialfluß in der  
Elektronikproduktion  
FAPS, 196 Seiten, 96 Bilder, 3 Tab. 1997.  
ISBN 3-87525-086-9.

Band 65: Andreas Otto  
Transiente Prozesse beim  
Laserstrahlschweißen  
LFT, 132 Seiten, 62 Bilder, 1 Tab. 1997.  
ISBN 3-87525-089-3.

Band 66: Wolfgang Blöchl  
Erweiterte Informationsbereitstellung  
an offenen CNC-Steuerungen zur  
Prozeß- und Programoptimierung  
FAPS, 168 Seiten, 96 Bilder. 1997.  
ISBN 3-87525-091-5.

Band 67: Klaus-Uwe Wolf  
Verbesserte Prozeßführung und  
Prozeßplanung zur Leistungs- und  
Qualitätssteigerung beim  
Spulenwickeln  
FAPS, 186 Seiten, 125 Bilder. 1997.  
ISBN 3-87525-092-3.

Band 68: Frank Backes  
Technologieorientierte Bahnplanung  
für die 3D-Laserstrahlbearbeitung  
LFT, 138 Seiten, 71 Bilder, 2 Tab. 1997.  
ISBN 3-87525-093-1.

Band 69: Jürgen Kraus  
Laserstrahlumformen von Profilen  
LFT, 137 Seiten, 72 Bilder, 8 Tab. 1997.  
ISBN 3-87525-094-X.

Band 70: Norbert Neubauer  
Adaptive Strahlführungen für  
CO<sub>2</sub>-Laseranlagen  
LFT, 120 Seiten, 50 Bilder, 3 Tab. 1997.  
ISBN 3-87525-095-8.

Band 71: Michael Steber  
Prozeßoptimierter Betrieb flexibler  
Schraubstationen in der  
automatisierten Montage  
FAPS, 168 Seiten, 78 Bilder, 3 Tab. 1997.  
ISBN 3-87525-096-6.

Band 72: Markus Pfestorf  
Funktionale 3D-Oberflächenkenngrößen  
in der Umformtechnik  
LFT, 162 Seiten, 84 Bilder, 15 Tab. 1997.  
ISBN 3-87525-097-4.

Band 73: Volker Franke  
Integrierte Planung und Konstruktion  
von Werkzeugen für die Biegebearbeitung  
LFT, 143 Seiten, 81 Bilder. 1998.  
ISBN 3-87525-098-2.

Band 74: Herbert Scheller  
Automatisierte Demontagesysteme  
und recyclinggerechte Produktgestaltung  
elektronischer Baugruppen  
FAPS, 184 Seiten, 104 Bilder, 17 Tab. 1998.  
ISBN 3-87525-099-0.

Band 75: Arthur Meißner  
Kaltmassivumformung metallischer  
Kleinstteile - Werkstoffverhalten,  
Wirkflächenreibung, Prozeßauslegung  
LFT, 164 Seiten, 92 Bilder, 14 Tab. 1998.  
ISBN 3-87525-100-8.

Band 76: Mathias Glasmacher  
Prozeß- und Systemtechnik zum  
Laserstrahl-Mikroschweißen  
LFT, 184 Seiten, 104 Bilder, 12 Tab. 1998.  
ISBN 3-87525-101-6.

Band 77: Michael Schwind  
Zerstörungsfreie Ermittlung mechani-  
scher Eigenschaften von Feinblechen mit  
dem Wirbelstromverfahren  
LFT, 124 Seiten, 68 Bilder, 8 Tab. 1998.  
ISBN 3-87525-102-4.

Band 78: Manfred Gerhard  
Qualitätssteigerung in der  
Elektronikproduktion durch  
Optimierung der Prozeßführung  
beim Löten komplexer Baugruppen  
FAPS, 179 Seiten, 113 Bilder, 7 Tab. 1998.  
ISBN 3-87525-103-2.

Band 79: Elke Rauh  
Methodische Einbindung der Simulation  
in die betrieblichen Planungs- und  
Entscheidungsabläufe  
FAPS, 192 Seiten, 114 Bilder, 4 Tab. 1998.  
ISBN 3-87525-104-0.

Band 80: Sorin Niederkorn  
Meßeinrichtung zur Untersuchung  
der Wirkflächenreibung bei umformtech-  
nischen Prozessen  
LFT, 99 Seiten, 46 Bilder, 6 Tab. 1998.  
ISBN 3-87525-105-9.

Band 81: Stefan Schubert  
Regelung der Fokuslage beim Schweißen  
mit CO<sub>2</sub>-Hochleistungslasern unter  
Einsatz von adaptiven Optiken  
LFT, 140 Seiten, 64 Bilder, 3 Tab. 1998.  
ISBN 3-87525-106-7.

Band 82: Armando Walter Colombo  
Development and Implementation of  
Hierarchical Control Structures of  
Flexible Production Systems Using High  
Level Petri Nets  
FAPS, 216 Seiten, 86 Bilder. 1998.  
ISBN 3-87525-109-1.

Band 83: Otto Meedt  
Effizienzsteigerung bei Demontage  
und Recycling durch flexible  
Demontagetechologien und optimierte  
Produktgestaltung  
FAPS, 186 Seiten, 103 Bilder. 1998.  
ISBN 3-87525-108-3.

Band 84: Knuth Götz  
Modelle und effiziente Modellbildung  
zur Qualitätssicherung in der  
Elektronikproduktion  
FAPS, 212 Seiten, 129 Bilder, 24 Tab. 1998.  
ISBN 3-87525-112-1.

Band 85: Ralf Luchs  
Einsatzmöglichkeiten leitender Klebstoffe zur zuverlässigen Kontaktierung elektronischer Bauelemente in der SMT FAPS, 176 Seiten, 126 Bilder, 30 Tab. 1998.  
ISBN 3-87525-113-7.

Band 86: Frank Pöhlau  
Entscheidungsgrundlagen zur Einführung räumlicher spritzgegossener Schaltungsträger (3-D MID) FAPS, 144 Seiten, 99 Bilder. 1999.  
ISBN 3-87525-114-8.

Band 87: Roland T. A. Kals  
Fundamentals on the miniaturization of sheet metal working processes LFT, 128 Seiten, 58 Bilder, 11 Tab. 1999.  
ISBN 3-87525-115-6.

Band 88: Gerhard Luhn  
Implizites Wissen und technisches Handeln am Beispiel der Elektronikproduktion FAPS, 252 Seiten, 61 Bilder, 1 Tab. 1999.  
ISBN 3-87525-116-4.

Band 89: Axel Sprenger  
Adaptives Streckbiegen von Aluminium-Strangpreßprofilen LFT, 114 Seiten, 63 Bilder, 4 Tab. 1999.  
ISBN 3-87525-117-2.

Band 90: Hans-Jörg Pucher  
Untersuchungen zur Prozeßfolge Umformen, Bestücken und Laserstrahllöten von Mikrokontakten LFT, 158 Seiten, 69 Bilder, 9 Tab. 1999.  
ISBN 3-87525-119-9.

Band 91: Horst Arnet  
Profilbiegen mit kinematischer Gestalterzeugung LFT, 128 Seiten, 67 Bilder, 7 Tab. 1999.  
ISBN 3-87525-120-2.

Band 92: Doris Schubart  
Prozeßmodellierung und Technologieentwicklung beim Abtragen mit CO<sub>2</sub>-Laserstrahlung LFT, 133 Seiten, 57 Bilder, 13 Tab. 1999.  
ISBN 3-87525-122-9.

Band 93: Adrianus L. P. Coremans  
Laserstrahlsintern von Metallpulver - Prozeßmodellierung, Systemtechnik, Eigenschaften laserstrahlgesinterter Metallkörper LFT, 184 Seiten, 108 Bilder, 12 Tab. 1999.  
ISBN 3-87525-124-5.

Band 94: Hans-Martin Biehler  
Optimierungskonzepte für Qualitätsdatenverarbeitung und Informationsbereitstellung in der Elektronikfertigung FAPS, 194 Seiten, 105 Bilder. 1999.  
ISBN 3-87525-126-1.

Band 95: Wolfgang Becker  
Oberflächenausbildung und tribologische Eigenschaften excimerlaserstrahlbearbeiteter Hochleistungskeramiken LFT, 175 Seiten, 71 Bilder, 3 Tab. 1999.  
ISBN 3-87525-127-X.

Band 96: Philipp Hein  
Innenhochdruck-Umformen von Blechpaaren: Modellierung, Prozeßauslegung und Prozeßführung LFT, 129 Seiten, 57 Bilder, 7 Tab. 1999.  
ISBN 3-87525-128-8.

Band 97: Gunter Beitinger  
Herstellungs- und Prüfverfahren für  
thermoplastische Schaltungsträger  
FAPS, 169 Seiten, 92 Bilder, 20 Tab. 1999.  
ISBN 3-87525-129-6.

Band 98: Jürgen Knoblach  
Beitrag zur rechnerunterstützten  
verursachungsgerechten  
Angebotskalkulation von Blechteilen  
mit Hilfe wissensbasierter Methoden  
LFT, 155 Seiten, 53 Bilder, 26 Tab. 1999.  
ISBN 3-87525-130-X.

Band 99: Frank Breitenbach  
Bildverarbeitungssystem zur Erfassung  
der Anschlußgeometrie elektronischer  
SMT-Bauelemente  
LFT, 147 Seiten, 92 Bilder, 12 Tab. 2000.  
ISBN 3-87525-131-8.

Band 100: Bernd Falk  
Simulationsbasierte  
Lebensdauer vorhersage für Werkzeuge  
der Kaltmassivumformung  
LFT, 134 Seiten, 44 Bilder, 15 Tab. 2000.  
ISBN 3-87525-136-9.

Band 101: Wolfgang Schlögl  
Integriertes Simulationsdaten-Management für Maschinenentwicklung und  
Anlagenplanung  
FAPS, 169 Seiten, 101 Bilder, 20 Tab. 2000.  
ISBN 3-87525-137-7.

Band 102: Christian Hinsel  
Ermüdungsbruchversagen  
hartstoffbeschichteter Werkzeugstähle  
in der Kaltmassivumformung  
LFT, 130 Seiten, 80 Bilder, 14 Tab. 2000.  
ISBN 3-87525-138-5.

Band 103: Stefan Bobbert  
Simulationsgestützte Prozessauslegung  
für das Innenhochdruck-Umformen  
von Blechpaaren  
LFT, 123 Seiten, 77 Bilder. 2000.  
ISBN 3-87525-145-8.

Band 104: Harald Rottbauer  
Modulares Planungswerkzeug zum  
Produktionsmanagement in der  
Elektronikproduktion  
FAPS, 166 Seiten, 106 Bilder. 2001.  
ISBN 3-87525-139-3.  
Band 111: Jürgen Göhringer  
Integrierte Telediagnose via Internet  
zum effizienten Service von  
Produktionssystemen  
FAPS, 178 Seiten, 98 Bilder, 5 Tab. 2001.  
ISBN 3-87525-147-4.

