

David Marco Hochrein

Wälzlager im Beschleunigungsfeld
– Eine Analysestrategie zur Bestimmung
des Reibungs-, Axialschub- und
Temperaturverhaltens von Nadelkränzen –

David Marco Hochrein

Wälzlager im Beschleunigungsfeld – Eine Analysestrategie zur
Bestimmung des Reibungs-, Axialschub- und Temperaturverhaltens
von Nadelkränzen –

FAU Studien aus dem Maschinenbau

Band 368

Herausgeber der Reihe:

Prof. Dr.-Ing. Jörg Franke

Prof. Dr.-Ing. Nico Hanenkamp

Prof. Dr.-Ing. habil. Tino Hausotte

Prof. Dr.-Ing. habil. Marion Merklein

Prof. Dr.-Ing. Michael Schmidt

Prof. Dr.-Ing. Sandro Wartzack

David Marco Hochrein

**Wälzlager im Beschleunigungsfeld
– Eine Analysestrategie zur Bestimmung
des Reibungs-, Axialschub- und
Temperaturverhaltens von Nadelkränzen –**

Dissertation aus dem Lehrstuhl für Konstruktionstechnik
(KTmfk)

Prof. Dr.-Ing. Sandro Wartzack

Erlangen

FAU University Press

2021

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

Hochrein, David Marco. 2021. *Wälzlager im Beschleunigungsfeld – Eine Analysestrategie zur Bestimmung des Reibungs-, Axialschub- und Temperaturverhaltens von Nadelkränzen –*. FAU Studien aus dem Maschinenbau Band 368. Erlangen: FAU University Press. DOI: 10.25593/978-3-96147-421-9

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: 978-3-96147-420-2 (Druckausgabe)
eISBN: 978-3-96147-421-9 (Online-Ausgabe)
ISSN: 2625-9974
DOI: 10.25593/978-3-96147-421-9

**Wälzlager im Beschleunigungsfeld
– Eine Analysestrategie zur Bestimmung des
Reibungs-, Axialschub- und Temperatur-
verhaltens von Nadelkränzen –**

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

zur
Erlangung des Doktorgrades Dr.-Ing.

vorgelegt von

Dipl.-Ing. (FH) David Marco Hochrein

aus Schweinfurt

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

Tag der mündlichen
Prüfung: 26. Februar 2021

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

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Sandro Wartzack
Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn.
Hannes Hick, TU Graz

Vorwort

„Gutta cavat lapidem non vi sed saepe cadendo”

OVID

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Konstruktionstechnik (KTmfk) der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg (FAU). Mein Dank gilt allen Personen die mich während dieser Zeit begleitet haben und so zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Ohne die Betreuung durch einen Professor ist die Erstellung einer solchen Arbeit nicht möglich. Mit Betreuung ist aber unweigerlich auch Verantwortung und Aufwand verbunden. Daher danke ich besonders meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. Sandro Wartzack für die Bereitschaft diese Arbeit überhaupt zu ermöglichen. Die großen wissenschaftlichen Freiheiten und das so entgegengebrachte Vertrauen haben die Erstellung dieser Arbeit maßgeblich bestimmt und letztlich zu ihrem Gelingen beigetragen. Mein Dank gilt weiterhin meinem Zweitgutachter Herrn Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Hannes Hick, Leiter des Instituts für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik der TU Graz, und meinem fachfremden Prüfer Herrn Prof. Dr.-Ing. Michael Wensing, Professur für Technische Thermodynamik am Lehrstuhl für Technische Thermodynamik der FAU. Weiterhin möchte ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Nico Hanenkamp, Leiter des Lehrstuhls für Ressourcen- und Energieeffiziente Produktionsmaschinen, für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes danken. Die Übernahme dieser Aufgaben ist alles andere als eine Selbstverständlichkeit.

Danken möchte ich zudem der Firma Schaeffler Technologies AG & Co. KG für die Bereitstellung der notwendigen finanziellen Mittel und für die gute und vertrauensvolle Zusammenarbeit über die gesamten 6 Jahre meiner Institutszeit. Mein besonderer Dank gilt hierbei den Herren Rainer Eidloth, Bodo Hahn, Mathias Probst und Max Roth, der die frühen Phasen der Prüfstandsplanung und Konzeption engagiert unterstützt hat. Herrn Dr.-Ing. Oliver Koch möchte ich für die sehr angenehme fachliche Begleitung der Arbeiten danken und Herrn Oliver Graf-Goller danke ich für die Projektleitung auf Firmenseite. Ohne seinen unermüdlichen Einsatz wäre die Zusammenarbeit in dieser Form sicherlich nicht möglich gewesen. Dank seiner stets fordernden und fördernden Impulse war die Zusammenarbeit nie von Tristesse geprägt.

Mein Dank gilt auch meinen ehemaligen Kolleginnen und Kollegen. Allen voran sei hier Herr Dr.-Ing. Stephan Tremmel, Leiter der Abteilung Maschinenelemente am KTmfk, zu nennen. Vielen Dank für die fordernde und

fördernde Unterstützung sowie für die aufgewandte Betreuungszeit. Dies ist ebenfalls nicht selbstverständlich. Dem gesamten Lehrstuhlteam möchte ich für die gute Zusammenarbeit und seinen Beitrag zum Gelingen dieser Arbeit danken:

- Meinen Bürokolleginnen und -kollegen M. Förster, K. Heider, B. Rothammer, M. Weschta, A. Winkler und natürlich ganz besonders meiner lieben, langjährigen Kollegin R. Zhao für die stets amüsanten, gemeinsamen Erlebnisse;
- Dem Technik- und Verwaltungsteam J. Corpus, M. Dörsch, I. Lopez, T. Niering, G. Rabenstein, A. Seitz, G. Stingl und natürlich in besonderem Maß E. Weyrich, die mich immer bereitwillig und tatkräftig bei den unterschiedlichsten Tätigkeiten unterstützt hat und auch stets ein bisschen auf mich aufgepasst hat (Danke!);
- Meinen netten und hilfsbereiten Kollegen M. Fechter, D. Klein, T. Luft, M. Marian, A. Meinel, M. Müller, B. Schleich, M. Walter, C. Witzgall.

Weiterhin möchte ich den Studierenden danken, die als Hilfswissenschaftler oder durch ihre studentischen Arbeiten unter meiner Betreuung einen Anteil am Gelingen dieser Arbeit hatten. Erwähnung finden sollen K. Bauer, M. Engelmeier, S. Hahn, F. Halmos, E. Heuberger, J. Röck, J. Schubert und H. Wigger.

Danken möchte ich auch Herrn Dr. D. Freitag, Betriebsführer des Hochdrucklabors der FAU, für die gute Zusammenarbeit im Laboralltag.

An dieser Stelle fällt es mir besonders schwer die richtigen Worte zu finden, ob es mir gelungen ist, vermögen wahrscheinlich nur die hier Genannten zu beurteilen. Ein ganz besonderer Dank gilt dem Personal der Mechanik- und Elektronikwerkstatt der FAU. Durch seinen professionellen und engagierten Einsatz bei der Realisierung der Prüfeinrichtung hat es den Grundstein für die durchgeführten Arbeiten gelegt. Vielen Dank für das entgegenbrachte Vertrauen, für die uneingeschränkte Unterstützung, für die ganz tolle Zusammenarbeit, für das Mitdenken und -sorgen und für die vielen, vielen arbeitsreichen Stunden! Explizit möchte ich hier die Personen nennen, die sich in besonderem Maß verdient gemacht haben: M. Auth, P. Fees, K. Götz, C. Hauer, E. Meyer, M. Miller, S. Ossege, A. Shurawlew und S. Zametzer. Nochmals vielen, vielen Dank für Alles!!!

Ich möchte auch ganz besonders meiner Familie für den stets sicheren Hafen bei noch so stürmischer See danken und für das Verständnis, dass ich bei zahlreichen Ereignissen nicht für sie da sein konnte.

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen- und Abkürzungsverzeichnis	vii
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Problemstellung	3
1.3 Zielsetzung und Aufbau der Arbeit	4
1.4 Begriffsdefinition	6
2 Stand der Forschung und Technik	9
2.1 Geschichtliche Entwicklung der Rollenlager	9
2.2 Verluste am technischen System	10
2.3 Reibung – eine ingenieurtechnische Größe	13
2.4 Reibung am Wälzlager	15
2.5 Schmierung	17
2.6 Wälzlagerreibung – Berechnungsansätze	27
2.7 Gleitlagerreibung – Berechnungsansätze	32
2.8 Wärmebilanz am Wälzlager	34
2.9 Axialschub – Resultat und Ursache von Reibung in Rollenlagern	36
2.10 Grundlagen der Schwingungsanalyse	37
2.11 Weiterführende Forschungsarbeiten an Wälzlagern	43
3 Anforderungen an die Analyse im Beschleunigungsfeld	55
4 Umsetzung der Analysestrategie	67
4.1 Notwendigkeit eines neuen Prüfstandentwurfs	72
4.2 Mechanischer Aufbau	76
4.2.1 Grundlegende Betrachtungen	77
4.2.2 Praktische Realisierung des mechanischen Aufbaus	81
4.3 Ölversorgung	90
4.4 Weiterführende lastspezifische und kinematische Betrachtungen	93
4.5 Modell zur Auswertung der Messergebnisse	105
4.5.1 Modellbildung und mathematische Grundlagen	105

4.5.2	Messsignalauswertung im Frequenzbereich	114
4.5.3	Erregerquellen des Reibungssignals	118
4.5.4	Zusammenhang zwischen Erreger- und Reibungssignal.....	120
4.5.5	Vorzüge und Herausforderungen der Auswertung im Frequenzbereich.....	124
4.6	Messunsicherheit	128
4.7	Prüflager	134
4.8	Planung der Versuchsdurchführung	139
4.9	Auswertung der Reibungsentstehung am Prüflager	147
4.10	Auswertung der Axialschubentstehung am Prüflager	182
4.11	Auswertung des Temperaturverhaltens am Prüflager	194
4.11.1	Übliches Temperaturverhalten	195
4.11.2	Auswertung der Versuchsergebnisse.....	196
5	Abschließende Betrachtung der Analysen	211
5.1	Zentrale Ergebnisse dieser Arbeit.....	211
5.2	Erkenntnisse der Analysen.....	213
5.3	Sondierung der angewandten Analysestrategie.....	216
5.4	Einordnung der Erkenntnisse in den Stand der Technik	221
5.5	Ableitung von Gestaltungshinweisen	224
5.6	Diskussion der Forschungsfragen.....	225
6	Zusammenfassung und Ausblick	229
7	Summary and Outlook	233
8	Anhang	237
8.1	Ausführung Laufbahnen Prüflager	237
8.2	Kenndaten Prüföl	238
8.3	Lastverhältnisse am Prüflager.....	238
8.4	Diagramme zum Messunsicherheitsverlauf nach Abschnitt 4.6	240
8.5	Einfluss der Messverfahren	240
8.6	Messdaten.....	247
	Literaturverzeichnis	259

Formelzeichen- und Abkürzungsverzeichnis

Abkürzungen

DFT	Diskrete Fourier-Transformation
DMS	Dehnungsmessstreifen
DOE	Design of Experiments
EHD	Elastohydrodynamik
FE	Finite-Elemente-Analyse
FFT	Fast-Fourier-Transformation
JTFA	Joint Time Frequency Analysis
LZ	Lastzone
LFZ	lastfreie Zone
STFT	Short-Time-Fourier-Transform
WSP	Wälzlagerschleuderprüfstand
WSP ^{plus}	Wälzlagerschleuderprüfstand ^{plus}

Formelzeichen

Die Formelzeichen folgen erst dem lateinischen dann dem griechischen Alphabet. Bei den einzelnen Buchstaben werden die Großbuchstaben vor den Kleinbuchstaben aufgeführt.

Lateinische Buchstaben

A_M	Maximalamplitude des Erregermoments
A_m^c	Amplitude der Cosinusschwingung
A_m^s	Amplitude der Sinusschwingung
a	Wärmeausdehnungskoeffizient
a	Beschleunigung
a_c	Coriolis-Beschleunigung
a_{nF}	Normalbeschleunigung der Führungsbewegung

a_{nR}	Normalbeschleunigung der Relativbewegung	
a_R	resultierende Beschleunigung	
B	Lagerbreite	
$B_{\eta 1}$	Beiwert der ROELANDSgleichung	$\frac{\alpha_{\eta} \cdot p_0}{\ln(\eta_0) + 9,67}$
$B_{\eta 2}$	Beiwert der ROELANDSgleichung	$\frac{\beta_{\eta} \cdot (\vartheta_0 - 138)}{\ln(\eta_0) + 9,67}$
b_m	Tragzahlbeiwert	
C_0	statische Tragzahl des Lagers	
C_r	dynamische radiale Tragzahl	
c	Koeffizient für die Lagerbauart	
c	Federsteifigkeit	
c'	Ersatzfedersteifigkeit	$c \cdot h_R^2$
c_L	spezifische Wärmekapazität des Schmierstoffs	
D	Bohrungsdurchmesser	
D	Dämpfungsgrad (Dämpfungsmaß nach LEHR)	
D	Wellendurchmesser	
D_{we}	Rollendurchmesser	
d	Bohrungsdurchmesser	
d	Dämpferkonstante	
d_m	mittlere Lagerdurchmesser	
d^*	Dämpferkonstante der Strukturdämpfung	
d'	Ersatzdämpferkonstante	$d \cdot h_R^2$
E	Elastizitätsmodul	
F	Lagerkraft	
$F_A(t)$	Erregerkraftfunktion	
F_a	Axiallast	
F_N	Normalkraft	

F_R	Reibungskraft
F_r	Radiallast
f	Koeffizient
f	Beiwert für Lagerbauart und Belastungsrichtung
f_0	Beiwert für Lagerbauart und Schmierweise
f_2	axiallastabhängiger Beiwert
f_{Ab}	Abtastfrequenz
f_c	Geometrie-, Herstellungs-, Werkstofffaktor
f_{Sigmax}	maximale Signalfrequenz
h	Schmierspalthöhe
h_0	kleinste Spaltweite
h_{min}	minimale Schmierfilmdicke
$h_{\text{min,zul}}$	kleinste zulässige Schmierspalthöhe
h_R	Hebelarm Reibungssensor
i	Anzahl Wälzkörperreihen
J	Massenträgheitsmoment
K_0	Kompressionsmodul Referenztemperatur
K_0'	Konstante
k	Zähler
k	Stützstellenindex
L	Spaltlänge
L_{we}	effektive Rollenlänge
M	Reibungsmoment
M_0	lastunabhängiges Reibungsmoment
M_1	lastabhängiges Reibungsmoment
M_2	axiallastabhängiges Reibungsmoment
$M_R(t)$	Erregermomentfunktion
m	Masse

m	Richtungskonstante	
$1/m$	Poisson'sche Konstante	
N	Anzahl Stützstellen	
n	Drehzahl/Lagerdrehzahl	
n	Zählvariable	
p	Druck	
p_0	Druckbeiwert ROELANDSgleichung	$1,96 \cdot 10^8 \cdot \text{Pa}$
Q	Wälzkörperbelastung	
\dot{Q}_D	Öldurchsatz bei reiner Drehung	
R	Bohrungsradius	
Re	REYNOLDS-Zahl	
$R_{z,W}$	gemittelte Rauhtiefe Welle	
$R_{z,S}$	gemittelte Rauhtiefe Lagerschale	
r_1	Radius des Wälzkörpers	
r_2	Radius der Innen- bzw. Außenringlaufbahn	
So	SOMMERFELDzahl	
s_m	quadratischer Mittelwert der Profilorдынaten der Laufbahn	
s_R	quadratischer Mittelwert der Profilorдынaten des Wälzkörper	
T	Temperatur	
T_0	Referenztemperatur	
T_1	Temperatur am Messpunkt 1	
T_2	Temperatur am Messpunkt 2	
V	Volumen	
V_0	Volumen bei Referenztemperatur	
V_L	Schmierstoffvolumenstrom	
v	Differenzgeschwindigkeit im Schmierpalt	
v	mittlere Rollsummengeschwindigkeit	
W_n	Nutzarbeit	

W_v	Verlustarbeit
$W_{t,S}$	Welligkeit der Lagerschale
$W_{t,W}$	Welligkeit der Welle
W_z	zugeführte Arbeit
x	Exponent
$x(t)$	Auslenkung
$x(t)$	periodische Schwingung
x_0	arithmetischer Mittelwert
$\dot{x}(t)$	Geschwindigkeit
$\ddot{x}(t)$	Beschleunigung
\hat{x}_k	Amplitude der k-ten Harmonischen
y	Ordinatenparameter des Schmierpalt
y	Exponent
Z	Wälzkörperanzahl
z	Exponent

Griechische Buchstaben

α	Druck-Viskositäts-Koeffizient
α	Nenn-Berührungswinkel
α_η	Druck-Viskositäts-Koeffizient
β	Verlagerungswinkel
β	Phasenwinkel
γ	Nacheilwinkel
$\dot{\gamma}$	Scherrate
θ_0	Temperatur des abgeführten Schmierstoff
θ_1	Temperatur des zugeführten Schmierstoff
ϑ	Temperatur

ϑ_0	Temperatur bei Atmosphärendruck
κ	Viskositätsverhältnis
Λ	spezifische Schmierfilmhöhe
Λ	logarithmisches Dekrement
μ	Reibungszahl
ν	kinematische Viskosität
ν	tatsächliche kinematische Viskosität/Betriebsviskosität
ν_1	kinematische Bezugsviskosität
ν_1	kinematische Viskosität Messpunkt 1
ν_2	kinematische Viskosität Messpunkt 2
ϕ_L	mit dem Schmierstoff abgeführter Wärmestrom
ρ	Dichte
$\rho(t)$	Winkelauslenkung
$\dot{\rho}(t)$	Winkelgeschwindigkeit
$\ddot{\rho}(t)$	Winkelbeschleunigung
ρ_L	Dichte des zugeführten Schmierstoffs
$\rho_P(t)$	partikuläre Lösung
ρ^C	Cosinusanteil
ρ^S	Sinusanteil
ρ_0	Dichte bei Referenztemperatur
τ	Schubspannung
τ_0	EYRING'sche Schubspannung
ε	relative Exzentrizität
η	dynamische Viskosität
η	dimensionslose Erregerkreisfrequenz

η_m	mittlerer Wirkungsgrad
η_0	dynamische Viskosität bei Atmosphärendruck
φ_{0k}	Nullphasenwinkel
ψ	relatives Lagerspiel
ψ_{eff}	effektives relatives Lagerspiel
Ω	Erregungskreisfrequenz
$\bar{\Omega}$	kontinuierliche Erregungskreisfrequenz
ω	Grundkreisfrequenz
ω	Winkelgeschwindigkeit
ω	ungedämpfte Eigenkreisfrequenz
ω_F	Winkelgeschwindigkeit der Führungsbewegung
ω_R	Winkelgeschwindigkeit der Relativbewegung
ω_S	Winkelgeschwindigkeit der Sonnenwelle

Indizes

C	Coriolis
F	Führungsbewegung
i	Zählvariable
n	Normal
R	Relativbewegung

1 Einleitung

1.1 Motivation

„Stromer oder Verbrenner?“ so oder so ähnlich kann die Frage formuliert werden, die sich wohl viele Käufer eines neuen KFZ stellen, die sich zur Entstehungszeit der vorliegenden Arbeit für die Anschaffung eines Automobils entschieden haben. Obwohl die Elektromobilität bereits im alltäglichen Leben von Bahn, Golf Caddy, Elektrogabelstaplern, etc. wohl bekannt ist und im Grunde auch alles andere als eine Neuerfindung darstellt, da die Ursprünge der Elektrofahrzeuge bereits auf die Mitte des 19. Jahrhunderts zurückgehen [30], konnte sich diese Technik im Individualverkehr bislang gegenüber dem klassischen Verbrennungsfahrzeug nicht durchsetzen. Aufgrund von Veränderungen im ökonomischen – Verknappung des verfügbaren Erdöls [38] –, politischen – Emissionsminderungsziele der Regierung [191] – und gesellschaftlichen Umfeld – steigendes Umweltbewusstsein [39] – zeigt sich hier allerdings ein deutlicher Wandel. So wurden mit Ablauf des Kalenderjahres 2017 bereits 131 000 Elektrofahrzeuge in Deutschland zugelassen und Prognosen zufolge sollen es bis 2022 1 Million Fahrzeuge sein [132]. Bis zum Kalenderjahr 2025 wird mit 2 – 3 Millionen elektrifizierten Fahrzeugen gerechnet, sodass die Elektromobilität ca. 4 – 6,5 % des Gesamtfahrzeugbestands ausmacht [132]. Diese Entwicklung hat natürlich auch erhebliche Auswirkungen auf die betroffenen Unternehmen. Einerseits bietet der Technologiewandel für diese viele neue Möglichkeiten aber andererseits ist diese Situation auch mit einigen Herausforderungen und Risiken verbunden. Die flächendeckende Einführung einer derartigen Technologie erfordert erhebliche Anstrengungen sowohl finanzieller als auch technischer Art. Zudem müssen sich die meisten Unternehmen dem Spagat stellen auch die bisherigen Technologien weiter zu betreuen und zu entwickeln, da trotz der beschriebenen Entwicklung ein großer Anteil der Mobilität vorerst auch weiterhin durch den Verbrennungsmotor bereitgestellt wird [33].

Eine besondere Stellung nehmen in diesem Zusammenhang daher Produkte ein, die sowohl für den konventionellen als auch für den strombetriebenen Antrieb eine wichtige Bedeutung haben. Ein derartiges Produkt ist das Maschinenelement Wälzlager, denn, ob nun der Antrieb verbrennungsmotorisch oder elektrisch erfolgt, die Funktion des Wälzlagers, die Herstellung einer Verbindung zwischen relativ zueinander rotierenden Bauteilen, bleibt hiervon unberührt. Dennoch führen neue

Anwendungsgebiete in der Regel immer auch zu zusätzlichen Anforderungen, die für den Wälzlagerhersteller einen gewissen Aufwand darstellen. Umso komfortabler ist die Situation ein Produkt zu haben, das in beiden Anwendungsfeldern eine identische Funktion erfüllt. Für Wälzlager ist das die Planetenradlagerung von Planetengetrieben. Aus dem Bereich des klassischen Antriebsstrangs sind Planetengetriebe von Automatikgetrieben, wie sie beispielsweise in [193] beschrieben werden, bekannt. Hier dienen sie der Verbrauchs- und Bauraumreduzierung [159]. Für die Elektromobilität werden Planetengetriebe im elektrischen Achsantrieb – in der sogenannten E-Achse – verbaut [34]. Sie werden dort als platzsparende Alternative für das Kegelraddifferenzial eingesetzt oder stellen hohe Übersetzungsverhältnisse zur Verfügung, sodass das Gewicht, der Bauraum und das Drehmoment des notwendigen Elektromotors reduziert werden kann [34]. Planetenradlagerungen werden häufig durch den Einsatz von Nadelkränzen realisiert. Nadelkränze, die nur aus Wälzkörpern und einem Käfig bestehen, stellen – abgesehen von vollrolligen Nadellagern – die minimalistischste Form eines Wälzlagers dar. Dennoch sind gerade diese Lager für den Anwender eine besondere Herausforderung. Werden bei den übrigen Lagerbauarten in Form von Außen- und Innenring durch den Wälzlagerhersteller ideale Laufbahnen für die Wälzbewegung zur Verfügung gestellt, liegt diese Aufgabe für die genannten Lager beim Anwender selbst. So könnte der Eindruck entstehen, dass dies für den Wälzlagerhersteller eine besonders kommode Situation darstellt. Jedoch ist diese Sachlage auch gerade für den Hersteller mit einigen Anstrengungen verbunden. Der Kunde wird nur ein adäquat funktionierendes Produkt akzeptieren und so muss der Wälzlagerhersteller durch entsprechende Gestaltungs- und Fertigungsvorgaben, siehe [153], den Anwender befähigen geeignete Umgebungsbedingungen bereitzustellen. Überdies muss er im Bewusstsein, dass für den Anwender die Lagerung nur ein Element seines komplexen Gesamtsystems darstellt und so aufgrund geringerer Fertigungserfahrung tendenziell nicht die hohe Laufbahnqualität der eigenen Fertigung erreicht wird [81], ein robusteres Produkt zur Verfügung stellen. Diesem Bedürfnis gegenläufig ist die Reduktion möglicher Optimierungsparameter aufgrund der erlangten Schlichtheit der Produktstruktur eines Nadellagers und die komplexe Lastsituation der beschriebenen Lagerung aufgrund der Bewegung auf einer Kreisbahn, die in einer zusätzlichen Beschleunigungslast resultiert.

1.2 Problemstellung

Eine Besonderheit der beschriebenen Wälzlagerung im Beschleunigungsfeld ist, sei es wie bereits erwähnt als Anwendung im Planetengetriebe [34, 159] oder auch als Pleuellagerung im Verbrennungsmotor [179], die Mehrfachnutzung dieser Lagerung in einem einzelnen Gesamtsystem. Mehrere Planetenradlagerungen, mehrere Pleuellagerung, etc. führen dazu, dass die Reibung der Einzellagerausführung einen merklichen Beitrag am Gesamtwirkungsgrad des Systems besitzt. Wälzlager im Beschleunigungsfeld bieten daher großes Potential einen Beitrag zur Verlustreduktion technischer Systeme leisten zu können und stehen deshalb besonders im Fokus der Produktentwicklung. In diesem Zusammenhang wird allerdings häufig der Eindruck erweckt Reibung sei ausschließlich etwas Negatives, Störendes. Hierbei wird zumeist nicht bedacht, dass gerade die Reibung die Funktion des Wälzlagers, wie auch vieler anderer Produkte, überhaupt erst ermöglicht. In das Bewusstsein rückt dieser Sachverhalt, wenn Schlupf [155] und daraus eventuell resultierende Gleitungen (Anschmierungen [55, 87, 185]) erhebliche Lagerschäden verursachen. Um diese Situation zusammenzufassen, kann in Anlehnung an die aus der Toleranzsynthese bekannte Faustformel „*So grob wie möglich, so fein wie nötig*“ [128] dies für die Reibung zu „*So klein wie möglich, so groß wie nötig*“ umformuliert werden.

Die Bestimmung der Reibungsverhältnisse ist vom Wälzlagerkonstrukteur immer wieder neu für unterschiedlichste Anwendungen zu lösen. Hierzu stehen ihm diverse Hilfsmittel zur Verfügung. Nicht zu unterschätzen ist das anhand gleicher oder ähnlicher Anwendungen über viele Jahre gesammelte Erfahrungswissen. Häufig ermöglicht es einen zügigen und günstigen Einstieg in den Produktentwicklungsprozess. Zur weiterführenden Detailauslegung der Wälzlagerung sind aber Werkzeuge notwendig mit denen konkretere Aussagen getroffen werden können. Hier bietet sich die Verwendung von verschiedenen Simulationswerkzeugen wie Finite-Elemente-Analyse (FE), Wälzlagerberechnungsprogramme, Mehrkörpersimulationen, etc., die beispielsweise auch von PABST und BEECK [135] teilweise genutzt werden, an. Die stetige Weiterentwicklung simulativer Hilfsmittel, siehe KOCH [110], HEIDER [85], etc., ermöglicht immer verbesserte Vorhersagen des Wälzlagerverhaltens. Diese Tendenz steht im Einklang mit dem von WARTZACK [187] geforderten *Predictive Engineering* zur möglichst frühzeitigen und umfangreichen Berücksichtigung relevanter Einflussparameter und stellt einen wichtigen Baustein in der Produktentwicklung auch von Wälzlager dar. Zur Bereitstellung einer möglichst breiten Wissensbasis sind im Bereich der Maschinenelemente wie Wälzlager,

Zahnräder, etc. Erfahrungswissen und Simulationswerkzeuge jedoch nicht ausreichend. Gerade in diesem Themenfeld basieren viele Gestaltungsrichtlinien auf empirisch ermittelten Zusammenhängen. Die experimentelle Analyse liefert einerseits als Ergänzung notwendige Zusatzinformationen, die mit den vorgenannten Werkzeugen nicht generiert werden können, und bildet andererseits auch die Basis für den Aufbau von Wissen und neuer Simulationstechnik. Insbesondere die exakte Berücksichtigung von komplexen Belastungen, Schmierstoffeigenschaften, Schichteigenschaften – die Komplexität der Auslegung von Schichten wird bereits von TREMMEL [180] eindringlich beschrieben –, Oberflächentopographien etc. kann häufig nur durch reale Experimente geleistet werden. Trotz verbleibender Herausforderungen bedingt der stetige Fortschritt in der Simulationstechnik, dass einfache Versuchsdurchführungen immer häufiger obsolet werden. Dies mündet für die experimentelle Analyse in steigenden Anforderungen an die Randbedingungen – Last, Drehzahl, Temperatur, etc. – und erfordert eine höhere Systemintegration für die Messtechnik. In Verbindung mit einer über die Jahre stetig gewachsenen Wissensbasis steigt so der Bedarf an gezielten Untersuchungen für spezielle, besonders komplexe Themenfelder. So verhält es sich auch für Wälzlager im Beschleunigungsfeld. Bislang ist eine ganzheitliche Beschreibung des Verhaltens eines Wälzlagers unter Einbeziehung realitätsnaher, variabler Randbedingungen für hohe Beschleunigungswerte nicht möglich.

1.3 Zielsetzung und Aufbau der Arbeit

Mit Hilfe eines geeigneten Vorgehens ist daher – entsprechend dem vornehmlichen Ziel dieser Arbeit – die ganzheitliche und anwendungsunabhängige Beschreibung des Wälzlagerverhaltens im Beschleunigungsfeld zu verwirklichen. Insbesondere sollen die Reibungs-, Axialschub- und Temperaturentstehung analysiert werden, sodass Erkenntnisse für eine geeignete Gestaltung von Wälzlagerungen im Beschleunigungsfeld erzielt werden können. Um hierfür Lösungen zu entwickeln, werden im Rahmen dieser Arbeit die in Bild 1 dargestellten Schritte durchlaufen. In Abschnitt 2 wird der Umfang der bereits vorhandenen Wissensbasis, die auf die Themenbereiche Reibungs-, Axialschub- und Temperaturentstehung am Wälzlager fokussiert wird, dargelegt. Anhand aufgezeigter Lücken und vielversprechender Ansätze werden in Abschnitt 3 die für diese Arbeit resultierenden Fragestellungen

- 1. Welche Mechanismen und Parameter bestimmen das Verhalten eines Wälzlagers im Beschleunigungsfeld?**

2. **Inwiefern beeinflussen sich Reibung, Axial Schub und Temperatur im Beschleunigungsfeld?**
3. **Kann der Einfluss einzelner Wälzlagererelemente herausgestellt werden?**

erläutert und die Anforderungen an die Analysestrategie definiert.

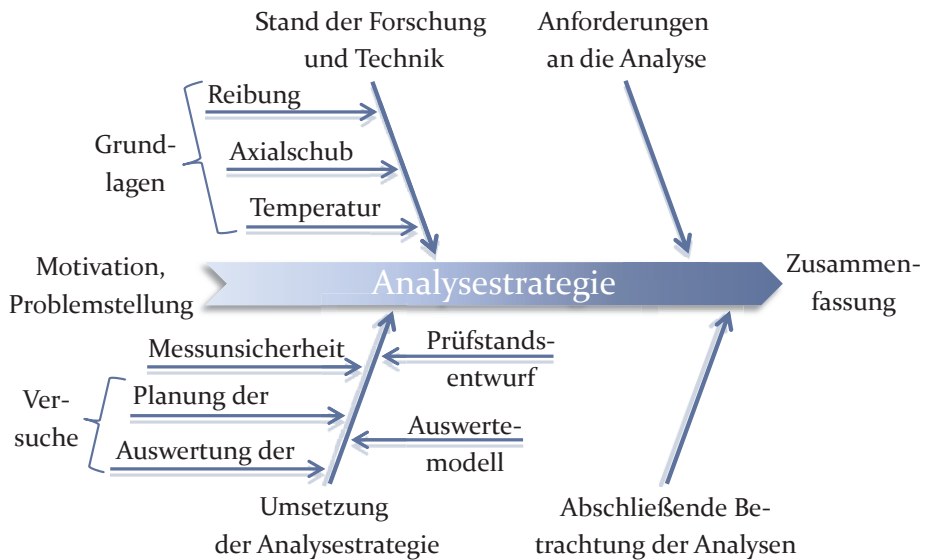


Bild 1: Aufbau der vorliegenden Arbeit

In Abschnitt 4 wird die Realisierung der Analysestrategie mit deren Hilfe die genannten Fragestellungen beantwortet werden sollen beschrieben. Ausgehend von der Vorstellung eines neuen Prüfstandskonzeptes in den Abschnitten 4.1 - 4.4 wird erläutert wie eine Untersuchungsumgebung für Wälzlager im Beschleunigungsfeld umgesetzt werden kann. Besonders herausgestellt wird hierbei, dass durch die gefundene Lösung die Randbedingungen voneinander unabhängig verändert werden können – Zwangsabhängigkeiten, sowie anwendungsspezifische Betrachtungen also vermieden werden – und dass wichtige System-/Ergebnisgrößen zeitsynchron erfasst werden können. Dies grenzt die vorliegende von bereits bestehenden Untersuchungsumgebungen deutlich ab und macht die notwendigen Analysen überhaupt erst möglich. In Abschnitt 4.5 wird ein Modell zur Auswertung der Messergebnisse veranschaulicht. Kernelement ist die Möglichkeit durch Nutzung der frequenzbasierten Auswertung schwingungsbehaftete Reibungssignale beurteilen zu können und die mögliche Analysetiefe der Untersuchungen hin zu integrierten Elementuntersuchungen erhöhen zu

können. In Abschnitt 4.6 wird ein Vorgehen zur Berücksichtigung möglicher Fehlereinflüsse bereitgestellt. In Abschnitt 4.7 werden das Prüflager und die hieraus abgeleiteten Prüflagervarianten vorgestellt. Ziel ist es auch den Einfluss der Gestaltungsparameter der Wälzlager auf das Lagerverhalten im Beschleunigungsfeld zu verdeutlichen. In Abschnitt 4.8 wird die Planung der Versuchsdurchführung dargelegt, bevor in den Abschnitten 4.9 – 4.11 die Auswertung der Reibungs-, Axialschub- und Temperaturentstehung für variierende Einflussparameter folgt. Zwei Mechanismen, die hier vornehmlich in den Vordergrund treten, sind die zusätzliche Reibungserzeugung durch den am Außenring anlaufenden Käfig und die Beschleunigung der Schmierstoffelemente im Zusammenhang mit Führungsbewegungen. Die in diesen Abschnitten erzielten Erkenntnisse (siehe auch Abschnitt 5.2) ermöglichen letztlich die Beantwortung der Forschungsfragen (siehe Abschnitt 5.6) und die Ableitung von Gestaltungshinweisen (siehe Abschnitt 5.5). In den verbleibenden Bereichen von Abschnitt 5 wird differenziert Stellung zu den vorgestellten Untersuchungen genommen. Letztlich schließt die Arbeit in Abschnitt 6 mit einer Zusammenfassung und einem kurzen Ausblick.