Band 105: Thomas Hennige  
Flexible Formgebung von Blechen  
durch Laserstrahlumformen  
LFT, 119 Seiten, 50 Bilder. 2001.  
ISBN 3-87525-140-7.

Band 106: Thomas Menzel  
Wissensbasierte Methoden für die  
rechnergestützte Charakterisierung  
und Bewertung innovativer  
Fertigungsprozesse  
LFT, 152 Seiten, 71 Bilder. 2001.  
ISBN 3-87525-142-3.

Band 107: Thomas Stöckel  
Kommunikationstechnische Integration  
der Prozeßebe in Produktionssysteme  
durch Middleware-Frameworks  
FAPS, 147 Seiten, 65 Bilder, 5 Tab. 2001.  
ISBN 3-87525-143-1.

Band 108: Frank Pitter  
Verfügbarkeitssteigerung von  
Werkzeugmaschinen durch Einsatz  
mechatronischer Sensorlösungen  
FAPS, 158 Seiten, 131 Bilder, 8 Tab. 2001.  
ISBN 3-87525-144-X.

Band 109: Markus Korneli  
Integration lokaler CAP-Systeme in  
einen globalen Fertigungsdatenverbund  
FAPS, 121 Seiten, 53 Bilder, 11 Tab. 2001.  
ISBN 3-87525-146-6.

Band 110: Burkhard Müller  
Laserstrahljustieren mit Excimer-Lasern -  
Prozeßparameter und Modelle zur  
Aktorkonstruktion  
LFT, 128 Seiten, 36 Bilder, 9 Tab. 2001.  
ISBN 3-87525-159-8.

Band 111: Jürgen Göhringer  
Integrierte Telediagnose via Internet  
zum effizienten Service von  
Produktionssystemen  
FAPS, 178 Seiten, 98 Bilder, 5 Tab. 2001.  
ISBN 3-87525-147-4.

Band 112: Robert Feuerstein  
Qualitäts- und kosteneffiziente Integra-  
tion neuer Bauelementetechnologien in  
die Flachbaugruppenfertigung  
FAPS, 161 Seiten, 99 Bilder, 10 Tab. 2001.  
ISBN 3-87525-151-2.

Band 113: Marcus Reichenberger  
Eigenschaften und Einsatzmöglichkeiten  
alternativer Elektroniklote in der  
Oberflächenmontage (SMT)  
FAPS, 165 Seiten, 97 Bilder, 18 Tab. 2001.  
ISBN 3-87525-152-0.

Band 114: Alexander Huber  
Justieren vormontierter Systeme mit dem  
Nd:YAG-Laser unter Einsatz von Aktoren  
LFT, 122 Seiten, 58 Bilder, 5 Tab. 2001.  
ISBN 3-87525-153-9.

Band 115: Sami Krimi  
Analyse und Optimierung von Montage-  
systemen in der Elektronikproduktion  
FAPS, 155 Seiten, 88 Bilder, 3 Tab. 2001.  
ISBN 3-87525-157-1.

Band 116: Marion Merklein  
Laserstrahlumformen von  
Aluminiumwerkstoffen - Beeinflussung  
der Mikrostruktur und  
der mechanischen Eigenschaften  
LFT, 122 Seiten, 65 Bilder, 15 Tab. 2001.  
ISBN 3-87525-156-3.

Band 117: Thomas Collisi  
Ein informationslogistisches  
Architekturkonzept zur Akquisition  
simulationsrelevanter Daten  
FAPS, 181 Seiten, 105 Bilder, 7 Tab. 2002.  
ISBN 3-87525-164-4.

Band 118: Markus Koch  
Rationalisierung und ergonomische  
Optimierung im Innenausbau durch  
den Einsatz moderner  
Automatisierungstechnik  
FAPS, 176 Seiten, 98 Bilder, 9 Tab. 2002.  
ISBN 3-87525-165-2.

Band 119: Michael Schmidt  
Prozeßregelung für das Laserstrahl-  
Punktschweißen in der Elektronikpro-  
duktion  
LFT, 152 Seiten, 71 Bilder, 3 Tab. 2002.  
ISBN 3-87525-166-0.

Band 120: Nicolas Tiesler  
Grundlegende Untersuchungen zum  
Fließpressen metallischer Kleinstteile  
LFT, 126 Seiten, 78 Bilder, 12 Tab. 2002.  
ISBN 3-87525-175-X.

Band 121: Lars Pursche  
Methoden zur technologieorientierten  
Programmierung für  
die 3D-Lasermikrobearbeitung  
LFT, 111 Seiten, 39 Bilder, 0 Tab. 2002.  
ISBN 3-87525-183-0.

Band 122: Jan-Oliver Brassel  
Prozeßkontrolle beim  
Laserstrahl-Mikroschweißen  
LFT, 148 Seiten, 72 Bilder, 12 Tab. 2002.  
ISBN 3-87525-181-4.

Band 123: Mark Geisel  
Prozeßkontrolle und -steuerung beim  
Laserstrahlschweißen mit den Methoden  
der nichtlinearen Dynamik  
LFT, 135 Seiten, 46 Bilder, 2 Tab. 2002.  
ISBN 3-87525-180-6.

Band 124: Gerd Eßer  
Laserstrahlunterstützte Erzeugung  
metallischer Leiterstrukturen auf  
Thermoplastsubstraten für die  
MID-Technik  
LFT, 148 Seiten, 60 Bilder, 6 Tab. 2002.  
ISBN 3-87525-171-7.

Band 125: Marc Fleckenstein  
Qualität laserstrahl-gefügter  
Mikroverbindungen elektronischer  
Kontakte  
LFT, 159 Seiten, 77 Bilder, 7 Tab. 2002.  
ISBN 3-87525-170-9.

Band 126: Stefan Kaufmann  
Grundlegende Untersuchungen zum  
Nd:YAG- Laserstrahlfügen von Silizium  
für Komponenten der Optoelektronik  
LFT, 159 Seiten, 100 Bilder, 6 Tab. 2002.  
ISBN 3-87525-172-5.

Band 127: Thomas Fröhlich  
Simultanes Löten von Anschlußkontak-  
ten elektronischer Bauelemente mit  
Diodenlaserstrahlung  
LFT, 143 Seiten, 75 Bilder, 6 Tab. 2002.  
ISBN 3-87525-186-5.

Band 128: Achim Hofmann  
Erweiterung der Formgebungsgrenzen  
beim Umformen von  
Aluminiumwerkstoffen durch den Ein-  
satz prozessangepasster Platinen  
LFT, 113 Seiten, 58 Bilder, 4 Tab. 2002.  
ISBN 3-87525-182-2.

Band 129: Ingo Kriebitzsch  
3 - D MID Technologie in der  
Automobilelektronik  
FAPS, 129 Seiten, 102 Bilder, 10 Tab. 2002.  
ISBN 3-87525-169-5.

Band 130: Thomas Pohl  
Fertigungsqualität und Umformbarkeit  
laserstrahlgeschweißter Formplatinen  
aus Aluminiumlegierungen  
LFT, 133 Seiten, 93 Bilder, 12 Tab. 2002.  
ISBN 3-87525-173-3.

Band 131: Matthias Wenk  
Entwicklung eines konfigurierbaren  
Steuerungssystems für die flexible  
Sensorführung von Industrierobotern  
FAPS, 167 Seiten, 85 Bilder, 1 Tab. 2002.  
ISBN 3-87525-174-1.

Band 132: Matthias Negendanck  
Neue Sensorik und Aktorik für  
Bearbeitungsköpfe zum  
Laserstrahlschweißen  
LFT, 116 Seiten, 60 Bilder, 14 Tab. 2002.  
ISBN 3-87525-184-9.

Band 133: Oliver Kreis  
Integrierte Fertigung - Verfahrensin-  
tegration durch Innenhochdruck-Umfor-  
men, Trennen und Laserstrahlschweißen  
in einem Werkzeug sowie ihre tele- und  
multimediale Präsentation  
LFT, 167 Seiten, 90 Bilder, 43 Tab. 2002.  
ISBN 3-87525-176-8.

Band 134: Stefan Trautner  
Technische Umsetzung produktbezoge-  
ner Instrumente der Umweltpolitik bei  
Elektro- und Elektronikgeräten  
FAPS, 179 Seiten, 92 Bilder, 11 Tab. 2002.  
ISBN 3-87525-177-6.

Band 135: Roland Meier  
Strategien für einen produktorientierten  
Einsatz räumlicher spritzgegossener  
Schaltungsträger (3-D MID)  
FAPS, 155 Seiten, 88 Bilder, 14 Tab. 2002.  
ISBN 3-87525-178-4.

Band 136: Jürgen Wunderlich  
Kostensimulation - Simulationsbasierte  
Wirtschaftlichkeitsregelung komplexer  
Produktionssysteme  
FAPS, 202 Seiten, 119 Bilder, 17 Tab. 2002.  
ISBN 3-87525-179-2.

Band 137: Stefan Novotny  
Innenhochdruck-Umformen von Blechen  
aus Aluminium- und Magnesiumlegie-  
rungen bei erhöhter Temperatur  
LFT, 132 Seiten, 82 Bilder, 6 Tab. 2002.  
ISBN 3-87525-185-7.

Band 138: Andreas Licha  
Flexible Montageautomatisierung zur  
Komplettmontage flächenhafter Produkt-  
strukturen durch kooperierende  
Industrieroboter  
FAPS, 158 Seiten, 87 Bilder, 8 Tab. 2003.  
ISBN 3-87525-189-X.

Band 139: Michael Eisenbarth  
Beitrag zur Optimierung der Aufbau- und  
Verbindungstechnik für mechatronische  
Baugruppen  
FAPS, 207 Seiten, 141 Bilder, 9 Tab. 2003.  
ISBN 3-87525-190-3.

Band 140: Frank Christoph  
Durchgängige simulationsgestützte  
Planung von Fertigungseinrichtungen der  
Elektronikproduktion  
FAPS, 187 Seiten, 107 Bilder, 9 Tab. 2003.  
ISBN 3-87525-191-1.

Band 141: Hinnerk Hagenah  
Simulationsbasierte Bestimmung der  
zu erwartenden Maßhaltigkeit für das  
Blechbiegen  
LFT, 131 Seiten, 36 Bilder, 26 Tab. 2003.  
ISBN 3-87525-192-X.

Band 142: Ralf Eckstein  
Scherschneiden und Biegen metallischer  
Kleinstteile - Materialeinfluss und  
Materialverhalten  
LFT, 148 Seiten, 71 Bilder, 19 Tab. 2003.  
ISBN 3-87525-193-8.