1.4 Begriffsdefinition

Für die vorliegende Arbeit wird das Beschleunigungsfeld durch eine Bewegung des Prüflagers auf einer Kreisbahn, deren Mittelpunkt exzentrisch zum Lagermittelpunkt liegt, erzeugt. Diese Bewegungsform führt zu einer komplexen Bahnkurve der Lagerkomponenten. Um derartige Bewegungen besser beschreiben zu können, benutzt die Technische Mechanik zusätzlich zum raumfesten Koordinatensystem bewegte Koordinatensysteme [157]. Dies führt zu einer Aufteilung der Absolutbewegung in Bewegungskomponenten, die im raumfesten- beziehungsweise bewegten Koordinatensystem beschrieben werden. Die Bewegungselemente, die im raumfesten System beschrieben werden, werden als Führungsbewegung bezeichnet und die Bewegungselemente, die durch das bewegte System definiert sind, werden als Relativbewegungen bezeichnet. Veranschaulichen lässt sich das am Beispiel eines Rundfahrgeschäfts wie es auf vielen Jahrmärkten zu finden ist, siehe Bild 2 a). Ein externer Beobachter A, der außerhalb des Fahrgeschäfts steht, nimmt die komplexe Absolutbewegung eines Mitfahrers B wahr. Aus Sicht des Mitfahrers B selbst bewegt er sich nur auf einer Kreisbahn relativ zum Gestell des Fahrgeschäfts. Die Bewegung des Gestells entspricht der Führungsbewegung und die Bewegung des Karussells verkörpert die Relativbewegung.

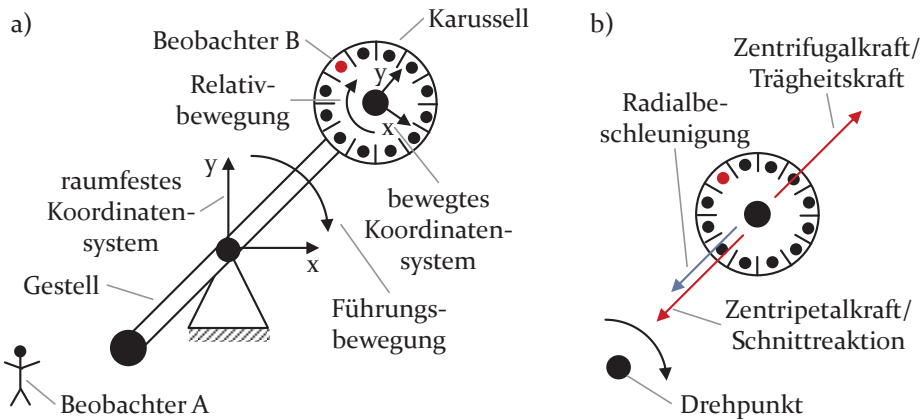


Bild 2: Rundfahrgeschäft als Beispiel für: a) Führungs- und Relativbewegung; b) Zentrifugal- und Zentripetalkraft, Schnittreaktionen

Die Kreisbewegung ist in der Technik die wohl am häufigsten aufzufindende Bahnkurve bewegter Elemente. Daher haben sich im Laufe der Zeit für die bei Kreisbewegungen wirkenden Kräfte, Beschleunigungen und Geschwindigkeiten besondere Begrifflichkeiten etabliert. Das bewegte Koordinatensystem, siehe Bild 2 a), einer Kreisbewegung ist stets ein beschleunigtes System, da nur durch eine zum Kreismittelpunkt ständig wirkende Radialbeschleunigung eine kreisförmige Bahnkurve erreicht werden kann [56]. Somit tritt bei einer Kreisbewegung auch stets eine Trägheitskraft auf, die in der Physik als Zentrifugalkraft bezeichnet wird und radial nach außen gerichtet ist [56]. Die Radialbeschleunigung erzeugende Kraft, die einen Körper auf der Kreisbahn hält, wird als Zentripetalkraft bezeichnet [56]. In Bild 2 b) sind beide Kräfte angetragen. Sie halten sich das Gleichgewicht. Beide Begrifflichkeiten sind aus dem Lateinischen abzuleiten. Zentrifugal ist ein aus den Wortbestandteilen „centrum“ (lat.: Mittelpunkt) [173] und „fugere“ (lat.: fliehen) [173] zusammengesetztes Wort und bedeutet wörtlich übersetzt „aus dem Mittelpunkt/Zentrum fliehen“. Daher wird so die nach außen gerichtete Kraft bezeichnet. Zentripetal setzt sich ebenfalls aus „centrum“ zusammen und der zweite Bestandteil geht auf das Verb „petere“ (lat.: etw. anstreben, nach etw. streben) [173] zurück, sodass zentripetal wörtlich übersetzt „den Mittelpunkt anstreben“ bedeutet und die zum Zentrum gerichtete Kraft deshalb dieses Präfix erhält. Für die Beschleunigungen wird gleichermaßen verfahren. Aus Sicht der Technischen Mechanik sind beide Begrifflichkeiten allerdings lediglich Bezeichnungen für Schnittreaktionen der Kreisbewegung, die entsprechend dem Schnittprinzip durch das Freischneiden ersichtlich werden. Deshalb finden

sie dort häufig keine Verwendung. Auch im Verlauf dieser Arbeit wird daher auf die Verwendung dieser Begriffe verzichtet und die bekannten allgemeinen Bezeichnungen der Mechanik angewandt. Die auf die Führungsbewegung zurückzuführende Beschleunigung wird als

- Führungsbeschleunigung
- Führungsnormalbeschleunigung
- Kreisnormalbeschleunigung
- Normalbeschleunigung oder einfach nur als
- Beschleunigung

bezeichnet. Für die aus der Relativbewegung resultierende Beschleunigung wird

- Relativbeschleunigung oder
- Normalbeschleunigung der Relativbewegung

verwendet. Werden für die aus der Führungsbewegung resultierenden Beschleunigungen Werte angegeben, so werden diese wie auch bei anderen Autoren [85, 88, 89, 102, 116, 145, 149, 166], die sich mit dieser Thematik befasst haben, üblich als ein Vielfaches der Erdbeschleunigung – $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ – angegeben.

Ein weiterer Aspekt der der Klärung bedarf ist die Unterscheidung zwischen Zylinderrollenlager und Nadellager. Die für die meisten Wälzlagerbauarten namensgebende Wälzkörperform ist nämlich für beide Lager bekanntermaßen identisch. Beide Lager haben – ohne Profilierungen zu berücksichtigen – zylindrische Wälzkörper. Im Allgemeinen werden gedrungene Wälzkörper eher als Zylinderrollen bezeichnet und lange, schlanke Rollkörper als Nadeln. Um eine klare und eindeutige Unterscheidung auch in Übergangsbereichen treffen zu können, wird das Rollenlänge zu Durchmesser Verhältnis verwendet [96]. Ist dieses Verhältnis ≤ 1 , so werden die Lager als Zylinderrollenlager bezeichnet [96]. Typischerweise wird für Zylinderrollenlager ein Verhältnis bis 0,5 erreicht [96]. Für Nadellager sind Werte von 3 – 4 üblich [81], wobei der Wälzkörperdurchmesser $\leq 6 \text{ mm}$ ist [155].

2 Stand der Forschung und Technik

2.1 Geschichtliche Entwicklung der Rollenlager

Abgesehen von dem Wissen, dass bereits weit vor Christi Geburt Walzen und Rundhölzer zum leichteren Transport von Steinblöcken verwendet wurden, kann die Entstehung von Rollenlagern, die den heute bekannten Ausführungen bereits sehr ähnlich sind, auf den Anfang des 19. Jahrhunderts datiert werden [96]. Beispielsweise HACHETTE empfiehlt im Jahr 1811 zur Lagerung von Seilrollen Rollkörper zu verwenden [94]. Schon in den frühen Phasen der Rollenlagerentwicklung war das Bewusstsein vorhanden, dass der Führung der Wälzkörper eine besondere Bedeutung zukommt [96]. Allerdings hatte der Käfig, der für heutige Wälzlager zur Erfüllung dieser Funktion als nahezu alternativlos angesehen werden kann, in den frühen Phasen keineswegs eine derartig exponierte Stellung. Anfangs wurden auch Zwischenelemente – zusätzliche Rollen aus elastischem Material wie Holz – verwendet, um die lasttragenden Rollen zu führen [96]. Der nachweisliche Einsatz eines Käfigs ist aus dem Patent USA 10676 aus dem Jahr 1854 bekannt [96]. In der Folge haben sich von Zapfenhalter über Bolzenkäfige, Kammkäfige bis hin zu Fensterkäfigen [96], die bereits im Jahr 1870 im Patent USA 102779 Erwähnung finden [96] und wie sich zeigen wird für die spätere Entwicklung des Nadellagers von entscheidender Bedeutung sein werden, unterschiedlichste Bauformen, die teilweise bis heute Verwendung finden, entwickelt. Parallel zu den Käfigen sind auch Flansch- und Bundlager entstanden, bei denen die Führung der Wälzkörper durch Bunde und Einstiche an den Rollen erfolgte [96]. Diese Lagerformen konnten sich allerdings nicht durchsetzen.

Obwohl die Entwicklung der Rollenlager wie dargestellt bereits sehr frühzeitig begonnen hatte, konnten diese anfangs nicht gegen Kugellager bestehen. Der Grund ist vor allem darin zu suchen, dass trotz besserem Wissens auch bis zur 19. Jahrhundertwende hauptsächlich lange und schlecht geführte Rollen in Lagern verwendet wurden [96]. Das gering eingeschätzte Potential der Rollenlager Anfang des 20. Jahrhunderts wird anhand eines nahezu vernichtenden Urteils von STRIBECK, einem der bekanntesten und einflussreichsten Forscher auf dem Gebiet der Wälzlager-technik dieser Zeit, eindringlich ersichtlich. Er hat seine Einschätzung zu Rollenlagern in seiner Schrift [175] aus dem Jahr 1902 veröffentlicht. Er gesteht Rollenlagern zwar eine höhere Traglast zu, prognostiziert aber gleichzeitig, dass diese im Wettbewerb nicht bestehen können, da sie teurer sind als

Kugellager und schlechtere Eigenschaften besitzen [175]. Die letztlich doch erfolgreiche Verbreitung des Rollenlagers vor allem im deutschsprachigen Raum ist den Arbeiten von KIRNER zu verdanken [96], der in seinem Patent 54931 [104] von 1909 profilierte Laufbahnen und Borde zur besseren Führung der Rollen einführt. In diesem Zug werden insbesondere die Vorzüge kurzer Rollen erkannt und es entsteht das moderne Zylinderrollenlager [96]. Obwohl beispielsweise in einem Differential der Dürkoppwerke aus dem Jahr 1913 durchaus Nadellager verbaut sind [61], geht die Entwicklung der Rollenlager so vorerst hauptsächlich in Richtung Zylinderrollenlager. Noch die Textpassage eines Fachbuchs [96] aus dem Jahr 1937 über Patente zum Nadellager, die damals meist vollrollig ausgeführt sind, lautet:

„Man strebte offenbar danach, ohne Laufringe und ohne besondere Genauigkeit auskommen und gleichzeitig den gleichen Raum wie bei Gleitlagern benutzen zu können.“ [96]

Diese Passage lässt die tendenzielle Geringschätzung von Nadellagern in diesem Zeitraum erkennen. SCHAEFFLER konnte 1952 durch Nutzung eines Fensterkäfigs auch für Nadellager das nachteilige Schränken der langen Rollkörper durch eine geeignetere Führung wesentlich verbessern [155]. So konnten Wälzlager geringen Bauraums Gleitlager in Automobilanwendungen ersetzen, da diese nun auch für hohe Drehzahlen geeignet waren [155]. Heute ist das Nadellager ein weit verbreitetes und etabliertes Maschinenelement, das in zahlreichen Anwendungen zu finden ist. Einige Anwendungsbeispiele bei denen sich das Nadellager entsprechend dem Fokus der vorliegenden Arbeit in einem Beschleunigungsfeld bewegt, sind die bereits erwähnten Planetenradlagerungen in Planetengetrieben [34, 193], der Kurbeltrieb von kleinen Einzylindermotoren oder von Motorradanwendungen [29] aber auch der Kurbeltrieb der Nadelstange von Industrienähmaschinen [61]. Im Allgemeinen können alle gelagerten Gelenk-/Verbindungspunkte, die nicht ortsfest verweilen, sondern sich auf einer beschleunigten oder nicht geradlinig verlaufenden Bahnkurve bewegen, eine mögliche Anwendung von Wälzlager unter dem Einfluss eines Beschleunigungsfeldes darstellen.

2.2 Verluste am technischen System

Sowohl technische Spezialisten als auch die meisten Laien sind sich aufgrund alltäglicher Erfahrungen darüber im Klaren, dass technische Systeme im Betrieb eine Erwärmung erfahren. Ist eine wesentliche Ursache hierfür bei Verbrennungskraftmaschinen recht offensichtlich im Verbrennungsprozess des Kraftstoffs beziehungsweise bei elektrischen Maschinen im

ohmschen Widerstand zu suchen, so ist der Grund für die Erwärmung eines Getriebes oder einer Radnabe nicht unmittelbar ersichtlich. Der technische Spezialist wird als Ursache hierfür Verluste anführen und darauf verweisen, dass technische Systeme stets einen Wirkungsgrad kleiner 1 besitzen, also eine Differenz zwischen Eingangs- und Ausgangsenergie besteht. Zur Erhaltung der Energiebilanz ist diese Differenz folglich in Form von Wärmeenergie umzusetzen. Dieser Umstand wird durch die bekannte Gleichung (1) [71] zur Berechnung des Wirkungsgrades beschrieben.

$$\eta_m = \frac{W_n}{W_z} = \frac{W_n}{W_n + W_v} \quad (1)$$

Die oben angeführten Erläuterung umschreiben zwar den vorliegenden Sachverhalt und machen ihn auch mathematisch erfassbar, geben aber eigentlich keine Erklärung für den tatsächlichen Grund der Wärmeentstehung wieder. Der Vorgang des Energieverlusts wird in der Mechanik mit auftretenden Reibungsvorgängen in Verbindung gebracht. Reibung tritt an sich berührenden, bewegten Körperoberflächen auf. Die an der Reibung beteiligten Mechanismen sind jedoch sehr komplex, sodass die Gesetzmäßigkeiten der Reibung noch nicht gänzlich verstanden sind und folglich auch der Reibungsprozess an sich nicht exakt beschrieben werden kann [46, 63]. Ein Modell, das den Reibungsvorgang auf atomarer Ebene zu beschreiben versucht, ist das FEYNMAN-TOMLINSON-Modell, siehe Bild 3.

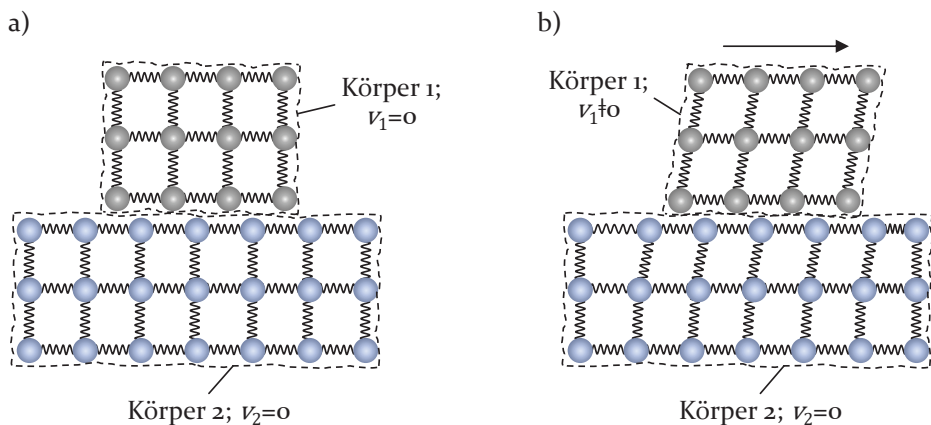


Bild 3: FEYNMAN-TOMLINSON-Modell nach [46]: a) in Ruhe; b) mit Relativbewegung und angeregtem Kugel-Feder-Modell

Das TOMLINSON-Modell beschreibt nach PRANDTL [146] die Bewegung eines Massenpunktes in einem variierenden elektrischem Potential. Ein derartiges Potential wird durch die elektrischen Ladungen der Atome/Moleküle an der Oberfläche eines jeden Körpers erzeugt. Befinden sich in Erweiterung des TOMLINSON-Modells nicht nur ein Massenpunkt und ein Körper, sondern zwei Körper in Kontakt, so beeinflussen sich die Potentiale der Körper gegenseitig. FEYNMAN et al. [63] beschreiben daher den Reibungsvorgang zwischen zwei Körpern als eine Anregung der Atome zu Schwingungen aufgrund der Trennung aneinanderhaftender Atome während der Relativbewegung. Veranschaulicht wird dies in Bild 3 anhand eines Kugel-Feder-Modells. Diese Atom-/Molekülschwingungen äußern sich letztlich als Erwärmung der Reibpartner [63].

Die vorgestellten Überlegungen zur Entstehung von Reibungswärme sind in guter Übereinstimmung mit der von EINSTEIN [57] theoretisch beschriebenen BROWNSchen Molekularbewegung [37], die von einer von der Temperatur abhängigen regellosen Zitterbewegung der Körperatome ausgeht, die mit steigender Temperatur zunimmt. Der reale Reibungsprozess ist mit diversen komplizierten Energiedissipationsmechanismen verbunden. In [46] werden neben Adhäsion und Scherung, plastische Deformation, Furchung sowie elastische Hysterese und Dämpfung als mögliche Formen reibungsinduzierter Energieumsetzung, die letztlich in diversen energieverbrauchenden Vorgängen münden, beschrieben. Diese sind die bereits beschriebene Wärmebildung aber auch die Energieabsorption durch Gitterdeformationen, Wanderung von Versetzungen, Mikro-Bruchvorgänge, etc. und die Energieemission aufgrund von Wärmestrahlung, Schallemission, Elektronen- und Ionenemission, etc. [46]. Allen genannten Vorgängen ist gemein, dass sie statistische Prozesse darstellen, die kein konstantes Erscheinungsbild aufweisen. Dies ist schon durch die stets sozusagen regellose Oberflächentopographie der Kontaktpartner bedingt. Folglich ist die Reibung im Grunde keine konstante Größe sondern variiert ständig und ist nur schwer vorherbestimmbar. In besonderem Maße erfahrbar wird dies am Beispiel des Ruckgleiten auch Stick-slip Effekt genannt, das bei zueinander gleitenden Körpern entstehen kann [46]. Nach CZICHOS und HABIG [46] ist dies darauf zurückzuführen, dass Tribosysteme als Ganzes, deren Bestandteil der einzelne oder auch die einzelnen Kontakte sind, Kombinationen aus Masse-Feder-Dämpfer-Elementen, also schwingungsfähige Systeme, darstellen. So wird der schwingungsbehaftete Charakter der Reibung nicht nur auf atomarer sondern auch auf makroskopischer Ebene deutlich. Auf die Schwingungseigenschaft der Reibung wird noch in Abschnitt 4.5 Bezug genommen.

Resümierend kann festgehalten werden, dass alle Reibungsmechanismen egal in welcher Form in einem Bewegungswiderstand resultieren [46]. Die Reibung ist folglich stets ihrer Ursache entgegengerichtet und führt daher zu Energieverlusten, die im Wesentlichen aber nicht ausschließlich als Wärmeverluste erfahrbar werden.

2.3 Reibung – eine ingenieurtechnische Größe

Die Berücksichtigung der zahlreichen kurz dargestellten Reibungsursachen und Einflüsse ist für den alltäglichen technischen Gebrauch nicht handhabbar. Zudem ist der regellose, schwingungsbehaftete Charakter der Reibung aufgrund der Massenträgheiten der Systeme häufig nicht erkennbar. Daher haben sich auf makroskopischer Ebene im Laufe der Geschichte stark vereinfachte Modelle etabliert. Eine zumindest in weiten Bereichen gute Schätzung der Reibung ermöglicht das AMONTONSche Gesetz [46, 142], das sich mathematisch entsprechend Gleichung (2) formulieren lässt und bereits von DA VINCI beschrieben wurde [142].

$$\mu = \frac{F_R}{F_N} \quad (2)$$

Diese Gesetzmäßigkeit beinhaltet die Annahmen, dass die Reibungskraft aus makroskopischer Sichtweise direkt proportional zur Last und von der nominellen Kontaktfläche unabhängig ist. In der Folge hat EULER die bestehenden Zusammenhänge um die Unterscheidung zwischen Haft- und Gleitreibung, also zueinander stehender und bewegter Kontaktflächen, ergänzt [142]. Durch die Untersuchungen von COULOMB konnte schließlich noch die Geschwindigkeitsunabhängigkeit der trockenen Gleitreibung festgestellt werden [142]. Nach [46] werden in Abhängigkeit der Bewegung der beiden Kontaktkörper die folgenden Reibungsarten – Gleitreibung, Rollreibung und Bohrreibung – unterschieden, siehe Bild 4.

Neben der Untersuchung der Gleitreibung wurde auch die Rollreibung analysiert. MINDLIN [125] hat den statischen Rollkontakt (bei beginnender Bewegung) als einen Kontakt beschrieben, der aus zwei Zonen besteht. Einerseits existiert eine Haftzone, die im Zentrum des Kontakts liegt und andererseits eine Schlupfzone, die die Haftzone ringförmig (Kugelkontakte) umgibt. In der Schlupfzone findet Mikrogleiten statt [46]. CARTER [42] und PORITSKY [143] haben in Ergänzung für den dynamischen Rollkontakt die Haftzone im vorderen Bereich der Kontaktzone lokalisiert.

Zusätzlich ist aufgrund von geometrischen und den daraus resultierenden dynamischen Verhältnissen mit Schlupf bei unterschiedlichen Krümmungen der Kontaktpartner zu rechnen [83]. Bekannt ist dieser Effekt bei Kugellagern und zylindrischen, profilierten Wälzkörpern.

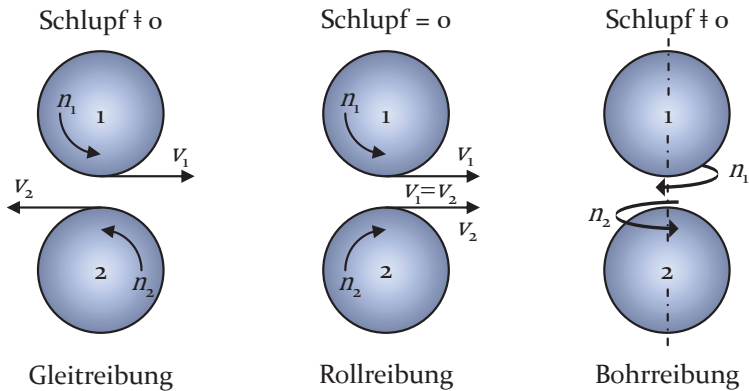
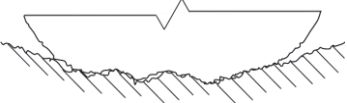
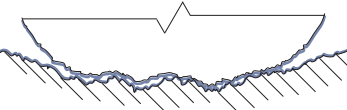
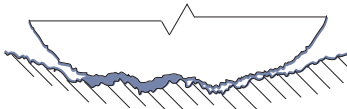
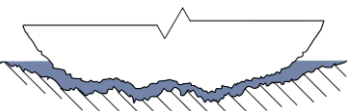


Bild 4: Reibungsarten nach [46]

Insbesondere anhand der Beschreibung der hydrodynamischen Schmierung durch Entwicklung der REYNOLDSSchen Gleichung [150] wird der Einfluss von Zwischenmedien innerhalb des Kontakts auf den Reibungsmechanismus deutlich. Daher werden nach [46] für tribologische Systeme die vier, in Tabelle 1 dargestellten, Reibungszustände unterschieden. Diese Reibungszustände bestimmen maßgeblich den charakteristischen Verlauf der STRIBECK-Kurve [175], anhand derer sich das Verhalten von tribologischen Systemen beurteilen lässt. Die STRIBECK-Kurve veranschaulicht durch ihre Form, siehe Bild 71, unter anderem auch, dass die für trockene Reibung gefundene Geschwindigkeitsunabhängigkeit der Reibung für Kontakte mit Zwischenmedium keine Gültigkeit besitzt. Für Gleitvorgänge können Tabelle 1 typische Werte für Reibungszahlen entnommen werden. Für die Rollreibung ist mit einer Reibungszahl von 0,001 ... 0,005 zu rechnen [46]. Durch die Verwendung von Schmiermedien werden die Reibungsarten noch durch die Schmierstoffreibung ergänzt.

Auf Basis der beschriebenen ingenieurmäßigen Behandlung der Reibung haben sich im Laufe vieler Forschungsanstrengungen erweiterte Modellbildungen und Erkenntnisse ergeben. Im Folgenden wird hieraus ein kleiner Auszug, der für diese Arbeit relevanten Themen, dargelegt.

Tabelle 1: Reibungszustände tribologischer Systeme nach [46]

Bezeichnung	Beschreibung	Darstellung
Festkörperreibung Sofern Gleitvorgang: μ : $0,1 \dots > 1$	Die blanken Oberflächen sind in Berührung.	
Grenzreibung Sofern Gleitvorgang: μ : $0,01 \dots 0,2$	Auf den Oberflächen befinden sich Schmierstoffmoleküle	
Mischreibung Sofern Gleitvorgang: μ : $0,01 \dots 0,1$	Oberflächen sind partiell durch Schmierfilm getrennt	
Flüssigkeitsreibung Sofern Gleitvorgang: μ : $0,001 \dots 0,01$	Oberflächen sind vollständig durch Schmierfilm getrennt	

2.4 Reibung am Wälzlager

Am Wälzlager können alle in Bild 4 dargestellten Reibungsarten auftreten. An welchen Stellen diese in Erscheinung treten und welchen Einfluss die Reibungsarten auf das Gesamtdrehmoment haben ist allerdings von der Bauart und teilweise auch von den Betriebsbedingungen abhängig. In Bild 5 werden die möglichen Wirkstellen der Reibungsarten für das Nadelager exemplarisch an einem Lagerausschnitt dargestellt.

Im Kontakt Wälzkörper/Laufbahn liegt für die Prüflager Rollreibung vor. Wie es bereits für den Rollkontakt erwähnt wurde, gibt es aber auch hier Bereiche, die Mikroschlupf aufweisen können. Beispielhaft lässt sich dies anhand der Profilierung von Wälzkörper oder eventuell auch Laufbahn verdeutlichen. Aufgrund der damit verbundenen Krümmung des HERTZschen Kontakts senkrecht zur Bewegungsrichtung entstehen zusätzlich Gleitbewegungen.

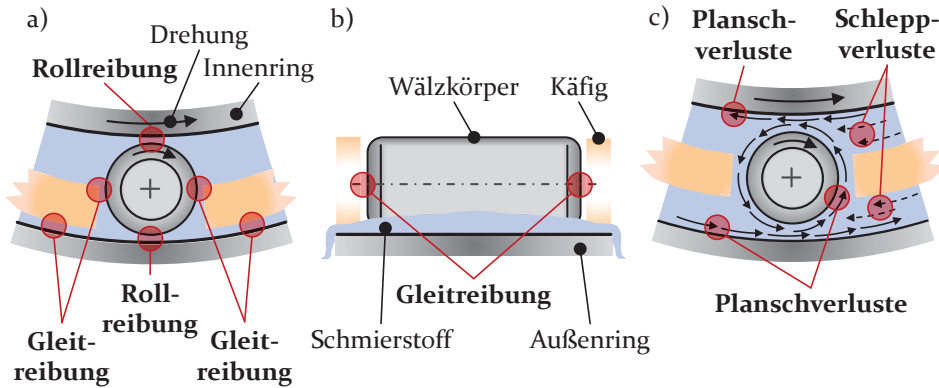


Bild 5: Reibungsarten am Nadellager nach [172]:
 a) Wälzkörper/Laufbahn, Käfig/Laufbahn, Wälzkörper/Käfig;
 b) Wälzkörper/Käfig;
 c) hydraulische Verluste nach [101]

Für den vorliegenden Rollkontakt eines zylindrischen Wälzkörpers gibt es daher nur zwei Punkte, siehe Bild 6, in denen keine Gleitbewegungen auftreten. BOWDEN und TABOR [35], sowie KISPERT [106] konnten durch Ihre Forschungsaktivitäten zeigen, dass diese Gleitanteile allerdings nur einen geringen Beitrag zur Gesamtreibung leisten. Weiterhin bedingt auch die Verformung der Kontaktpartner für das Rollen einen Bewegungswiderstand. In Rollrichtung ergibt sich vor dem Wälzkörper eine Materialaufwerfung und unmittelbar dahinter eine Materialeinschnürung [82]. Trotz der elastischen Verformung des Materials während einer Überrollbewegung wird aufgrund der Werkstoffdämpfung [53] in Form von Hystereseverlusten innerhalb eines Be- und Entlastungszyklus des Werkstoffs Energie verbraucht [82].

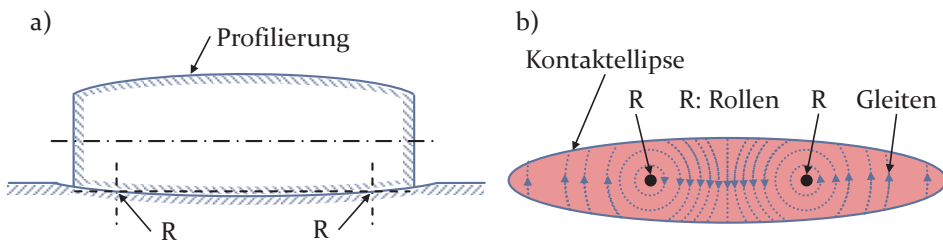


Bild 6: Kontakt zwischen Wälzkörper und Laufbahn nach [82]:
 a) Schnittansicht der Wälzkörper und Laufbahnverformung;
 b) Reibungsarten innerhalb der HERTZschen Kontaktellipse

Ist außerdem ein Schmiermedium vorhanden, so ergibt sich ein weiterer Widerstand durch die Schmierstoffkompression, die auf dem Einzug des

Schmiermediums in den Schmierspalt und der Ausbildung der Druckellipse während des Schmierfilmaufbaus basiert [155]. Die für die Rollreibung zu erwartende Reibungszahl, siehe oben, zeigt, dass das Ausmaß der dargestellten Reibungsbestandteile insgesamt als gering zu beurteilen ist.

An den Kontaktstellen Käfigtasche/Wälzkörper (Käfigsteg/Wälzkörper, Käfiginnenfläche/Wälzkörperstirnfläche), Käfigstirnfläche/Wellenschulter und Käfigmantelfläche/Außenringlaufbahn tritt Gleitreibung auf. Die resultierenden Reibungsmomente sind im Allgemeinen von den Wälzkörper- und Käfiglasten abhängig [82]. Grundsätzlich sind bei ausreichender Schmierung und gewöhnlichen Betriebsbedingungen diese Kräfte gering einzuschätzen [155]. Sie können aber in Bezug auf eine Lagerumdrehung durchaus variieren. Ursachen sind die Beschleunigung und Verzögerung der Wälzkörper beim Eintreten und Verlassen der Lastzone oder bei Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgängen [155] und sich ändernde Schmierbedingungen. Für außengeführte Käfige kann zudem die Exzentrizität des Käfigmittelpunkts Einfluss nehmen. Dies wird sich insbesondere für die im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Wälzlager im späteren Verlauf der Arbeit noch zeigen. Aus Sicht des Wälzlagerkonstruktors können die vorliegenden Belastungen durch die Gestaltung der Käfiggeometrie beeinflusst werden [82].

Für die Verwendung von Schmiermedien werden in Bild 5 c) außerhalb der Schmierspalt zusätzlich wirkende Kräfte aufgezeigt. Sie sind auf hydraulische Verluste zurückzuführen, die von der Schmierstoffmenge, Schmierstoffviskosität – folglich auch von der Temperatur und dem Schmierstoffdruck – und von der Lagergeometrie (Freiräume innerhalb des Lagers, Förderwirkung der Lagerelemente) abhängen [155]. Die hydraulischen Verluste steigen im Allgemeinen mit zunehmender Drehzahl solange an, bis durch die verstärkte Verdrängung des Schmierstoffs aufgrund der frequenten Überrollung das Schmiermedium in der Laufbahn reduziert wird [192] und die Verluste wieder sinken [112]. Eine Möglichkeit, um die im Schmierspalt zwischen Wälzkörper und Laufbahn resultierenden Schubspannungen des Fluids zu berechnen, bietet Gleichung (10) aus Abschnitt 2.5.

2.5 Schmierung

Wie bereits Tabelle 1 zeigt, ist die Schmierung der Kontaktpartner ein wichtiger Einflussparameter für die Ausbildung der möglichen Reibungszustände, die ihrerseits wiederum die resultierende Reibung maßgeblich bestimmen. Eine zentrale Bedeutung kommt hier dem Sachverhalt zu, ob die Oberflächen der Kontaktpartner durch den Schmierstoff getrennt werden

können oder nicht. Daher ist es naheliegend, dass sich im Laufe der Zeit Beschreibungsgrößen für diese Bedingung entwickelt haben. Eine mögliche Kenngröße ist die spezifische Schmierfilmhöhe Λ nach DIN ISO 281 [15]. Diese kann nach Gleichung (3) berechnet werden [82].

$$\Lambda = \frac{h}{(s_m^2 + s_R^2)^{1/2}} \quad (3)$$

Hierbei ist h die Schmierfilmdicke für mathematisch glatte Oberflächen, siehe Bild 7, und s_m und s_R sind Rauheitskennwerte (quadratischer Mittenrauwert) zur Beschreibung des Oberflächenzustands der Laufbahn und des Wälzkörpers. Eine weitere Möglichkeit den Schmierzustand zu beschreiben ist das Viskositätsverhältnis κ nach [15], das das Verhältnis aus der tatsächlichen kinematischen Viskosität ν des Schmierstoffs im Betrieb und einer empfohlenen kinematischen Bezugsviskosität ν_1 wiedergibt, siehe Gleichung (4).

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1} \quad (4)$$

Für beide Kennwerte konnten durch zahlreiche Untersuchungen signifikante Grenzwerte ermittelt werden, die Rückschlüsse auf die Qualität der Schmierung und letztlich auch auf die Lagerlebensdauer und Reibung erlauben. Einen Anhaltspunkt für die erzielten Ergebnisse geben die Kurvenverläufe in Bild 8.

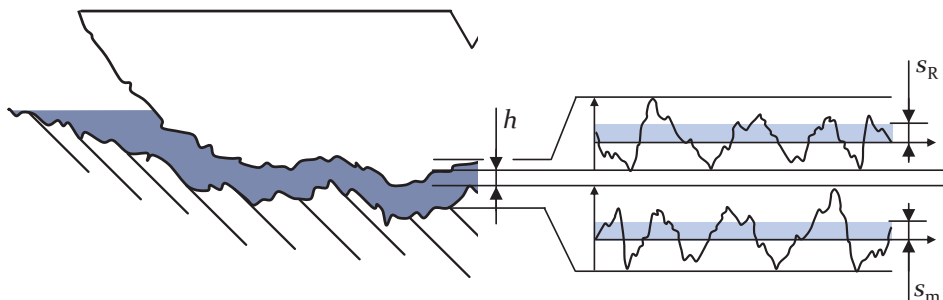


Bild 7: Kenngrößen zur Berechnung von Λ nach [82]: Kenngrößen des Rauheitsprofils nach DIN EN ISO 4287 [4] zur Berechnung von Λ

Für die spezifische Schmierfilmhöhe Λ zeigt sich, dass für Werte $\Lambda \geq 4$ mit einer tatsächlichen Lebensdauer gerechnet werden kann, die die nominelle Lebensdauer wesentlich übersteigt. Dies konnte auch HARRIS [79] bestätigen. Gemäß BAMBERGER et al. [7], Bild 8, ergibt sich für $\Lambda < 1,5$ eine Reduktion der erwarteten Lebensdauer während HARRIS [79] als Grenzwert $\Lambda < 1$ angibt.

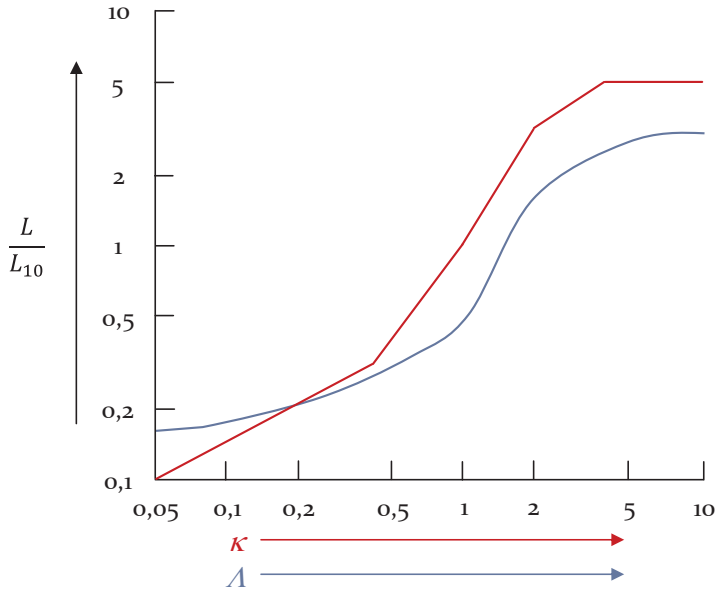


Bild 8: Verhältnis der erreichbaren Lebensdauer zur berechneten Lebensdauer in Abhängigkeit: a) des Viskositätsverhältnisses κ nach [59]; b) der spezifischen Schmierfilmhöhe Λ nach [7]

Weiterhin weisen HARRIS und KOTZALAS [82] darauf hin, dass sich für Werte $\Lambda > 4$ noch wesentlich höhere Lebensdauern ergeben können als in Bild 8 angedeutet, sofern sauberes Schmieröl verwendet wird. Bei Auftreten größerer Gleitanteile kann der Kurvenverlauf jedoch auch wesentlich unterschritten werden [82]. Nicht nur hier zeigen sich Abweichungen, sondern auch TALLIAN [177] und SKURKA [168] weisen für die Abhängigkeit der Lebensdauer von der spezifischen Schmierfilmhöhe etwas andere Verläufe für das Diagramm nach Bild 8 aus. Die Werte entsprechend Bild 8 sind daher als Anhaltswerte zu verwenden. Für das Viskositätsverhältnis κ zeigt sich sowohl in Bild 8 als auch in DIN ISO 281 [15], dass für $\kappa = 1$ die nominelle Lebensdauer erreicht wird und sich somit ein ausreichend trennender Schmierfilm aufbauen lässt. Für $\kappa \geq 3 - 4$ kann nach [153] mit einer deutlich längeren Lebensdauer gerechnet werden. Dies stimmt auch mit Bild 8

überein. Die notwendigen Bezugsviskositäten ν_1 können DIN ISO 281 entnommen werden, wobei zu berücksichtigen ist, dass diese Werte für Mineralöle und Laufbahnflächen guter Qualität erstellt wurden. Die Ausführungen zeigen, dass die typischen Grenzwerte für die beiden Kennwerte zur Beschreibung des Schmierungs Zustands maßgeblich durch den Aspekt der Lagerlebensdauer beeinflusst wurden. Historisch gesehen steht natürlich meist der Gedanke der Lagerlebensdauer im Vergleich zum Lagerreibungsmoment im Vordergrund. Da aber die Lebensdauer, wie es die Untersuchungen von HARRIS [79] zeigen, auch unmittelbar mit dem Grad der Oberflächentrennung beziehungsweise dem Traganteil des Schmierfilms an der Lagerlast in Verbindung steht und dies ebenfalls entscheidend für die vorliegende Reibung ist, siehe Tabelle 1, lassen diese Werte auch Rückschlüsse auf das Reibungsverhalten zu. Beeinflusst der Traganteil des Schmierfilms in Bezug auf die Lebensdauer, ob eine oberflächeninduzierte Schädigung oder klassische Ermüdung am Wälzlager auftritt, so kann in Bezug auf die Reibung der Festkörperreibanteil an der Gesamtreibung anhand des Traganteils des Schmierfilms definiert werden. Dieses Vorgehen wendet beispielsweise KOCH [110] an, um die Reibung am Rolle-Bord-Kontakt zu berechnen und bezieht sich hierbei auf von ZHOU und HOEPFICH [194] ermittelte Lasttraganteile für variierende λ Werte in Abhängigkeit von verschiedenen Oberflächengüten.

Liegen zwei Kenngrößen vor, die den gleichen Sachverhalt zu beschreiben versuchen, resultiert hieraus häufig das Problem, dass Unsicherheit besteht, welche Größe letztlich anzuwenden ist. So verhält es sich auch für die beiden vorgestellten Parameter [126]. λ wurde durch TALLIAN et al. [178] im Jahr 1964 eingeführt und κ wurde schließlich durch ANDREASON und SNARE [22] 1975 vorgestellt. Bereits die Veröffentlichungszeitpunkte beider Kennwerte lassen darauf schließen, dass κ eine Weiterentwicklung/Verbesserung zu λ darstellt. Dies bestätigt auch die Verwendung von κ in der DIN ISO 281 [15]. Ursächlich hierfür ist die abweichende Definition beider Kenngrößen. Die spezifische Schmierfilmhöhe λ ist eine rein geometrische Beschreibung des Schmierungs Zustands, da sie ausschließlich auf maßlichen Parametern basiert. Implizit ist hier der Grundgedanke, dass ein Schmierfilm in der Größenordnung der Oberflächenrauheiten der Kontaktpartner eine Trennung der Oberflächen bewirkt, zu erkennen. Die oben dargestellten Abweichungen zwischen HARRIS [79] und BAMBERGER et al. [7], was charakteristische Grenzwerte für λ betrifft, zeigen, dass λ als Beschreibungsparameter für Wälzlager nur bedingt geeignet ist. Noch deutlicher veranschaulichen dies die Ausführungen von KINGSBURY [103], der entgegen den Erwartungen für Anwendungen mit

geringem λ auf akzeptable Lebensdauern verweisen kann. Andererseits berichten CANN et al. [40] trotz großem λ von Berührungen der Kontaktoberflächen. Die Definition von κ bezieht sich daher nicht ausschließlich auf geometrische Kenngrößen. Neben den geometrischen Parametern wie Schmierfilmhöhe und quadratischem Mittenrauwert werden auch Mangelschmierungseffekte berücksichtigt [84]. κ ist im Allgemeinen so angelegt, dass sich für $\kappa=1$ auch für λ ein Wert von 1 ergeben soll [84]. Sofern Wälzlager mit üblicher Oberflächenqualität vorliegen, ermöglicht κ daher eine Beurteilung des Schmierungs Zustands auch ohne exakter Kenntnis der tatsächlichen Oberflächenqualität, die für den Anwender häufig nicht bekannt ist. Ein weiterer Vorteil von κ ist darin begründet, dass noch zusätzliche Aspekte wie beispielsweise die Oberflächenglättung durch Verformung der Rauheitsspitzen aufgrund der hohen Kontaktdrücke innerhalb der HERTZschen Kontaktzone, die einen Anstieg der tatsächlichen Schmierfilmhöhe bewirkt, berücksichtigt werden können [126]. Eine Umrechnung beider Faktoren ist eher als kritisch zu beurteilen, auch wenn DIN ISO 281 [15] hierfür eine Umrechnungsvorschrift angibt. Diese kann nur als grober Richtwert angesehen werden, da nicht zwischen Punkt- und Linienkontakt unterschieden wird wie es in ISO/TR 1281-2 [12] erfolgt. Gegen einen direkten Vergleich spricht außerdem, dass λ wie bereits erläutert keine Mangelschmierungseffekte berücksichtigt. Absolute Grundvoraussetzung für einen nicht gänzlich fehlerbehafteten Vergleich ist die Verwendung des gleichen Ansatzes zur Berechnung der Schmierfilmhöhe h [126]. Für Wälzlager ist daher die Verwendung von κ zur Beschreibung des Schmierungs Zustandes im Wälzkontakt zu empfehlen [126].

Die theoretischen Berechnungsgleichungen nach DOWNSON [51] oder HAMROCK und DOWNSON [77] zur Ermittlung der Schmierfilmhöhe h , die zur Berechnung sowohl von λ als auch von κ notwendig ist, setzen einen vollständig gefluteten Schmier spalt, also eine ausreichende Schmierstoffversorgung, voraus. In realen Anwendungen gibt es allerdings Bedingungen, für die diese Annahme nicht zutreffend ist. Derartige Zustände sind durch den Begriff des Starvation-Effekts [43, 192] geprägt, der eine Mangelschmierung des Wälzkontaktes beschreibt. In diesem Zustand ist keine ausreichende lokale Schmierstoffmenge vorhanden, um einen Schmierfilm der Höhe, wie er anhand der genannten Berechnungsmodelle theoretisch ermittelt wurde, aufzubauen. Folglich reduziert sich die effektive Schmierfilmdicke h und möglicherweise ist eine Trennung der Kontaktoberflächen trotz einer ausreichenden globalen Schmierstoffmenge nicht mehr gegeben. Ein Modell anhand dessen dieser Effekt beschrieben werden kann ist das Meniskus-Modell [82], siehe Bild 9.

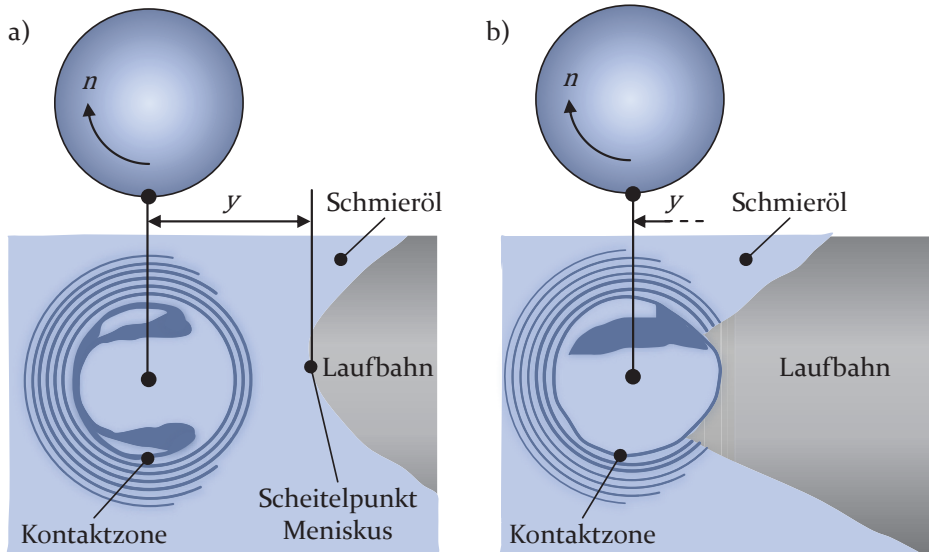


Bild 9: Beschreibungsmodell zur Ausbildung von Mangelschmierung im Wälzkontakt an einer Interferometrieskizze nach [41, 82]:
a) Vollschmierung; b) Mangelschmierung

Aufnahmen von CANN und LUBRECHT [41] zeigen im Einlassbereich des Wälzkontakts eine halbmondförmige Schmierfilmbildung (Meniskus). Hat der Scheitelpunkt des Meniskus zum Mittelpunkt der Kontaktellipse einen Abstand y , der größer ist als die kleine Halbachse der Kontaktzone, so liegt eine ausreichende Schmierung vor. Ist der Abstand kleiner, so liegt Mangelschmierung vor und die resultierende Schmierfilmdicke reduziert sich. Die folgenden Parameter können den Starvation-Effekt beeinflussen [69]:

- Lagerbauart, -dimension, Topologie der Laufbahnoberfläche
- Überrollungsfrequenz
- Schmierstoffart, -menge, -viskosität, -temperatur

Gemäß den vorangegangenen Ausführungen wird deutlich, dass dem Schmiermedium eine wichtige Rolle zukommt. Im weiteren Verlauf werden daher wichtige Kenngrößen zur Beschreibung der Schmierstoffeigenschaften dargestellt. Da im Rahmen dieser Arbeit ausschließlich mit Schmieröl gearbeitet wurde, wird auf die Besonderheiten der Schmierfette nicht eingegangen. Tabelle 2 und Tabelle 3 geben eine Übersicht über relevante Zusammenhänge.

Tabelle 2: Einfluss von Temperatur und Druck auf die Schmierstoffeigenschaften

<p>Verhalten der Dichte: $\rho = f(p, T)$</p>	<p>Verhalten der Viskosität: $\nu = f(p, T)$</p>
---	--

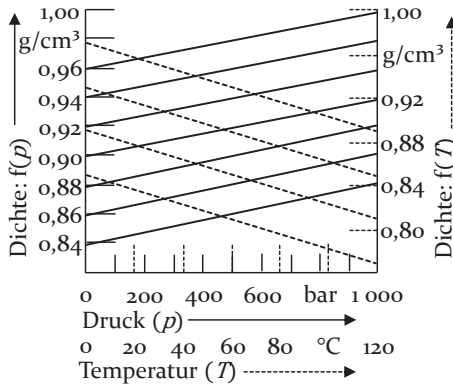


Bild 10: Druck- und Temperaturabhängigkeit der Dichte von Schmierstoffen nach [13]

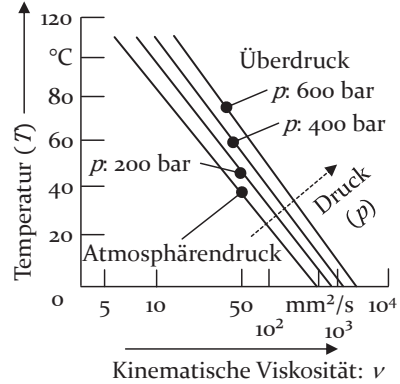


Bild 11: Druck- und Temperaturabhängigkeit der Viskosität eines Öls nach [120]

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \frac{V}{V_0} = [1 + a \cdot (T - T_0)] \cdot \left\{ 1 - \frac{1}{1 + K_0'} \cdot \ln \left[1 + \frac{p}{K_0} \cdot (1 + K_0') \right] \right\} \quad (5)$$

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (6)$$

$$\log \log(\nu_1 + 0,8) = \log \log(\nu_2 + 0,8) - m \cdot \log \frac{T_1}{T_2} \quad (7)$$

$$\eta(\vartheta, p) = \eta_0 \cdot \exp \left\{ (\ln[\eta(\vartheta)] + 9,67) \cdot \left[-1 + \left(1 + \frac{p}{p_0} \right)^{B_{\eta 1}} \cdot \left(\frac{\vartheta - 138}{\vartheta_0 - 138} \right)^{-B_{\eta 2}} \right] \right\} \quad (8)$$

Eine erste wichtige Kenngröße zur Beschreibung von Flüssigkeiten im Allgemeinen ist deren Dichte. Die Dichte ist allerdings keine Konstante, sondern variiert in Abhängigkeit von den Umgebungsbedingungen. Ein technisches Beispiel, das sich dieses Verhalten zu Nutze macht, sind Flüssigkeits-Glasthermometer nach VDI/VDE 3511 [14] zur Messung der Außentemperatur. Sie nutzen die thermisch bedingte Ausdehnung einer definierten Menge an thermometrischer Flüssigkeit (z. B.: Alkohol), um die Temperatur anzuzeigen. Die Dichte, definiert als das Verhältnis aus *Masse/Volumen*, der thermometrischen Flüssigkeit verringert oder vergrößert sich folglich bei Temperaturanstieg/-abfall. Ähnlich, siehe Bild 10, verhält es sich auch mit den zur Schmierung typischerweise verwendeten Mineralölen, deren Dichte sich aufgrund der reibungsbedingten Temperaturerhöhung im Wälzkontakt ändert. Ein Temperaturanstieg führt bedingt durch die Volumenausdehnung zu einer Reduktion der Dichte. BAIR und WINER [24, 25] konnten beobachten, dass das Schmieröl in einem konzentrierten Kontakt mit hohen Pressungen, wie dem Wälzkontakt, zudem in einen glasartigen, verfestigenden Zustand übergeht. Dies zeigt neben einer Viskositätsänderung, dass die Dichte außerdem eine Funktion des Drucks ist, siehe Bild 10. Zur Berechnung der vorliegenden Dichte sind daher beide Einflüsse zu berücksichtigen. Eine Möglichkeit bietet Gleichung (5) nach [82]. Eine weitere Beschreibungsgröße von Fluiden ist deren Fließverhalten, das durch die bereits genannte Viskosität abgebildet wird. Für die Viskosität gibt es zwei unterschiedliche Kennwerte. Einerseits existiert die dynamische Viskosität η und andererseits die kinematische Viskosität ν [27]. Beide Werte stehen über die Dichte in direkter Verbindung miteinander [27], siehe Gleichung (6). Anhand von Gleichung (6) und dem beschriebenen Verhalten der Dichte wird klar, dass zumindest die kinematische Viskosität ebenfalls eine Funktion des Drucks und der Temperatur sein muss. Aber auch für die dynamische Viskosität hat sich eine Abhängigkeit von Druck und Temperatur gezeigt [151]. Dieses Verhalten kann in guter Näherung durch die von ROELANDS [151] entwickelte Gleichung (8) ausgedrückt werden. Für die Wälzlagertechnik ist zur Berechnung von κ die kinematische Viskosität, zumindest für empirische Untersuchungen, von größerer Relevanz. Da in Schmieröldataenblättern die kinematische Viskosität üblicherweise für zwei unterschiedliche Temperaturen angegeben wird, kann nach dem Vorgehen von UBBELOHDE [181] und WALTHER [186] entsprechend DIN 51563 [10] für einen bestimmten Druck das Temperaturverhalten der Schmieröle graphisch dargestellt, siehe Bild 11, oder nach Gleichung (7) berechnet werden. Die Druckabhängigkeit wird durch die Kurvenschar in Bild 11 verdeutlicht.

Die Viskosität ist jedoch noch von einer weiteren Größe der sogenannten Scherrate, die nach Gleichung (9) berechnet werden kann, abhängig. Besteht zwischen den Oberflächen zweier Kontaktpartner im Schmierpalt h in Bewegungsrichtung eine Geschwindigkeitsdifferenz v , so wird das Fluid geschert. Dieser Geschwindigkeitsgradient führt gemäß Gleichung (10) zu Schubspannungen, die einen Bewegungswiderstand also die Flüssigkeitsreibung ergeben. Alle Flüssigkeiten (z.B.: Wasser, Mineralöle ohne polymere Additive [27, 124]), die dieser Gesetzmäßigkeit für beliebige Scherraten folgen, werden als NEWTONsche Flüssigkeiten bezeichnet, da Gleichung (10) auf NEWTON [131] zurückgeht.

Tabelle 3: Einfluss der Scherrate auf die Viskosität

Verhalten der Viskosität: $\eta = f(\dot{\gamma})$

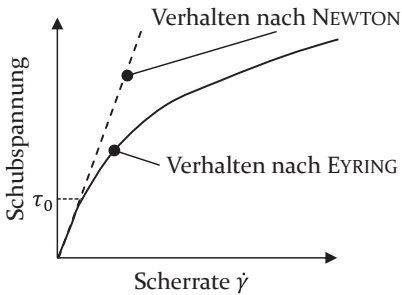


Bild 12: Abhängigkeit der Schubspannung von der Scherrate nach [60]

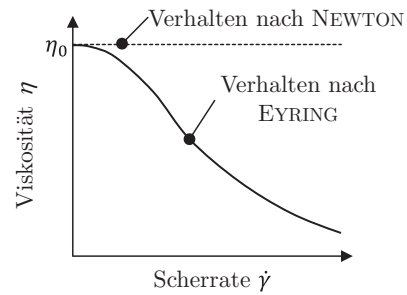


Bild 13: Abhängigkeit der Viskosität von der Scherrate nach [60]

$$\dot{\gamma} = \frac{dv}{dy} = \frac{v}{h} \quad (9)$$

$$\tau = -\eta \cdot \dot{\gamma} \quad (10)$$

$$\eta = \frac{\tau_0}{\dot{\gamma}} \cdot \sinh\left(\frac{\tau}{\tau_0}\right) \quad (11)$$

Für typische Schmierstoffe hat sich jedoch gezeigt, dass diese für hohe Scherraten von der beschriebenen Gesetzmäßigkeit abweichen [27, 141, 188], siehe Bild 12. Die genutzten Schmierstoffe sind in der

Regel nämlich keine reinen Mineralöle, sondern additivierte Schmierstoffe auf Mineralölbasis. Typische Zusätze sind EP-Additive und VI-Verbesserer, die aus langkettigen Polymeren bestehen [81]. Folglich ändert sich die Viskosität in Abhängigkeit von der Scherrate, siehe Bild 13. Ein häufig angewandter Ansatz, um diesen Sachverhalt abzubilden, ist das Vorgehen nach EYRING [60] [27]. Gleichung (11) gibt den zugehörigen mathematischen Zusammenhang wieder.

Nachdem nun die Eigenschaften kennzeichnenden Parameter des Schmiermediums bekannt sind, ist noch die Ermittlung der Schmierfilmdicke h von Interesse. Da Wälzkontakte sehr konzentrierte Kontakte darstellen, für die Pressungen von 2 000 MPa nicht unüblich sind, werden die Oberflächen und Randbereiche der Kontaktkörper in der Druckzone elastisch verformt [82]. Aus diesem Grund ist die korrekte Schmierfilmdicke nur mit Hilfe der Elastohydrodynamik (EHD) bestimmbar [82]. DOWSON und HIGGINSON [50] konnten so die resultierende Druckverteilung und den Verlauf der Schmierfilmdicke in der Kontaktzone abbilden, siehe Bild 14. Im Vergleich zur HERTZschen Pressungsverteilung ergeben sich leichte Abweichungen. Von besonderer Bedeutung ist die am Auslauf des Kontakts auftretende zweite Druckspitze. Dort erfährt der Schmierpalt eine Einschnürung und die Schmierpaltweite wird reduziert, sodass sich die minimale Schmierpaltweite h_{\min} ergibt. Im übrigen Schmierpalt ist der Schmierfilm konstant [164]. Für den Linienkontakt berechnet sich basierend auf [49] die minimale Schmierfilmdicke für eine bekannte Last, Viskosität, Drehzahl, Geometrie und bekannte Materialeigenschaften schließlich nach Gleichung (12) [155].

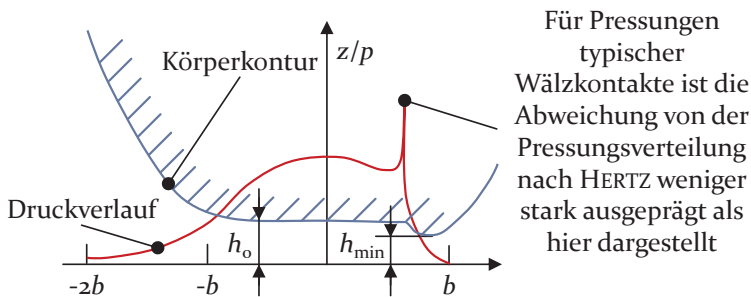


Bild 14: Schmierfilmdicken am elastisch verformten Körper (EHD-Theorie) und korrespondierender Druckverlauf nach [50]

Wie bereits in Bild 7 angedeutet, haben reale Wälzlagererelemente keine perfekt glatten Oberflächen, wie für die Berechnung der Schmierfilmdicke angenommen [82]. Die charakteristische Oberflächentopographie von

Wälzflächen wird maßgeblich durch die genutzten Fertigungsprozesse bestimmt und kann daher variieren. PATIR und CHENG [139] konnten zeigen, dass – in Bezug zur Wälzrichtung – querorientierte Oberflächentopographien größere Schmierfilmdicken ergeben als längsgerichtete. GUANGTENG et al. [72, 73] stellten zudem fest, dass die Schmierfilmdicken der tatsächlichen rauen Oberflächen geringere Werte aufweisen als die Berechnungen für geometrisch ideale Flächen ergeben. Mit diesen Effekten ist vornehmlich im Bereich geringer Filmhöhen zu rechnen, während für große Schmierpalte die Oberflächentopographie von geringerer Bedeutung ist [73, 99].

$$h_{\min} = \frac{2,65 \cdot \alpha^{0,54} \cdot (\eta \times v)^{0,7}}{\left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right)^{0,43} \cdot \left(\frac{Q}{L}\right)^{0,13}} \cdot \left(\frac{E}{1 - \left(\frac{1}{m}\right)^2}\right)^{-0,03} \quad (12)$$

2.6 Wälzlagerreibung – Berechnungsansätze

Die bisherigen Ausführungen haben in einem kurzen Überblick bereits einen ersten Eindruck von der Komplexität des Mechanismus Reibung vermittelt. Dieser Sachverhalt macht den Umgang mit der Reibung besonders schwierig. Trotz alledem verlangt der ingenieurtechnische Alltag eine handhabbare Lösung für dieses Problem. Einen möglichen Ansatz zur Berechnung des Lagerreibungsmomentes hat STRIBECK [174] entwickelt und Gleichung (13) zur Verfügung gestellt.

$$M = \mu \cdot F \cdot \frac{d}{2} \quad (13)$$

In Analogie zu Gleichung (2) wird auch hier von einer Proportionalität zwischen Bewegungswiderstand (Lagerreibungsmoment) und Belastung ausgegangen. Dieser Zusammenhang unterliegt allerdings einer Beschränkung auf mittlere Belastungen und Drehzahlen. Zudem basieren die ermittelten Reibungszahlen ausschließlich auf Öl als Schmiermedium [66]. Weiterhin erfordert dieses Vorgehen für variierende Wälzlagertypen unterschiedliche Proportionalitätsfaktoren, sodass PALMGREN [138] und ESCHMANN [58] weitere Werte ergänzt haben. STÜBER [176] hat aufbauend auf den Ansatz von STRIBECK für Wälzlager im Mischreibungsgebiet eine Berechnungsvorschrift für die Reibungszahl entwickelt, siehe Gleichung (14).

$$\mu = f \cdot F^x \cdot v^y \cdot n^z \quad (14)$$

Einen weiteren Ansatz zur Vorhersage der Lagerreibung hat PALMGREN [137] 1957 vorgestellt. Hierbei wird zwischen einem lastunabhängigen Anteil, dessen Ursache in hydraulischen Verlusten gesehen wird und einem lastabhängigen Anteil unterschieden. Die zugehörigen Berechnungsmöglichkeiten zeigen Gleichung (15), (16) und (17).

$$M = M_0 + M_1 \quad (15)$$

$$M_0 = f_0 \cdot d_m^3 \cdot (v \cdot n)^{2/3} \quad (16)$$

$$M_1 = f \cdot F \cdot d_m \cdot \left(\frac{F}{C_0}\right)^c \quad (17)$$

Diese Gleichungen wurden im Laufe der Zeit von verschiedenen Forschern um diverse Aspekte erweitert. So hat PALMGREN [138] selbst für den lastunabhängigen Anteil noch den Effekt der Gasbildung und für den lastabhängigen Anteil den Einfluss der Lastrichtung ergänzt. Da JEDRZEJEWSKI et al. [95] festgestellt haben, dass die Berechnungsgleichungen nach PALMGREN für Minimalmengenschmierung zu hohe Werte ergeben, haben sie für das lastunabhängige Reibungsmoment für unterschiedliche Schmiermedien veränderliche Exponenten für das Produkt aus v und n eingeführt und überarbeitete Werte für den Beiwert f_0 angegeben. Für den Bereich tiefer Temperaturen konnte auch HOLLATZ [92] eine merkliche Abweichung der nach Gleichung (15) berechneten Reibung von den von ihm gemessenen Ergebnissen feststellen. Die sich für tiefe Temperaturen ergebenden geringeren Reibungen führt er auf lokale Temperaturerhöhungen im Schmierfilm zurück, die eine Reduzierung der Viskosität bewirken,

sodass die Gewichtung der Viskosität nach PALMGREN in zu hohen Werten für die Lagerreibung resultiert. Daher schlägt er einen reduzierten Wert des Exponenten von nur 0,51 anstelle von $2/3$ vor. Um auch den Einfluss der Lagervorspannung berücksichtigen zu können, modifizierte POTRYKUS [144] den lastabhängigen Anteil. FLÜGGEN [64] präziserte die Berechnungsgleichungen zur Wälzlagerreibung indem er anmerkte, dass das Verfahren nach PALMGREN nur im Bereich der Flüssigkeitsreibung Gültigkeit besitzt und identifizierte das Verhältnis aus lastunabhängigen und lastabhängigen Reibungsmoment als Indikator, um beurteilen zu können welcher Schmierungszustand vorliegt. Weiterhin führte er auch einen Beiwert zur Berücksichtigung der Bohrreibung ein. HILLMANN [86] beschäftigte sich im Rahmen der Ermittlung von Bezugsdrehzahlen näher mit dem Beiwert f_0 und konnte zeigen, dass dieser Wert für Fettschmierung niedriger ist als für Ölbadschmierung. Die ermittelte Reduktion von ca. 30 % kann allerdings nur für den Beharrungszustand nachgewiesen werden. Einen weiteren wichtigen Beitrag lieferte schließlich KISPERT [106, 107], der Gleichung (15) um einen axiallastabhängigen Anteil für axial belastete Zylinderrollenlager ergänzte, sodass sich Gleichung (18) ergibt.

$$M = M_0 + M_1 + M_2 \quad (18)$$

Wobei M_2 nach Gleichung (19) berechnet wird.

$$M_2 = f_2 \cdot F_a \cdot d_m \quad (19)$$

Diese Erweiterung findet sich bis heute in Herstellerangaben, siehe [155]. Zur Bestimmung des Beiwertes f_2 verwendet KISPERT das Viskositätsverhältnis κ . Neben den Erweiterungen und Modifikationen des Berechnungsvorgehens nach PALMGREN, haben sich auch alternative Ansätze entwickelt. So haben GAFITANU et al. [67] einen Ansatz entwickelt, der es ermöglicht den Einfluss der Ölmenge im Lager zu berücksichtigen. ZHOU und HOEPRICH [194] unterscheiden in ihrem Rechenmodell zur Berechnung des Gesamtriebungsmomentes von Kegelrollenlagern die Anteile Roll- und Gleitreibung des Wälzkörper-/Laufbahnkontakts, das Reibungsmoment im Wälzkörper-/Bordkontakt, das Reibungsmoment im Wälzkörper-/Käfig-

kontakt und das Reibungsmoment aufgrund der Schmierstoffverdrängung. Dieses Vorgehen erfolgt aber bereits rechnerunterstützt. Auf dieser Basis hat auch STEINERT [172] eine Methodik entwickelt, die das Gesamtreibungsmoment von Kugellagern mit bordgeführtem Käfig analysiert. Unterschieden wird die Verformungsarbeit des Wälzkörpers, die Rollreibung am Lagerring-/Kugelkontakt, die Bohrreibung am Lagerring-/Kugelkontakt, die Gleitreibung am Lagerring-/Käfigkontakt und die Gleitreibung am Kugel-/Käfigkontakt. Ein rein analytisches Verfahren, das die einzelnen Reibungsanteile differenziert berücksichtigt, ist von SKF [167] bekannt. Hierbei setzt sich das Gesamtreibungsmoment aus den Bestandteilen Roll-, Gleit- und Dichtungsreibung, sowie aus dem Reibungsmoment, das aus Strömungs-, Plansch- oder Spritzverlusten resultiert, zusammen. Die einzelnen Elemente können anhand separater Gleichungen berechnet werden. Das genaue Vorgehen kann [167] entnommen werden. Da der Fokus dieser Arbeit auf der Analyse von Nadellagern liegt, soll noch der Ansatz von CHIU und MYERS [44] genannt werden. Die Autoren haben eine empirische Gleichung, siehe Gleichung (20), explizit zur Berechnung der Lagerreibung von Nadellagern ermittelt.

$$M = d_m \cdot (4,5 \cdot 10^{-7} \cdot v^{0,3} \cdot n^{0,6} + 0,12 \cdot F_r^{0,41}) \quad (20)$$

Insgesamt haben sich in der jüngeren Vergangenheit vornehmlich rechnerunterstützte Verfahren durchgesetzt, um dem umfangreichen Prozess der Reibungsentstehung am Wälzlager gerecht zu werden. An dieser Stelle können nur beispielhaft einige wenige Arbeiten genannt werden. LUBENOW [118] und KOCH [110] haben sich im Speziellen mit der Abbildung der Bordreibung beschäftigt. STAHL [170] hat ein Verfahren zur Berechnung des Reibungsmomentes bei Kollektivbelastungen erarbeitet und WESCHTA [188] hat sich mit der Analyse des Einflusses von Mikrotexturen in elastohydrodynamischen Gleit/Wälzkontakten im Allgemeinen beschäftigt. Besonders zu erwähnen sind in diesem Kontext die Arbeiten von HEIDER [85], V. HOLLEN [93], KIENE [102], LIANG [116] POTTHOFF [145], RAPHAEL [149] und SIEPMANN [166], da sie sich mit der Simulation von Wälzlagern in Beschleunigungsfeldern befassen. Eine genauere Analyse der Ergebnisse dieser Arbeiten erfolgt in Abschnitt 2.11. Die jeweiligen Simulationswerkzeuge der Wälzlagerhersteller wie SCHAEFFLER und SKF haben bereits einen hohen Integrationsgrad bekannter Effekte erreicht und sind daher für die Reibungsberechnung gut zu verwenden. Angesichts der

zahlreichen in den vorhergehenden Abschnitten beschriebenen Einflussparameter werden bereits die Herausforderungen, die mit der Beschreibung der Reibung im Allgemeinen und der Wälzlagerreibung im Speziellen verbunden sind, deutlich. Die Vielzahl der unterschiedlichen Weiterentwicklungen, Alternativansätze und auch Forschungsarbeiten unterstreicht diesen Sachverhalt. Diese Situation bereitet aber nicht nur Forschern und Wälzlagerherstellern Schwierigkeiten, denn eine genaue Reibungsberechnung erfordert neben geeigneten Analyseansätzen und Hilfswerkzeugen vielmehr auch eine genaue Kenntnis/Beschreibung der Randbedingungen, die durch den Anwender zu erfolgen hat. Meist sind diese, zumindest in den frühen Phasen des Produktentwicklungsprozesses, nicht oder nur unzureichend bekannt. In Anlehnung an das Konzept der Bauteilauslegung [128], das zwischen Bauteildimensionierung und Tragfähigkeitsnachweis unterscheidet, wird empfohlen ein derartiges Vorgehen auch für die Reibungsauslegung anzuwenden, siehe Bild 15.