Band 143: Frank H. Meyer-Pittroff  
Excimerlaserstrahlbiegen dünner  
metallischer Folien mit homogener  
Lichtlinie  
LFT, 138 Seiten, 60 Bilder, 16 Tab. 2003.  
ISBN 3-87525-196-2.

Band 144: Andreas Kach  
Rechnergestützte Anpassung von  
Laserstrahlschneidbahnen  
an Bauteilabweichungen  
LFT, 139 Seiten, 69 Bilder, 11 Tab. 2004.  
ISBN 3-87525-197-0.

Band 145: Stefan Hierl  
System- und Prozesstechnik für das  
simultane Löten mit Diodenlaserstrah-  
lung von elektronischen Bauelementen  
LFT, 124 Seiten, 66 Bilder, 4 Tab. 2004.  
ISBN 3-87525-198-9.

Band 146: Thomas Neudecker  
Tribologische Eigenschaften keramischer  
Blechumformwerkzeuge- Einfluss einer  
Oberflächenendbearbeitung mittels  
Excimerlaserstrahlung  
LFT, 166 Seiten, 75 Bilder, 26 Tab. 2004.  
ISBN 3-87525-200-4.

Band 147: Ulrich Wenger  
Prozessoptimierung in der Wickeltechnik  
durch innovative maschinenbauliche und  
regelungstechnische Ansätze  
FAPS, 132 Seiten, 88 Bilder, 0 Tab. 2004.  
ISBN 3-87525-203-9.

Band 148: Stefan Slama  
Effizienzsteigerung in der Montage durch  
marktorientierte Montagestrukturen und  
erweiterte Mitarbeiterkompetenz  
FAPS, 188 Seiten, 125 Bilder, 0 Tab. 2004.  
ISBN 3-87525-204-7.

Band 149: Thomas Wurm  
Laserstrahljustieren mittels Aktoren-Ent-  
wicklung von Konzepten und Methoden  
für die rechnerunterstützte Modellierung  
und Optimierung von komplexen  
Aktorsystemen in der Mikrotechnik  
LFT, 122 Seiten, 51 Bilder, 9 Tab. 2004.  
ISBN 3-87525-206-3.

Band 150: Martino Celeghini  
Wirkmedienbasierte Blechumformung:  
Grundlagenuntersuchungen zum Einfluss  
von Werkstoff und Bauteilgeometrie  
LFT, 146 Seiten, 77 Bilder, 6 Tab. 2004.  
ISBN 3-87525-207-1.

Band 151: Ralph Hohenstein  
Entwurf hochdynamischer Sensor- und  
Regelsysteme für die adaptive  
Laserbearbeitung  
LFT, 282 Seiten, 63 Bilder, 16 Tab. 2004.  
ISBN 3-87525-210-1.

Band 152: Angelika Hutterer  
Entwicklung prozessüberwachender  
Regelkreise für flexible  
Formgebungsprozesse  
LFT, 149 Seiten, 57 Bilder, 2 Tab. 2005.  
ISBN 3-87525-212-8.

Band 153: Emil Egerer  
Massivumformen metallischer Kleinst-  
teile bei erhöhter Prozesstemperatur  
LFT, 158 Seiten, 87 Bilder, 10 Tab. 2005.  
ISBN 3-87525-213-6.

Band 154: Rüdiger Holzmann  
Strategien zur nachhaltigen Optimierung  
von Qualität und Zuverlässigkeit in  
der Fertigung hochintegrierter  
Flachbaugruppen  
FAPS, 186 Seiten, 99 Bilder, 19 Tab. 2005.  
ISBN 3-87525-217-9.

Band 155: Marco Nock  
Biegeumformen mit  
Elastomerwerkzeugen Modellierung,  
Prozessauslegung und Abgrenzung des  
Verfahrens am Beispiel des Rohrbiegens  
LFT, 164 Seiten, 85 Bilder, 13 Tab. 2005.  
ISBN 3-87525-218-7.

Band 156: Frank Niebling  
Qualifizierung einer Prozesskette zum  
Laserstrahlsintern metallischer Bauteile  
LFT, 148 Seiten, 89 Bilder, 3 Tab. 2005.  
ISBN 3-87525-219-5.

Band 157: Markus Meiler  
Großserientauglichkeit trockenschmier-  
stoffbeschichteter Aluminiumbleche im  
Presswerk Grundlegende Untersuchun-  
gen zur Tribologie, zum Umformverhal-  
ten und Bauteilversuche  
LFT, 104 Seiten, 57 Bilder, 21 Tab. 2005.  
ISBN 3-87525-221-7.

Band 158: Agus Sutanto  
Solution Approaches for Planning of  
Assembly Systems in Three-Dimensional  
Virtual Environments  
FAPS, 169 Seiten, 98 Bilder, 3 Tab. 2005.  
ISBN 3-87525-220-9.

Band 159: Matthias Boiger  
Hochleistungssysteme für die Fertigung  
elektronischer Baugruppen auf der Basis  
flexibler Schaltungsträger  
FAPS, 175 Seiten, 111 Bilder, 8 Tab. 2005.  
ISBN 3-87525-222-5.

Band 160: Matthias Pitz  
Laserunterstütztes Biegen höchstfester  
Mehrphasenstähle  
LFT, 120 Seiten, 73 Bilder, 11 Tab. 2005.  
ISBN 3-87525-223-3.

Band 161: Meik Vahl  
Beitrag zur gezielten Beeinflussung des  
Werkstoffflusses beim Innenhochdruck-  
Umformen von Blechen  
LFT, 165 Seiten, 94 Bilder, 15 Tab. 2005.  
ISBN 3-87525-224-1.

Band 162: Peter K. Kraus  
Plattformstrategien - Realisierung  
einer varianz- und kostenoptimierten  
Wertschöpfung  
FAPS, 181 Seiten, 95 Bilder, 0 Tab. 2005.  
ISBN 3-87525-226-8.

Band 163: Adrienn Cser  
Laserstrahlschmelzabtrag - Prozessana-  
lyse und -modellierung  
LFT, 146 Seiten, 79 Bilder, 3 Tab. 2005.  
ISBN 3-87525-227-6.

Band 164: Markus C. Hahn  
Grundlegende Untersuchungen zur  
Herstellung von Leichtbauverbundstruk-  
turen mit Aluminiumschaumkern  
LFT, 143 Seiten, 60 Bilder, 16 Tab. 2005.  
ISBN 3-87525-228-4.

Band 165: Gordana Michos  
Mechatronische Ansätze zur Optimie-  
rung von Vorschubachsen  
FAPS, 146 Seiten, 87 Bilder, 17 Tab. 2005.  
ISBN 3-87525-230-6.

Band 166: Markus Stark  
Auslegung und Fertigung hochpräziser  
Faser-Kollimator-Arrays  
LFT, 158 Seiten, 115 Bilder, 11 Tab. 2005.  
ISBN 3-87525-231-4.

Band 167: Yurong Zhou  
Kollaboratives Engineering Management  
in der integrierten virtuellen Entwicklung  
der Anlagen für die Elektronikproduktion  
FAPS, 156 Seiten, 84 Bilder, 6 Tab. 2005.  
ISBN 3-87525-232-2.

Band 168: Werner Enser  
Neue Formen permanenter und lösbarer elektrischer Kontaktierungen für mechatronische Baugruppen  
FAPS, 190 Seiten, 112 Bilder, 5 Tab. 2005.  
ISBN 3-87525-233-0.

Band 169: Katrin Melzer  
Integrierte Produktpolitik bei elektrischen und elektronischen Geräten zur Optimierung des Product-Life-Cycle  
FAPS, 155 Seiten, 91 Bilder, 17 Tab. 2005.  
ISBN 3-87525-234-9.

Band 170: Alexander Putz  
Grundlegende Untersuchungen zur Erfassung der realen Vorspannung von armierten Kaltfließpresswerkzeugen mittels Ultraschall  
LFT, 137 Seiten, 71 Bilder, 15 Tab. 2006.  
ISBN 3-87525-237-3.

Band 171: Martin Prechtl  
Automatisiertes Schichtverfahren für metallische Folien - System- und Prozesstechnik  
LFT, 154 Seiten, 45 Bilder, 7 Tab. 2006.  
ISBN 3-87525-238-1.

Band 172: Markus Meidert  
Beitrag zur deterministischen Lebensdauerabschätzung von Werkzeugen der Kaltmassivumformung  
LFT, 131 Seiten, 78 Bilder, 9 Tab. 2006.  
ISBN 3-87525-239-X.

Band 173: Bernd Müller  
Robuste, automatisierte Montagesysteme durch adaptive Prozessführung und montageübergreifende Fehlerprävention am Beispiel flächiger Leichtbauteile  
FAPS, 147 Seiten, 77 Bilder, 0 Tab. 2006.  
ISBN 3-87525-240-3.

Band 174: Alexander Hofmann  
Hybrides Laserdurchstrahlsschweißen von Kunststoffen  
LFT, 136 Seiten, 72 Bilder, 4 Tab. 2006.  
ISBN 978-3-87525-243-9.

Band 175: Peter Wölflick  
Innovative Substrate und Prozesse mit feinsten Strukturen für bleifreie Mechatronik-Anwendungen  
FAPS, 177 Seiten, 148 Bilder, 24 Tab. 2006.  
ISBN 978-3-87525-246-0.

Band 176: Attila Komlodi  
Detection and Prevention of Hot Cracks during Laser Welding of Aluminium Alloys Using Advanced Simulation Methods  
LFT, 155 Seiten, 89 Bilder, 14 Tab. 2006.  
ISBN 978-3-87525-248-4.

Band 177: Uwe Popp  
Grundlegende Untersuchungen zum Laserstrahlstrukturieren von Kaltmassivumformwerkzeugen  
LFT, 140 Seiten, 67 Bilder, 16 Tab. 2006.  
ISBN 978-3-87525-249-1.

Band 178: Veit Rückel  
Rechnergestützte Ablaufplanung und Bahngenerierung Für kooperierende Industrieroboter  
FAPS, 148 Seiten, 75 Bilder, 7 Tab. 2006.  
ISBN 978-3-87525-250-7.

Band 179: Manfred Dirscherl  
Nicht-thermische Mikrojustiertechnik mittels ultrakurzer Laserpulse  
LFT, 154 Seiten, 69 Bilder, 10 Tab. 2007.  
ISBN 978-3-87525-251-4.

Band 180: Yong Zhuo  
Entwurf eines rechnergestützten integrierten Systems für Konstruktion und Fertigungsplanung räumlicher spritzgegossener Schaltungsträger (3D-MID)  
FAPS, 181 Seiten, 95 Bilder, 5 Tab. 2007.  
ISBN 978-3-87525-253-8.

Band 181: Stefan Lang  
Durchgängige Mitarbeiterinformation zur Steigerung von Effizienz und Prozesssicherheit in der Produktion  
FAPS, 172 Seiten, 93 Bilder. 2007.  
ISBN 978-3-87525-257-6.

Band 182: Hans-Joachim Krauß  
Laserstrahlinduzierte Pyrolyse präkeramischer Polymere  
LFT, 171 Seiten, 100 Bilder. 2007.  
ISBN 978-3-87525-258-3.

Band 183: Stefan Junker  
Technologien und Systemlösungen für die flexibel automatisierte Bestückung permanent erregter Läufer mit oberflächenmontierten Dauermagneten  
FAPS, 173 Seiten, 75 Bilder. 2007.  
ISBN 978-3-87525-259-0.

Band 184: Rainer Kohlbauer  
Wissensbasierte Methoden für die simulationsgestützte Auslegung wirkmedienbasierter Blechumformprozesse  
LFT, 135 Seiten, 50 Bilder. 2007.  
ISBN 978-3-87525-260-6.

Band 185: Klaus Lamprecht  
Wirkmedienbasierte Umformung tiefgezogener Vorformen unter besonderer Berücksichtigung maßgeschneiderter Halbzeuge  
LFT, 137 Seiten, 81 Bilder. 2007.  
ISBN 978-3-87525-265-1.

Band 186: Bernd Zolleiß  
Optimierte Prozesse und Systeme für die Bestückung mechatronischer Baugruppen  
FAPS, 180 Seiten, 117 Bilder. 2007.  
ISBN 978-3-87525-266-8.

Band 187: Michael Kerausch  
Simulationsgestützte Prozessauslegung für das Umformen lokal wärmebehandelter Aluminiumplatten  
LFT, 146 Seiten, 76 Bilder, 7 Tab. 2007.  
ISBN 978-3-87525-267-5.

Band 188: Matthias Weber  
Unterstützung der Wandlungsfähigkeit von Produktionsanlagen durch innovative Softwaresysteme  
FAPS, 183 Seiten, 122 Bilder, 3 Tab. 2007.  
ISBN 978-3-87525-269-9.

Band 189: Thomas Frick  
Untersuchung der prozessbestimmenden Strahl-Stoff-Wechselwirkungen beim Laserstrahlschweißen von Kunststoffen  
LFT, 104 Seiten, 62 Bilder, 8 Tab. 2007.  
ISBN 978-3-87525-268-2.

Band 190: Joachim Hecht  
Werkstoffcharakterisierung und  
Prozessauslegung für die wirkmedienba-  
sierte Doppelblech-Umformung von  
Magnesiumlegierungen  
LFT, 107 Seiten, 91 Bilder, 2 Tab. 2007.  
ISBN 978-3-87525-270-5.

Band 191: Ralf Völkl  
Stochastische Simulation zur Werkzeug-  
lebensdaueroptimierung und Präzisions-  
fertigung in der Kaltmassivumformung  
LFT, 178 Seiten, 75 Bilder, 12 Tab. 2008.  
ISBN 978-3-87525-272-9.

Band 192: Massimo Tolazzi  
Innenhochdruck-Umformen verstärkter  
Blech-Rahmenstrukturen  
LFT, 164 Seiten, 85 Bilder, 7 Tab. 2008.  
ISBN 978-3-87525-273-6.

Band 193: Cornelia Hoff  
Untersuchung der Prozesseinflussgrößen  
beim Presshärten des höchstfesten  
Vergütungsstahls 22MnB5  
LFT, 133 Seiten, 92 Bilder, 5 Tab. 2008.  
ISBN 978-3-87525-275-0.

Band 194: Christian Alvarez  
Simulationsgestützte Methoden zur  
effizienten Gestaltung von Lötprozessen  
in der Elektronikproduktion  
FAPS, 149 Seiten, 86 Bilder, 8 Tab. 2008.  
ISBN 978-3-87525-277-4.

Band 195: Andreas Kunze  
Automatisierte Montage von makrome-  
chatronischen Modulen zur flexiblen  
Integration in hybride  
Pkw-Bordnetzsysteme  
FAPS, 160 Seiten, 90 Bilder, 14 Tab. 2008.  
ISBN 978-3-87525-278-1.

Band 196: Wolfgang Hußnätter  
Grundlegende Untersuchungen zur  
experimentellen Ermittlung und zur  
Modellierung von Fließortkurven bei  
erhöhten Temperaturen  
LFT, 152 Seiten, 73 Bilder, 21 Tab. 2008.  
ISBN 978-3-87525-279-8.

Band 197: Thomas Bigl  
Entwicklung, angepasste Herstellungs-  
verfahren und erweiterte Qualitätssiche-  
rung von einsetzgerechten elektroni-  
schen Baugruppen  
FAPS, 175 Seiten, 107 Bilder, 14 Tab. 2008.  
ISBN 978-3-87525-280-4.

Band 198: Stephan Roth  
Grundlegende Untersuchungen zum  
Excimerlaserstrahl-Abtragen unter  
Flüssigkeitsfilmen  
LFT, 113 Seiten, 47 Bilder, 14 Tab. 2008.  
ISBN 978-3-87525-281-1.

Band 199: Artur Giera  
Prozesstechnische Untersuchungen  
zum Rührreibschweißen metallischer  
Werkstoffe  
LFT, 179 Seiten, 104 Bilder, 36 Tab. 2008.  
ISBN 978-3-87525-282-8.

Band 200: Jürgen Lechler  
Beschreibung und Modellierung  
des Werkstoffverhaltens von  
presshärtbaren Bor-Manganstählen  
LFT, 154 Seiten, 75 Bilder, 12 Tab. 2009.  
ISBN 978-3-87525-286-6.

Band 201: Andreas Blankl  
Untersuchungen zur Erhöhung der  
Prozessrobustheit bei der Innenhoch-  
druck-Umformung von flächigen Halb-  
zeugen mit vor- bzw. nachgeschalteten  
Laserstrahlfügeoperationen  
LFT, 120 Seiten, 68 Bilder, 9 Tab. 2009.  
ISBN 978-3-87525-287-3.

Band 202: Andreas Schaller  
Modellierung eines nachfrageorientierten  
Produktionskonzeptes für mobile  
Telekommunikationsgeräte  
FAPS, 120 Seiten, 79 Bilder, 0 Tab. 2009.  
ISBN 978-3-87525-289-7.

Band 203: Claudius Schimpf  
Optimierung von Zuverlässigkeitsunter-  
suchungen, Prüfabläufen und Nachar-  
beitsprozessen in der Elektronikproduk-  
tion  
FAPS, 162 Seiten, 90 Bilder, 14 Tab. 2009.  
ISBN 978-3-87525-290-3.

Band 204: Simon Dietrich  
Sensoriken zur Schwerpunktlagebestim-  
mung der optischen Prozessemissionen  
beim Laserstrahliefschweißen  
LFT, 138 Seiten, 70 Bilder, 5 Tab. 2009.  
ISBN 978-3-87525-292-7.

Band 205: Wolfgang Wolf  
Entwicklung eines agentenbasierten  
Steuerungssystems zur  
Materialflussorganisation im  
wandelbaren Produktionsumfeld  
FAPS, 167 Seiten, 98 Bilder. 2009.  
ISBN 978-3-87525-293-4.

Band 206: Steffen Polster  
Laserdurchstrahlschweißen  
transparenter Polymerbauteile  
LFT, 160 Seiten, 92 Bilder, 13 Tab. 2009.  
ISBN 978-3-87525-294-1.

Band 207: Stephan Manuel Dörfler  
Rührreibschweißen von walzplattiertem  
Halbzeug und Aluminiumblech zur  
Herstellung flächiger Aluminiumschaum-  
Sandwich-Verbundstrukturen  
LFT, 190 Seiten, 98 Bilder, 5 Tab. 2009.  
ISBN 978-3-87525-295-8.

Band 208: Uwe Vogt  
Seriennahe Auslegung von Aluminium  
Tailored Heat Treated Blanks  
LFT, 151 Seiten, 68 Bilder, 26 Tab. 2009.  
ISBN 978-3-87525-296-5.

Band 209: Till Laumann  
Qualitative und quantitative Bewertung  
der Crashtauglichkeit von höchstfesten  
Stählen  
LFT, 117 Seiten, 69 Bilder, 7 Tab. 2009.  
ISBN 978-3-87525-299-6.

Band 210: Alexander Diehl  
Größeneffekte bei Biegeprozessen-  
Entwicklung einer Methodik zur  
Identifikation und Quantifizierung  
LFT, 180 Seiten, 92 Bilder, 12 Tab. 2010.  
ISBN 978-3-87525-302-3.

Band 211: Detlev Staud  
Effiziente Prozesskettenauslegung für das  
Umformen lokal wärmebehandelter und  
geschweißter Aluminiumbleche  
LFT, 164 Seiten, 72 Bilder, 12 Tab. 2010.  
ISBN 978-3-87525-303-0.

Band 212: Jens Ackermann  
Prozesssicherung beim Laserdurchstrahl-  
schweißen thermoplastischer Kunststoffe  
LFT, 129 Seiten, 74 Bilder, 13 Tab. 2010.  
ISBN 978-3-87525-305-4.

Band 213: Stephan Weidel  
Grundlegende Untersuchungen zum  
Kontaktzustand zwischen Werkstück  
und Werkzeug bei umformtechnischen  
Prozessen unter tribologischen  
Gesichtspunkten  
LFT, 144 Seiten, 67 Bilder, 11 Tab. 2010.  
ISBN 978-3-87525-307-8.

Band 214: Stefan Geißdörfer  
Entwicklung eines mesoskopischen Modells zur Abbildung von Größeneffekten in der Kaltmassivumformung mit Methoden der FE-Simulation  
LFT, 133 Seiten, 83 Bilder, 11 Tab. 2010.  
ISBN 978-3-87525-308-5.

Band 215: Christian Matzner  
Konzeption produktspezifischer Lösungen zur Robustheitssteigerung elektronischer Systeme gegen die Einwirkung von Betauung im Automobil  
FAPS, 165 Seiten, 93 Bilder, 14 Tab. 2010.  
ISBN 978-3-87525-309-2.

Band 216: Florian Schüßler  
Verbindungs- und Systemtechnik für thermisch hochbeanspruchte und miniaturisierte elektronische Baugruppen  
FAPS, 184 Seiten, 93 Bilder, 18 Tab. 2010.  
ISBN 978-3-87525-310-8.

Band 217: Massimo Cojutti  
Strategien zur Erweiterung der Prozessgrenzen bei der Innhochdruck-Umformung von Rohren und Blechpaaren  
LFT, 125 Seiten, 56 Bilder, 9 Tab. 2010.  
ISBN 978-3-87525-312-2.

Band 218: Raoul Plettke  
Mehrkriterielle Optimierung komplexer Aktorsysteme für das Laserstrahljustieren  
LFT, 152 Seiten, 25 Bilder, 3 Tab. 2010.  
ISBN 978-3-87525-315-3.