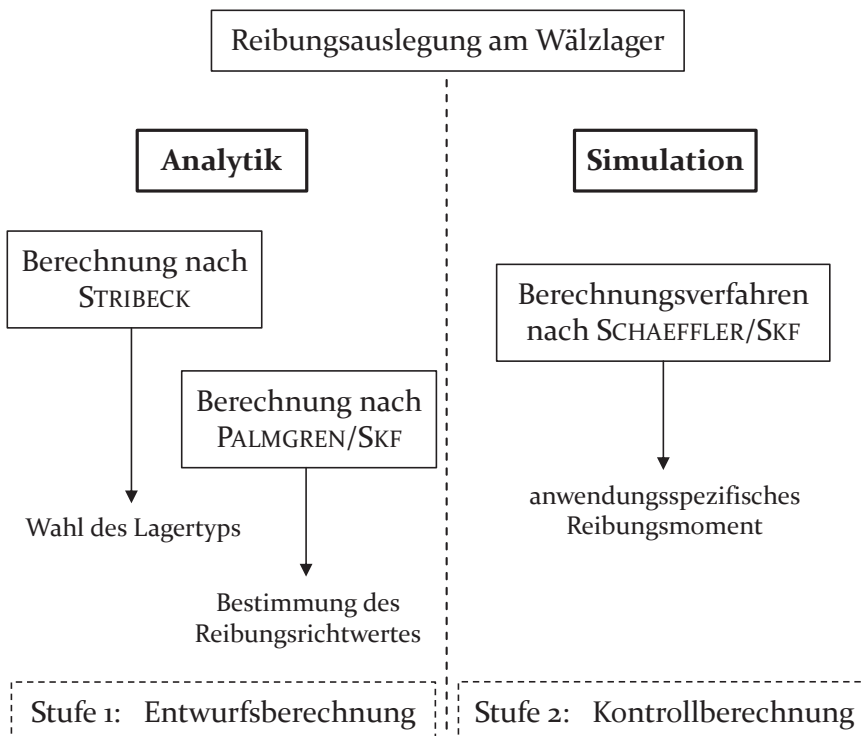


Bild 15: Vorgehensmodell zur Reibungsauslegung am Wälzlager

Anhand der einfachen analytischen Gleichungen (13) und (15) kann die geeignete Lagerart und ein erster Richtwert für das Reibungsmoment ermittelt werden. Da sich die hierfür notwendigen Eingangsdaten auf nur wenige Parameter beschränken, können diese Berechnungen häufig schon frühzeitig durchgeführt werden. So wird der Anwender befähigt den vorläufigen Entwurf seines technischen Systems zu erarbeiten. Um eine endgültige, belastbare Aussage über das zu erwartende Reibungsmoment treffen zu können, sind die Rahmenbedingungen der jeweiligen Anwendung möglichst exakt abzubilden, sodass alle Einflussparameter des Reibungsmechanismus berücksichtigt werden. Insbesondere die Wälzlagerhersteller haben hier im Laufe der Zeit sehr umfangreiche und detaillierte Simulationswerkzeuge entwickelt. Da diese meist nicht auf spezifische Lagerarten beschränkt sind und auf einem umfangreichen Erfahrungswissen basieren, eignen sich diese Programme besonders zur finalen Berechnung (Nachrechnung) der Wälzlagerreibung. Durch dieses zweistufige Vorgehen erfolgt eine adäquate Einordnung der vorhandenen Hilfsmittel, die für den Anwender zur Einschätzung der Aussagegüte des jeweiligen Werkzeugs wichtig ist und es zeigt sich, dass sowohl analytische als auch simulative Verfahren ihre Berechtigung haben.

2.7 Gleitlagerreibung – Berechnungsansätze

Bereits in Abschnitt 2.4 wurden die unterschiedlichen Reibungsarten am Wälzlager dargestellt und diskutiert. Hierbei hat sich deutlich ein erheblicher Anteil an Gleitkontakten im Lager abgezeichnet, insbesondere im Zusammenhang mit Käfigkontaktstellen. Eine einem Gleitlager ähnliche Kontaktsituation kann bei den verwendeten außengeführten Käfigen des Prüflagers zwischen Käfigmantelfläche und Außenringlaufbahn aufgrund des exzentrischen Laufs des Wälzlagers auf einer Kreisbahn auftreten. Daher soll in diesem Abschnitt ein kurzer Überblick über mögliche einfache analytische Verfahren zur Berechnung der Reibung am Gleitlager gegeben werden. Ein grundlegender Unterschied zwischen Wälz- und reinen Gleitkontakten liegt in der maximal auftretenden Belastung. Während im Wälzkontakt Pressungen von 2 000 MPa durchaus üblich sind, liegen diese bei Gleitlagern im Bereich von ca. 100 MPa [28]. Hieraus resultiert, dass im Gleitkontakt keine merklichen elastischen Verformungen der Partner vorliegen und der Vorgang der Schmierfilmbildung durch die Hydrodynamik beschrieben werden kann. EHD-Bedingungen für das Gleitlager sind nur für hohe Belastungen im Bereich des An- und Auslaufes bekannt [1], die für die stationären Betrachtungen der vorliegenden Arbeit nicht relevant sind. Der Schmierfilmaufbau erfolgt durch Einzug des Schmierstoffs in einen

sich verengenden Schmierspalt und dem damit einhergehenden Druckaufbau [128]. Ist der Druckaufbau ausreichend, sodass trennende Schmierfilme vorliegen, haben sie eine Dimension, die der Größenordnung der Rauheit der Kontakte entspricht. Die minimal zulässige Schmierspalthöhe kann somit nach [115] gemäß Gleichung (21) berechnet werden. Je nach effektiv wirksamer Schmierfilmdicke können für Gleitlager ebenfalls die Reibungszustände nach Tabelle 1 auftreten. Hat die Lagerdrehzahl die von Schmierstoffviskosität, Lagerlast und Oberflächenrauheit abhängige Übergangsdrehzahl – diese wird am sogenannten Ausklinkpunkt erreicht – überschritten, so herrscht Flüssigkeitsreibung und die Bedingung der minimal zulässigen Schmierspalthöhe wird erfüllt.

$$h_{\min, \text{zul}} \geq R_{Z,W} + R_{Z,S} + W_{t,W} + W_{t,S} \quad (21)$$

Für diesen Reibungszustand kann anhand analytischer Näherungsgleichungen der Wert für die zu erwartende Reibungszahl geschätzt werden. Nach [115] wird anhand der SOMMERFELDZahl So , siehe Gleichung (54), zwischen zwei Bereichen unterschieden für die jeweils andere Näherungsformeln anzuwenden sind. Für $So < 1$ kann Gleichung (22) herangezogen werden [184]. Diese basiert auf dem modifizierten Ansatz nach PETROFF [140].

$$\frac{\mu}{\psi} = \frac{3}{So} \quad (22)$$

Für SOMMERFELDZahlen $So > 1$ ist die von VOGELPOHL [184] überarbeitete Gleichung (23) zu verwenden.

$$\frac{\mu}{\psi} = \frac{3}{\sqrt{So}} \quad (23)$$

Für die Anwendung der bisher vorgestellten Gleichungen ist zu beachten, dass das für den Druckaufbau wichtige Breiten zu Durchmesser Verhältnis nicht berücksichtigt wird und sie somit per se nur eine Näherung darstellen. Können zudem die vorliegende relative Exzentrizität ε , der

Verlagerungswinkel β und das effektive relative Lagerspiel ψ_{eff} bestimmt werden, so erlaubt DIN 31652-1 [6] eine genauere analytische Bestimmung der Reibungszahl nach Gleichung (24).

$$\frac{\mu}{\psi_{\text{eff}}} = \frac{\pi}{S_o \cdot \sqrt{1 - \varepsilon^2}} + \frac{\varepsilon}{2} \cdot \sin \beta \quad (24)$$

Für schmale Gleitlager vereinfacht sich diese Berechnungsvorschrift entsprechend Gleichung (25) [115].

$$\frac{\mu}{\psi_{\text{eff}}} = \frac{\pi}{S_o \cdot \sqrt{1 - \varepsilon^2}} \quad (25)$$

Wurde die Reibungszahl nach diesen Verfahren ermittelt, so kann das resultierende Reibungsmoment entsprechend Gleichung (13) berechnet werden. Liegt eine SOMMERFELDZahl $S_o \leq 10$ vor, so kann von einem einwandfreien Betrieb des Gleitlagers ausgegangen werden [128]. Übersteigt die SOMMERFELDZahl diesen Wert, so muss mit einem Betrieb im Mischreibungsgebiet gerechnet werden, da eventuell zu geringe Schmierpalte vorliegen können [128]. Für diesen Betriebszustand sind die Gleichungen (22), (23) und (24) nicht geeignet, da sie zu geringen Reibungszahlen führen würden. Bei Gleitlagern wird wie auch bei Wälzlagern im Mischreibungsgebiet die Lagerlast nicht alleine vom Schmierfilm, sondern teilweise von den Festkörperkontakten getragen, sodass sich die Reibung aus einem Flüssigkeits- und einem Festkörperanteil zusammensetzt. Hierdurch steigt die Reibungszahl und in Folge das Reibungsmoment im Gegensatz zu den Ergebnissen nach Gleichung (23) und (24) deutlich an.

2.8 Wärmebilanz am Wälzlager

Wie bereits in Abschnitt 2.2 beschrieben ist die Entstehung von Wärme eine wichtige Form des reibungsinduzierten Energieverlusts. Sofern am Lager ein stabiler Zustand vorliegt, ist die durch Wärme dissipierte Energie kontinuierlich vom Lager abzuführen. Nach DIN 732 [17] sind zwei Wärmeströme bekannt über die die Energie vom Lager zur Umgebung transportiert werden kann. Dies ist einerseits der über die Lagersitzfläche und andererseits der durch das Schmiermedium abgeführte Wärmestrom. Für

die vorliegenden Untersuchungen ist die Energieableitung durch die Lagersitzfläche von untergeordneter Bedeutung und kann in guter Näherung vernachlässigt werden. Dies ist im Wesentlichen darauf zurück zu führen, dass das Prüflager in der angewandten Einbaulage, siehe Bild 36, keinen Lagersitz am Außenring hat und die wärmeabführende Bezugsfläche nach DIN ISO 15312 [16] dort gewissermaßen zu Null wird. Somit erfolgt an dieser Stelle auch kein nennenswerter Energieausgleich. Zudem ist für den Lagersitz am Innenring ebenfalls nicht mit einem Wärmetransport aufgrund eines fehlenden Temperaturgradienten [122] an der über die Stützlagerung erwärmten Welle zu rechnen. Da zusätzlich die Schmierung des Prüflagers durch eine Einspritzschmierung – das Schmierverfahren mit der höchsten zu erreichenden Wärmeabfuhr [47] – erfolgt, siehe Bild 91, steht hier die Energieabfuhr durch den Schmierstoff eindeutig im Vordergrund. Zur Berechnung des Wärmestroms, der an den Schmierstoff abgegeben wird, hat sich nach DIN 732 [17] Gleichung (26) etabliert.

$$\Phi_L = \frac{1}{60} \cdot c_L \cdot \rho_L \cdot (\theta_o - \theta_i) \cdot V_L \cdot 1\,000 \text{ in W} \quad (26)$$

Für die spezifische Wärmekapazität und die Dichte des Schmieröls sind in DIN 732 [17] übliche Werte angegeben. Diese können je nach verwendetem Schmieröl zwar differieren, jedoch haben diese Abweichungen für die meist verwendeten Schmieröle im Allgemeinen nur einen geringen Einfluss auf die Wärmeabfuhr. Die maßgeblichen Parameter sind der Volumenstrom und die Temperaturdifferenz zwischen zu- und abgeführtem Schmieröl. Der Volumenstrom ist relativ einfach über die durch die Schmieranlage zugeführte Ölmenge ermittelbar. Wobei allerdings auch hier bedacht werden sollte, dass nicht zwangsläufig der zugeführte Ölvolumenstrom vollständig das Lager durchströmen muss. Auch die Temperatur des zugeführten Schmierölstroms kann in gleicher Weise relativ leicht bestimmt werden. Schwieriger verhält es sich mit der Bestimmung der Temperatur des abgeführten Schmieröls unmittelbar nach Austritt aus dem Lager. Eine analytische Ermittlung ist nur schwer möglich, da Wälzlager keine typischen Profilformen der Wärmelehre darstellen für die Berechnungsgleichungen zur Verfügung stehen. Meist bleibt nur die experimentelle Ermittlung. Ein üblicher Wert für die Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt, dessen Größenordnung durch Beobachtung der Ölrücklauftemperatur an dieser Stelle bestätigt werden kann, liegt bei ca. 20° C [47]. Einfluss auf diesen Wert haben der Wärmestrom des Lagers, die Größe des Lagers und das

durchströmende Volumen [119]. So kristallisiert sich heraus, dass für die vorliegende Arbeit der Schmierölvolumenstrom die wichtigste Einflussgröße ist, zumal die anderen Größen meist nicht oder nur begrenzt variierbar sind. Daher wird dieser in den folgenden Untersuchungen genauer betrachtet.

2.9 Axialschub – Resultat und Ursache von Reibung in Rollenlagern

Die fertigungs- und funktionsgerechte, geometrische Gestaltung von Rollenlagern bedingt es, dass die Wälzkörper zu den Führungsborden, Käfigtaschen und je nach Anwendungsfall auch zu den Laufbahnen einen gewissen freien Bewegungsraum haben [82]. Diese Freiräume machen es möglich, dass die Wälzkörper von ihrem idealen Bewegungsablauf abweichen. Die Rollen können somit Schränken beziehungsweise, sofern Radialluft vorhanden ist, auch Kippen. Als Schränken wird das Verdrehen des Wälzkörpers in der Kontaktebene zur idealen Bewegungsbahn bezeichnet [82]. Unter Kippen wird das Verdrehen des Wälzkörpers senkrecht zur Kontaktebene verstanden [82]. Während das Schränken ohne ein Verkippen auftreten kann, geht mit einem Verkippen des Wälzkörpers meist auch ein Schränken einher. Beide Vorgänge sind das Resultat eines Ungleichgewichts an den Wälzkörpern. Damit sich ein Wälzkörper im Gleichgewicht befindet, müssen das Kräfte- und Momentengleichgewicht erfüllt sein [82]. Ist dies nicht der Fall, ändert der Wälzkörper derart seinen Bewegungsablauf, dass sich wieder ein Gleichgewicht einstellt [82]. Wie in Abschnitt 2.4 beschrieben, liegt in realen Rollkontakten sowohl Roll- als auch wechselnd gerichtete Gleitreibung vor. Für ideale Verhältnisse und entsprechend gestaltete Lager halten sich die unterschiedlich gerichteten Reibungselemente das Gleichgewicht. Abweichungen vom Ideal, z. B. unterschiedliche Rauheiten, Formabweichungen, exzentrische Lasteinleitung, etc. können dieses Gleichgewicht stören [82, 182], sodass ein Schränken und/oder Verkippen der Wälzkörper erfolgt. Zusätzlich zu geometrischen Randbedingungen, kann das Gleichgewicht auch durch Verformung der Welle/Laufbahn beeinflusst werden [154].

Neben den bereits genannten Bedingungen erfolgt die Initiierung von Axialschub ebenfalls funktionsbedingt. Werden mit Hilfe von Radialzylinderrollenlagern neben radialen auch axiale Kräfte übertragen, so wirkt durch den beidseitigen Anlauf der Wälzkörper an die Laufbahnborde von Außen- und Innenring ein Schränk- und Kippmoment auf den Wälzkörper [81]. Für einen geschränkten Wälzkörper liegt neben der radialen

Reibungskraftkomponente immer auch eine axiale Reibungskraftkomponente – Axial Schub – vor [113, 182]. Diese Kraftkomponente wird auf die Laufbahnringe übertragen und äußert sich als durch das Wälzlager selbst erzeugte Axialkraft. Sofern diese Axialkraft günstig ausgerichtet ist, können durch diese Kraftkomponente äußere Axiallasten teilweise aufgenommen werden [82].

So wie der Axial Schub durch Reibungskräfte erzeugt wird, verursacht er selbst wie bereits angedeutet durch zusätzliche Reibkontakte an den Lagerborden, am Käfig, durch zusätzliche Reibkomponenten an den Laufbahnen und durch eine veränderte Lastverteilung im Kontakt [82] Reibungsverluste. Wie bereits in Abschnitt 2.1 angesprochen hat die Wälzkörperlänge und somit die Führungsgenauigkeit einen entscheidenden Einfluss auf den Bewegungsablauf der Wälzkörper. So führen lange Wälzkörper zu größeren Schrägkräften [158] und folglich zu einem größeren resultierenden Axial Schub. Folglich kann Axial Schub durch eine gute Rollenführung, hohe Laufbahnqualität und möglichst symmetrische Belastung der Lagerstelle am ehesten vermieden werden.

2.10 Grundlagen der Schwingungsanalyse

An dieser Stelle der Arbeit erfolgt ein thematischer Einschnitt. Um dieses Vorgehen besser einordnen zu können, ist einerseits ein Rückblick zu Abschnitt 2.2, in dem der schwingungsbehaftete Charakter des Reibungsmechanismus auf der Nanoskalenebene hervorgehoben wurde und andererseits die Vorausschau auf Abschnitt 4.5 und 4.9, in denen die Schwingungscharakteristik reibungsbehafteter Wälzlager auch auf der Makroebene eine wichtige Rolle spielen wird, notwendig. Zum besseren Verständnis der im weiteren Verlauf folgenden Ausführungen soll hier eine kurze Zusammenstellung wichtiger Grundideen der Schwingungsanalyse wiedergegeben werden. Eine vollumfassende Behandlung ist aufgrund der umfangreichen Thematik hier nicht möglich und es wird auf die entsprechende Fachliteratur [52, 68] verwiesen. Ein wichtiges Werkzeug der Schwingungsanalyse ist die Fast-Fourier-Transformation (FFT), da sie die Auswertung der Messsignale im Frequenzbereich erlaubt [114]. Die Grundlage für dieses Hilfsmittel hat BARON DE FOURIER [65] zur Verfügung gestellt, indem er gezeigt hat, dass sich beliebige Funktionen $x(t)$ in harmonische Schwingungen zerlegen lassen [114]. Diese Erkenntnis spiegelt gleichermaßen die Grundidee dieses Verfahrens wider, die mathematisch durch Gleichung (27) beschrieben werden kann, siehe [114].

$$x(t) = x_0 + \sum_{k=1}^{\infty} \hat{x}_k \cdot \cos(k \cdot \omega \cdot t + \varphi_{0k}) \quad (27)$$

Diese Gleichung findet sich in leicht abgewandelter Form daher auch immer wieder in den Formelzusammenhängen von Abschnitt 4.5. Beispielhaft kann diese Idee anhand einer aus der Technik wohl bekannten Funktion, der Rechteckfunktion, verdeutlicht werden, siehe Bild 16 a). Die Rechteckfunktion setzt sich aus mehreren harmonischen Schwingungen zusammen, die additiv überlagert werden. Durch die Fourier-Analyse kann die im Zeitbereich dargestellte Funktion auch im Frequenzbereich beschrieben werden. In Anbetracht von Bild 16 a) ist leicht nachvollziehbar, dass eine Rechteckfunktion im Frequenzbereich unterschiedliche Frequenzanteile (= Frequenzen der Einzelschwingungen) aufweist, die wiederum auch variierende Amplitudenwerte (= Amplituden der Einzelschwingungen) besitzen [68], siehe Bild 16 b). Da diese Einzelschwingungen aber phasenverschoben sind, ist zur vollständigen Beschreibung im Frequenzbereich auch das Phasenspektrum notwendig, siehe Bild 16 b).

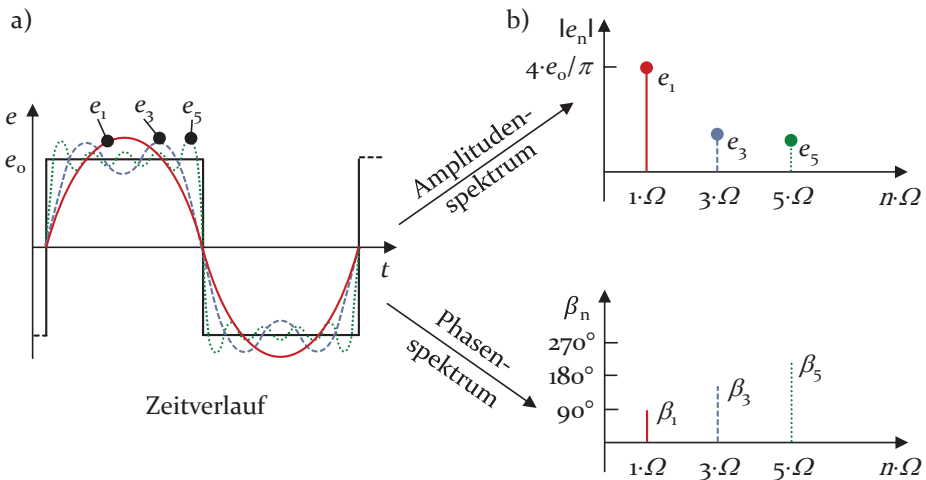


Bild 16: Zusammenhang Zeit- und Frequenzbereich nach [68]:
 a) Rechtecksignal im Zeitbereich; b) Rechtecksignal im Frequenzbereich für die Einzelharmonischen $n \cdot \Omega$

Im technischen Umfeld gibt es zahlreiche periodische Funktionen ähnlich der Rechteckfunktion, die den Verlauf zeitlich veränderlicher Größen wie Geschwindigkeit, Beschleunigung, Kräfte, etc. eines Systems

repräsentieren. Meist haben diese charakteristischen Verläufe einen merklichen Einfluss auf das Verhalten des Systems. Die betrachtete Einheit reagiert – „antwortet“ – also auf die Einflussgrößen. Mit Hilfe der gezeigten Rechteckfunktion und anhand eines einfachen Feder-Masse-Dämpfers, (siehe Bild 17 a), soll verdeutlicht werden, wie durch die Fourier-Analyse der Zusammenhang zwischen den Einflussgrößen und der Systemantwort hergestellt werden kann. Die Rechteckfunktion dient hierbei als Erregerfunktion, die das schwingungsfähige System in Bewegung versetzt. Das Zusammenspiel von Feder, Masse und Dämpfer, die Systemeigenschaft also, wird durch die Vergrößerungsfunktion, die die Änderung der Erregeramplitude bestimmt, und durch den Phasengang, der definiert wie Erregung und Antwort zueinander verschoben sind, beschrieben, (siehe Bild 17 b).

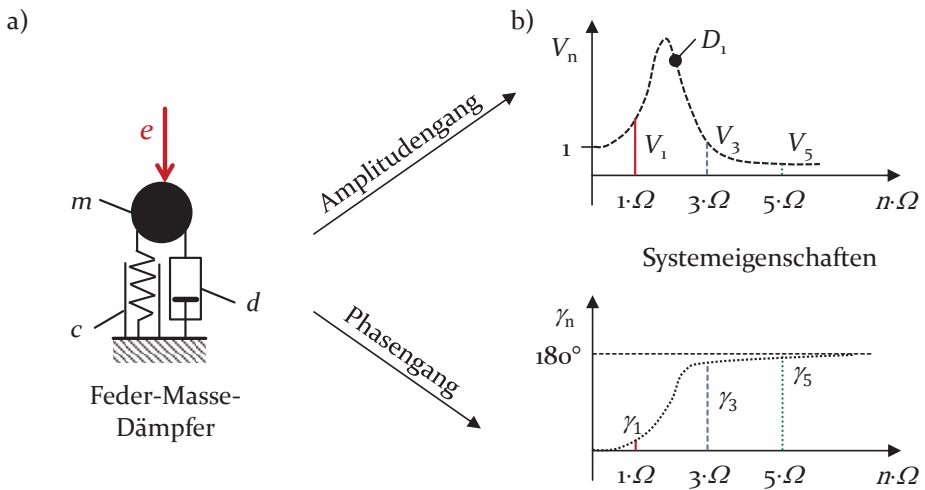


Bild 17: a) schwingfähiges System nach [68]; b) Systemeigenschaften nach [68] für die Einzelharmonischen $n \cdot \Omega$

Sind Vergrößerungsfunktion und Phasengang bekannt, so kann die Systemantwort im Frequenzbereich, siehe Bild 18 b), und schließlich auch im Zeitbereich, siehe Bild 18 a), dargestellt werden, da auch eine inverse Fourier-Transformation möglich ist [114].

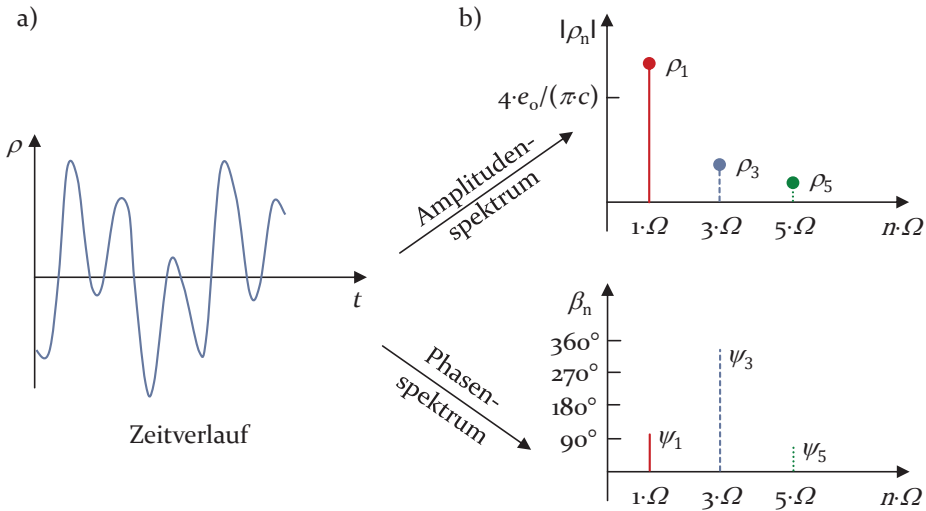


Bild 18: Signalantwort nach [68]: a) im Zeitbereich; b) im Frequenzbereich für die Einzelharmonischen $n \cdot \Omega$

Wird am Beispiel der Rechteckfunktion der Grund für die Behandlung im Frequenzbereich nicht sofort ersichtlich, so macht die Systemantwort die einfachere Handhabung durch den Betrachtungswechsel klar ersichtlich, siehe Bild 18. In der realen Betrachtung von Signalen liegen diese aufgrund der numerischen Behandlung in der Regel nicht als kontinuierliche, sondern als abgetastete Kurvenverläufe mit diskreten Stützstellen vor. Diese Signale werden durch die Diskrete Fourier-Transformation (DFT) in den Frequenzbereich überführt. Den mathematischen Ansatz hierzu zeigt Abschnitt 4.5.2. Dieses Vorgehen erfordert es, dass die Fourier-Reihenentwicklung durch eine endliche Anzahl an Summenausdrücken dargestellt wird [68]. Dies bedingt auch eine periodische Fortsetzung des Signals im Zeitbereich und bedeutet, dass der betrachtete Zeitausschnitt T periodisch aneinandergereiht werden kann, siehe Bild 19, sodass sich das Signal für eine beliebige Zeit ergibt [114]. Ob dies für die Realität zutreffend ist, ist gewiss fraglich. Allerdings ist in der Realität die maximal mögliche Beobachtungsdauer begrenzt, sodass das Zutreffen dieser Annahme häufig nicht überprüft werden kann und ein akzeptables Vorgehen darstellt. Diese Randbedingung erfordert aber eine geeignete Wahl des Analysezeitraums, sodass kein Informationsverlust erfolgt [114].

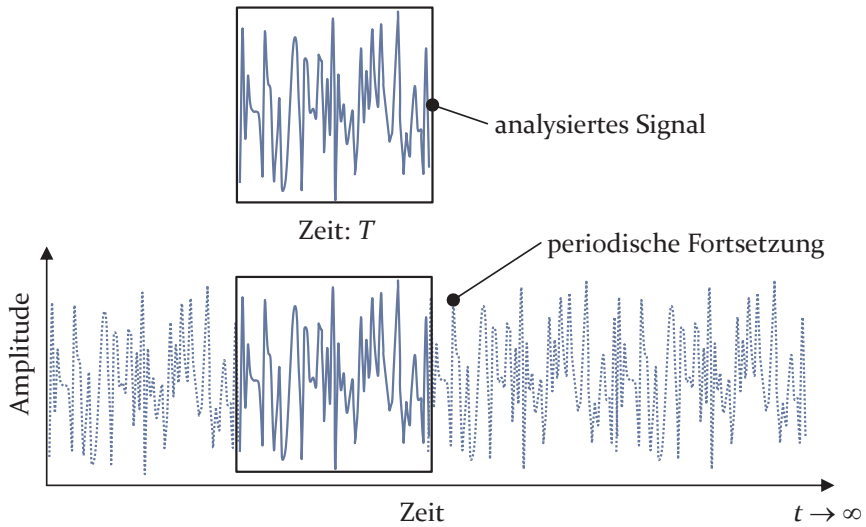


Bild 19: Periodische Fortsetzung des analysierten Signal im Zeitbereich als Randbedingung der DFT nach [114]

In Bild 20 ist eine Zusammenfassung aller allgemeinen Einflüsse auf das Lagerreibungsmoment, die im Rahmen dieser Arbeit von Bedeutung sind, zu sehen. Bild 20 stellt so ebenfalls in stark geraffter Form den Umfang der grundlegenden, bereits vorhandenen Wissensbasis dar.

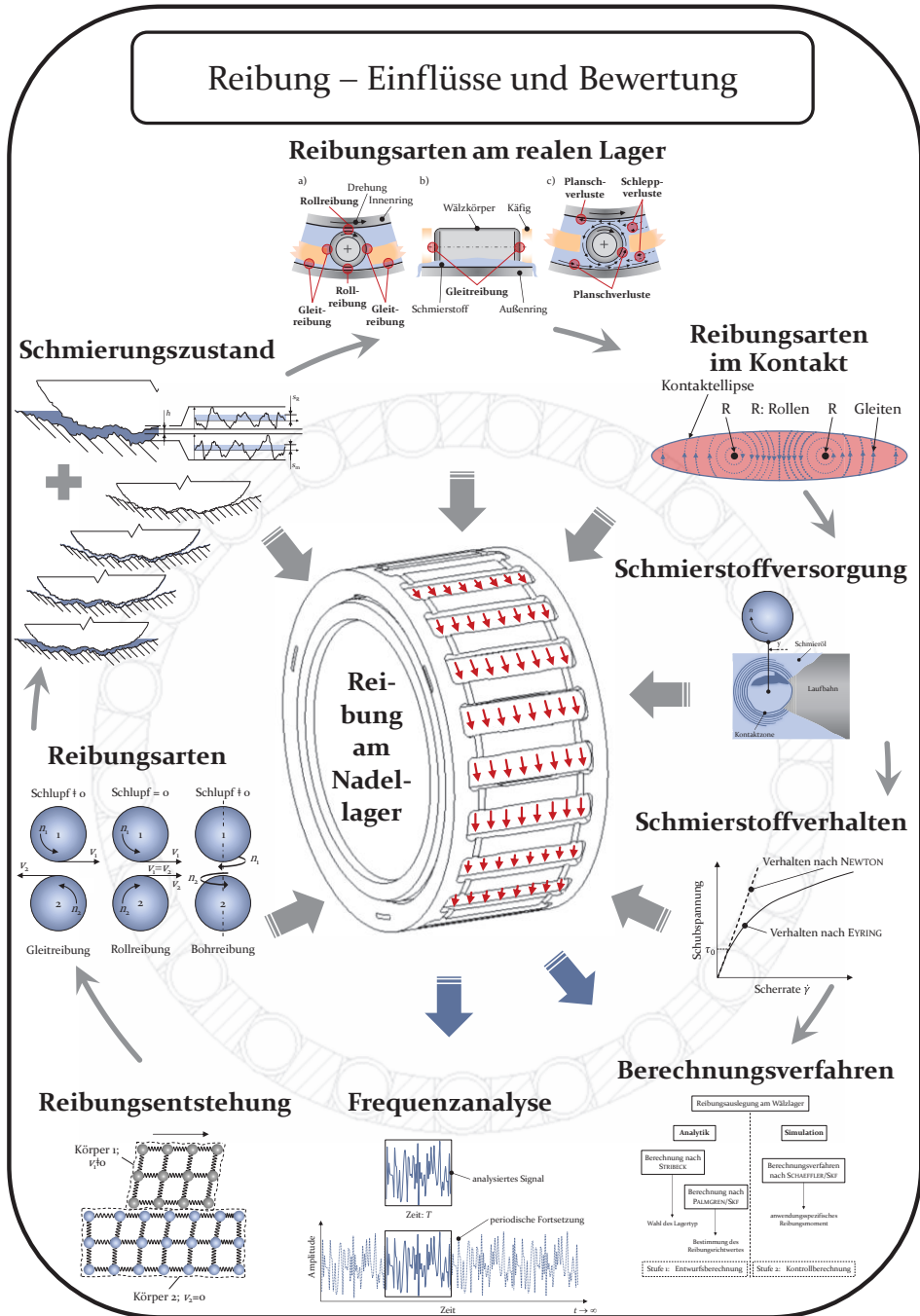


Bild 20: Übersicht möglicher Einflussparameter auf das Reibungsverhalten von Nadellagern und ausgewählte Bewertungsverfahren

2.11 Weiterführende Forschungsarbeiten an Wälzlagern

In den bisherigen Abschnitten wurden hauptsächlich allgemein anwendbare Ergebnisse und Erkenntnisse aus dem Bereich der Wälzlagerforschung dargestellt. Im Folgenden soll in Form eines kurzen Überblicks eine kleine Auswahl an Arbeiten vorgestellt werden, die sich speziell mit den Themen Temperatur-, Axialschub- und Reibungsentwicklung am Wälzlager befassen und so zusätzliche Erkenntnisse erzielen konnten.

Eine ebenso wichtige wie komplexe Thematik ist die Wärmebilanz am Wälzlager. Sie beeinflusst beispielsweise maßgeblich die vorhandene Betriebslagerluft einer Lagerung und folglich auch Lastverteilung, Rundlauf, Laufgeräusch, etc. DENGLER [48] untersuchte aus diesem Grund beispielhaft die Temperaturverteilung in Rillenkugellagern und die daraus resultierenden Konsequenzen für die Lagerluft. Das entwickelte Berechnungsverfahren wurde auf Basis des Differenzenverfahrens anhand des Modells des Knotenpunktschemas erstellt. Zur Ausführung des Rechenverfahrens musste die Aufteilung der Reibungswärme auf die Wälzlagerknoten sowie die Wärmeableitung experimentell ermittelt werden. Mit der hierzu erstellten Prüfvorrichtung konnten die Einwirkungen verschiedener Lasten, Drehzahlen und Schmierstoffe auf diese Werte analysiert werden. Durch das beschriebene Vorgehen wird eine einfache Schätzung der Änderung der Lagerluft aufgrund der Temperaturverteilung im Wälzlager möglich.