Band 219: Andreas Dobroschke  
Flexible Automatisierungslösungen für die Fertigung wickeltechnischer Produkte  
FAPS, 184 Seiten, 109 Bilder, 18 Tab. 2011.  
ISBN 978-3-87525-317-7.

Band 220: Azhar Zam  
Optical Tissue Differentiation for Sensor-Controlled Tissue-Specific Laser Surgery  
LPT, 99 Seiten, 45 Bilder, 8 Tab. 2011.  
ISBN 978-3-87525-318-4.

Band 221: Michael Rösch  
Potenziale und Strategien zur Optimierung des Schablonendruckprozesses in der Elektronikproduktion  
FAPS, 192 Seiten, 127 Bilder, 19 Tab. 2011.  
ISBN 978-3-87525-319-1.

Band 222: Thomas Rechtenwald  
Quasi-isothermes Laserstrahlintern von Hochtemperatur-Thermoplasten - Eine Betrachtung werkstoff-prozessspezifischer Aspekte am Beispiel PEEK  
LPT, 150 Seiten, 62 Bilder, 8 Tab. 2011.  
ISBN 978-3-87525-320-7.

Band 223: Daniel Craiovan  
Prozesse und Systemlösungen für die SMT-Montage optischer Bauelemente auf Substrate mit integrierten Lichtwellenleitern  
FAPS, 165 Seiten, 85 Bilder, 8 Tab. 2011.  
ISBN 978-3-87525-324-5.

Band 224: Kay Wagner  
Beanspruchungsangepasste  
Kaltmassivumformwerkzeuge durch  
lokal optimierte Werkzeugoberflächen  
LFT, 147 Seiten, 103 Bilder, 17 Tab. 2011.  
ISBN 978-3-87525-325-2.

Band 225: Martin Brandhuber  
Verbesserung der Prognosegüte des Ver-  
sagens von Punktschweißverbindungen  
bei höchstfesten Stahlgüten  
LFT, 155 Seiten, 91 Bilder, 19 Tab. 2011.  
ISBN 978-3-87525-327-6.

Band 226: Peter Sebastian Feuser  
Ein Ansatz zur Herstellung von  
pressgehärteten Karosseriekomponenten  
mit maßgeschneiderten mechanischen  
Eigenschaften: Temperierte Umform-  
werkzeuge. Prozessfenster, Prozesssimu-  
lation und funktionale Untersuchung  
LFT, 195 Seiten, 97 Bilder, 60 Tab. 2012.  
ISBN 978-3-87525-328-3.

Band 227: Murat Arbak  
Material Adapted Design of Cold Forging  
Tools Exemplified by Powder  
Metallurgical Tool Steels and Ceramics  
LFT, 109 Seiten, 56 Bilder, 8 Tab. 2012.  
ISBN 978-3-87525-330-6.

Band 228: Indra Pitz  
Beschleunigte Simulation des  
Laserstrahlumformens von  
Aluminiumblechen  
LPT, 137 Seiten, 45 Bilder, 27 Tab. 2012.  
ISBN 978-3-87525-333-7.

Band 229: Alexander Grimm  
Prozessanalyse und -überwachung des  
Laserstrahlhartlötens mittels optischer  
Sensorik  
LPT, 125 Seiten, 61 Bilder, 5 Tab. 2012.  
ISBN 978-3-87525-334-4.

Band 230: Markus Kupper  
Biegen von höhenfesten Stahlblechwerk-  
stoffen - Umformverhalten und Grenzen  
der Biegebarkeit  
LFT, 160 Seiten, 57 Bilder, 10 Tab. 2012.  
ISBN 978-3-87525-339-9.

Band 231: Thomas Kroiß  
Modellbasierte Prozessauslegung für  
die Kaltmassivumformung unter  
Brücksichtigung der Werkzeug- und  
Pressenauffederung  
LFT, 169 Seiten, 50 Bilder, 19 Tab. 2012.  
ISBN 978-3-87525-341-2.

Band 232: Christian Goth  
Analyse und Optimierung der Entwick-  
lung und Zuverlässigkeit räumlicher  
Schaltungsträger (3D-MID)  
FAPS, 176 Seiten, 102 Bilder, 22 Tab. 2012.  
ISBN 978-3-87525-340-5.

Band 233: Christian Ziegler  
Ganzheitliche Automatisierung  
mechatronischer Systeme in der Medizin  
am Beispiel Strahlentherapie  
FAPS, 170 Seiten, 71 Bilder, 19 Tab. 2012.  
ISBN 978-3-87525-342-9.

Band 234: Florian Albert  
Automatisiertes Laserstrahllöten  
und -reparaturlöten elektronischer  
Baugruppen  
LPT, 127 Seiten, 78 Bilder, 11 Tab. 2012.  
ISBN 978-3-87525-344-3.

Band 235: Thomas Stöhr  
Analyse und Beschreibung des  
mechanischen Werkstoffverhaltens  
von presshärtbaren Bor-Manganstählen  
LFT, 118 Seiten, 74 Bilder, 18 Tab. 2013.  
ISBN 978-3-87525-346-7.

Band 236: Christian Kägeler  
Prozessdynamik beim  
Laserstrahlschweißen verzinkter  
Stahlbleche im Überlappstoß  
LPT, 145 Seiten, 80 Bilder, 3 Tab. 2013.  
ISBN 978-3-87525-347-4.

Band 237: Andreas Sulzberger  
Seriennahe Auslegung der Prozesskette  
zur wärmeunterstützten Umformung  
von Aluminiumblechwerkstoffen  
LFT, 153 Seiten, 87 Bilder, 17 Tab. 2013.  
ISBN 978-3-87525-349-8.

Band 238: Simon Opel  
Herstellung prozessangepasster  
Halbzeuge mit variabler Blechdicke  
durch die Anwendung von Verfahren  
der Blechmassivumformung  
LFT, 165 Seiten, 108 Bilder, 27 Tab. 2013.  
ISBN 978-3-87525-350-4.

Band 239: Rajesh Kanawade  
In-vivo Monitoring of Epithelium  
Vessel and Capillary Density for the  
Application of Detection of Clinical  
Shock and Early Signs of Cancer Develop-  
ment  
LPT, 124 Seiten, 58 Bilder, 15 Tab. 2013.  
ISBN 978-3-87525-351-1.

Band 240: Stephan Busse  
Entwicklung und Qualifizierung eines  
Schneidclinchverfahrens  
LFT, 119 Seiten, 86 Bilder, 20 Tab. 2013.  
ISBN 978-3-87525-352-8.

Band 241: Karl-Heinz Leitz  
Mikro- und Nanostrukturierung mit kurz  
und ultrakurz gepulster Laserstrahlung  
LPT, 154 Seiten, 71 Bilder, 9 Tab. 2013.  
ISBN 978-3-87525-355-9.

Band 242: Markus Michl  
Webbasierte Ansätze zur ganzheitlichen  
technischen Diagnose  
FAPS, 182 Seiten, 62 Bilder, 20 Tab. 2013.  
ISBN 978-3-87525-356-6.

Band 243: Vera Sturm  
Einfluss von Chargenschwankungen  
auf die Verarbeitungsgrenzen von  
Stahlwerkstoffen  
LFT, 113 Seiten, 58 Bilder, 9 Tab. 2013.  
ISBN 978-3-87525-357-3.

Band 244: Christian Neudel  
Mikrostrukturelle und mechanisch-technologische Eigenschaften widerstandspunktgeschweißter Aluminium-Stahl-Verbindungen für den Fahrzeugbau  
LFT, 178 Seiten, 171 Bilder, 31 Tab. 2014.  
ISBN 978-3-87525-358-0.

Band 245: Anja Neumann  
Konzept zur Beherrschung der Prozessschwankungen im Presswerk  
LFT, 162 Seiten, 68 Bilder, 15 Tab. 2014.  
ISBN 978-3-87525-360-3.

Band 246: Ulf-Hermann Quentin  
Laserbasierte Nanostrukturierung mit optisch positionierten Mikrolinsen  
LPT, 137 Seiten, 89 Bilder, 6 Tab. 2014.  
ISBN 978-3-87525-361-0.

Band 247: Erik Lamprecht  
Der Einfluss der Fertigungsverfahren auf die Wirbelstromverluste von Stator-Einzelzahnblechpaketen für den Einsatz in Hybrid- und Elektrofahrzeugen  
FAPS, 148 Seiten, 138 Bilder, 4 Tab. 2014.  
ISBN 978-3-87525-362-7.

Band 248: Sebastian Rösel  
Wirkmedienbasierte Umformung von Blechhalbzeugen unter Anwendung magnetorheologischer Flüssigkeiten als kombiniertes Wirk- und Dichtmedium  
LFT, 148 Seiten, 61 Bilder, 12 Tab. 2014.  
ISBN 978-3-87525-363-4.

Band 249: Paul Hippchen  
Simulative Prognose der Geometrie indirekt pressgehärteter Karosseriebauteile für die industrielle Anwendung  
LFT, 163 Seiten, 89 Bilder, 12 Tab. 2014.  
ISBN 978-3-87525-364-1.

Band 250: Martin Zubeil  
Versagensprognose bei der Prozesssimulation von Biegeumform- und Falzverfahren  
LFT, 171 Seiten, 90 Bilder, 5 Tab. 2014.  
ISBN 978-3-87525-365-8.

Band 251: Alexander Kühl  
Flexible Automatisierung der Statorenmontage mit Hilfe einer universellen ambidexteren Kinematik  
FAPS, 142 Seiten, 60 Bilder, 26 Tab. 2014.  
ISBN 978-3-87525-367-2.

Band 252: Thomas Albrecht  
Optimierte Fertigungstechnologien für Rotoren getriebeintegrierter PM-Synchronmotoren von Hybridfahrzeugen  
FAPS, 198 Seiten, 130 Bilder, 38 Tab. 2014.  
ISBN 978-3-87525-368-9.

Band 253: Florian Risch  
Planning and Production Concepts for Contactless Power Transfer Systems for Electric Vehicles  
FAPS, 185 Seiten, 125 Bilder, 13 Tab. 2014.  
ISBN 978-3-87525-369-6.

Band 254: Markus Weigl  
Laserstrahlschweißen von Mischverbindungen aus austenitischen und ferritischen korrosionsbeständigen Stahlwerkstoffen  
LPT, 184 Seiten, 110 Bilder, 6 Tab. 2014.  
ISBN 978-3-87525-370-2.

Band 255: Johannes Noneder  
Beanspruchungserfassung für die Validierung von FE-Modellen zur Auslegung von Massivumformwerkzeugen  
LFT, 161 Seiten, 65 Bilder, 14 Tab. 2014.  
ISBN 978-3-87525-371-9.

Band 256: Andreas Reinhardt  
Ressourceneffiziente Prozess- und Produktionstechnologie für flexible Schaltungsträger  
FAPS, 123 Seiten, 69 Bilder, 19 Tab. 2014.  
ISBN 978-3-87525-373-3.

Band 257: Tobias Schmuck  
Ein Beitrag zur effizienten Gestaltung globaler Produktions- und Logistiknetzwerke mittels Simulation  
FAPS, 151 Seiten, 74 Bilder. 2014.  
ISBN 978-3-87525-374-0.

Band 258: Bernd Eichenhüller  
Untersuchungen der Effekte und Wechselwirkungen charakteristischer Einflussgrößen auf das Umformverhalten bei Mikroumformprozessen  
LFT, 127 Seiten, 29 Bilder, 9 Tab. 2014.  
ISBN 978-3-87525-375-7.

Band 259: Felix Lütteke  
Vielseitiges autonomes Transportsystem basierend auf Weltmodellerstellung mittels Datenfusion von Deckenkameras und Fahrzeugsensoren  
FAPS, 152 Seiten, 54 Bilder, 20 Tab. 2014.  
ISBN 978-3-87525-376-4.

Band 260: Martin Grüner  
Hochdruck-Blechumformung mit formlos festen Stoffen als Wirkmedium  
LFT, 144 Seiten, 66 Bilder, 29 Tab. 2014.  
ISBN 978-3-87525-379-5.

Band 261: Christian Brock  
Analyse und Regelung des Laserstrahl-tiefschweißprozesses durch Detektion der Metaldampffackelposition  
LPT, 126 Seiten, 65 Bilder, 3 Tab. 2015.  
ISBN 978-3-87525-380-1.

Band 262: Peter Vatter  
Sensitivitätsanalyse des 3-Rollen-Schubbiegens auf Basis der Finite Elemente Methode  
LFT, 145 Seiten, 57 Bilder, 26 Tab. 2015.  
ISBN 978-3-87525-381-8.

Band 263: Florian Klämpfl  
Planung von Laserbestrahlungen durch simulationsbasierte Optimierung  
LPT, 169 Seiten, 78 Bilder, 32 Tab. 2015.  
ISBN 978-3-87525-384-9.

Band 264: Matthias Domke  
Transiente physikalische Mechanismen  
bei der Laserablation von dünnen  
Metallschichten  
LPT, 133 Seiten, 43 Bilder, 3 Tab. 2015.  
ISBN 978-3-87525-385-6.

Band 265: Johannes Götz  
Community-basierte Optimierung des  
Anlagenengineerings  
FAPS, 177 Seiten, 80 Bilder, 30 Tab. 2015.  
ISBN 978-3-87525-386-3.

Band 266: Hung Nguyen  
Qualifizierung des Potentials von  
Verfestigungseffekten zur Erweiterung  
des Umformvermögens aushärtbarer  
Aluminiumlegierungen  
LFT, 137 Seiten, 57 Bilder, 16 Tab. 2015.  
ISBN 978-3-87525-387-0.

Band 267: Andreas Kuppert  
Erweiterung und Verbesserung von Ver-  
suchs- und Auswertetechniken für die  
Bestimmung von Grenzformänderungs-  
kurven  
LFT, 138 Seiten, 82 Bilder, 2 Tab. 2015.  
ISBN 978-3-87525-388-7.

Band 268: Kathleen Klaus  
Erstellung eines Werkstofforientierten  
Fertigungsprozessfensters zur Steigerung  
des Formgebungsvermögens von Alumi-  
niumlegierungen unter Anwendung einer  
zwischeneschalteten Wärmebehandlung  
LFT, 154 Seiten, 70 Bilder, 8 Tab. 2015.  
ISBN 978-3-87525-391-7.

Band 269: Thomas Svec  
Untersuchungen zur Herstellung von  
funktionsoptimierten Bauteilen im  
partiellen Presshärtprozess mittels lokal  
unterschiedlich temperierter Werkzeuge  
LFT, 166 Seiten, 87 Bilder, 15 Tab. 2015.  
ISBN 978-3-87525-392-4.

Band 270: Tobias Schrader  
Grundlegende Untersuchungen zur  
Verschleißcharakterisierung beschichte-  
ter Kaltmassivumformwerkzeuge  
LFT, 164 Seiten, 55 Bilder, 11 Tab. 2015.  
ISBN 978-3-87525-393-1.

Band 271: Matthäus Brela  
Untersuchung von Magnetfeld-Messme-  
thoden zur ganzheitlichen Wertschöp-  
fungsoptimierung und Fehlerdetektion  
an magnetischen Aktoren  
FAPS, 170 Seiten, 97 Bilder, 4 Tab. 2015.  
ISBN 978-3-87525-394-8.

Band 272: Michael Wieland  
Entwicklung einer Methode zur Prognose  
adhäsiven Verschleißes an Werkzeugen  
für das direkte Presshärten  
LFT, 156 Seiten, 84 Bilder, 9 Tab. 2015.  
ISBN 978-3-87525-395-5.

Band 273: René Schramm  
Strukturierte additive Metallisierung  
durch kaltaktives  
Atmosphärendruckplasma  
FAPS, 136 Seiten, 62 Bilder, 15 Tab. 2015.  
ISBN 978-3-87525-396-2.

Band 274: Michael Lechner  
Herstellung beanspruchungsangepasster  
Aluminiumblechhalbzeuge durch  
eine maßgeschneiderte Variation der  
Abkühlgeschwindigkeit nach  
Lösungsglühen  
LFT, 136 Seiten, 62 Bilder, 15 Tab. 2015.  
ISBN 978-3-87525-397-9.

Band 275: Kolja Andreas  
Einfluss der Oberflächenbeschaffenheit  
auf das Werkzeugeinsatzverhalten beim  
Kaltfließpressen  
LFT, 169 Seiten, 76 Bilder, 4 Tab. 2015.  
ISBN 978-3-87525-398-6.

Band 276: Marcus Baum  
Laser Consolidation of ITO Nanoparticles  
for the Generation of Thin Conductive  
Layers on Transparent Substrates  
LPT, 158 Seiten, 75 Bilder, 3 Tab. 2015.  
ISBN 978-3-87525-399-3.

Band 277: Thomas Schneider  
Umformtechnische Herstellung  
dünnwandiger Funktionsbauteile  
aus Feinblech durch Verfahren der  
Blechmassivumformung  
LFT, 188 Seiten, 95 Bilder, 7 Tab. 2015.  
ISBN 978-3-87525-401-3.

Band 278: Jochen Merhof  
Sematische Modellierung automatisierter  
Produktionssysteme zur Verbesserung  
der IT-Integration zwischen Anlagen-  
Engineering und Steuerungsebene  
FAPS, 157 Seiten, 88 Bilder, 8 Tab. 2015.  
ISBN 978-3-87525-402-0.

Band 279: Fabian Zöller  
Erarbeitung von Grundlagen zur  
Abbildung des tribologischen Systems  
in der Umformsimulation  
LFT, 126 Seiten, 51 Bilder, 3 Tab. 2016.  
ISBN 978-3-87525-403-7.

Band 280: Christian Hezler  
Einsatz technologischer Versuche zur  
Erweiterung der Versagensvorhersage  
bei Karosseriebauteilen aus höchstfesten  
Stählen  
LFT, 147 Seiten, 63 Bilder, 44 Tab. 2016.  
ISBN 978-3-87525-404-4.

Band 281: Jochen Bönig  
Integration des Systemverhaltens von  
Automobil-Hochvoltleitungen in die  
virtuelle Absicherung durch  
strukturmechanische Simulation  
FAPS, 177 Seiten, 107 Bilder, 17 Tab. 2016.  
ISBN 978-3-87525-405-1.

Band 282: Johannes Kohl  
Automatisierte Datenerfassung für disk-  
ret ereignisorientierte Simulationen in  
der energieflexiblen Fabrik  
FAPS, 160 Seiten, 80 Bilder, 27 Tab. 2016.  
ISBN 978-3-87525-406-8.

Band 283: Peter Bechtold  
Mikroschockwellenumformung mittels  
ultrakurzer Laserpulse  
LPT, 155 Seiten, 59 Bilder, 10 Tab. 2016.  
ISBN 978-3-87525-407-5.

Band 284: Stefan Berger  
Laserstrahlschweißen thermoplastischer  
Kohlenstofffaserverbundwerkstoffe mit  
spezifischem Zusatzdraht  
LPT, 118 Seiten, 68 Bilder, 9 Tab. 2016.  
ISBN 978-3-87525-408-2.

Band 285: Martin Bornschlegl  
Methods-Energy Measurement - Eine  
Methode zur Energieplanung für  
Fügeverfahren im Karosseriebau  
FAPS, 136 Seiten, 72 Bilder, 46 Tab. 2016.  
ISBN 978-3-87525-409-9.

Band 286: Tobias Rackow  
Erweiterung des Unternehmenscontrol-  
lings um die Dimension Energie  
FAPS, 164 Seiten, 82 Bilder, 29 Tab. 2016.  
ISBN 978-3-87525-410-5.

Band 287: Johannes Koch  
Grundlegende Untersuchungen zur  
Herstellung zyklisch-symmetrischer  
Bauteile mit Nebenformelementen durch  
Blechmassivumformung  
LFT, 125 Seiten, 49 Bilder, 17 Tab. 2016.  
ISBN 978-3-87525-411-2.

Band 288: Hans Ulrich Vierzigmann  
Beitrag zur Untersuchung der  
tribologischen Bedingungen in der  
Blechmassivumformung - Bereitstellung  
von tribologischen Modellversuchen und  
Realisierung von Tailored Surfaces  
LFT, 174 Seiten, 102 Bilder, 34 Tab. 2016.  
ISBN 978-3-87525-412-9.

Band 289: Thomas Senner  
Methodik zur virtuellen Absicherung  
der formgebenden Operation des  
Nasspressprozesses von  
Gelege-Mehrschichtverbunden  
LFT, 156 Seiten, 96 Bilder, 21 Tab. 2016.  
ISBN 978-3-87525-414-3.

Band 290: Sven Kreitlein  
Der grundoperationsspezifische  
Mindestenergiebedarf als Referenzwert  
zur Bewertung der Energieeffizienz in  
der Produktion  
FAPS, 185 Seiten, 64 Bilder, 30 Tab. 2016.  
ISBN 978-3-87525-415-0.

Band 291: Christian Roos  
Remote-Laserstrahlschweißen verzinkter  
Stahlbleche in Kehlnahtgeometrie  
LPT, 123 Seiten, 52 Bilder, 0 Tab. 2016.  
ISBN 978-3-87525-416-7.

Band 292: Alexander Kahrmanidis  
Thermisch unterstützte Umformung von  
Aluminiumblechen  
LFT, 165 Seiten, 103 Bilder, 18 Tab. 2016.  
ISBN 978-3-87525-417-4.