ALBERS [20] hat sich mit der Temperaturentwicklung am Wälzlager in Form der Bezugsdrehzahl beschäftigt. Einerseits wurde dieser Kennwert auf große Wälzlager erweitert und andererseits wurde mit der *zulässigen Drehzahl* ein ergänzender Kennwert eingeführt. Hiermit soll dem Sachverhalt Rechnung getragen werden, dass die wenigsten Wälzlager im realen Betrieb unter Bezugsbedingungen betrieben werden. Die zulässige Drehzahl berücksichtigt diese Abweichungen und wird in Form eines Quotienten im Verhältnis zur Bezugsdrehzahl definiert. Zur Bestimmung des Kennwertes wurde eine Näherungsformel erstellt und die theoretischen Betrachtungen wurden anhand von Prüfstandsversuchen bestätigt. Auch wenn durch diese Kennwerte eine Drehzahlgrenze definiert wird, ist eigentlich die Energiebilanz und somit die Lagererwärmung die begrenzendende Größe. Die Vielzahl an notwendigen Beiwerten zur Bestimmung des Kennwertes verdeutlicht das umfangreiche Ausmaß der Temperaturentstehung am Wälzlager.

BAALMANN [23] hat sich ergänzend mit der Bestimmung von stationären Betriebstemperaturen beschäftigt. Der Wärmestrom am Wälzlager wird anhand eines Analogiemodells zum elektrischen Strom dargestellt und die

Lagertemperatur wird aus den drei Temperaturkomponenten Umgebungstemperatur, Basistemperatur und Zusatztemperatur gebildet. Hierdurch wird der Einfluss der Umgebung, externer Wärmequellen (Verluste anderer Systemkomponenten) und des Energieeintrags durch das Lager selbst berücksichtigt. Ein entwickeltes Berechnungsverfahren erlaubt die Bestimmung der Lagertemperatur sowie des abgeführten Wärmestroms. Anhand eines Prüfaufbaus konnten die real vorliegenden Wärmeströme gemessen werden und die daraus mit Hilfe des Berechnungsverfahrens ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten mit Literaturwerten verglichen werden. Es hat sich eine gute Übereinstimmung gezeigt. Zusätzlich wurden für weitere Einbaulagen Möglichkeiten zur Bestimmung notwendiger Wärmeübergangskoeffizienten ermittelt. Insgesamt zeigt auch diese Arbeit vor allem eindringlich die aufgrund der zahlreichen Einflussparameter vorliegende Komplexität der Thematik Temperaturentwicklung am Wälzlager.

Eine Betrachtung der Axialschubentstehung in verkanteten Zylinderrollenlagern erfolgte durch KORRENN und MAUDERER [111]. Durch den Aufbau einer experimentellen Prüfeinrichtung konnten die Autoren nachweisen, dass der Axialschub

- mit steigender Radialbelastung,
- mit steigender Verkipfung und auch
- mit steigendem Schränken zunimmt und dass die Richtung des Axialschubs
- für das Verkippen der Wälzkörper drehrichtungsunabhängig und
- für das Verschränken der Wälzkörper drehrichtungsabhängig

ist. Weiterhin wurde gezeigt, dass ein Schränken höhere Axialschubkräfte erzeugt als ein Verkippen. Je nach Richtung zur Lagerlast kann durch die Kombination von Verschränken und Verkippen der Axialschub verstärkt oder abgeschwächt werden. Der beobachtete Axialschub äußerte sich zudem in einer Zunahme des Lagerreibungsmomentes.

NYPAN [133] hat mit Hilfe von Hochgeschwindigkeitsbildern die Schräkbewegungen der Wälzkörper eines Rollenlagers untersucht. Grundsätzlich weisen die Schräkbewegungen der Rollen ein dynamisches Verhalten auf. Es konnte beobachtet werden, dass sich die Schräkamplituden mit steigender Drehzahl reduzieren. Dies ist ebenfalls für eine zunehmende Lagerluft zutreffend.

Umfangreiche Untersuchungen zur Thematik des Axialschubs wurden von ULEZELSKI et al. [182] unternommen. Es wurden einreihige sowie zweireihige Nadellager für Planetenradlagerungen mit Hilfe von Einzellagertests ohne Einfluss einer Führungsbewegung und anhand von Untersuchungen an einem Planetengetriebe analysiert. Neben dem nach Außen resultierenden Axialschub an den Lagerumbauteilen wurde auch der Axialschub der Wälzkörper analysiert. Anhand der Prüfstandsversuche konnte nachgewiesen werden, dass der Axialschub vom Schräkwinkel der Wälzkörper abhängt, wodurch die Ergebnisse nach [111] bekräftigt werden. Weiterhin hat sich gezeigt, dass die Gestaltung der axialen Anlaufscheiben einen erheblichen Einfluss auf die Stabilität der Wälzkörperorientierung haben kann. Der Axialschub nimmt Werte im Bereich von 4 % – 12 % der Radiallast an. Durch eine gezielte Schiefstellung der Käfigtaschen konnten die Werte auf 1 % reduziert werden. Als Mechanismen, die ein Schränken der Wälzkörper fördern, werden einerseits die durch die Wälzkörperprofilierung bedingte konische Wälzkörperendform in Zusammenhang mit einer exzentrischen Last und andererseits mögliche Bahnlängenunterschiede an den beiden Wälzkörperenden identifiziert. Zudem kann auch bestätigt werden, dass der Axialschub von der Lagerlast abhängt und die Orientierung durch die Kombination von Rotations- und Schräkrichtung beeinflusst wird. Auch ein dynamisches – zeitlich variierendes – Verhalten des Axialschubs hat sich gezeigt.

OH [134] führte eine simulative Betrachtung des Axialschubverhaltens eines doppelreihigen Nadellagers einer Verzahnungsstelle durch. Nach [134] werden als Ursachen für die Entstehung von Axialschub asymmetrische Lastverteilungen, Geometrieabweichungen und eine variierende Qualität der Laufbahnoberfläche angesehen. Auch durch die in diesem Kontext erzielten Ergebnisse kann bestätigt werden, dass der Axialschub mit steigender Verkippung und/oder Radiallast zunimmt und dass die Axialschubrichtung für eine vorliegende Verkippung von der Rotationsrichtung des Lagers unabhängig ist. Die Simulationen wurden mit Versuchsergebnissen verglichen und zeigen eine qualitativ gute Übereinstimmung, wobei für die experimentellen Ergebnisse eine erheblich größere Streuung der Werte zu erkennen ist. Weiterhin wurde gezeigt, dass der durch eine Verkippung entstehende Schräkwinkel der Wälzkörper maßgeblich von der Größe der Verkippung und nur in geringem Maß von der Last beeinflusst wird. Der Schräkwinkel – der Wälzkörper bei Verkippung – kann in Abhängigkeit von der Drehrichtung des Lagers sowohl positive als auch negative Werte annehmen, woraus die Drehrichtungsunabhängigkeit des Axialschubs folgt.

BAUER [31] hat das Verhalten von Zylinderrollenlagern unter erzwungenem Kippen des Lageraußenrings untersucht. Das Axialschubverhalten der Lager wurde nicht explizit betrachtet, da allerdings Kippen als eine Ursache für Axialschub identifiziert wurde [111], können auch aus diesen Ergebnissen Rückschlüsse auf die Vorgänge im Lager gezogen werden, wenn während des Betriebs Axialschub auftritt. So konnte gezeigt werden, dass das Reibungsmoment mit zunehmender Verkippung steigt und dass der Übergang vom Mischreibungsgebiet zur Flüssigkeitsreibung zu höheren Drehzahlen hin verschoben ist.

KRIMPMANN et al. [113] haben zur Verifizierung eines 3D-Wälzlagersimulationsprogrammes einen Prüfstand entwickelt mit dem die Messung von Axialschub, Schräkwinkel und Reibungsmoment an einem vollrolligem Nadellager möglich ist. Wie auch bei vielen bereits genannten Untersuchungen konnte ein klarer Zusammenhang zwischen dem Schräkwinkel und dem Axialschub sowie ein axialschubbedingter Anstieg des Reibungsmomentes festgestellt werden. Durch den Prüfaufbau war es weiterhin möglich festzustellen, wie die Übertragung des Axialschubs im Innern des Lagers nach Außen erfolgt. So konnte aufgezeigt werden, dass ein maßgeblicher Betrag des Axialschubs durch die Reibungskräfte auf den Laufbahnen übertragen wird und der durch den Lagerbord übertragene Anteil gering ausfällt.

Neben den bereits vorgestellten Arbeiten gibt es einige Forschungsaktivitäten, die speziell Wälzlager untersucht haben, die unter dem Einfluss externer Beschleunigungen stehen. Im Folgenden sollen anhand relevanter Arbeiten die erlangten Erkenntnisse auf diesem Gebiet kurz dargestellt werden. Bereits im Jahr 1923 hat KIRNER [105] die Bewegungs- und Lastverhältnissen im wälzgelagerten Pleuel analysiert. Hinsichtlich der Kinematik wird insbesondere auf die durch die Schwenkbewegung des Pleuels initiierte Drehzahlungleichförmigkeit des Pleuellagers eingegangen und Berechnungsgleichungen für wichtige Bewegungsparameter werden hergeleitet. Anhand dieser Beziehungen werden in konsequenter Fortführung die Lasten für den Käfig und die Wälzkörper Elemente ermittelt und es wird eindrücklich die komplexe Lastsituation, die trotz konstanter Betriebsbedingungen stets transient verläuft, dieser Lagerungsart dargestellt.

Auch HAMPP und HUBER [76] haben sich mit den Bewegungsverhältnissen an Zylinderrollenlagern, die als Pleuellager in Flugzeugmotoren Verwendung finden, befasst und konnten durch experimentelle Untersuchungen nachweisen, dass Lager unter dem Einfluss eines Beschleunigungsfeldes wesentlich ungünstigere Bewegungsverhältnisse aufweisen als unter

gewöhnlichen Bedingungen. Während sie für ortsfeste Lagerungen im Bereich unbelasteter Wälzkörper einen leichten bis mittelstarken Abfall der Wälzkörperdrehzahl beobachten konnten, zeigte sich für umlaufende Wälzlager häufig ein völliger Zusammenbruch der Wälzkörperdrehung. Die dadurch entstehenden Gleitbewegungen, insbesondere im Bereich des Wiedereintritts in die Lastzone, führen aufgrund der hohen Lasten zu Verschleiß an den Laufbahnen und Wälzkörpern. Als eine Zusatzbelastung im Vergleich zu anderen Anwendungen sehen die Autoren auch die zusätzlichen Massenträgheitskräfte an, die aus der Drehungleichförmigkeit der Relativbewegung des Außenrings, die selbst wieder in der Schwenkbewegung der Pleuelstange begründet ist, resultieren.

HAMPP [75] hat in weiterführenden Analysen zusätzliche Einflussparameter auf die Bewegungsverhältnisse von Pleuelrollenlagern untersucht und die Versuchsergebnisse mit einem entwickelten Berechnungsverfahren verglichen. Betrachtet wurden Durchmesserunterschiede der Wälzkörper, die unterschiedlichen Rollenführungen durch Innenring, Außenring oder Käfig, das Lagerspiel und die Drehzahl. Die Abweichungen der Durchmesser und die Art der Rollenführung haben keinen merklichen Einfluss auf die Rollenbewegung gezeigt. Durch eine Verringerung des Lagerspiels bis hin zur Vorspannung konnte der Schlupf und somit das Gleiten der Rollen reduziert werden. Je nach vorherrschendem Lagerspiel führt eine Erhöhung der Drehzahl sowohl zu einer Erhöhung als auch zu einer Reduktion des Wälzkörperschlupfs. Die Käfigbewegung hat keine auffälligen Abweichungen von der Sollbewegung gezeigt. Zudem wurden auch verschiedene Wälzkörperdurchmesser und Wälzkörperanzahlen analysiert. Deren Einfluss auf das Bewegungsverhältnis ist jedoch auch wieder stark vom jeweiligen Lagerspiel abhängig.

Da sich gezeigt hatte, dass Kurbelzapfenlager nicht aufgrund von Ermüdung ausfallen, haben NEESE und V. COLLANI [129] die Berechnung dieser Lager untersucht. Von Bedeutung haben sich hier die Lasten, die aus den hohen Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgängen in Pleuellagern resultieren, hervorgerufen, sodass die auftretenden Gleitungen zwischen Wälzkörper und Laufbahn als positiv zu erachten sind, da so die Beschleunigungslasten abgemildert werden können. Zur Beurteilung der Wälzlager werden zwei alternative Kennwerte eingeführt. Einerseits wird der Wert $p \cdot v$ zur Beurteilung der Gleitreibung der Käfigmantelfläche verwendet, der in Abhängigkeit zulässiger Grenzwerte in einer nicht zu überschreitenden Grenzdrehzahl mündet, um einen Ausfall aufgrund thermischer Überbelastung zu vermeiden. Andererseits wird durch eine zweite Grenzdrehzahl sichergestellt, dass die Käfigstege nicht durch die

Beschleunigungslast der Nadeln überbeansprucht werden. Neben den weiteren Berechnungsverfahren geben die Autoren auch allgemeine Hinweise zur geeigneten Gestaltung von Pleuellagerungen und verweisen hierbei unter anderem auf die bei geteilten Pleuelaugen verstärkt auftretenden Axial Schubkräfte, die eine Axialführung des Pleuels zwischen den Kurbelwangen verbieten. Alternativ muss dann die axiale Führung durch das Kolbenbolzenlager erfolgen. So wird die praktische Relevanz auftretender Axial Schubkräfte eindringlich verdeutlicht.

Aufgrund der immer stärker in den Fokus rückenden Planetengetriebe hat sich HOFFMANN [89] bereits in den 1970er Jahren mit der Problematik Wälzlager unter externen Beschleunigungen auseinandergesetzt. Da die Käfige von Wälzlagern, die unter dem Einfluss eines Beschleunigungsfeldes stehen, höheren Belastungen ausgesetzt sind, siehe auch [129], war der Schwerpunkt dieser Arbeit die Ermittlung der Ursache für Käfigbrüche und eine Vorhersage der daraus resultierenden, möglicherweise eingeschränkten Gebrauchsdauer der Lager. Auf der Basis analytischer Betrachtungen können die aufgrund der äußeren Belastungen sich im Käfig ergebenden Beanspruchungen berechnet werden. Um die in der realen Anwendung auftretenden Einflüsse berücksichtigen zu können, wurde mit Hilfe von Prüfstandsversuchen eine Verhältniszahl ermittelt mit der die berechneten Beanspruchungen zu erhöhen sind, um auf die tatsächlich vorliegenden Spitzenspannungen schließen zu können. Die so ermittelten Werte werden mit Werkstoffkennwerten verglichen. Die Versuche wurden auf einem neu entwickelten Dauerlaufprüfstand durchgeführt, der es ermöglicht Lagerpaare unter dem Einfluss externer Beschleunigungen von max. 400 g für unterschiedliche Drehzahlen und Lasten auf Versagen der Käfige zu untersuchen. Der Verschleiß der Prüflager wird durch gravimetrische Messungen der Prüflager überprüft und kann als weniger relevant eingestuft werden. Als wesentliche Schadensmechanismen für die analysierten Käfige werden Nietzapfenbruch und Schließringlockerung identifiziert. Außer der Temperatur, die zur Bestimmung des notwendigen Kühlölstromes verwendet wird, werden am Prüflager selbst keine Messdaten erhoben.

Diese Untersuchungen werden von DÜSER [54] fortgesetzt und weiter verfeinert. Neben Einführung eines verbesserten analytischen Ansatzes können für den Anwender einfache Näherungsgleichungen zur Ermittlung der Käfigbeanspruchungen ermittelt werden. Die so berechneten Nennvergleichsspannungen sind durch einen Kerbfaktor zur Berücksichtigung der realen Verhältnisse am Käfig zu erhöhen. Der Kerbfaktor wird mit Hilfe des in [89] errichteten Prüfstands experimentell ermittelt. Die sich ergebenden Beanspruchungen können anhand der Werte experimentell erstellter

Gestaltfestigkeitsdiagramme beurteilt werden. Wie HOFFMANN stellt auch DÜSER kaum Verschleiß fest. Lediglich bei speziell gesickten Käfigen hat sich erheblicher Verschleiß ergeben. Die Erkenntnisse zu den notwendigen Kühlölströmen wurden durch zusätzliche Daten erweitert.

Mit den Forschungsaktivitäten von HOCH [88] werden einerseits die Arbeiten von HOFFMANN [89] und DÜSER [54] weitergeführt und um zusätzliche Käfigbauformen ergänzt. Andererseits werden auch erste Reibungsbetrachtungen an Wälzlagern unter dem Einfluss eines Beschleunigungsfeldes durchgeführt. Zur Beurteilung des Dauerfestigkeitsverhaltens verschiedener Käfigausführungen werden für den Konstrukteur einfache Auslegungstabellen und Diagramme erstellt. Mit Hilfe eines neuen Prüfstands, der eine Weiterentwicklung der in [89] vorgestellten Anlage darstellt, wurden Dauerlaufversuche durchgeführt anhand derer exemplarisch berechnete Sicherheiten überprüft und bestätigt wurden. Die Auslegungshilfen basieren auf theoretisch berechneten Beanspruchungen zu deren Ermittlung die Schnittreaktionen des Käfigs durch FE-Simulationen bereitgestellt werden. Eine wichtige Eingangsgröße für die FE-Berechnung sind die auf den Käfig wirkenden Stützkräfte. Für den Fall der hydrodynamischen Bordführung des Käfigs bezieht sich HOCH zur Analyse des hydrodynamischen Stützdrucks auf die Theorie des kurzen/schmalen Gleitlagers wie es parallel und in Folge auch weitere Forscher [74, 85] tun. Mit der weiterentwickelten Prüfvorrichtung kann zudem das Reibungsmoment eines Prüflagerpaares ermittelt werden. Für Führungsnormalbeschleunigungen bis zur 200-fachen Erdbeschleunigung werden Reibungskurven für variierende Relativdrehzahlen aufgenommen, um Betriebsbedingungen abgrenzen zu können bei denen nicht mit erhöhtem Verschleiß oder Fressen zwischen Bord und Käfig aufgrund von Mischreibung zu rechnen ist. Es ergeben sich typische STRIBECK-Kurven. Dieses Verhalten führt HOCH auf die Gleitlagercharakteristik des am Bord anlaufenden Käfigs zurück.

In der Arbeit von POTTHOFF [145] wird das Thema der vorgenannten Untersuchungen zwar prinzipiell weitergeführt und um vollrollige Wälzlager ergänzt, jedoch liegt der Fokus stärker auf der Entwicklung eines Berechnungsprogrammes zur Bestimmung der Anwendungsgrenzen und der Reibung der betroffenen Lager. Die Anwendungsgrenze wird durch eine Kennzahl, das Produkt aus der mittleren Kontaktpressung und der Differenz der Tangentialgeschwindigkeiten der Wälzkörper, bestimmt. Die Einbindung der instationären isothermen EHD-Berechnung in das Simulationsprogramm erfolgt durch Näherungsgleichungen. Mit dem in [166] vorgestellten Prüfstand erfolgt ein Abgleich mit den berechneten Reibungswerten, allerdings bei einer Normalbeschleunigung von nur 12,5 g. Die

Reibungsverläufe weisen eine qualitativ gute Übereinstimmung auf, weichen jedoch quantitativ deutlich voneinander ab. HANSBERG [78] erweitert den Gültigkeitsbereich des von POTTHOFF [145] und RAPHAEL [149] für das FVA-Referenzöl Nr. 3 (70 °C) entwickelten Berechnungsprogrammes um weitere Öltemperaturen und um das FVA-Referenzöl Nr. 1. Weiterhin ergänzt HANSBERG [78] die Kennzahl zur Bestimmung der Anwendungsgrenze durch das Verhältnis von Reibungs- und Stützkraft der Wälzkörper. So wird in geeigneterer Weise die Entstehungsursache von Fressschäden – lokalen Oberflächenverschweißungen aufgrund von hohen Reibungstemperaturen – berücksichtigt.

Durch die weiteren Anstrengungen von SIEPMANN [166] konnten die bestehenden Abweichungen nach [145] beseitigt werden, sodass Versuchs- und Simulationsergebnisse sowohl qualitativ als auch quantitativ gut übereinstimmen. Im Gegensatz zu POTTHOFF konnten nun auch Wälzlager mit Käfigen berechnet werden, sodass für Nadellager mit außengeführten Käfigen das Reibungsmoment für Normalbeschleunigungen bis zur 300-fachen Erdbeschleunigung berechnet und auch an einem neu entwickelten Prüfstand gemessen werden konnte. Der Prüfstand stellt eine erneute Weiterentwicklung der nach [88, 89] bekannten Anlagen dar und ermöglicht eine möglichst störeinflussfreie Reibungs- und Schlupfmessung.

In konsequenter Weiterführung der bisher vorgestellten Arbeitsergebnisse hat LIANG [116] versucht die erzielten Erkenntnisse in einer für den Konstrukteur einfachen, für den alltäglichen Gebrauch geeigneten Form zur Verfügung zu stellen. So wurden zur Berechnung des Reibungsmomentes Näherungsgleichungen erstellt, die auf mit Hilfe eines Simulationsprogrammes berechneten Stützstellen basieren. Unter Anwendung der genannten Hilfsmittel wurde der Einfluss diverser Parameter wie Führungsnormalbeschleunigung, Lagerart, Lagergröße, Käfigtyp, Relativedrehzahl, Lagerlast, Lastzonenposition, Führungskreisbahndurchmesser, Betriebsviskosität und Lagerspiel auf das Lagerreibungsmoment untersucht. Die Parametervariation erfolgte für Führungsnormalbeschleunigungen bis 300 g und für Relativedrehzahlen bis 2 400 min⁻¹, wobei der messtechnische Abgleich mit realen Prüfstandsversuchen bis maximal 125 g durchgeführt wurde.

KIENE [102] bildet den Abschluss der durch HOFFMANN [89] begonnenen Forschungsreihe. Im Fokus seiner Untersuchungen liegt die Betrachtung der Temperaturentwicklung an Planetenradlagerungen. Ähnlich zu LIANG [116] erstellt auch KIENE Näherungsgleichungen, um dem Konstrukteur eine einfache Möglichkeit zur Bestimmung der temperaturbedingten

Einsatzgrenzen von Planetenradlagerungen zu ermöglichen. Mit Hilfe einer Parametervariation wurden Stützstellen zur Ermittlung der Näherungsgleichungen bereitgestellt. Anhand der Gleichungen können für definierte Temperaturgrenzen zulässige Lagerverlustleistungen bestimmt werden. Eine unmittelbare Berechnung der sich einstellenden Lagertemperatur für vorgegebene Betriebszustände ist so allerdings nicht möglich, sondern muss in einem weiteren Schritt durch iterative Näherung erfolgen. Die Lagertemperaturen der Stützstellen, die durch Berechnung der Temperaturverteilung mit Hilfe eines FE-Programms bestimmt wurden, können durch Prüfstandsversuche bestätigt werden. Die Messungen erfolgten an den Lagern einer kompletten Planetenstufe, die im Ölbad betrieben wurde. Eine Untersuchung am Einzellager ohne Fremdeinflüsse erfolgte nicht. Die für dieses Vorgehen zwingend notwendige Ermittlung der Planetenradlagerverlustleistung wird durch die Näherungsgleichungen nach [116] vollzogen. Insgesamt betont die vorgestellte Arbeit die Relevanz der Temperaturentwicklung am Wälzlager für dessen einwandfreie Funktion und zeigt gleichzeitig durch Einführung notwendiger Korrekturterme an den Näherungsgleichungen für unterschiedliche Gestaltungsausführungen die Schwierigkeit der Vorhersage von absoluten Lagertemperaturwerten in beliebigen Systemen.

Weitere Analysen, die sich zwar grundsätzlich auch in die Untersuchungsreihe von HOFFMANN [89] bis KIENE [102] einordnen lassen, jedoch einen etwas anderen Fokus aufweisen, gehen auf RAPHAEL [149] zurück. Dieser betrachtet instationäre Betriebszustände von Planetenradlager und entwickelt in diesem Zusammenhang ein räumliches Simulationsmodell, um auch das Kippen und Schränken und den daraus resultierenden Axial Schub von Wälzlager berechnen zu können. Die Berechnungen werden mit Prüfstandsversuchen verglichen. Hierzu wurde ein neuer Prüfstand konzipiert, der die Messung der Lagertemperatur und des Axialschubs von Planetenradwälzlager eines industrieüblichen Planetenradsatzes ermöglicht. Sowohl die Berechnungen als auch die Versuche zeigen ein stark schwankendes Axialschubverhalten. Dies wird auf die regellose Bewegung der Wälzkörper zurückgeführt. Insgesamt zeigt sich eine Abnahme des Axialschubs mit Zunahme der Drehzahl und steigender Öltemperatur. Auf die instationären Betriebsverhältnisse konnte weder simulativ noch experimentell eine Verschleißschadensursache zurückgeführt werden. Lediglich leicht belastete vollrollige Nadellager zeigten bei hohen Relativedrehzahlen aufgrund des instationären Wälzkörperverhaltens Verschleißschäden. Anhand dieser Schadenserscheinung wurde eine definierte Begrenzung des Einsatzgebiets dieser Lager empfohlen.

Eine in der näheren Vergangenheit durchgeführte Untersuchung erfolgte durch KALENBORN [98], der anders als die vorgenannten Autoren nicht Planetenradlagerungen, sondern ausschließlich Pleuellagerungen betrachtet hat. In dieser Arbeit wird das Einsparpotential des wälzgelagerten im Vergleich zum gleitgelagerten Kurbeltrieb im Viertaktmotor analysiert. Mit Nadellagern kann eine angemessene Reibungsreduktion erzielt werden. Allerdings sind Nadellager besonders schränkempfindlich, sodass das untengeführte Pleuel an die Kurbelwelle anläuft und starken Verschleiß aufweist. Aus diesem Grund wurde als Alternative ein weniger empfindliches Zylinderrollenlager verwendet. Nach den Messungen von KALENBORN zeigt dieser Lagertyp eine wesentlich geringere Reibungseinsparung und begleitende Simulationen prognostizierten für ein solches Lager sogar eine größere Lagerreibung als für ein Gleitlager. Empfohlen wird daher die Nutzung einer Hybridkurbelwelle, bei der die Hauptlager wälzgelagert sind und die Pleuellager als Gleitlagerung ausgeführt werden.

VON HOLLEN [93] untersucht ebenfalls Pleuellagerungen. Unter Nutzung eines neu entwickelten Prüfstands, der dem Prinzip eines geschleppten Einzylinderkurbeltriebs entspricht, analysiert auch er das Energieeinsparpotential wälzgelagerter Pleuellager im Vergleich zu gleitgelagerten Pleuellagern. Die erlangten Messergebnisse werden mit den Resultaten zweier unterschiedlich detaillierter Simulationsprogramme zur Berechnung der Lagerreibung verglichen. Ein erstes Simulationsmodell basiert auf den Arbeiten von HAMPP [75] und HOLLAND [90] zur Berechnung der Bewegungsverhältnisse innerhalb eines Wälzlagers und zur Abbildung des außengeführten Käfigs als Gleitlager. Das erweiterte Modell wird durch Anwendung der EHD-Theorie optimiert. Der Vergleich von Simulations- und Versuchsergebnissen zeigt deutliche Diskrepanzen, deren Ursache auf diverse Vereinfachungen im Simulationsmodell zurückgeführt werden. Anhand einiger Ergänzungen kann eine relativ gute Übereinstimmung mit den Messwerten erzielt werden. Die angeführten Abweichungsursachen und die daraus resultierenden Anpassungen sind zweifelsohne nachvollziehbar, jedoch wertbasiert nicht nachweisbar, da sie bisweilen auf Analogiebetrachtungen beruhen. Dies schmälert leider die Aussagekraft der beachtlichen Untersuchungsanstrengungen. Zusammenfassend testiert der Autor dem wälzgelagertem Pleuel im Bereich niedriger Drehzahlen gegenüber der Gleitlagerung ein gewisses Energieeinsparpotential, das bei höheren Drehzahlen jedoch aufgebraucht werde. Für weiterführende Untersuchungen wird die Anwendung einer Messvorrichtung empfohlen, die in der Lage ist das Pleuellagerreibungsmoment unabhängig von anderen Einflüssen zu erfassen.

Im Rahmen der Forschungsaktivitäten von HEIDER [85] wurde am Lehrstuhl für Konstruktionstechnik KTMFK der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg FAU das Mehrkörpersimulationsmodell CABA3D der Firma SCHAEFFLER um die Berücksichtigung der Schmierstoffhydrodynamik in den Käfigkontakten und im Speziellen um die Elastohydrodynamik im Kontakt zwischen Käfigmantelfläche und Außenringlaufbahn außengeführter Nadelkränze erweitert. Um eine möglichst gute Recheneffizienz zu erzielen, wurde zur Beschreibung der Hydrodynamik auf analytische Gleichungen zurückgegriffen. Anhand eines geteilten Nadelkranzes wird der Einfluss der Hydrodynamik sowie der Einfluss der Käfigelastizität auf das Lagerreibungsmoment und die Käfigkinematik exemplarisch dargestellt. Entsprechend den durchgeführten Simulationen darf der Hydrodynamik ein erheblicher Einfluss auf das Lagerreibungsmoment zugeschrieben werden, während die Elastizität als weniger signifikant beurteilt wird. Auch wenn das verwendete Simulationslager aufgrund seiner Zweiteilung und anderer geometrischer Abmaße von dem in dieser Arbeit verwendeten Prüflager abweicht, so liegt zu der Arbeit von HEIDER hinsichtlich der grundsätzlichen Rahmenbedingung der Analyse die größte Ähnlichkeit vor. Zur Absicherung des erstellten Simulationsprogrammes schlägt HEIDER die Validierung der Simulationsergebnisse mit experimentell ermittelten Ergebnissen vor und unterstreicht so ebenfalls die Relevanz realer Versuchsdurchführungen.

Einen kurzen Überblick über die Themenfelder der im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Literatur bietet Bild 21. Die behandelte Literatur stellt nur einen Auszug des vorhandenen Schrifttums dar und beschränkt sich auf für diese Arbeit interessante Themen.

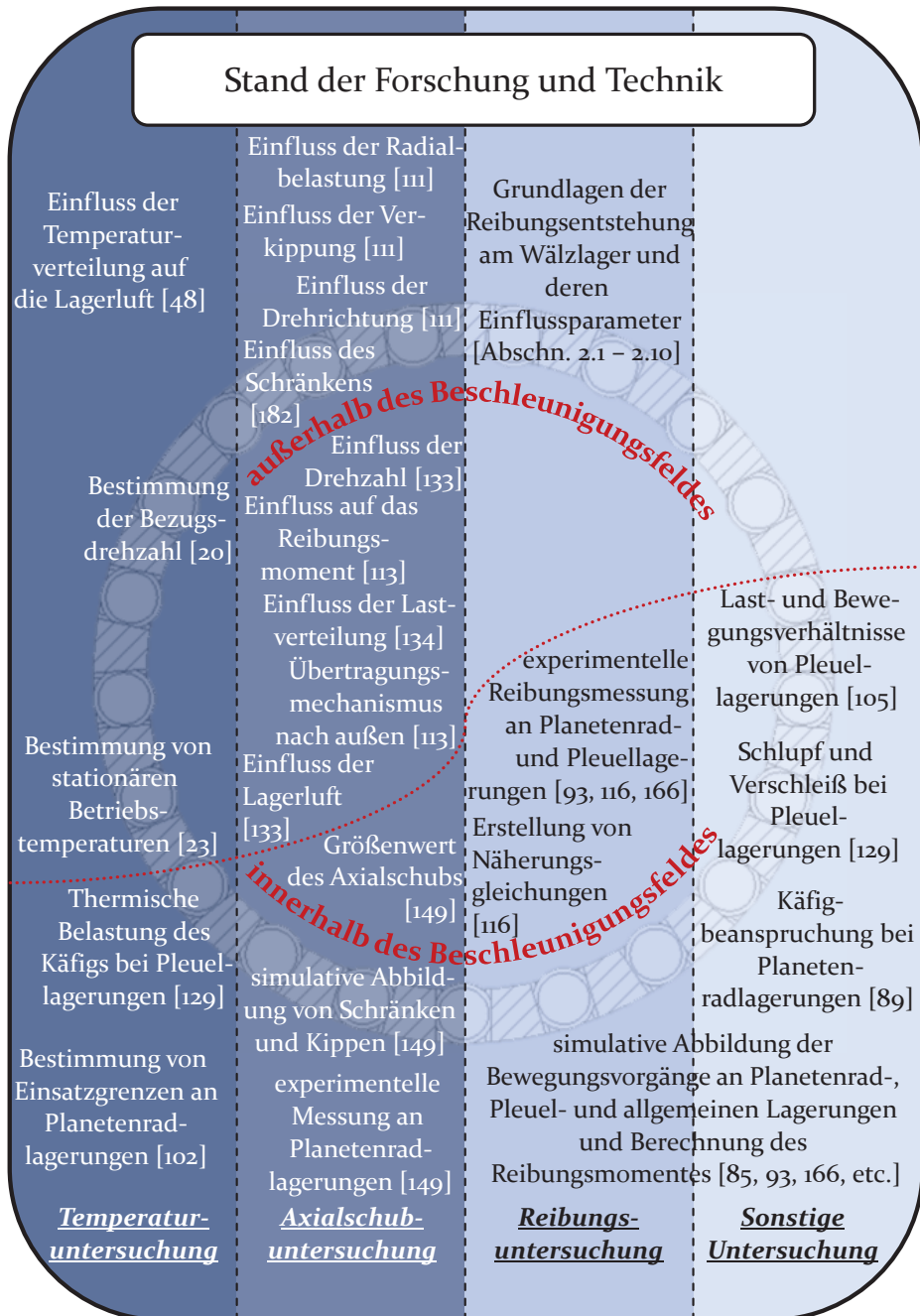


Bild 21: Überblick der analysierten Literatur

3 Anforderungen an die Analyse im Beschleunigungsfeld

In den vorherigen Abschnitten konnte ein Einblick in die Wissensbasis der Wälzlager-technik gegeben werden. Es zeigt sich, dass in der Vergangenheit im Grunde bereits alle denkbaren Problemstellungen am Wälzlager in variierender Analysetiefe untersucht worden sind und kaum völlig neue Themenfelder zu finden sind. So verhält es sich grundsätzlich auch mit der hier behandelten Thematik, wie es insbesondere die Zusammenstellung der weiterführenden Forschungsarbeiten verdeutlicht. Wird das Themenfeld der Wälzlager-technik objektiv betrachtet, so ist diese Situation nicht verwunderlich. Die jüngere Wälzlagerforschung blickt auf eine über 100-jährige Geschichte zurück und gleichzeitig hat das Wälzlager wie auch andere Maschinenelemente eine eher schlichte Produktstruktur. Dass die in diesem Bereich tätigen Forscher bereits die begrenzte Komponentenanzahl des Wälzlagers hinsichtlich möglicher Verbesserungspotentiale untersucht hat, ist daher selbstredend. Trotz alledem ist eine nicht unerhebliche Zahl an Forschern auch heute noch damit beschäftigt dieses Maschinenelement weiterzuentwickeln. Ein Grund hierfür kann gerade die einfache Produktstruktur sein. Bei einem System mit komplexer Produktstruktur wie beispielsweise einem Kfz tragen zahlreiche Einzelkomponenten und deren Zusammenwirken zur Funktion des Gesamtsystems bei. So ergeben sich viele Möglichkeiten eine Änderung für das Gesamtsystem zu erzielen und gleichzeitig reduziert sich die Gefahr, dass einzelne Maßnahmen die komplette Funktion des Systems gefährden. Für das Wälzlager ist dieser Sachverhalt nicht zutreffend und daher erfordern Änderungen ein tiefgreifenderes Verständnis des Systems Wälzlager. Nicht selten bedingt dies den Übergang von der Makro- über die Mikro- bis hin zur Nanoebene oder auch den Übergang von einfachen Untersuchungsbedingungen hin zu komplexen und umfangreichen Untersuchungsumgebungen. Hierzu müssen allerdings auch entsprechende Untersuchungsmethodiken zur Verfügung stehen, die erst kontinuierlich seit der Entstehung der Wälzlager-technik entwickelt wurden und werden. Dies hat zur Folge, dass Themenfelder immer wieder neu behandelt werden, da verbesserte technische Möglichkeiten neue Erkenntnisse versprechen. Hinzu kommt, dass die sich ebenfalls weiterentwickelnden Anwendungen gleichzeitig immer enger tolerierte und steigende Anforderungen an das Wälzlager notwendig machen und in der Folge in der Vergangenheit bereits gefundene Erkenntnisse und Lösungskonzepte nicht mehr ausreichen. Daher resultiert gerade die Schlichtheit

des Produkts Wälzlager in einer nur unter erheblichen Aufwand beherrschbaren komplexen Struktur aus zahlreichen Randbedingungen kombiniert mit nur wenigen, sehr sensiblen Gestaltungsgrößen. Auch für Wälzlager, die in einem Beschleunigungsfeld betrieben werden, konnten trotz der respektablen Arbeiten vieler Autoren noch nicht alle Problemstellungen geklärt werden.