Band 293: Jan Tremel  
Flexible Systems for Permanent  
Magnet Assembly and Magnetic Rotor  
Measurement / Flexible Systeme zur  
Montage von Permanentmagneten und  
zur Messung magnetischer Rotoren  
FAPS, 152 Seiten, 91 Bilder, 12 Tab. 2016.  
ISBN 978-3-87525-419-8.

Band 294: Ioannis Tsoupis  
Schädigungs- und Versagensverhalten  
hochfester Leichtbauwerkstoffe unter  
Biegebeanspruchung  
LFT, 176 Seiten, 51 Bilder, 6 Tab. 2017.  
ISBN 978-3-87525-420-4.

Band 295: Sven Hildering  
Grundlegende Untersuchungen zum  
Prozessverhalten von Silizium als  
Werkzeugwerkstoff für das  
Mikroscherschneiden metallischer Folien  
LFT, 177 Seiten, 74 Bilder, 17 Tab. 2017.  
ISBN 978-3-87525-422-8.

Band 296: Sasia Mareike Hertweck  
Zeitliche Pulsformung in der  
Lasermikromaterialbearbeitung –  
Grundlegende Untersuchungen und  
Anwendungen  
LPT, 146 Seiten, 67 Bilder, 5 Tab. 2017.  
ISBN 978-3-87525-423-5.

Band 297: Paryanto  
Mechatronic Simulation Approach for  
the Process Planning of Energy-Efficient  
Handling Systems  
FAPS, 162 Seiten, 86 Bilder, 13 Tab. 2017.  
ISBN 978-3-87525-424-2.

Band 298: Peer Stenzel  
Großserientaugliche Nadelwickeltechnik  
für verteilte Wicklungen im  
Anwendungsfall der E-Traktionsantriebe  
FAPS, 239 Seiten, 147 Bilder, 20 Tab. 2017.  
ISBN 978-3-87525-425-9.

Band 299: Mario Lušić  
Ein Vorgehensmodell zur Erstellung  
montageführender Werkerinformations-  
systeme simultan zum  
Produktentstehungsprozess  
FAPS, 174 Seiten, 79 Bilder, 22 Tab. 2017.  
ISBN 978-3-87525-426-6.

Band 300: Arnd Buschhaus  
Hochpräzise adaptive Steuerung und  
Regelung robotergeführter Prozesse  
FAPS, 202 Seiten, 96 Bilder, 4 Tab. 2017.  
ISBN 978-3-87525-427-3.

Band 301: Tobias Laumer  
Erzeugung von thermoplastischen  
Werkstoffverbunden mittels simultanem,  
intensitätsselektivem  
Laserstrahlschmelzen  
LPT, 140 Seiten, 82 Bilder, 0 Tab. 2017.  
ISBN 978-3-87525-428-0.

Band 302: Nora Unger  
Untersuchung einer thermisch unter-  
stützten Fertigungskette zur Herstellung  
umgeformter Bauteile aus der höherfes-  
ten Aluminiumlegierung EN AW-7020  
LFT, 142 Seiten, 53 Bilder, 8 Tab. 2017.  
ISBN 978-3-87525-429-7.

Band 303: Tommaso Stellin  
Design of Manufacturing Processes for  
the Cold Bulk Forming of Small Metal  
Components from Metal Strip  
LFT, 146 Seiten, 67 Bilder, 7 Tab. 2017.  
ISBN 978-3-87525-430-3.

Band 304: Bassim Bachy  
Experimental Investigation, Modeling,  
Simulation and Optimization of Molded  
Interconnect Devices (MID) Based on  
Laser Direct Structuring (LDS) / Experi-  
mentelle Untersuchung, Modellierung,  
Simulation und Optimierung von Molded  
Interconnect Devices (MID) basierend  
auf Laser Direktstrukturierung (LDS)  
FAPS, 168 Seiten, 120 Bilder, 26 Tab. 2017.  
ISBN 978-3-87525-431-0.

Band 305: Michael Spahr  
Automatisierte Kontaktierungsverfahren  
für flachleiterbasierte  
Pkw-Bordnetzsysteme  
FAPS, 197 Seiten, 98 Bilder, 17 Tab. 2017.  
ISBN 978-3-87525-432-7.

Band 306: Sebastian Suttner  
Charakterisierung und Modellierung  
des spannungszustandsabhängigen  
Werkstoffverhaltens der Magnesium-  
legierung AZ31B für die numerische  
Prozessauslegung  
LFT, 150 Seiten, 84 Bilder, 19 Tab. 2017.  
ISBN 978-3-87525-433-4.

Band 307: Bhargav Potdar  
A reliable methodology to deduce  
thermo-mechanical flow behaviour of  
hot stamping steels  
LFT, 203 Seiten, 98 Bilder, 27 Tab. 2017.  
ISBN 978-3-87525-436-5.

Band 308: Maria Löffler  
Steuerung von Blechmassivumformpro-  
zessen durch maßgeschneiderte  
tribologische Systeme  
LFT, viii u. 166 Seiten, 90 Bilder, 5 Tab.  
2018. ISBN 978-3-96147-133-1.

Band 309: Martin Müller  
Untersuchung des kombinierten Trenn-  
und Umformprozesses beim Fügen art-  
ungleicher Werkstoffe mittels  
Schneidclinchverfahren  
LFT, xi u. 149 Seiten, 89 Bilder, 6 Tab.  
2018. ISBN: 978-3-96147-135-5.

Band 310: Christopher Kästle  
Qualifizierung der Kupfer-Drahtbond-  
technologie für integrierte Leistungs-  
module in harschen Umgebungs-  
bedingungen  
FAPS, xii u. 167 Seiten, 70 Bilder, 18 Tab.  
2018. ISBN 978-3-96147-145-4.

Band 311: Daniel Vipavc  
Eine Simulationsmethode für das  
3-Rollen-Schubbiegen  
LFT, xiii u. 121 Seiten, 56 Bilder, 17 Tab.  
2018. ISBN 978-3-96147-147-8.

Band 312: Christina Ramer  
Arbeitsraumüberwachung und autonome  
Bahnplanung für ein sicheres und  
flexibles Roboter-Assistenzsystem  
in der Fertigung  
FAPS, xiv u. 188 Seiten, 57 Bilder, 9 Tab.  
2018. ISBN 978-3-96147-153-9.

Band 313: Miriam Rauer  
Der Einfluss von Poren auf die  
Zuverlässigkeit der Lötverbindungen  
von Hochleistungs-Leuchtdioden  
FAPS, xii u. 209 Seiten, 108 Bilder, 21 Tab.  
2018. ISBN 978-3-96147-157-7.

Band 314: Felix Tenner

Kamerabasierte Untersuchungen der Schmelze und Gasströmungen beim Laserstrahlschweißen verzinkter Stahlbleche

LPT, xxiii u. 184 Seiten, 94 Bilder, 7 Tab.  
2018. ISBN 978-3-96147-160-7.

Band 315: Aarief Syed-Khaja

Diffusion Soldering for High-temperature Packaging of Power Electronics

FAPS, x u. 202 Seiten, 144 Bilder, 32 Tab.  
2018. ISBN 978-3-87525-162-1.

Band 316: Adam Schaub

Grundlagenwissenschaftliche Untersuchung der kombinierten Prozesskette aus Umformen und Additive Fertigung

LFT, xi u. 192 Seiten, 72 Bilder, 27 Tab.  
2019. ISBN 978-3-96147-166-9.

Band 317: Daniel Gröbel

Herstellung von Nebenformelementen unterschiedlicher Geometrie an Blechen mittels Fließpressverfahren der Blechmassivumformung

LFT, x u. 165 Seiten, 96 Bilder, 13 Tab.  
2019. ISBN 978-3-96147-168-3.

Band 318: Philipp Hildenbrand

Entwicklung einer Methodik zur Herstellung von Tailored Blanks mit definierten Halbzeugeigenschaften durch einen Taumelprozess

LFT, ix u. 153 Seiten, 77 Bilder, 4 Tab.  
2019. ISBN 978-3-96147-174-4.

Band 319: Tobias Konrad

Simulative Auslegung der Spann- und Fixierkonzepte im Karosserierohbau: Bewertung der Baugruppenmaßhaltigkeit unter Berücksichtigung schwankender Einflussgrößen

LFT, x u. 203 Seiten, 134 Bilder, 32 Tab.  
2019. ISBN 978-3-96147-176-8.

Band 320: David Meinel

Architektur applikationsspezifischer Multi-Physics-Simulationskonfiguratoren am Beispiel modularer Triebzüge

FAPS, xii u. 166 Seiten, 82 Bilder, 25 Tab.  
2019. ISBN 978-3-96147-184-3.

Band 321: Andrea Zimmermann

Grundlegende Untersuchungen zum Einfluss fertigungsbedingter Eigenschaften auf die Ermüdungsfestigkeit kaltmassivumgeformter Bauteile

LFT, ix u. 160 Seiten, 66 Bilder, 5 Tab.  
2019. ISBN 978-3-96147-190-4.

Band 322: Christoph Amann

Simulative Prognose der Geometrie nassgepresster Karosseriebauteile aus Gelege-Mehrschichtverbunden

LFT, xvi u. 169 Seiten, 80 Bilder, 13 Tab.  
2019. ISBN 978-3-96147-194-2.

Band 323: Jennifer Tenner

Realisierung schmierstofffreier Tiefziehprozesse durch maßgeschneiderte Werkzeugoberflächen

LFT, x u. 187 Seiten, 68 Bilder, 13 Tab.  
2019. ISBN 978-3-96147-196-6.

Band 324: Susan Zöller

Mapping Individual Subjective Values to Product Design

KTmfk, xi u. 223 Seiten, 81 Bilder, 25 Tab.  
2019. ISBN 978-3-96147-202-4.

Band 325: Stefan Lutz  
Erarbeitung einer Methodik zur  
semiempirischen Ermittlung der  
Umwandlungskinetik durchhärtender  
Wälzlagerstähle für die Wärme-  
behandlungssimulation  
LFT, xiv u. 189 Seiten, 75 Bilder, 32 Tab.  
2019. ISBN 978-3-96147-209-3.

Band 326: Tobias Gnibl  
Modellbasierte Prozesskettenabbildung  
rührreibgeschweißter Aluminium-  
halbzeuge zur umformtechnischen  
Herstellung höchstfester Leichtbau-  
strukturteile  
LFT, xii u. 167 Seiten, 68 Bilder, 17 Tab.  
2019. ISBN 978-3-96147-217-8.

Band 327: Johannes Bürner  
Technisch-wirtschaftliche Optionen zur  
Lastflexibilisierung durch intelligente  
elektrische Wärmespeicher  
FAPS, xiv u. 233 Seiten, 89 Bilder, 27 Tab.  
2019. ISBN 978-3-96147-219-2.