Im Gegensatz zu den bislang vorliegenden Analysen, soll im Rahmen dieser Arbeit das Verhalten des Wälzlagers im Beschleunigungsfeld ganzheitlich – alle Lagerlasten berücksichtigend – und anwendungsunabhängig – von den Rahmenbedingungen spezieller Anwendungen losgelöst – beschrieben werden. Um letztlich eine geeignete Gestaltung derartiger Lagerungen zu ermöglichen, werden folgende Fragestellungen näher erörtert.

1. Welche Mechanismen und Parameter bestimmen das Verhalten eines Wälzlagers im Beschleunigungsfeld?

Der aktuelle Stand der Technik, siehe Abschnitt 2, bietet eine umfangreiche Basis, um die Reibungs-, Axialschub und Temperaturentstehung am Wälzlager nachvollziehbar zu machen. Inwiefern die beschriebenen Vorgänge und Einflussparameter auf Anwendungen im Beschleunigungsfeld übertragen werden können oder möglichen Veränderungen unterliegen bleibt ungewiss. Simulationen wie von HEIDER [85] und VON HOLLEN [93] oder auch experimentelle Untersuchungen nach [88, 116, 166] lassen allerdings vermuten, dass weitere Vorgänge das Wälzlagerverhalten im Beschleunigungsfeld maßgeblich bestimmen. Simulationen können aufgrund diverser idealisierter Randbedingungen auf diese Frage keine zufriedenstellende Antwort geben. Aber auch an speziellen Anwendungen orientierte experimentelle Untersuchungen können durch besondere Belastungssituationen den Effekt der reinen Beschleunigung nicht klar herausarbeiten und direkte Messungen am Einzellager wurden bislang vermehrt nur bei niedrigen bis moderaten Normalbeschleunigungen durchgeführt.

2. Inwiefern beeinflussen sich Reibung, Axialschub und Temperatur im Beschleunigungsfeld?

Bereits in Abschnitt 2.9 wird der Zusammenhang von Axialschub und Reibung dargestellt. Im speziellen Fall der Nadellager ist dieser Sachverhalt insbesondere nicht zu vernachlässigen, da hier eine erhöhte Schrägkneigung vorliegt. Trotzdem werden in der Literatur diese Größen häufig unabhängig voneinander betrachtet. Auch Reibung und Temperatur können nicht losgelöst analysiert werden, da Reibung – abgesehen von externen Quellen – den wesentlichen Energieeintrag in ein Wälzlager bewirkt. Die

Temperatur selbst beeinflusst Schmierstoffviskosität, Lagerluft, etc. und somit letztlich wieder die Reibung. Welche besonderen Zusammenhänge zwischen diesen drei Größen im Beschleunigungsfeld vorliegen, ist derzeit unbekannt. Aufgrund der besonderen Belastungssituation ist aber nicht zu erwarten, dass die Wechselwirkung dieser Größen unbeeinflusst bleibt.

3. Kann der Einfluss einzelner Wälzlagererelemente herausgestellt werden?

In experimentellen Untersuchungen werden die resultierenden Betriebsgrößen meist am Gesamtlager gemessen. Wie bereits in Fragestellung 2 angedeutet, kann das Gesamtlagerverhalten unter bestimmten Bedingungen aber gerade durch einzelne Wälzlagererelemente (Wälzkörper, etc.) beeinflusst werden. Daher ist es wichtig derartige Zusammenhänge erfassen und darstellen zu können. Um den Einfluss einzelner Elemente messen zu können, wird im Allgemeinen ein erhöhter Untersuchungsaufwand notwendig, wobei häufig zusätzliche Störeinflüsse eingebracht werden. Dieser Zwiespalt kann alternativ durch separate Untersuchungen an einzelnen Wälzlagererelementen oder vereinfachte Modellversuche aufgelöst werden. Allerdings fehlt hier das Zusammenspiel der einzelnen Elemente. So ist letztendlich meist eine Kombination aus den genannten Möglichkeiten zu empfehlen. Komponenten- und Elementuntersuchungen in einem gemeinsamen Analysevorgang am nicht speziell präparierten Prüflager versprechen demgegenüber erhebliche Vorteile (geringerer Aufwand, keine zusätzlichen Störeinflüsse, realitätsnahe Analysen). Eine derartige Untersuchungsmöglichkeit für das Beschleunigungsfeld fehlt bislang.

Um diese Fragestellungen beantworten zu können, ergeben sich an die umzusetzende Analysestrategie folgende Ansprüche:

- Realisierung einer Untersuchungsumgebung im Beschleunigungsfeld
- Exakte Beschreibung der Untersuchungsumgebung (Erfassen der Einfluss- und Ergebnisgrößen)
- Handhabung von Fehlereinflüssen
- Empfehlung einer Methodik zur zielgerichteten Durchführung der Untersuchungen
- Bereitstellung einer Auswertemethodik
- Interpretation der Ergebnisse und Ableitung von Handlungsempfehlungen

Die beschriebenen Fragestellungen und der erarbeitete Stand der Forschung und Technik, siehe Abschnitt 2, lassen es nicht erwarten, dass eine einmalig festgelegte, unveränderliche Untersuchungsumgebung den notwendigen Analysen gerecht werden kann. Für eine anwendungsunabhängige Betrachtung des Sachverhalts ist es vielmehr wichtig, dass im Allgemeinen eine flexible und im Besonderen eine unabhängige Änderung der Randbedingungen möglich ist, da gerade sie das System Wälzlager maßgeblich beeinflussen. Untersuchungsbedingte Abhängigkeiten innerhalb der Randbedingungen – zum Beispiel kinematische Zwangsbedingungen zwischen Führungs- und Relativbewegung wie sie bei dem Untersuchungsgerät von VON HOLLEN [93] vorliegen – reduzieren den möglichen Untersuchungsraum und somit die Aussagefähigkeit der Analyse. Im Betrieb variierende Randbedingungen wie Last, Drehzahl, Temperatur, etc. müssen daher unbedingt unabhängig verändert werden können. Dies ist derart zu lösen, dass ein auf das Prüflager wirkendes Beschleunigungsfeld realisiert werden kann und dass möglichst realitätsnahe Untersuchungsbedingungen vorliegen. Die gestellten Forderungen sind für eine fundierte Beantwortung der 1. Forschungsfrage zwingend notwendig. Auch der erforderliche zeitliche und materielle Aufwand für die Untersuchungen ist gering zu halten, um einen ausgedehnten Studenumfang zu ermöglichen. Letztlich muss die Untersuchungsumgebung eine geeignete Analysetiefe ermöglichen, sodass nicht ausschließlich das Wälzlager als Komponente betrachtet, sondern auch der Einfluss der Elemente eines Wälzlagers abgebildet werden kann. Heider [85] beschreibt beispielsweise durch Simulation den markanten Einfluss des Käfigs auf das Reibungsmoment von Wälzlagern im Beschleunigungsfeld. Eine Untersuchungsumgebung soll durch ihre Analysefähigkeit – also durch ihre Konzeption – derartige Zusammenhänge am handelsüblichen Wälzlager grundsätzlich erfassbar machen können. Dies ist eine zwingende Grundvoraussetzung, um Fragestellung 3 behandeln zu können. So sollen auch Eigenschaften der Wälzlagerung definierten Merkmalen der Lagerelemente oder der Lagerumgebung zugeordnet werden können.

Weiterhin ist eine angemessene Beschreibung der Untersuchungsumgebung notwendig. Gerade Forschungsfrage 2 zeigt, dass eine begrenzte Erfassung von System-/Ergebnisgrößen eine nur beschränkte Aussagefähigkeit bedingen kann. Werden wie bei LIANG [116] nur die Reibung und bei RAPHAEL [149] nur der Axial Schub als Einzelgrößen und diese nicht in Kombination erfasst, können hierdurch die Wechselwirkungen beider Mechanismen und somit im Wälzlager ablaufende Vorgänge eventuell nicht erkannt und erfasst werden. Deren Berücksichtigung fehlt somit auch in der

Ergebnisinterpretation, sodass bis zu einem gewissen Grad der Zusammenhang zwischen Ursache und Wirkung beobachteter Phänomene verwischt wird. Die gewählte Beschreibung der Untersuchungsumgebung muss dies verhindern. Ein weiterer Aspekt ist die Beschreibung von Randbedingungen. Eine lückenhafte Erfassung führt zu einer schlechteren Vergleichbarkeit von Untersuchungsvarianten und im Forschungsumfeld.

Aus der Forschungspraxis ist bekannt, dass Untersuchungen nicht frei von Unzulänglichkeiten sind. Fehlereinflüsse sind unabhängig von den konkurrierenden Anforderungen nach maximaler Genauigkeit und geringem Aufwand niemals völlig vermeidbar. Jedoch sollte es auf Basis messtechnischer Erkenntnisse möglich sein diese beschreiben zu können und so die Untersuchungsergebnisse hinsichtlich ihrer Qualität beurteilbar zu machen. Das für die Analysestrategie gewählte Vorgehen wird in Abschnitt 4.6 beschrieben. In Abschnitt 4.8 wird anschließend ein Vorgehen zur Planung der Untersuchungen vorgestellt. Sind vor Beginn der Analysen das individuelle Verhalten und die Grenzen der Untersuchungsumgebung bekannt oder werden stabile Computer-Experimente durchgeführt, so kann meist auf vorkonfektionierte Versuchspläne zurückgegriffen werden. Aufgrund der Neuheit der Untersuchungsumgebung ist hiermit nicht zu rechnen, sodass ein angepasstes Vorgehen zu erarbeiten ist, das den besonderen Rahmenbedingungen gerecht wird.

Die bislang aufgeführten Anforderungen bedingen, dass sich die Untersuchungsumgebung in ihrer Konzeption von bisherigen Systemen unterscheiden wird. Dies betrifft nicht nur das Analyseprinzip im Allgemeinen (Konzept, Leistungsdaten, Parameterwahl, etc.), sondern im Speziellen gerade die Einbindung des Prüfobjekts Wälzlager in das Gesamtsystem, da herkömmliche Lagerungskonzepte den beschriebenen Bedarf nach einer vollständigen Erfassung der resultierenden Ergebnisgrößen nicht erfüllen können. Es ist daher nicht anzunehmen, dass mit bisher bekannten Auswerteverfahren ein zufriedenstellendes Ergebnis für die Interpretation der zu erwartenden schwingungsbehafteten Signalkurven erzielt werden kann. Vielmehr ist eine Methodik zu entwickeln, die die besonderen Eigenschaften der neuen Prüfobjektsintegration berücksichtigt, siehe hierzu Abschnitt 4.5. Dies ist ebenfalls ein wichtiger Baustein, um die Analysefähigkeit der Untersuchungsumgebung nutzbar zu machen und so den Einfluss der Elemente nicht nur zu erfassen, sondern auch darstellen zu können, um letztlich die 3. Fragestellung beantworten zu können.

Im Rahmen der Analysestrategie hat in einem letzten Schritt die Interpretation der Ergebnisse und die Beantwortung der Fragestellungen zu

erfolgen. Noch vergleichsweise einfach kann mit Resultaten verfahren werden, die nach bereits bekannten Untersuchungs- und Auswertemethoden ermittelt wurden. Hier kann auf bekannte Grenz- und Vergleichswerte zurückgegriffen werden, wobei auch dies nur für bereits bekannte/analyzierte Randbedingungen zutreffend ist, was für diese Arbeit meist nicht der Fall ist. Erheblich schwieriger ist die Handhabung „neuer“ Ergebnisgrößen. Deren Bedeutung und Aussagekraft muss erst in den Gesamtzusammenhang eingeordnet werden. In Abschnitt 4.9 erfolgt dies exemplarisch für einen Nadelkranz. Letztlich müssen die Analysen darlegen, wodurch und wie das Verhalten des Wälzlagers im Beschleunigungsfeld beeinflusst wird.

Die oben formulierten Fragestellungen und die hieraus abgeleiteten Anforderungen an die Analysestrategie lassen sich unter Berücksichtigung aller relevanter Gesichtspunkte und nach momentanem Kenntnisstand in ihrer Gesamtheit nur durch experimentelle Untersuchungen erzielen. Ein wesentliches Kernelement der Analysen ist somit die praktisch zu realisierende Untersuchungsumgebung, da die verbleibenden Elemente der Analysestrategie auf sie abgestimmt werden müssen.

Im Folgenden werden daher aus den allgemeinen Anforderungen an die Analysestrategie konkrete Anforderungen für einen Prüfaufbau abgeleitet. Dies geschieht in Abstimmung mit dem Industriepartner Schaeffler Technologies AG & Co. KG. Die gemäß PAHL und BEITZ [62] übliche Erstellung eines Lasten- und Pflichtenheftes wird an dieser Stelle übersprungen und direkt die sich ergebenden Anforderungen anhand der Anforderungsliste dargelegt. Aufgrund der großen Vielzahl an Anforderungen, die an einen realen Prüfaufbau zu stellen sind, wird im Folgenden nur eine kleine Auswahl der wesentlichen, für das weitere Verständnis wichtigen Anforderungen dargelegt. Die übergangenen Anforderungen sind für die Umsetzbarkeit und die sichere Funktion des Prüfaufbaus in keinem Fall als weniger wichtig einzustufen. Sie können und müssen aber im Rahmen dieser Arbeit nicht genauer erläutert werden, da sie alle der Umsetzung der im Folgenden genannten Anforderungen dienen.

In Bild 22 ist ein erster Auszug aus der Anforderungsliste zu sehen. Großer Wert wird bei den geplanten Untersuchungen darauf gelegt, dass das Reibungsmoment direkt am Prüflager selbst gemessen werden kann. Diese auf den ersten Blick trivial erscheinende Forderung stellt für Reibungsuntersuchungen eine große Herausforderung dar. Wird die minimale Schnittmenge aller Anforderungen betrachtet, die an die konstruktive Ausführung von Wälzlagerungen unterschiedlichster Lagerungskonzepte gestellt wird, so resultieren zwei Mindestanforderungen. Das Wälzlager muss mit seiner

inneren radialen Mantelfläche (Bohrung) an einem massiven wellenförmigen Bauteil und mit seiner äußeren radialen Mantelfläche (Außendurchmesser) an einem massiven gehäuseähnlichen Bauteil angeschlossen sein, siehe [36, 153, 155]. Da Bauelemente wie Welle und Gehäuse, in die Lasten eingeleitet werden, mit einem einzelnen Lager keine statisch bestimmten Systeme bilden, bedingen die Mindestanforderungen eine weitere Lagerstelle. In Untersuchungen auch im Bereich wissenschaftlicher Analysen führt dies häufig zur Messung des Reibungsmomentes an der Gesamtwelle oder dem Gesamtgehäuse, wie bei [20, 93, 97, 170]. Dies hat zur Folge, dass das Summenreibungsmoment aller verbauten Lager gemessen wird. Auf das Reibungsmoment des einzelnen Prüflagers wird durch eine prozentuale Aufteilung des Gesamtreibungsmoments auf die beteiligten Lager geschlossen. Meist erfolgt eine gleichmäßige Verteilung [20, 97, 170]. Diese Vorgehensweise führt unumgänglich zu einer Mittelung der gemessenen Reibung und so zu Unsicherheiten in der Ergebnisauswertung, sofern die Vorgänge der Reibungsentstehung im Einzellager im Fokus der Untersuchung stehen. Toleranzen bei Lagerluft, Einbaupassungen, Lasteinleitung, Oberflächenbeschaffenheit, Schmierstoffversorgung, etc. können auch bei gleichen Lagertypen und nahezu identischen Einbaubedingungen zu nicht vernachlässigbaren Unterschieden in der Wälzlagerreibung führen. Um exakte Rückschlüsse auf die Reibungsentstehung eines Wälzlagers ziehen zu können, ist daher unbedingt die Reibung eines einzelnen Lagers zu messen.


		Anforderungsliste für Wälzlagerschleuderprüfstand		Ausgabe final
		Blatt:	1	Seite:
Änderung	FF/TF	Anforderungen	Verantwortung	
09/2012	FF	Das Reibungsmoment des Prüflagers selbst ist zu messen. Eine indirekte Messung bzw. eine Berechnung über Alternativmesswerte ist nicht zulässig.		
09/2012	FF	Der Axial Schub des einzelnen Prüflagers ist zu messen. Eine indirekte Messung bzw. eine Berechnung über Alternativmesswerte ist nicht zulässig.		
09/2012	FF	Es ist durch ein geeignetes Messverfahren eine mögliche Verkippung der Lagerringe zueinander zu überprüfen.		

Bild 22: Auszug aus der Anforderungsliste für den Wälzlagerschleuderprüfstand

Auch bei der Messung des Axialschubs liegt die direkte Messung am Prüflager im Vordergrund. Da zwischen dem Axialschubverhalten einzelner Lagerstellen keine feste Bindung bezüglich Richtung und Größe des Axialschubs vorliegt, ist eine integrale Messung an der Welle oder dem Gehäuse ohnehin nicht möglich. Die Axialschubkräfte einzelner Lagerstellen können sich gegenseitig verstärken, abschwächen oder gar nicht beeinflussen. Eine gemeinsame Beurteilung kann somit zu falschen Schlussfolgerungen führen. Erkennbar wird der Axialschub als eine Axialkraft, die durch das Prüflager auf die Welle und das Gehäuse übertragen wird und diese in axialer Richtung verschiebt. Die Herausforderung bei der Messung besteht folglich darin nur die Verschiebung des Wellen- oder Gehäusesegments zu prüfen, das ausschließlich vom Prüflager beeinflusst wird. Als eine mögliche Ursache für die Entstehung von Axialschub wird das Verkippen und/oder Schränken der Lagerlaufbahnen (Lagerringe) zueinander angesehen, siehe Abschnitt 2.9. Folglich soll neben dem Axialschub in einem späteren Schritt auch die Schiefstellung der Lagerlaufbahnen zueinander analysiert werden können. Tritt Axialschub auf, so sind nicht nur die axialen Verschiebungen, die aus dem Axialschub resultieren, zu messen, sondern auch zusätzlich Rückschlüsse auf die axialschubbedingte Schiefstellung der Lagerringe zu ermöglichen. Die Axialschubmessung ist daher überdies so zu konzipieren, dass das Kippen/Schränken eines Wälzlagerrings nicht behindert wird. Im Idealfall können zusätzlich die Einzelbestandteile der resultierenden Verschiebung bestimmt werden.

Die gleichzeitige Untersuchung mehrerer Parameter an einem Prüfobjekt kann zur gegenseitigen Beeinflussung des Prüfvorgangs führen. Genannte Problematik ist in besonderem Maß für Messgrößen zutreffend, die durch berührende Verfahren zu untersuchen sind. Durch den Messvorgang, der automatisch auch eine Berührung des Prüfobjekts zur Folge hat, können externe Kräfte, Verschiebungen, Verdrehungen, etc. in das System eingebracht werden. Diese unvermeidlichen Einwirkungen können die Messgröße selbst oder Sekundärmessgrößen beeinflussen. Dies ist beispielhaft in Bild 23 zu sehen. In einem weiteren Ausschnitt aus der Anforderungsliste, Bild 24, wird dieser Aspekt daher explizit in einer Anforderung aufgenommen. Eine mechanische Beeinflussung kann nur durch berührungslos wirkende Messverfahren verhindert werden. Die zu untersuchenden Größen Reibungsmoment und Axialschub können unter üblichen Umgebungs- und Einbaubedingungen allerdings nur durch berührende Verfahren gemessen werden. Nur für die Temperaturmessung sind industrialisierte berührungsfreie Verfahren bekannt. Die Messverfahren sind daher so zu gestalten, dass die unvermeidlichen Einwirkungen vernachlässigbar

sind. Ist dies nicht für alle Messgrößen gleichzeitig möglich, sind die Einflüsse auf das Reibungsmoment bevorzugt zu minimieren. Für die geplanten Untersuchungen ist nämlich davon auszugehen, dass die Analyse des Reibungsverhaltens präzisere Untersuchungsergebnisse erfordert als die Erforschung des Axialschubs, da auch kleine Veränderungen im Reibungsverlauf hochaufgelöst dargestellt werden müssen, um die Reibungsentstehung im Beschleunigungsfeld nachvollziehen zu können.

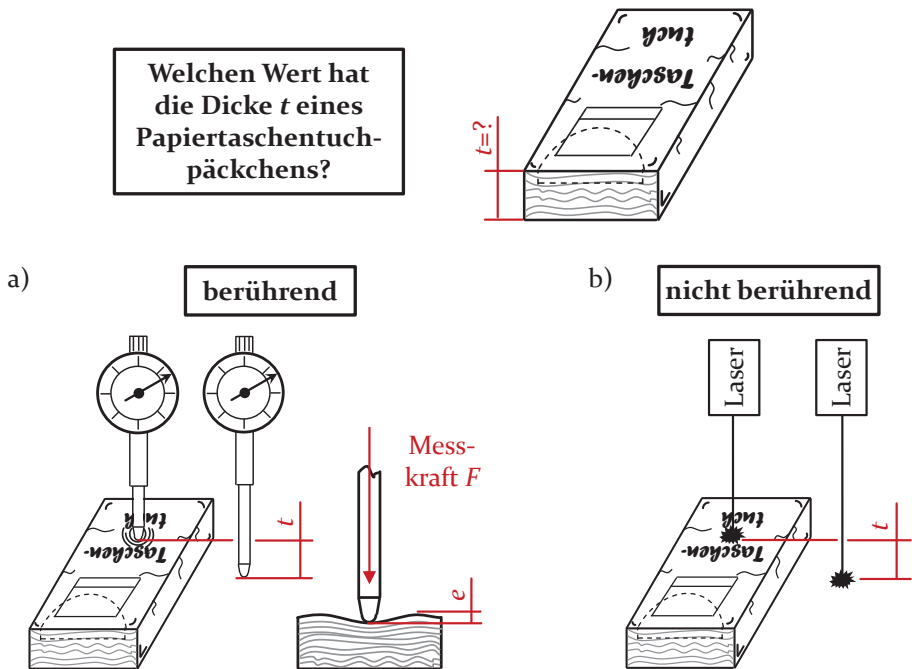


Bild 23: Bestimmung der Dicke t eines Papiertaschentuchpäckchens:
 a) Bestimmung mit Hilfe eines berührenden Systems (z.B.: Messuhr). Die systembedingte Messkraft der Messuhr verformt das elastische Päckchen um den Betrag e . Die gemessene Dicke t ist daher fälschlicherweise um den Betrag e reduziert
 b) Bestimmung mit Hilfe eines nicht berührenden Systems (z.B.: Laser). Da keine Messkraft erforderlich ist, wird die gemessene Dicke t nicht verfälscht

Wie das Reibungsmoment und der Axialschub ist auch die Lagertemperatur direkt am Prüflager zu messen, siehe Bild 24. So wird gewährleistet, dass die tatsächliche Lagertemperatur aufgenommen wird und nicht eine gemittelte Temperatur aus Lager und Lageranbauteilen. Weil die maximale und minimale Temperatur in der Lastzone und lastfreien Zone erwartet werden, siehe [48], sind die Messungen in diesen Bereichen durchzuführen. Die Dynamik der Temperaturmessung hängt neben der eingesetzten

Messtechnik auch wesentlich vom Volumen und dem Material des Messobjekts ab. Es ist daher anzustreben, dass das Volumen an dem die Messwertentnahme am Prüflager erfolgt möglichst klein gehalten wird, zumal die Materialwahl in der Regel durch weitere konstruktive und fertigungstechnische Anforderungen stark eingeschränkt ist.

09/2012	FF	Die Reibungsmessung und die Axialschubmessung dürfen sich gegenseitig nicht beeinflussen. Treten unvermeidbare Beeinflussungen auf, so ist der Reibungsmessung die höhere Priorität zuzuordnen und eine Lösung zu verwenden, die den Störeinfluss für die Reibungsmessung minimiert.
09/2012	FF	Die Messung des thermischen Verhaltens hat unmittelbar am Prüfling zu erfolgen. Es ist eine möglichst dynamische Temperaturmessung zu realisieren. Die Messstellen sind nahe an der Lastzone bzw. an der lastfreien Zone anzuordnen.
09/2012	FF	Der Prüfling ist mit Schmierstoff zu versorgen. Als Schmierstoff ist Öl zu verwenden.

Bild 24: Auszug aus der Anforderungsliste für den Wälzlagerschleuderprüfstand

Bei allen Anwendungen außer bei Sonderanwendungen wie zum Beispiel feststoffgeschmierten Lagerungen, siehe [183], sind Wälzlager mit Schmierstoff zu versorgen, siehe auch [153, 155]. Aus den in Abschnitt 1.2 und 2.1 vorgestellten Anwendungen wird ersichtlich, dass für Wälzlager im Beschleunigungsfeld Öl der wichtigere Schmierstoff ist als Fett. Für den Prüfaufbau ist eine Ölschmierstoffversorgung bereitzustellen, die die Parametervariationen, wie sie in den weiterführenden Anforderungen beschrieben werden, Bild 25, ermöglicht. Welche Parameter Einfluss auf das Reibungsmoment haben können, lässt sich beispielsweise anhand der Modelle zur Berechnung der Wälzlagerreibung ableiten und eine Auswahl wird exemplarisch in Bild 20 dargestellt. Aus der Gruppe möglicher Parameter werden die für dieses Forschungsvorhaben wichtigsten ausgewählt, wobei hier auch die Möglichkeit der Bereitstellung notwendiger Prüflager berücksichtigt werden muss. Die Einstufung der Bedeutsamkeit einzelner Parameter erfolgt auch in Anlehnung bereits durchgeführter Untersuchungen auf diesem Gebiet [93, 116, 160, 166].

Die Steifigkeit der Anschlussbauteile soll zusätzlich in einem späteren Schritt untersucht werden, da diese den Axial Schub und so eventuell das Reibungsmoment beeinflussen kann. Zur Analyse der Reibungsentstehung erscheint es sinnvoll nicht nur den Verlauf des Reibungsmomentes über einen längeren Zeitraum zu betrachten, sondern auch das Kurzzeitverhalten mit einzubeziehen also beispielsweise eine einzelne Lagerumdrehung. Um dies ohne zu große Messunsicherheiten durchführen zu können, sind die Messwerte in ausreichend kleinen Zeitschritten aufzunehmen. Bei den standardmäßig zu erwartenden Drehzahlen ist eine hochfrequente Abtast-rate notwendig. Genauere Angaben hierzu werden in Abschnitt 4.6 behandelt.

09/2012	FF	Der Prüfaufbau muss es ermöglichen, dass folgende Einflussgrößen variiert werden können: Beschleunigungswert, Prüflingsdrehzahl, Lagerlast, Lagertyp und -größe, Schmierstoff, Schmierstoffmenge, Schmierstofftemperatur, Steifigkeit der Anschlussbauteile	
09/2012	FF	Die Abtastung des Reibungs- und Axialschubsignals hat hochfrequent zu erfolgen.	

Bild 25: Auszug aus der Anforderungsliste für den Wälzlagerschleuderprüfstand

4 Umsetzung der Analysestrategie

Das Vorgehensmodell nach PAHL und BEITZ [62] sieht nach dem Abschließen der Planungsphase mit der Erstellung der Anforderungsliste den Übergang zur Konzeptphase vor. Ein kurzer Ausschnitt aus dieser Phase wird im Folgenden beschrieben. Ausgehend von einem ersten Konzeptvorschlag des Industriepartners [195] für einen Teil der notwendigen Funktionen wird das Gesamtkonzept des Prüfaufbaus entwickelt. Bild 26 zeigt die Funktionsstruktur zu Beginn der Konzeptphase, die anhand bereits bestehender, vorläufiger prinzipieller Lösungen für einige Funktionen der Anlage erstellt wurde. Die Konzeption des Stoff-, Signal- und Energieflusses ist noch weitestgehend fragmentarisch und beschreibt nur die Vorgänge im engeren Kreis des Prüflagers genauer. Im Bereich des Stoffflusses ist vor allem noch zu klären, welche weiteren Funktionen notwendig sind, um das Schmier- und Prüföl bereitzustellen und an die entsprechenden Stellen zu fördern. Zudem ist der gebrauchte Schmierstoff wieder durch ein geeignetes Vorgehen zur Schmierstoffbereitstellung zurückzuführen. Der Energiefluss sieht bislang keinen klaren Weg vor, durch welche weiteren Funktionen die benötigte Energie zu den Verbrauchern gelangen und wie die eingebrachte Energie wieder kontrolliert abgebaut werden kann. Für die allgemeinen Vorgaben zu den Prüfungen, die als Signale in die Anlage eingebracht werden sollen, und für die Ausgangssignale, die aus den Messungen erzielt werden sollen, sind dagegen bereits erste Konzeptvorschläge vorhanden. Die zu diesem Zweck erforderliche Verarbeitung der Signale und die Kommunikation der Einzelfunktionen untereinander sind jedoch weitestgehend noch nicht konzipiert. Es sind bereits erste Ansätze für weitere Funktionen, die die Überwachung der Anlage und die Verbindung mit einer Schmierstoffbereitstellung betreffen, erkennbar. Insbesondere die Funktionen zur Überwachung der Anlage erfordern jedoch noch deutliche Erweiterungen, um einerseits einen sicheren Betrieb und andererseits homogene, wiederholbare Prüfbedingungen realisieren zu können. Da entsprechend den erweiterten Angaben aus der Anforderungsliste mit schnell drehenden Bauteilen zu rechnen ist, sind zusätzliche Positionen zu installieren, die das Bedienpersonal auch in Ausnahmesituationen, also beim Versagen von Bauteilen, schützen. Dies betrifft beispielsweise bei schnellen Rotationen die Sicherung vor berstenden Bauteilen. Hierbei ist zu berücksichtigen, dass in diesen Situationen auch ein Energiefluss von den mechanischen Funktionen zu den Sicherheitsfunktionen erfolgt. Diese Energie kann nicht aus dem Gesamtsystem ausgeleitet werden und muss anderweitig aufgenommen werden.

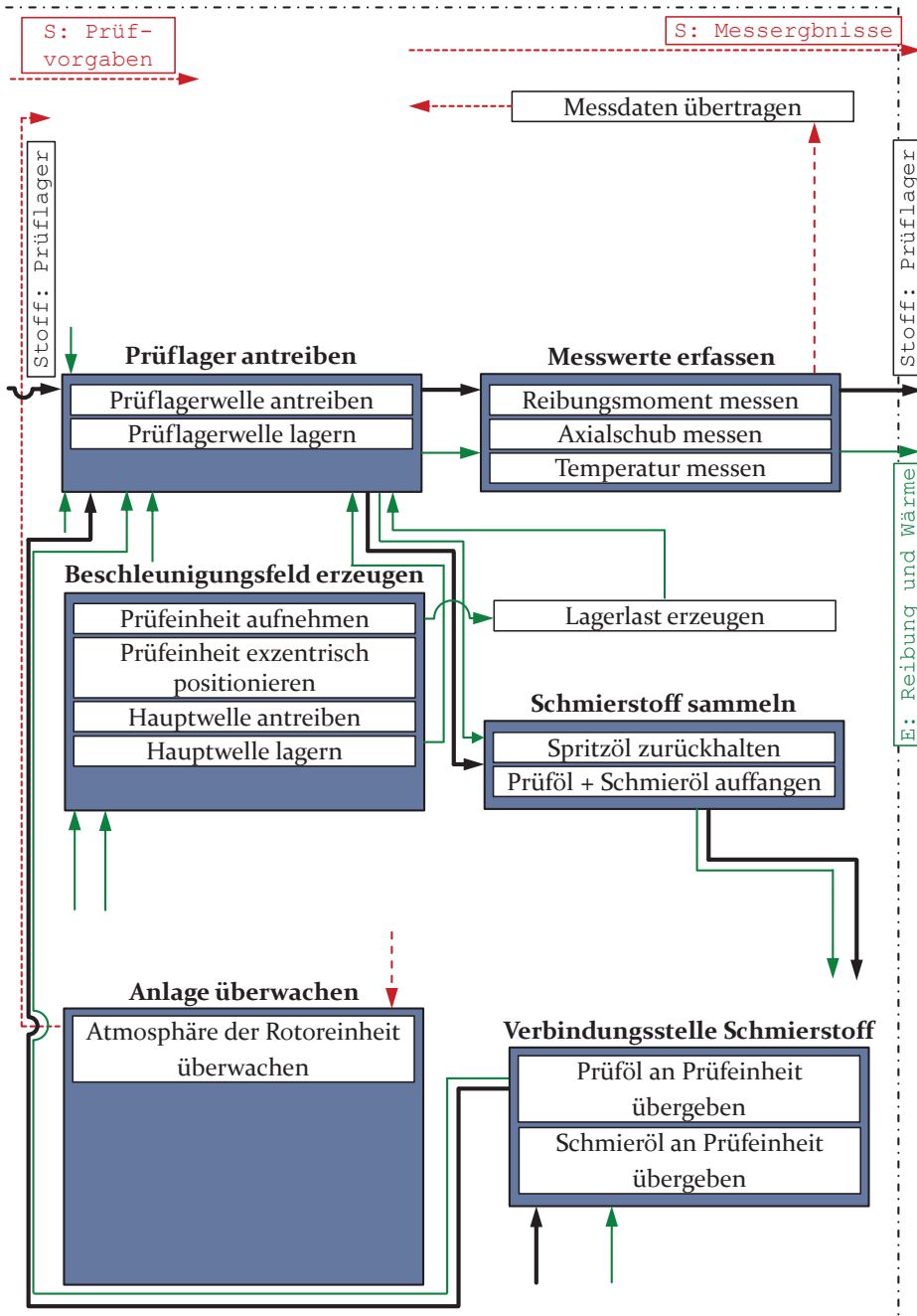


Bild 26: Funktionsstruktur nach [62] entsprechend einem anfänglichen Konzeptvorschlag des Industriepartners Schaeffler Technologies AG & Co. KG [195]: rote Linie = Signalfluss; schwarze Linie = Stofffluss; grüne Linie = Energiefluss; schwarze Strichlinie = Systemgrenze

Der Zweck einer Funktionsstruktur besteht darin die Zusammenhänge der einzelnen Funktionen, die Ein- und Ausgangsgrößen miteinander verbinden, lösungsneutral zu verdeutlichen [62], um hieraus unbeeinflusst die bestmöglichen Lösungen generieren zu können. Die unter Bild 26 gezeigte Funktionsstruktur basiert allerdings auf ersten Vorstellungen des Industriepartners für prinzipielle Lösungen. In diesem Zusammenhang ist daher kritisch zu hinterfragen, ob es zugunsten einer möglichst neutralen Beschreibung des Problems zulässig ist auf diese Funktionsstruktur aufzubauen. Es ist bekannt, dass die Erstellung einer Funktionsstruktur sozusagen niemals völlig frei ist von mehr oder weniger konkreten Vorstellungen für die Lösung bestimmter Aufgaben [62]. Indirekt wird hierdurch zwar der Aufbau der Funktionsstruktur beeinflusst, allerdings kann insbesondere bei umfangreichen Aufgaben die Erstellung der Funktionsstruktur anhand einer ersten Lösungsidee auch eine Hilfestellung bieten [62], um die Komplexität der Aufgabe beherrschbar zu machen. Die Erstellung der Funktionsstruktur ist außerdem nicht als einmaliger abgeschlossener Prozess zu verstehen. Zur Ermittlung der endgültigen Fassung ist der Entwicklungsprozess der Funktionsstruktur iterativ zu durchlaufen [62]. Dies erfolgt solange, bis die Struktur einen Reifegrad erreicht hat, der alle notwendigen Funktionen der Maschine umfasst. Hieraus und aus der Formulierung der Funktionsstruktur als solches folgt bereits eine notwendige Abstraktion der Aufgabe [62].