Band 328: Wolfgang Böhm  
Verbesserung des Umformverhaltens von  
mehrlagigen Aluminiumblechwerk-  
stoffen mit ultrafeinkörnigem Gefüge  
LFT, ix u. 160 Seiten, 88 Bilder, 14 Tab.  
2019. ISBN 978-3-96147-227-7.

Band 329: Stefan Landkammer  
Grundsatzuntersuchungen, mathemati-  
sche Modellierung und Ableitung einer  
Auslegungsmethodik für Gelenkantriebe  
nach dem Spinnenbeinprinzip  
LFT, xii u. 200 Seiten, 83 Bilder, 13 Tab.  
2019. ISBN 978-3-96147-229-1.

Band 330: Stephan Rapp  
Pump-Probe-Ellipsometrie zur Messung  
transienter optischer Materialeigen-  
schaften bei der Ultrakurzpuls-Laser-  
materialbearbeitung  
LPT, xi u. 143 Seiten, 49 Bilder, 2 Tab.  
2019. ISBN 978-3-96147-235-2.

Band 331: Michael Scholz  
Intralogistics Execution System mit  
integrierten autonomen, servicebasierten  
Transportentitäten  
FAPS, xi u. 195 Seiten, 55 Bilder, 11 Tab.  
2019. ISBN 978-3-96147-237-6.

Band 332: Eva Bogner  
Strategien der Produktindividualisierung  
in der produzierenden Industrie im Kon-  
text der Digitalisierung  
FAPS, ix u. 201 Seiten, 55 Bilder, 28 Tab.  
2019. ISBN 978-3-96147-246-8.

Band 333: Daniel Benjamin Krüger  
Ein Ansatz zur CAD-integrierten  
muskuloskeletalen Analyse der Mensch-  
Maschine-Interaktion  
KTmfk, x u. 217 Seiten, 102 Bilder, 7 Tab.  
2019. ISBN 978-3-96147-250-5.

Band 334: Thomas Kuhn  
Qualität und Zuverlässigkeit laserdirekt-  
strukturierter mechatronisch integrierter  
Baugruppen (LDS-MID)  
FAPS, ix u. 152 Seiten, 69 Bilder, 12 Tab.  
2019. ISBN: 978-3-96147-252-9.

Band 335: Hans Fleischmann  
Modellbasierte Zustands- und Prozess-  
überwachung auf Basis sozio-cyber-phy-  
sischer Systeme  
FAPS, xi u. 214 Seiten, 111 Bilder, 18 Tab.  
2019. ISBN: 978-3-96147-256-7.

Band 336: Markus Michalski  
Grundlegende Untersuchungen zum  
Prozess- und Werkstoffverhalten bei  
schwingungsüberlagerter Umformung  
LFT, xii u. 197 Seiten, 93 Bilder, 11 Tab.  
2019. ISBN: 978-3-96147-270-3.

Band 337: Markus Brandmeier  
Ganzheitliches ontologiebasiertes  
Wissensmanagement im Umfeld der  
industriellen Produktion  
FAPS, xi u. 255 Seiten, 77 Bilder, 33 Tab.  
2020. ISBN: 978-3-96147-275-8.

Band 338: Stephan Purr  
Datenerfassung für die Anwendung  
lernender Algorithmen bei der Herstel-  
lung von Blechformteilen  
LFT, ix u. 165 Seiten, 48 Bilder, 4 Tab.  
2020. ISBN: 978-3-96147-281-9.

Band 339: Christoph Kiener  
Kaltfließpressen von gerad- und schräg-  
verzahnten Zahnradern  
LFT, viii u. 151 Seiten, 81 Bilder, 3 Tab.  
2020. ISBN 978-3-96147-287-1.

Band 340: Simon Spreng  
Numerische, analytische und empirische  
Modellierung des Heißscrimpprozesses  
FAPS, xix u. 204 Seiten, 91 Bilder, 27 Tab.  
2020. ISBN 978-3-96147-293-2.

Band 341: Patrik Schwingenschlögl  
Erarbeitung eines Prozessverständnisses  
zur Verbesserung der tribologischen  
Bedingungen beim Presshärten  
LFT, x u. 177 Seiten, 81 Bilder, 8 Tab.  
2020. ISBN 978-3-96147-297-0.

Band 342: Emanuela Affronti  
Evaluation of failure behaviour  
of sheet metals  
LFT, ix u. 136 Seiten, 57 Bilder, 20 Tab.  
2020. ISBN 978-3-96147-303-8.

Band 343: Julia Degner  
Grundlegende Untersuchungen zur  
Herstellung hochfester Aluminiumblech-  
bauteile in einem kombinierten Umform-  
und Abschreckprozess  
LFT, x u. 172 Seiten, 61 Bilder, 9 Tab.  
2020. ISBN 978-3-96147-307-6.

Band 344: Maximilian Wagner  
Automatische Bahnplanung für die Auf-  
teilung von Prozessbewegungen in syn-  
chrone Werkstück- und Werkzeugbewe-  
gungen mittels Multi-Roboter-Systemen  
FAPS, xxi u. 181 Seiten, 111 Bilder, 15 Tab.  
2020. ISBN 978-3-96147-309-0.

Band 345: Stefan Härter  
Qualifizierung des Montageprozesses  
hochminiaturisierter elektronischer Bau-  
elemente  
FAPS, ix u. 194 Seiten, 97 Bilder, 28 Tab.  
2020. ISBN 978-3-96147-314-4.

Band 346: Toni Donhauser  
Ressourcenorientierte Auftragsregelung  
in einer hybriden Produktion mittels  
betriebsbegleitender Simulation  
FAPS, xix u. 242 Seiten, 97 Bilder, 17 Tab.  
2020. ISBN 978-3-96147-316-8.

Band 347: Philipp Amend  
Laserbasiertes Schmelzkleben von Thermoplasten mit Metallen  
LPT, xv u. 154 Seiten, 67 Bilder  
2020. ISBN 978-3-96147-326-7.

Band 348: Matthias Ehlert  
Simulationsunterstützte funktionale Grenzlagenabsicherung  
KTmfk, xvi u. 300 Seiten, 101 Bilder, 73 Tab. 2020. ISBN 978-3-96147-328-1.

Band 349: Thomas Sander  
Ein Beitrag zur Charakterisierung und Auslegung des Verbundes von Kunststoffsubstraten mit harten Dünnschichten  
KTmfk, xiv u. 178 Seiten, 88 Bilder, 21 Tab. 2020. ISBN 978-3-96147-330-4

Band 350: Florian Pilz  
Fließpressen von Verzahnungselementen an Blechen  
LFT, x u. 170 Seiten, 103 Bilder, 4 Tab. 2020. ISBN 978-3-96147-332-8

Band 351: Sebastian Josef Katona  
Evaluation und Aufbereitung von Produktsimulationen mittels abweichungsbehafteter Geometriemodelle  
KTmfk, ix u. 147 Seiten, 73 Bilder, 11 Tab. 2020. ISBN 978-3-96147-336-6

Band 352: Jürgen Herrmann  
Kumulatives Walzplattieren. Bewertung der Umformeigenschaften mehrlagiger Blechwerkstoffe der ausscheidungshärtbaren Legierung AA6014  
LFT, x u. 157 Seiten, 64 Bilder, 5 Tab. 2020. ISBN 978-3-96147-344-1

Band 353: Christof Küstner  
Assistenzsystem zur Unterstützung der datengetriebenen Produktentwicklung  
KTmfk, xii u. 219 Seiten, 63 Bilder, 14 Tab. 2020. ISBN 978-3-96147-348-9

Band 354: Tobias Gläßel  
Prozessketten zum Laserstrahlschweißen von flachleiterbasierten Formspulenumwicklungen für automobiler Traktionsantriebe  
FAPS, xiv u. 206 Seiten, 89 Bilder, 11 Tab. 2020. ISBN 978-3-96147-356-4.

Band 355: Andreas Meinel  
Experimentelle Untersuchung der Auswirkungen von Axialschwingungen auf Reibung und Verschleiß in Zylinderrollenlagern  
KTmfk, xii u. 162 Seiten, 56 Bilder, 7 Tab. 2020. ISBN 978-3-96147-358-8

# Abstract

In various applications, cylindrical roller bearings are subjected to high additional dynamic loads due to axially oscillating shafts. In order to realize a compact bearing design with minimal friction losses but maximal reliability and wear resistance, it is helpful to determine the friction losses and the risk of wear due to axial oscillations. Therefore, this dissertation aims at analytically predicting these friction losses and determining the effects of axial oscillations on the formation of wear. Hence, the essential research activities in the field of rolling element bearings with oscillations are documented, two rolling bearing test rigs are presented, and common calculation models of friction losses and operating temperatures of rolling element bearings are discussed. This is followed by an experimental test program with axial oscillations of various amplitudes and frequencies applied to a cylindrical roller bearing NU 210, loaded with different speeds and radial loads, while lubricated with minimum quantity. Subsequently, an empirical calculation model of the friction losses and temperature rises is developed, and the wear behaviour is investigated. The knowledge gained supports design engineers in finding optimal designs for rolling element bearings with axial oscillations. This offers potential for energy saving and downsizing and improves reliability of rolling element bearings.

Zylinderrollenlager erfahren in verschiedenen Anwendungen hohe dynamische Zusatzbeanspruchungen durch axiale Schwingungen der Wellen. Zur Realisierung einer reibungsarmen und platzsparenden, aber dennoch zuverlässigen und verschleißfreien Wälzlagerung unter Axialschwingungen ist bei dessen Auslegung die Bestimmung der Reibungsverluste sowie des Verschleißrisikos hilfreich. Diese Dissertation setzt sich deshalb zum Ziel, diese Reibungsverluste analytisch vorherzusagen und die Auswirkungen von Axialschwingungen auf das Verschleißrisiko zu bestimmen. Hierzu werden der derzeitige Stand der Forschung im Themenfeld Schwingungen an Wälzlagern dokumentiert, zwei spezielle Wälzlagerprüfstände vorgestellt sowie gängige Berechnungsmodelle der Reibungsverluste und Temperaturerhöhungen von Wälzlagern diskutiert. Es folgt ein experimentelles Versuchsprogramm mit Axialschwingungen verschiedener Amplituden und Frequenzen an einem mit unterschiedlichen Drehzahlen und Radiallasten beanspruchten, mit Minimalmenge geschmierten Zylinderrollenlager NU 210. Darauf aufbauend wird ein empirisches Berechnungsmodell der Reibungsverluste und Temperaturerhöhungen entwickelt. Zudem erfolgt eine eingehende Untersuchung des Verschleißverhaltens. Die gewonnenen Erkenntnisse unterstützen den Konstrukteur bei der optimalen Auslegung einer Wälzlagerung unter Axialschwingungen. Dies bietet Potential für Energieeinsparung und Downsizing und verbessert die Zuverlässigkeit der Wälzlagerung.

ISBN 978-3-96147-358-8