Das Ergebnis dieses Vorgehens zeigen Bild 27 und Bild 28. Wie es die finale Funktionsstruktur erkennen lässt, wurde das ursprüngliche Konzept um wesentliche Funktionsblöcke, die unter anderem die Energieeinleitung in die Antriebe betreffen, erweitert. Diese ermöglichen einen durchgängigen Stoff-, Signal- und Energiefluss von den Eingangsgrößen hin zu den Ausgangsgrößen. Grundlegende Aufgaben wie die Steuerung und die Schmierstoffbereitstellung wurden ergänzt und in das Systemnetzwerk eingebunden.

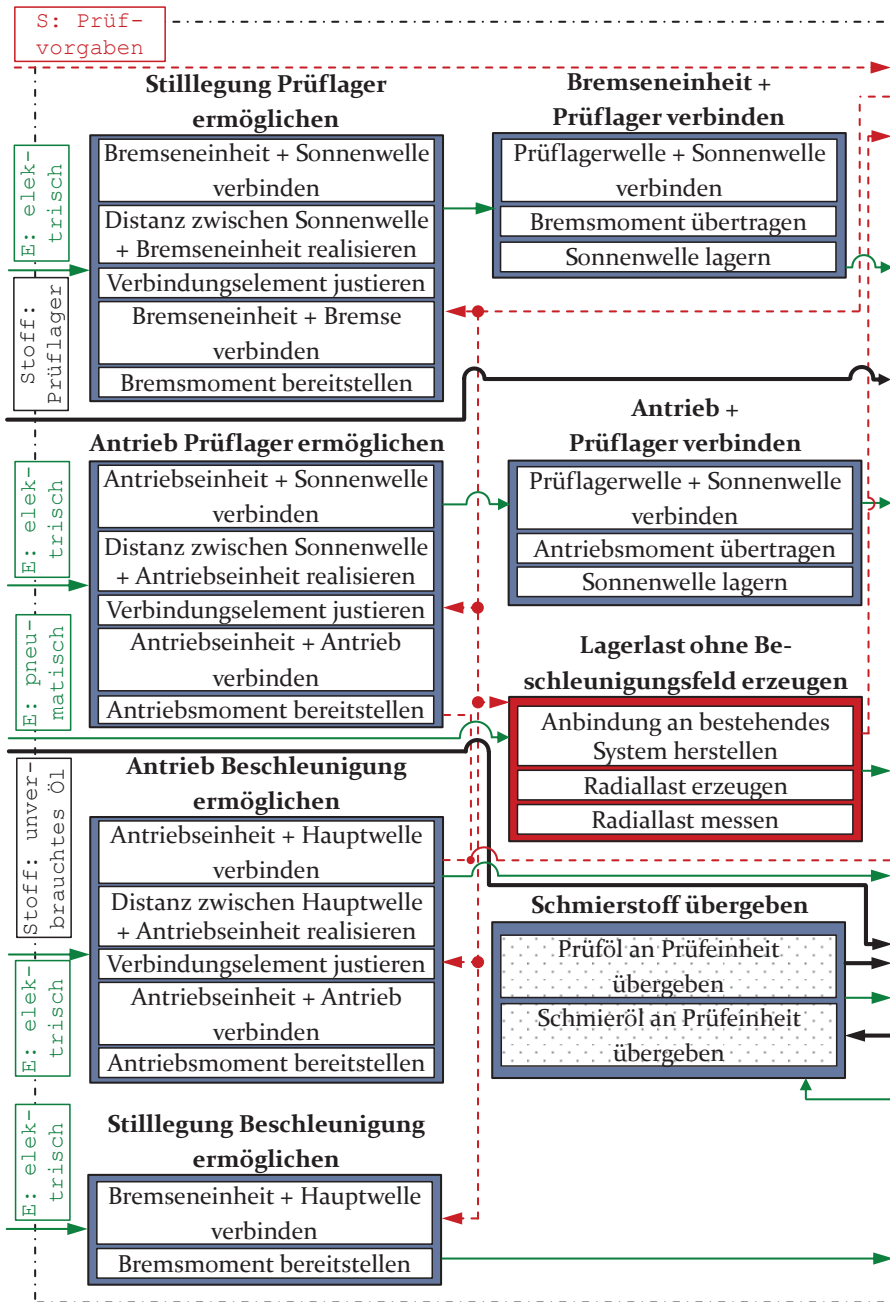


Bild 27: Finale Funktionsstruktur Teil I nach [62]: weiß = neue Funktion; gemustert = überarbeitete Lösung; rote Linie = Signalfluss; schwarze Linie = Stofffluss; grüne Linie = Energiefluss

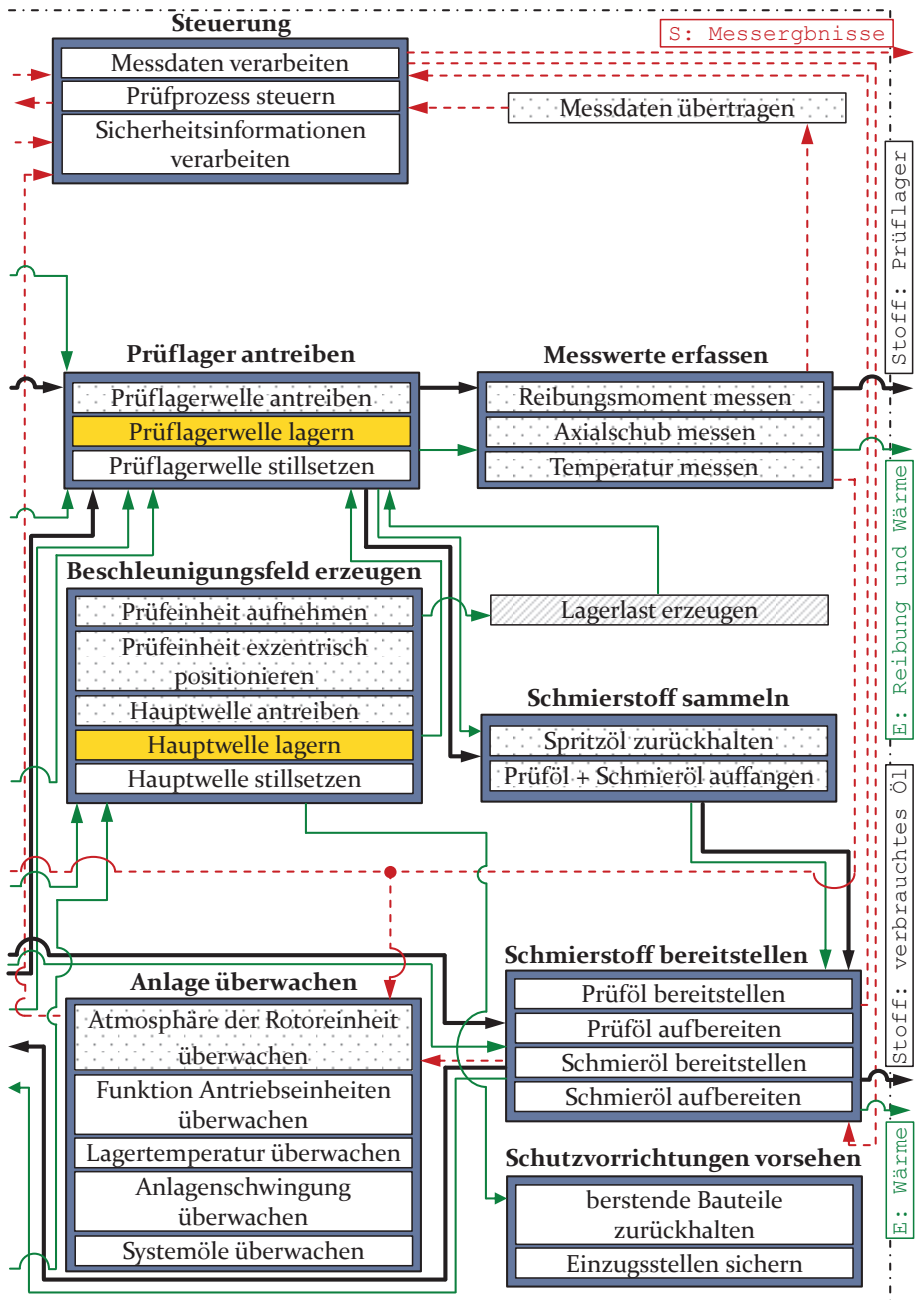


Bild 28: Finale Funktionsstruktur Teil II nach [62]: weiß = neue Funktion; gemustert = überarbeitete Lösung; gelb = neue Lösung; schraffiert = alte Lösung; rote Linie = Signalfluss; schwarze Linie = Stofffluss; grüne Linie = Energiefluss

Um zusätzlich Prüfungen ohne einen Beschleunigungseinfluss durchzuführen, wurde ein weiterer Funktionsblock zur Lasterzeugung ohne Beschleunigungsfeld hinzugefügt. Auch die Methoden zur Überwachung der Anlage wurden maßgeblich erweitert. Dass die Erstellung der Funktionsstruktur wie auch der Produktentwicklungsprozess im Ganzen hoch iterative Prozesse sind, zeigt sich an den schon in der Ausgangsstruktur vorhandenen Funktionen. Die Funktionen, deren ursprüngliche Lösungen überarbeitet wurden, sind in der finalen Fassung durch eine Musterung gekennzeichnet. In gelber Farbe sind die Funktionen hinterlegt, deren Lösungen vollständig verworfen und durch Alternativlösungen ersetzt wurden. Lediglich eine Lösung der ursprünglichen Überlegungen, die Erzeugung der Lagerlast, wurde unverändert in die finale Fassung übernommen. Dies zeigt, dass der Einstieg mit ersten Lösungsvorschlägen den kreativen Ideenfindungsprozess nicht behinderte und zu einer besseren Beherrschung der Komplexität des Prüfaufbaus beitrug.

Im Anschluss an die Konzeptphase folgt die Entwurfsphase und als letzter Schritt die Ausarbeitungsphase. In dieser Arbeit wird eine detaillierte Beschreibung der verbleibenden Phasen weitestgehend ausgespart und die Ergebnisse der Ausarbeitungsphase werden direkt dargelegt.

4.1 Notwendigkeit eines neuen Prüfstandentwurfs

In den folgenden Ausführungen soll diskutiert werden, ob ein neuer Prüfaufbau zwingend notwendig ist oder inwiefern bereits bestehende Anlagen genutzt werden können. Eine Übersicht über bereits bekannte Prinzipien zur Messung der Wälzlagerreibung gibt Bild 29. Die Skizzen zeigen die übergeordneten Prinzipien der Messverfahren ohne hierbei auf untersuchungsspezifische Detailgestaltungen einzugehen. Weite Verbreitung finden die n-Lagerprinzipien. Der Vorteil dieser Prinzipien liegt in der einfachen Gestaltung der Prüflagerung und der unkomplizierten messtechnischen Umsetzung der Reibungsmessung. Bei dem Prinzip nach Bild 29 a) wird das Reibungsmoment direkt durch eine Drehmomentmesswelle aufgenommen, die in Reihe zur Prüflagerung angeordnet ist. Dieses Prinzip nutzen beispielsweise [20, 97, 169, 170]. Bei dem Prinzip nach Bild 29 b) wird das Reibungsmoment nicht an der Welle sondern am frei beweglichen Gehäuse abgegriffen. Dies erfolgt über einen Kraftsensor, der eine Verdrehung des Gehäuses verhindert. Das Reibungsmoment als Reaktionsmoment ergibt sich aus dem gemessenen Kraftwert und dem bekannten Hebelarm des Sensorangriffpunkts. Die Vorteile sind ähnlich zu denen nach Bild 29 a). Diese Vorgehensweise verfolgen [112, 136, 171].

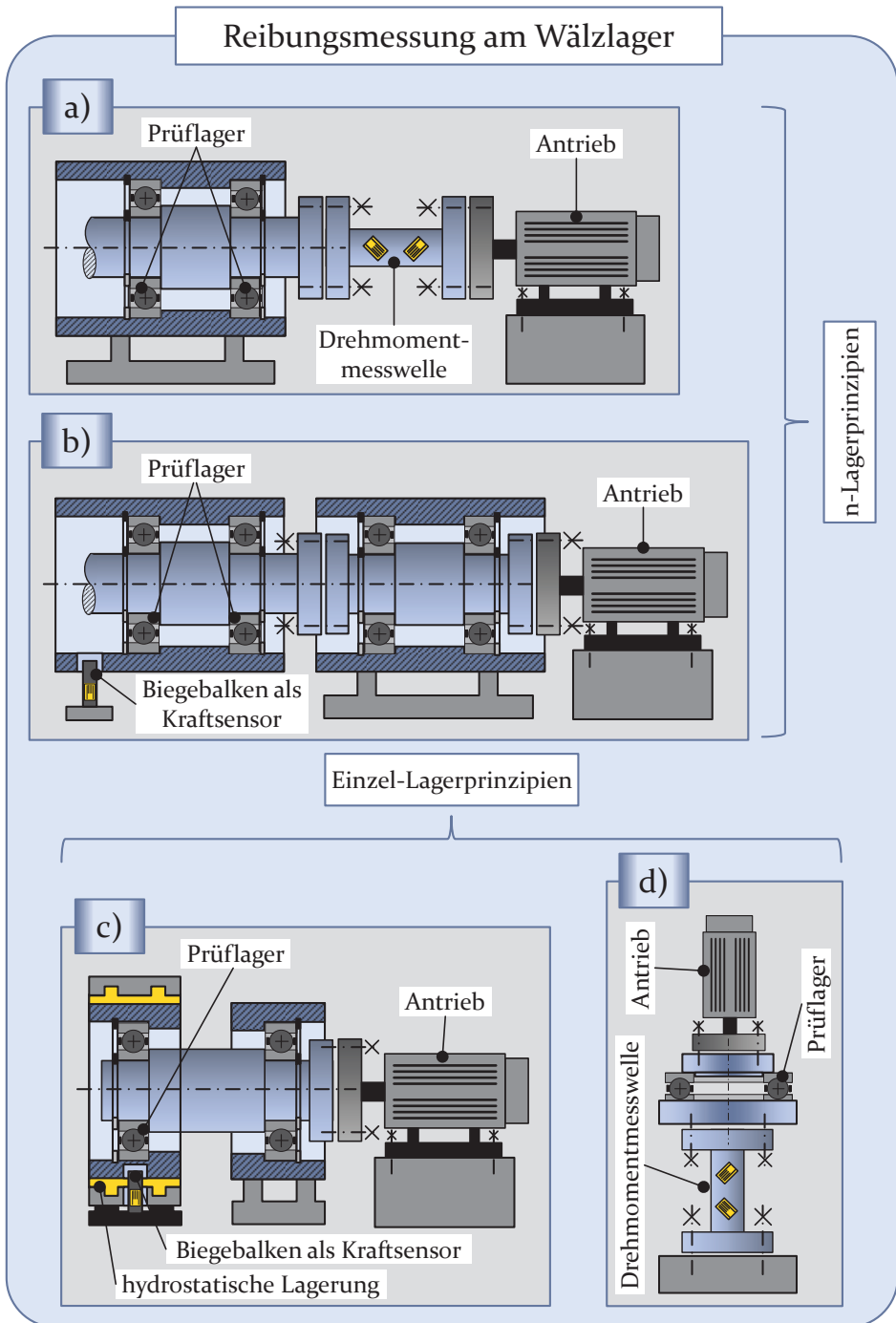


Bild 29: Messverfahren (Draufsicht) zur Bestimmung der Reibung am Wälzlager: a) und b) Integralmessung; c) und d) Einzelmessung

Bestehende Anlagen mit diesen Messprinzipien können für die angestrebten Untersuchungen nicht angewandt werden, da diesen eine integrale Bestimmung des Reibungsmomentes zu Grunde liegt. Die daraus resultierenden Nachteile wurden bereits in Abschnitt 3 dargelegt. Ein ähnlicher konstruktiver Aufwand wie bei den n-Lagerprinzipien ergibt sich für das Einzellagerprinzip gemäß Bild 29 d). Es wird ausschließlich das Moment des Prüflagers ermittelt. Dieser einfache Prüfaufbau ist nur möglich, da das Prüflager als Axiallager geprüft wird und hier die Lagerlast bei vertikaler Anordnung auf nur ein einzelnes Lager eingeleitet werden kann. Hilfslager zur Sicherung der statischen Randbedingungen sind nicht notwendig. Das beschriebene von [45, 183] genutzte Prüfprinzip (Bild 29 d)) kann für die geplanten Analysen ebenfalls nicht genutzt werden, da entsprechend den in Abschnitt 1.2 und 2.1 beschriebenen Anwendungen vornehmlich Radiallager zu prüfen sind. Das konstruktiv aufwändigste Messprinzip zeigt Bild 29 c). Durch eine hydrostatische oder alternativ auch aerostatische beziehungsweise magnetische Lagerung des Prüflagergehäuses ist es möglich, dass sich das Gehäuse trotz aufzunehmender Radiallast nahezu reibungsfrei verdrehen kann. Die Verdrehung kann wieder beispielsweise durch einen Biegebalken verhindert werden und in ein Reibungsmoment umgewandelt werden. Durch diesen Ansatz, den [48, 106, 169] verfolgen, können auch an radialbelasteten Wälzlager Einzellageruntersuchungen durchgeführt werden. Prüfanlagen nach diesem Prinzip erfüllen die gestellte Anforderung nach Einzellagerprüfungen am besten. Ein wesentliches Problem, das hier wie auch bei allen anderen vorgestellten Aufbauten vorliegt, ist das fehlende Beschleunigungsfeld.

Weitere bekannte Prüfprinzipien, die zudem die Möglichkeit zur Untersuchung von Wälzlager im Beschleunigungsfeld bieten, sind die Anlagen, die von [54, 88, 89, 145, 166] verwendet wurden. Während die erste Anlage nach [89] der Untersuchung von Käfigbruch und Käfigverschleiß bei Zylinderrollenlagern im Beschleunigungsfeld diente, konnte mit der weiterentwickelten Anlage nach [88, 166] schließlich auch das Reibungsmoment diverser Lagerbauarten im Beschleunigungsfeld untersucht werden. Einen schematischen Überblick über die Anlage gibt Bild 30 a). Die Anlage ist ähnlich einem Planetengetriebe aufgebaut. Durch die Antriebe 1 und 2 können die Beschleunigung und die Prüflagerdrehzahl eingestellt werden. Von den insgesamt 4 Prüflagern haben bei jeweils zwei Lagern der Lageraußen- beziehungsweise der Innenring Umfangslast. Das Reibungsmoment wird am jeweils stillstehenden hydrostatisch gelagerten Lagerring durch mit Dehnungsmessstreifen (DMS) bestückte Federbleche gemessen. Durch einen Spannarm können statische Lasten aufgebracht werden. [166]

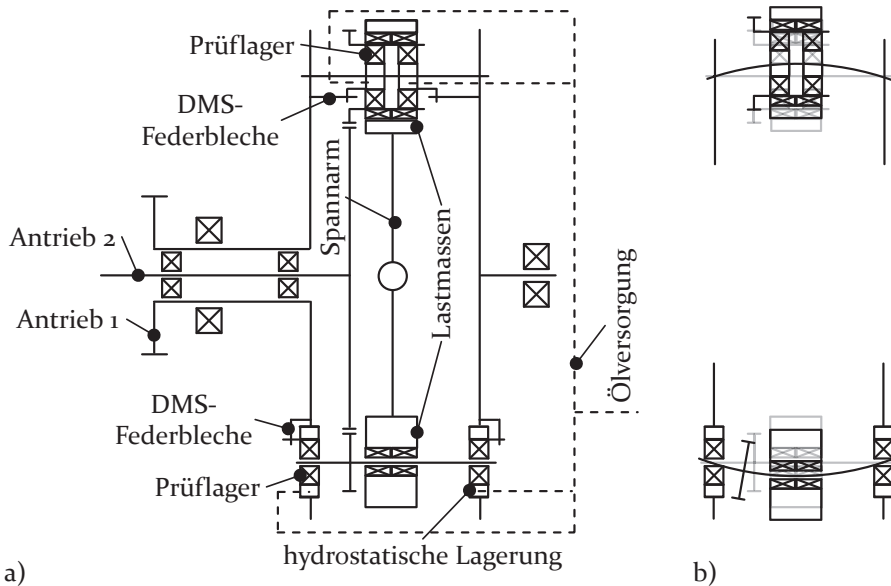


Bild 30: a) Schema des Prüfstandes nach [166];
b) Verformung der Prüflagerwellen unter Last für den Prüfstand nach a)

Diese Anlage entspricht am besten den Anforderungen aus Abschnitt 3. Dennoch kann dieser Prüfaufbau aus verschiedenen Gründen nicht für die gewünschten Untersuchungen eingesetzt werden. Mit der vorgestellten Anlage wurden Reibungsuntersuchungen durchgeführt bis zu einer Beschleunigung, die dem 300-fachen der Erdbeschleunigung entspricht [166]. Für die geplanten Forschungsarbeiten werden aber je nach Prüflagertyp und Untersuchungsschwerpunkt Beschleunigungen bis zur 3 000-fachen Erdbeschleunigung gefordert. Ein weiterer entscheidender Punkt ist die fehlende Möglichkeit mit der Anlage den Axial Schub und die Verkipfung/das Schrägen der Lagerringe zu analysieren. Einerseits fehlt zur Untersuchung des Axialschubs die notwendige Messtechnik und andererseits eignet sich aber auch der Einbau der Prüflager nicht zur Durchführung von Axial Schubmessungen. Bild 30 b) stellt überhöht die Verformungen der jeweiligen Prüflagerwellen dar. Aufgrund der Verformung der Wellen und die symmetrische Anordnung der Prüflager um die vertikale Mittellinie der Wellen werden die Lagerringe gekippt. Da das Kippen der Lagerringe als eine mögliche Ursache für die Entstehung von Axial Schub angesehen wird [111, 134], begünstigt die vorliegende Prüflageranordnung unter Last die Entstehung von Axial Schub. Eine gezielte Untersuchung der Axial Schubentstehung ist somit nicht möglich. Unabhängig hiervon muss sich auch mindestens ein Lagerring der Prüflager leichtgängig in axialer

Richtung verschieben lassen, um den Betrag und Richtung der Axialskraft fehlerfrei ermitteln zu können. Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass es zum derzeitigen Stand von Wissenschaft und Forschung trotz vieler bereits bestehender, respektabler Prüfeinrichtungen keinen geeigneten Prüfaufbau zur Durchführung der angestrebten Analysen gibt. Die Umsetzung des Prüfsystems gemäß der Funktionsstruktur nach Bild 27 und Bild 28 ist daher unumgänglich.

Resümee:

Bereits verfügbare Prüfeinrichtungen können den Anforderungen an die Untersuchungsumgebung nach Abschnitt 3 nicht gerecht werden. Insbesondere die Forderung nach einer vollständigen Erfassung der Einfluss- und Ergebnisgrößen kann durch integrale Reibungsmessung, Vernachlässigung des Axialschubs und axialschubfördernde Einbauten nicht erfüllt werden.

4.2 Mechanischer Aufbau

Im Rahmen dieser Arbeit wurde der Prüfaufbau gemäß den Anforderungen aus Abschnitt 3 und der finalen Funktionsstruktur (Bild 27 und Bild 28) aus Abschnitt 4.1 in einer 4 jährigen Planungs-, Entwicklungs-, Umsetzungs- und Inbetriebnahmephase realisiert. Aufgrund der Bewegungsbahnen der Prüflager wird diese Anlage als Wälzlagerschleuderprüfstand (WSP) bezeichnet. Der Wälzlagerschleuderprüfstand hat eine Gesamtmasse von 16 Tonnen, eine Prüffläche von 22 m² und ist in einem Prüfbunker aufgestellt [P1, P2, P4], siehe Bild 31. Die Anlage untergliedert sich in die drei großen Funktionseinheiten Steuerung, Ölversorgung und mechanischer Aufbau.

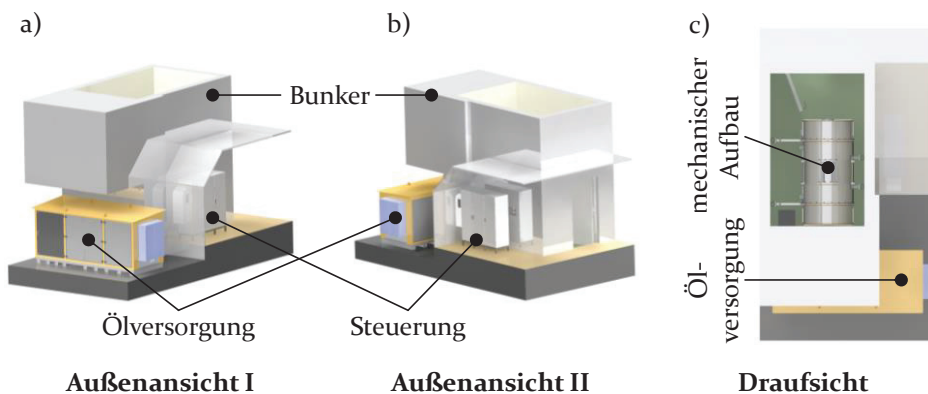


Bild 31: Übersicht Wälzlagerschleuderprüfstand

4.2.1 Grundlegende Betrachtungen

Eine detaillierte Betrachtung der Steuerung bewirkt an dieser Stelle keinen zusätzlichen Erkenntnisgewinn und erfolgt daher nicht. Da ihr aber im Rahmen der Versuchsdurchführung eine zentrale Rolle zukommt, werden in einem kurzen Überblick einige Grundideen der Steuerungskonzeption dargestellt. Über ein Eingabeterminal können alle Prüf- und Anlagenparameter an die Software des Prüfaufbaus übergeben werden, wobei die Eingabemöglichkeiten auf die zulässigen Extremwerte der Anlage beschränkt sind. Die Software erfasst auch die Signale der insgesamt über 90 Sensorenstellen und verarbeitet sie entsprechend den vorgegebenen Verfahrenskriterien. Die festen Abschaltverfahren des Prüfaufbaus sehen ein zweistufiges System vor. Um die Umgebung und die Anlage zu schützen, beinhaltet das System zwei unterschiedliche Abschaltsschwellen. Die erste Warnschwelle ruft ein geregeltes Herunterfahren der Anlage über die Software hervor, während die zweite Warnschwelle einen harten Not-Aus der Anlage einleitet. Zur Minimierung des Verkabelungsaufwandes und zur Erhöhung der Flexibilität bei Montage, etc. werden die Sensorsignale direkt in fünf separaten Schaltschränken an den jeweiligen Funktionseinheiten gesammelt, die über ein Bussystem mit der zentralen Steuerung verbunden sind. Über die Steuerung wird vor allem auch das Zusammenspiel der insgesamt neun Servomotoren der Anlage geregelt. Zur besseren Bedienung und Überwachung der Prüfvorgänge ist auch die Messsoftware in die Steuerung integriert und ermöglicht so einerseits eine Online-Betrachtung der Messergebnisse und andererseits eine einfache Erfassung und Verwaltung der Messdaten.

Ein wesentliches Kernelement der Anlage stellt der in [P1, P2, P4] erstmals vorgestellte mechanische Aufbau dar. Eine schematische Darstellung des Konzepts zeigt Bild 32. Die Mechanik ist als Planetengetriebe gestaltet, das keine festen kinematischen Abhängigkeiten zwischen der Steg-/Führungsdrehzahl und der Prüflager-/Relativedrehzahl vorgibt. Mit dem Aufbau können gleichzeitig zwei Prüflager (1) getestet werden. Der Zeitaufwand zur Durchführung von Wiederholversuchen kann so reduziert werden. Die Prüflager (1) erfahren reine Radiallast durch das Gewicht der Außenringe (2), die im Beschleunigungsfeld beschleunigt werden. Die Prüflager (1) sind auf den Prüflagerwellen (4) radial und axial gelagert. Die Prüflagerwelle (4) wiederum stützt sich über die Hilfslager (3) im Steg (15) des Planetengetriebes ab. Die Hilfslager (3) gewährleisten ausschließlich die radiale Lagerung der Prüflagerwelle (4). Die axiale Lagerung wird durch die Druckkamm Lagerung (6) realisiert. Diese Lagerung ist in den Antrieb der Prüflagerwelle (4) durch das Planetenzahnrad (5) und das Sonnen-

zahnrad (7) eingebunden und ermöglicht auch unter extremen Beschleunigungen eine sichere axiale Lagerung der Prüflagerwelle (4).

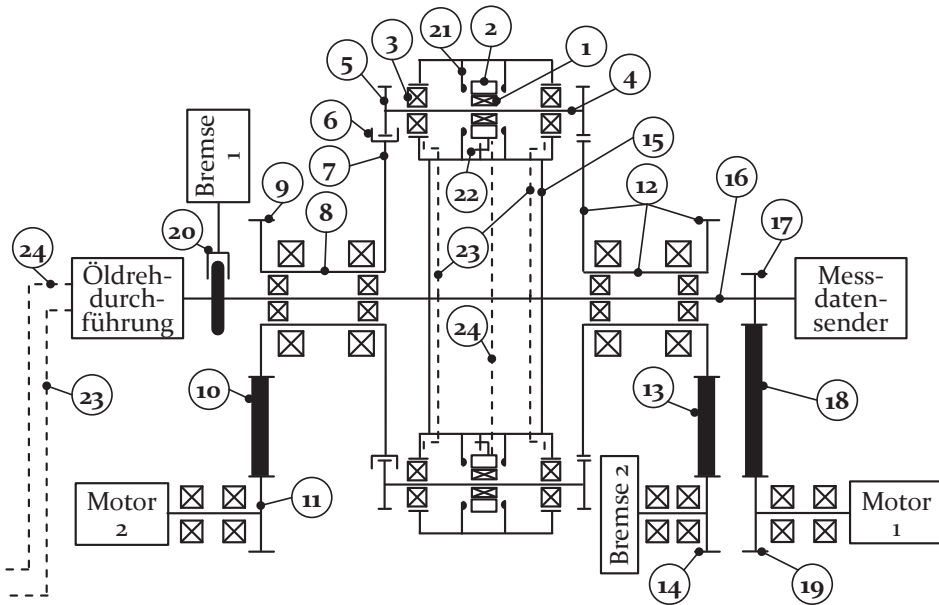


Bild 32: Schematische Darstellung des Wälzlagerschleuderprüfstandes nach [P1, P2, P4]

Das Sonnenzahnrad (7) ist fest mit der Sonnenwelle (8) verbunden, die durch die Riemenscheibe (9) angetrieben wird. Durch den Zahnriemen (10) wird über die Antriebs- und Spanneinheit (11) die Antriebsenergie des Motor 2 auf die Sonnenwelle (8) übertragen und so die Prüflagerdrehzahl eingestellt. Symmetrisch zur vertikalen Mittellinie ist die Einheit (12) bestehend aus Sonnenzahnrad, Sonnenwelle und Riemenscheibe in identischer Weise nochmals vorhanden. Mit Hilfe des Zahnriemens (13) ist an dieser Position eine Antriebs- und Spanneinheit (14) angeschlossen, die im Betriebszustand Not-Aus die Bremsenergie der Bremse 2 auf die Prüflagerwellen (4) überträgt und diese zum Stillstand bringt.

Die bisher beschriebenen Abläufe dienen lediglich der rotatorischen Bewegung der Prüflager (1). Das notwendige Beschleunigungsfeld wird bei dieser Anlage durch eine zusätzliche Bewegung der Prüflager (1) auf einer Kreisbahn erzeugt, sodass die Prüflager (1) der Normalbeschleunigung der Kreisbewegung unterliegen. Die Bewegung auf einer Kreisbahn wird durch die exzentrische Lage der Prüflager (1) zum Drehzentrum der Hauptwelle (16) realisiert. Die Hauptwelle (16) ist mit dem Steg (15) verbunden, der die Prüflager (1) in der exzentrischen Lage hält. Der Antrieb der

Hauptwelle (16) erfolgt über die Riemenscheibe (17), die durch den Zahnriemen (18) mit der Antriebs- und Spanneinheit (19) verbunden ist, die die Antriebsenergie des Motor 1 aufnimmt. Die Stilllegung der Hauptwelle (16) im Not-Aus Betrieb erfolgt durch die Bremse 1, die als Kombination Zangenbremse/Bremsscheibe (20) ausgeführt ist. Durch den Schmierölstrom (23), der mit Hilfe einer Drehdurchführung von der stationären Ölzufuhr in die rotierende Hauptwelle eingespeist wird und sich dort in vier separate Schmierkanäle aufteilt, werden die Hilfslager (3) mit dem notwendigen Schmier- und Kühlmittel versorgt. Der Prüfölstrom (24), der ebenfalls über die Drehdurchführung in die Hauptwelle eingespeist wird und sich dort in zwei separate Kanäle aufteilt, liefert die gewünschte Prüfölmenge mit der geforderten Temperatur an die Prüflager (1).

Die Messung des Axialschubs erfolgt durch DMS-bestückte Biegebalken (21). Je Prüflager (1) sind insgesamt sechs dieser Biegebalken (21) verbaut. In positiver und negativer axialer Verschieberichtung des Außenrings (2) befinden sich jeweils drei Sensoren (21), die um jeweils 120° zueinander versetzt sind. Durch auftretenden Axialschub wandert der Außenring (2) gegen die Biegebalken (21), die ihn an einer weiteren Bewegung hindern und so die anliegende Axialschubkraft detektieren. Das Reibungsmoment wird nach einem ähnlichen Prinzip erfasst. Die Messung erfolgt auch über DMS-bestückte Biegebalken (22). Der rotatorisch frei bewegliche Außenring (2) wird durch das vorliegende Reibungsmoment zu einer Rotationsbewegung veranlasst. Durch eine am Außenring (2) befestigte Gabel, in die der Sensor (22) greift, verhindert der Biegebalken (22) die Rotationsbewegung des Außenrings (2) und kann so das Reibungsmoment des Prüflagers (1) erfassen. In das Schema gemäß Bild 32 nicht eingezeichnet sind die Temperatursensoren der Prüflager (1). Je Prüflager (1) sind zwei Temperatursensoren verbaut. Sie sind in den Außenring (2) integriert und sind so positioniert, dass sie die Temperatur in der Lastzone und um 180° versetzt zu ihr messen. Die Aufnahmebohrungen der Temperatursensoren befinden sich wenige Millimeter unter der Laufbahn der Wälzkörper. Als Lastzone oder auch tragende Zone wird der Bereich am Lagerumfang bezeichnet, innerhalb dessen durch die Wälzkörper die Lagerlast zwischen den Lagerringen übertragen wird [155]. Die Messdaten aller Sensoren müssen von den rotierenden Elementen auf die statische Messdatenauswertung in der Steuerung übertragen werden. Hierzu wird der Messdatensender am rechten Ende der Hauptwelle (16) verwendet. Da der mechanische Aufbau durch eine Einhausung umgeben ist, die als Spritzschutz und Sammelkammer für das Prüf- und Schmieröl dient, werden die Planetenzahnräder (5), die Druckkammlagerung (6) und die Sonnenzahnräder (7) durch mehrere

am Umfang verteilte Öldüsen mit dem notwendigen Schmieröl versorgt. Das Schmiersystem funktioniert nach dem Prinzip einer Öleinspritzschmierung.

Wie aus der bisherigen Beschreibung hervorgeht, erhalten die Prüflager ihre Radiallast ausschließlich aus der Beschleunigung der Außenringmasse. Das hat zur Folge, dass Reibungsuntersuchungen ohne den Einfluss eines Beschleunigungsfeldes aufgrund der fehlenden radialen Belastung der Lager mit dem vorliegenden Aufbau nicht durchgeführt werden können. Um nicht nur die Gesamtreibung der Prüflager im Beschleunigungsfeld angeben zu können, sondern auch einen konkreten Wert für den Anteil an der Reibung, der durch die Bewegung des Wälzlagers im Beschleunigungsfeld entsteht, sind Untersuchungen nötig, die eine Reibungsmessung ohne einen Beschleunigungseinfluss ermöglichen. Grundsätzlich besteht für Untersuchungen dieser Art die Möglichkeit auf einen bestehenden Prüfstand entsprechend Bild 29 auszuweichen. Wie jedoch aus [48, 170] bekannt ist, können Reibungsmessungen starken Streuungen unterliegen. Um weitere Unsicherheiten, die aus den unterschiedlichen Messvorrichtungen und Einbaubedingungen resultieren können, zu vermeiden, sollen für diese Analysen auch die Messvorrichtungen entsprechend dem Aufbau nach Bild 32 verwendet werden. Der Prüfaufbau ist folglich so zu erweitern, dass die Radiallast der Prüflager auch ohne ein vorhandenes Beschleunigungsfeld aufgebracht werden kann, wobei die Funktion der vorhandenen Messvorrichtungen weiterhin gegeben sein muss. Die Anforderungen für diese Erweiterung sind daher identisch mit den in Abschnitt 3 für den Prüfaufbau nach Bild 32 bereits genannten Aspekten. Ausschließlich das geforderte Beschleunigungsfeld ist nicht zu realisieren. Entsprechend der Funktionsstruktur nach Bild 28 wird daher lediglich die Funktion *Lagerlast erzeugen* durch die alternative Funktion *Lagerlast ohne Beschleunigungsfeld erzeugen*, siehe Bild 27, ersetzt.

Das gewählte Lösungskonzept zeigt Bild 33, siehe auch [P2, P4]. Der modifizierte Prüfaufbau wird als Wälzlagerschleuderprüfstand^{plus} (WSP^{plus}) bezeichnet. Die Anlage entspricht dem Aufbau gemäß Bild 32, wobei die Elemente (25 – 28) ergänzt werden. Die Positionen (25 – 28) sind zu einer kompletten Einheit verbunden, die als Ganzes an die ursprüngliche Prüfvorrichtung angebracht wird. Die Verbindung zur Steuerung der Anlage erfolgt für die Zusatzeinrichtung über das Bussystem des Prüfaufbaus. Die Radialkraft wird durch Balgzylinder (28) aufgebracht, die gegen eine massive Stahlplatte (27) drücken und diese linear nach außen verschieben. An der Stahlplatte (27) ist eine Stange (26) aus Stahl angebunden, die die Prüflager (1) mit der Platte (27) verbindet. Die Stange (26) wird von einer

Kraftmessdose (25) unterbrochen, sodass sich der Wert der Radialkraft bestimmen lässt. Die Regelung der Balgzylinder (28) erfolgt durch Abgleich des Vorgabewerts mit dem an der Messdose (25) anliegenden Wert. Während der Durchführung der Untersuchungen muss die Bewegung des Steges (15) und der Hauptwelle (16) gesperrt werden. Hierzu wird der Motor 1 deaktiviert und die Zange (20) der Bremse 1 geschlossen. Die Position der Hauptwelle (16) und der Prüflager (1) wird so gesichert. Die Einstellung der exakten Position wird durch einen Anschlag erreicht, der mit dem Steg (15) und dem Gehäuse des Prüfaufbaus verbunden ist.

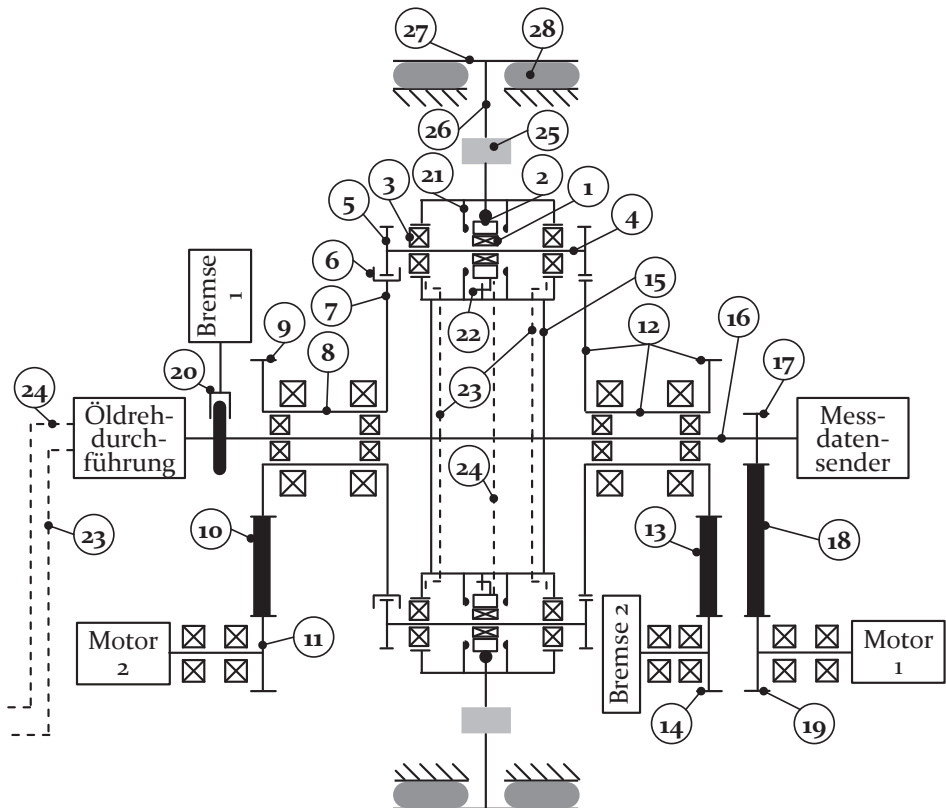


Bild 33: Schematische Darstellung des Wälzlagerschleuderprüfstandes^{plus} nach [S1, P2, P4]

4.2.2 Praktische Realisierung des mechanischen Aufbaus

Die im weiteren Verlauf dargestellten Aspekte der Prüfstandsrealisierung stellen nur einen kleinen Ausschnitt der Gesamtumsetzung dar und beschränken sich auf die wichtigsten Bereiche. Die betrachteten Punkte sind

zur Verwirklichung der genannten Anforderungen und der in Bild 32 und Bild 33 gezeigten Schemata zwingend erforderlich oder ihre detaillierte Erläuterung dient einem besseren Verständnis der durchgeführten Untersuchungen und Schlussfolgerungen. Es steht hierbei allerdings außer Frage, dass bei einer realen Maschine gerade auch die konstruktiven Details, die im Rahmen dieser Arbeit nicht dargestellt werden können, über Erfolg und Misserfolg entscheiden.

In Bild 34 a) und b) ist eine Gesamtübersicht des mechanischen Prüfaufbaus zu sehen. Besonders wichtig für den Betrieb der Anlage sowie für die Erzielung möglichst Störungseinfluss befreier Messergebnisse ist ein schwingungsarmer Prüfbetrieb. Maschinen mit bewegten Massen haben zahlreiche Schwingungserreger wie Restunwuchten, Antriebe, Riementriebe, Zahnradgetriebe, etc., die an einer Anlage ein ganzes Schwingungsspektrum hervorrufen können. Eine Minderung beziehungsweise Dämpfung der Schwingungserregung kann durch eine möglichst steife und schwere Grundkonstruktion erzielt werden. Hierzu wird die Anlage auf einem Maschinenbett (1) aus Stahlguss und schwingungsdämpfenden Füßen aufgebaut. Die Einleitung der Maschinenkräfte auf das Maschinenbett (1) erfolgt durch ein geschweißtes Grundgestell (2), dessen Konzeption einer Fachwerksstruktur folgt. Um eine weitere Dämpfungsmöglichkeit für die Anlage bereitzustellen, falls übermäßige nicht vorhersehbare Schwingungen auftreten, ist das Grundgestell (2) so ausgeführt, dass die verwendeten Hohlprofile mit Sand, der schwingungsdämpfend wirkt, gefüllt werden können.

Auf dem Grundgestell (2) sind die Antriebsmotoren (3) mit den dazugehörigen Antriebs- und Spanneinheiten (4) befestigt, die über Riemen (5) die Verbindung zur Rotoreinheit (6) herstellen. Um die Riemen Spannung und somit auch das Schwingverhalten der Riementriebe einstellen/beeinflussen zu können, sind die Antriebs- und Spanneinheiten (4) mit individuell einstellbaren Spannmöglichkeiten (7) (Doppelspannrolle oder Spannschiene) versehen. Der Bereich der Rotoreinheit (6), innerhalb dessen die Prüflager am Steg befestigt sind, wird von einer Einhausung (8), die das frei von den Prüflagern wegspritzende, gebrauchte Prüföl in der Anlage zurückhält, gekapselt. Diese Einhausung (8) führt das gebrauchte Öl der Prüf- und Hilfs-lagerung dem Sammelbehälter (9), auf dem die Rotoreinheit (6) gelagert ist und somit dem Ölkreislauf wieder zu. Als Berstschutz umgibt eine Schutzhaube (10) die gesamte mechanische Einheit.

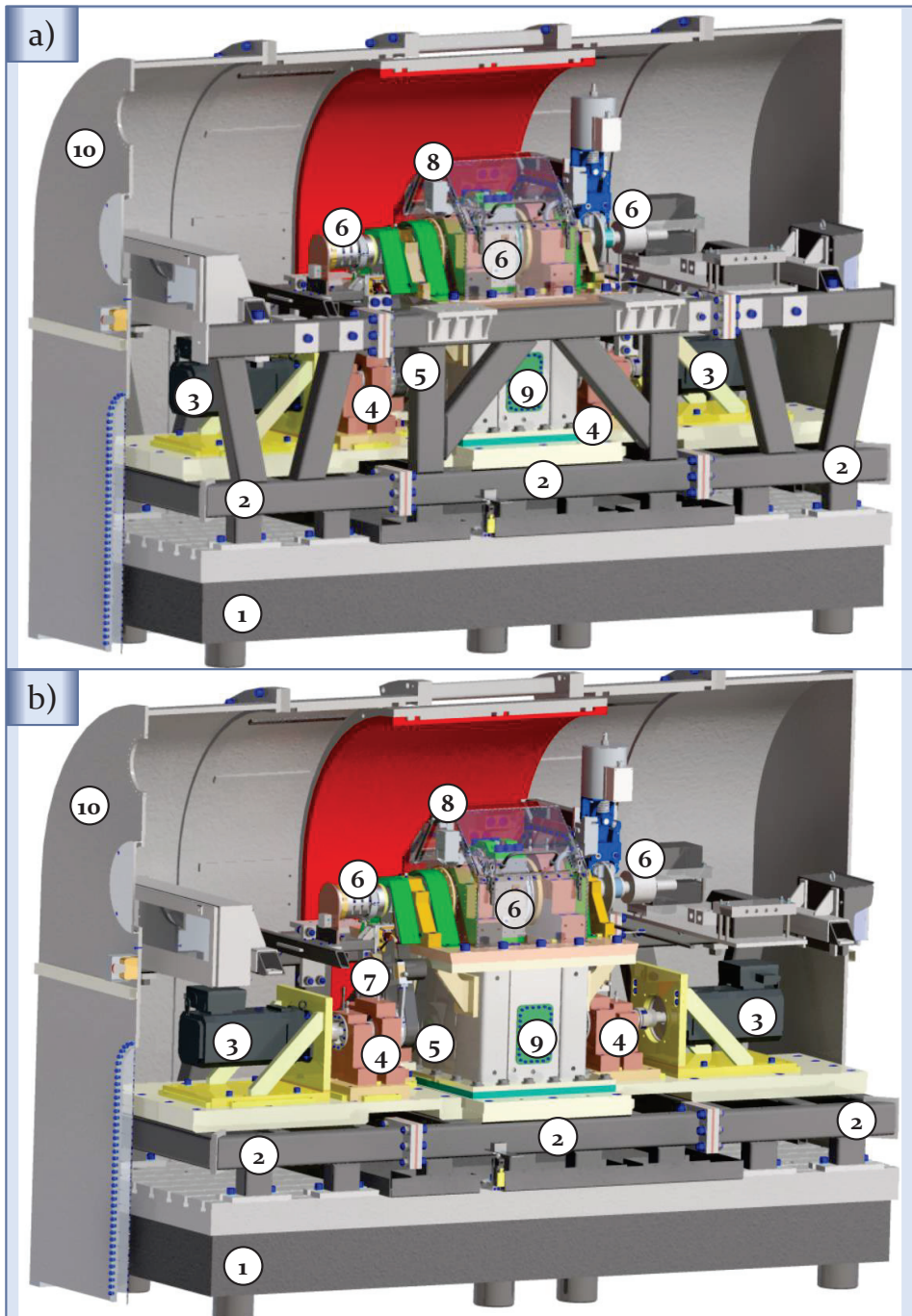


Bild 34: CAD-Modell der realisierten mechanischen Einheit: a) mit geschnittener Schutzhaube (10); b) mit geschnittener Schutzhaube (10) und teilweise ausgeblendetem Grundgestell (2)

Bild 35 a) zeigt einen Ausschnitt der Rotoreinheit (6) im Detail. Die Rotoreinheit (6) besteht aus den Hohlwellen (11), die über Lagerböcke auf dem Sammelbehälter (9), (Bild 34), gelagert sind und aus der Hauptwelle (12) mit Steg (13), die wiederum in den Hohlwellen (11) gelagert ist.

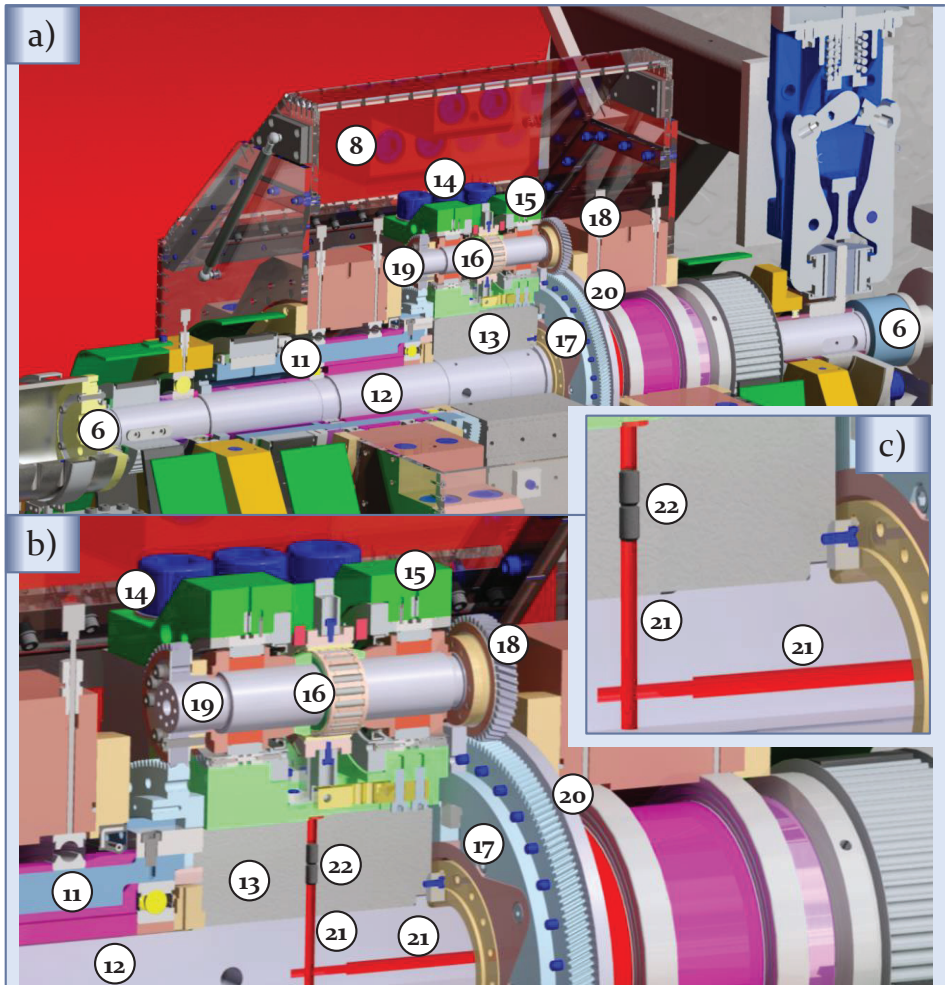


Bild 35: Detailansichten: a) Rotoreinheit (6); b) Verbindung Steg (13) und Einsatz (15); c) Bohrungen zur Versorgung des Prüflagers mit Schmierstoff

Die Hauptwelle (12) und der Steg (13) sind als Querpressverband ausgeführt, siehe Bild 35 b) und c). Am Steg (13) sind mit Hilfe von Schraubverbindungen (14) zwei wechselbare Einsätze (15) befestigt, in denen die Prüflager (16) und die gesamte Messtechnik angeordnet sind. Mit Hilfe evolventenverzahnter Sonnenzahnräder (17) und Planetenzahnräder (18)

wird die Zahnradstufe zum Antrieb der Prüflagerwelle (19) und folglich der Prüflager (16) realisiert. Die Druckkammerlagerung (20) zur axialen Lagerung ist nur an einer Zahnradstufe vorhanden, um eine statische Überbestimmtheit der Prüflagerwelle zu vermeiden. Der Prüfölstrom wird den Prüflagern (16) über eine Bohrung (21) (Bild 35 b) und c)) in der Hauptwelle (12) zugeführt. Um die Prüfölmenge feiner dosieren zu können, sind im Steg (13) Düsen (22) angebracht, die für eine gleichmäßige Verteilung des Prüfölstroms sorgen. In Bild 36 a) wird einer der wechselbaren Einsätze (15) gezeigt.

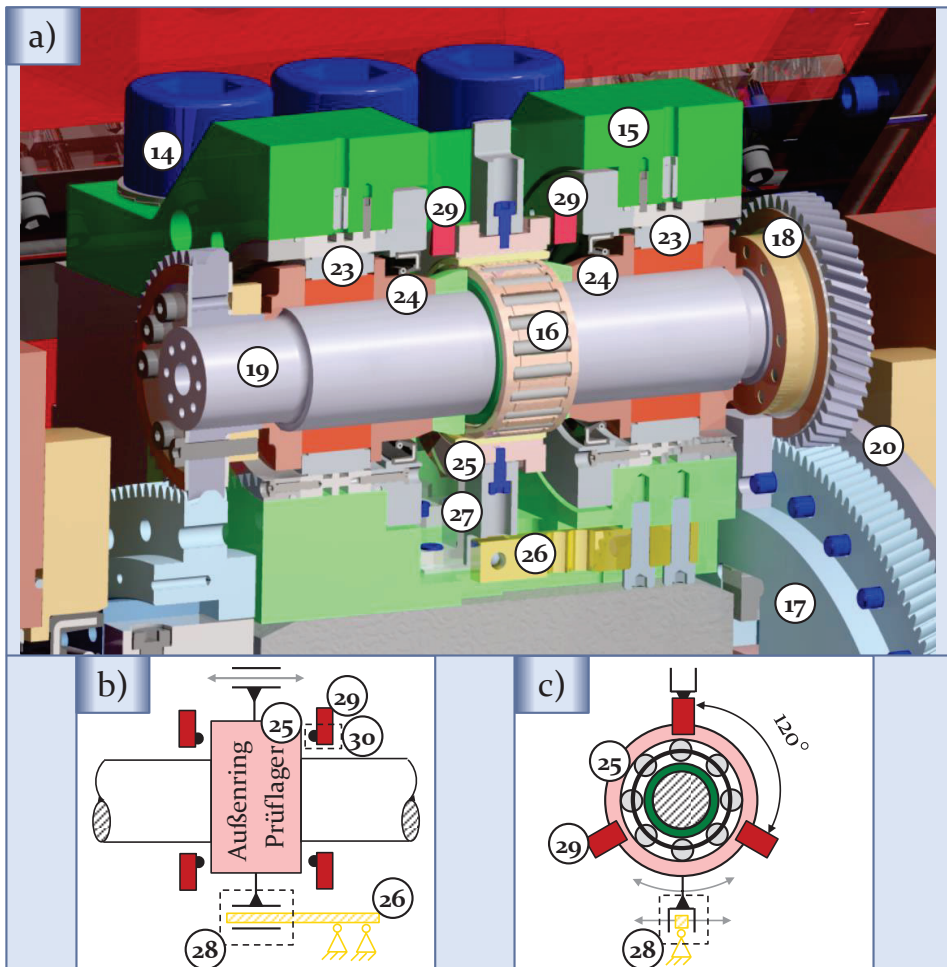
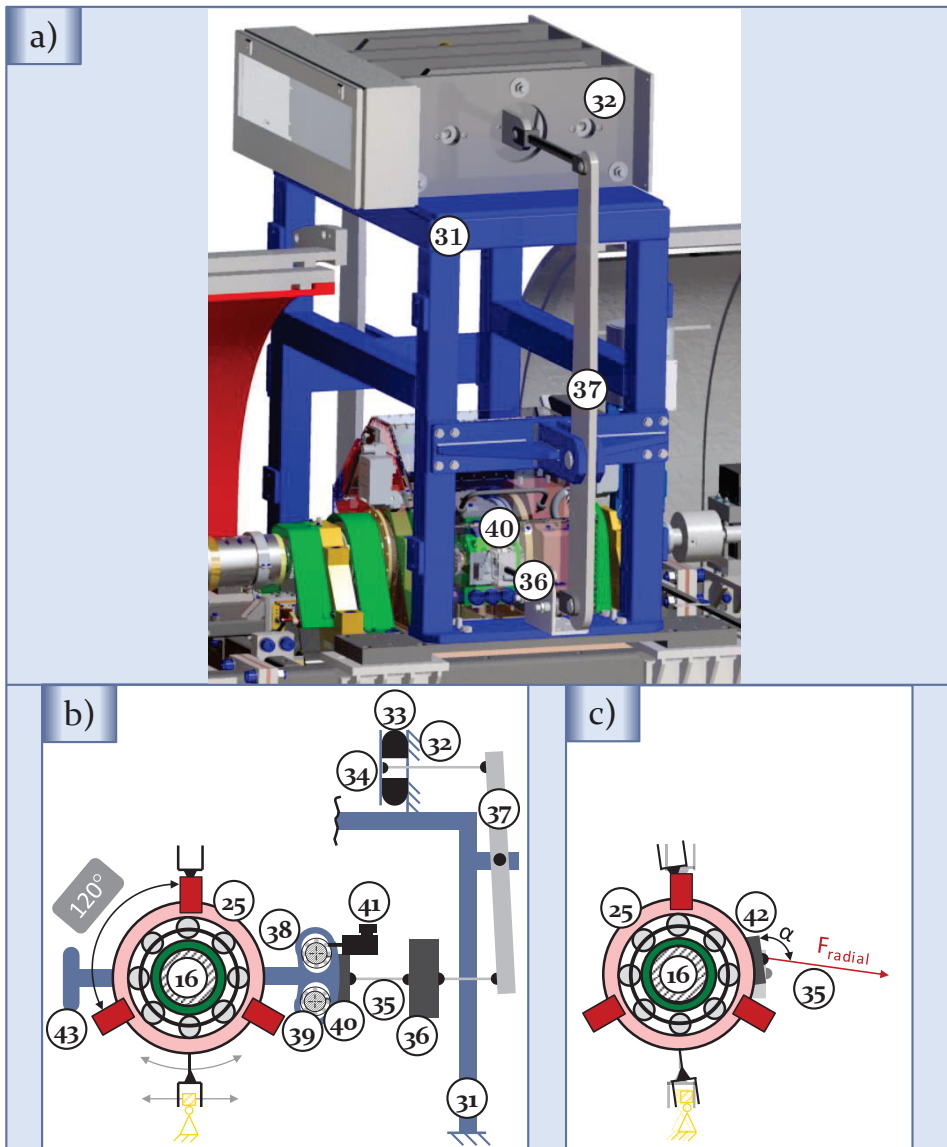


Bild 36: a) Detailansicht Einsatz (15); b) Prinzipskizze Messensorik (Vorderansicht) nach [P1, P2, P4]; c) Prinzipskizze Messensorik (Seitenansicht von links) nach [P1, P2, P4]

Die Prüflagerwelle (19) ist durch zwei Hilfslager (23), die als Nadelkränze ausgeführt sind, radial im Einsatz (15) gelagert. Die Hilfslager (23) werden ebenfalls über Bohrungen und Düsen in Hauptwelle (12) und Steg (13) mit Schmieröl versorgt. Um eine Mischung von Schmier- und Prüföl am Prüflager zu vermeiden, sind jeweils auf der Prüflagerseite der Hilfslager Radialwellendichtringe (24) angebracht. Der Außenring (25) des Prüflagers, dessen beschleunigte Masse die Radiallast des Prüflagers erzeugt, ist nicht im Einsatz (15) (Gehäuse) gelagert und kann sich daher sowohl um die eigene Achse (rotatorisch) als auch in axialer Richtung frei bewegen. Wie es Bild 36 a), b) und c) zeigen, wird die Verdrehung des Außenrings (das Reibungsmoment) durch einen mit DMS bestückten Biegebalken (26) gemessen, der am Einsatz (15) befestigt ist. Der Biegebalken (26) ist über eine Gabel (27) mit dem Außenring (25) in Form eines Schubgelenks (28), siehe Bild 36 b) und c), verbunden, sodass eine axiale Bewegung des Außenrings durch die Reibungsmessung nicht verhindert wird. Die Messung des Axialschubs erfolgt an den Stirnseiten des Außenrings durch DMS-bestückte Biegebalken (29). Die Axialschubmessung erfolgt also durch berührende Sensoren. Um die freie rotatorische Beweglichkeit des Außenrings möglichst wenig zu beeinflussen, ist der berührende Kontakt zwischen Sensor und Außenring als Punktkontakt (30) ausgeführt.

Die zusätzliche Einheit (31), die am WSP ergänzt wird, um auch Reibungsuntersuchungen ohne den Einfluss eines Beschleunigungsfeldes durchführen zu können zeigt Bild 37 a) und b). An der Einheit (31) ist eine feste Stahlplatte (32) angebracht, gegen die sich die Balgzylinder (33) abstützen können und so die verschiebbare Stahlplatte (34) bewegen können. Da der für die Einheit (31) zur Verfügung stehende Platz stark begrenzt ist, kann die Stahlplatte (34) nicht direkt durch eine Stange (35) aus Stahl mit der Kraftmessdose (36) und so mit dem Prüflager (16) verbunden werden. Die Krafteinleitung in das Prüflager (16) erfolgt daher über eine zusätzliche Hebelkonstruktion (37). Die Kraftmessdose (36) ist über die Stahlstange (35) mit der Krafteinleitungseinheit bestehend aus Adapterbrezel (38), Hilfslager (39), Lagerungs- und Antriebseinheit (40) sowie Antriebsmotor (41) verbunden. Die Ursache für die komplizierte Krafteinleitung in das Prüflager (16) zeigt Bild 37 c). Erfolgt die Krafteinleitung direkt am Außenring (25) des Prüflagers (16), so entsteht zwischen Anbindung (42) und Stange (35) aufgrund der Verdrehung des Außenrings (25) während der Reibungsmessung ein Winkel α , der einen von 90° abweichenden Wert annimmt. Bedingt durch die nun nicht mehr exakt horizontal wirkende Radialkraft ergibt sich hieraus eine zum Außenring (25) tangential Kraftkomponente, die dem zu messenden Reibungsmoment entgegenwirkt.

Bild 37: Wälzlagerschleuderprüfstand^{plus}:

- a) CAD-Modell; b) Prinzipskizze verwirklichtes Konzept nach [P2, P4];
 c) Prinzipskizze fehlerbehaftetes Konzept nach [P2, P4]

Diese Situation hat zur Folge, dass das gemessene Reibungsmoment geringer ist als das tatsächlich vorhandene Moment und somit der Wert des zu messenden Reibungsmomentes fehlerbehaftet ist. Die rotatorische Verdrehung des Prüflagers (16) ist zwar sehr klein, jedoch führt bereits dies zu einer signifikanten Beeinflussung des Messwerts, da die aufzubringende

Radialkraft wesentlich größer ist als die Reibungskraft des zu messenden Reibungsmomentes. Aus diesem Grund wird am Außenring (16) eine Adapterbrezel (38) befestigt. Auf den zum Prüflager konzentrischen Innenflächen der beiden Brezelsegmente befinden sich zwei Hilfslager (39), die an der Lagerungs- und Antriebseinheit (40) befestigt sind. Wird der Außenring verdreht, so bewegt sich die Brezel (38) unter den Hilfsslagern (39) hindurch und die Radialkraft bleibt weiterhin horizontal zum Prüflagerzentrum (16) gerichtet. Eine dem Reibungsmoment entgegenwirkende Kraftkomponente wird somit verhindert. Da die Hilfslager (39) nur kleine Schwenkbewegungen ausführen, könnte es durch das zu überwindende Losbrechmoment der Hilfslager (39) bei beginnender Verdrehung des Außenrings (25) auch zu einer Beeinflussung des Messwerts kommen. Um diesen Einfluss aufzuheben, werden die Hilfslager während des gesamten Prüfvorgangs von einem Antriebsmotor (41) in Bewegung versetzt. Ein Losbrechmoment, das je nach den letztlich resultierenden Betriebsbedingungen wesentlich größer sein kann als das Reibungsmoment im Betrieb [47], muss so nicht mehr überwunden werden. Die Hilfslager (39) werden gegenläufig rotiert, sodass sich ihre Reibungsmomente aufheben. Da natürlich auch die Reibungsmomente der beiden Lager leicht unterschiedlich sind, wird ein kleines Reibungsmoment verbleiben, das den Messwert beeinflusst. Durch eine einmalige Kalibrierung des Systems kann sowohl Richtung als auch Betrag dieses Fehlers ermittelt werden und somit entsprechend der Messunsicherheitsbetrachtung durch eine Korrekturfunktion ausgeglichen werden, da es sich um einen bekannt systematischen Fehler handelt. So können Fehlereinflüsse auf die Reibungsmessung verhindert werden. Auf der gegenüberliegenden Seite der Adapterbrezel (38) wird ein Ausgleichgewicht (43) angebracht, sodass durch das Eigengewicht der Adapterbrezel (38) am Außenring (25) kein Moment erzeugt wird, das durch eine Kalibrierung korrigiert werden muss. Einen Überblick über die mit der Gesamtanlage erzielbaren Einstellparameter gibt Tabelle 4.

Einen weiteren Eindruck des realisierten Prüfstands vermittelt Bild 38. Wird bedacht, dass mit der vorgestellten Anlage Prüflager mit einem Bohrungsdurchmesser von nur 35 mm untersucht werden sollen, so sind die Ausmaße des Prüfaufbaus insgesamt doch beachtlich. Wesentliche Ursache für diese enorme Ausweitung der Prüfstandsdimensionen ist die Kombination der Forderung nach einer direkten Messung des Reibungsmomentes am Prüflager und nach Beschleunigungen bis zum 3 000-fachen der Erdbeschleunigung. Zwar treten in typischen Anwendungen wie in Abschnitt 1.2 und 2.1 beschrieben durchaus noch höhere Beschleunigungen auf [159] und dies bei wesentlich kleineren Größenverhältnissen zwischen

Wälzlager und Gesamtbaugruppe, jedoch unterliegen unter diesen Bedingungen nicht zusätzlich zum Prüflager auch Messsensorik und Hilfsbauteile den vorherrschenden Beschleunigungen. Andererseits vermittelt die Anlage durch ihre Größe aber auch welchen enormen Belastungen die Prüflager ausgesetzt sind.

Tabelle 4: Eckdaten Wälzlagerschleuderprüfstand

Kenngröße	Wert/Wertebereich
Prüflagertyp	Nadelkranz
Bohrungsdurchmesser	35 mm; 40 mm; 48 mm; 50 mm
Prüflagerdrehzahl relativ zur Führungsbewegung	0 – 9 000 min ⁻¹
Kreisnormalbeschleunigung der Führungsbewegung im Prüflagerzentrum	0 – 3 000 g
Volumenstrom Prüföl	0 – 4 l/min
Temperatur Prüföl	30 – 120 °C

Resümee:

Die zu untersuchenden Wälzlager werden durch den Prüfaufbau auf einer Kreisbahn bewegt, sodass auf sie ein Beschleunigungsfeld einwirkt. Indem die Erzeugung der Kreisbewegung und der Lagerdrehzahl durch separate Antriebe erfolgt, wird eine kinematische Abhängigkeit zwischen Führungs- und Relativbewegung verhindert. Da die Lagerlast ausschließlich durch die beschleunigte Außenringmasse erzeugt wird, kann auf anwendungsspezifische Lastbedingungen verzichtet werden. Die gewählte Einbindung des zu prüfenden Wälzlagers in die Untersuchungsumgebung, die eine axial als auch radial lose Lagerung des Außenrings vorsieht, verhindert eine begrenzte Erfassung der System-/Ergebnisgrößen, da am Prüflager Reibung, Axialschub und Temperatur synchron gemessen werden können. So können zudem nicht nur die Prüflager als Komponenten, sondern auch deren Elemente untersucht werden, wodurch die mögliche Analysetiefe erhöht wird. Die Einflussparameter, wie Führungsbeschleunigung, Lagerdrehzahl, etc., können in einem definierten Untersuchungsraum flexibel variiert werden. Die so erstellte Untersuchungsumgebung wird den zur Beantwortung der Forschungsfragen notwendigen Anforderungen aus Abschnitt 3 gerecht.

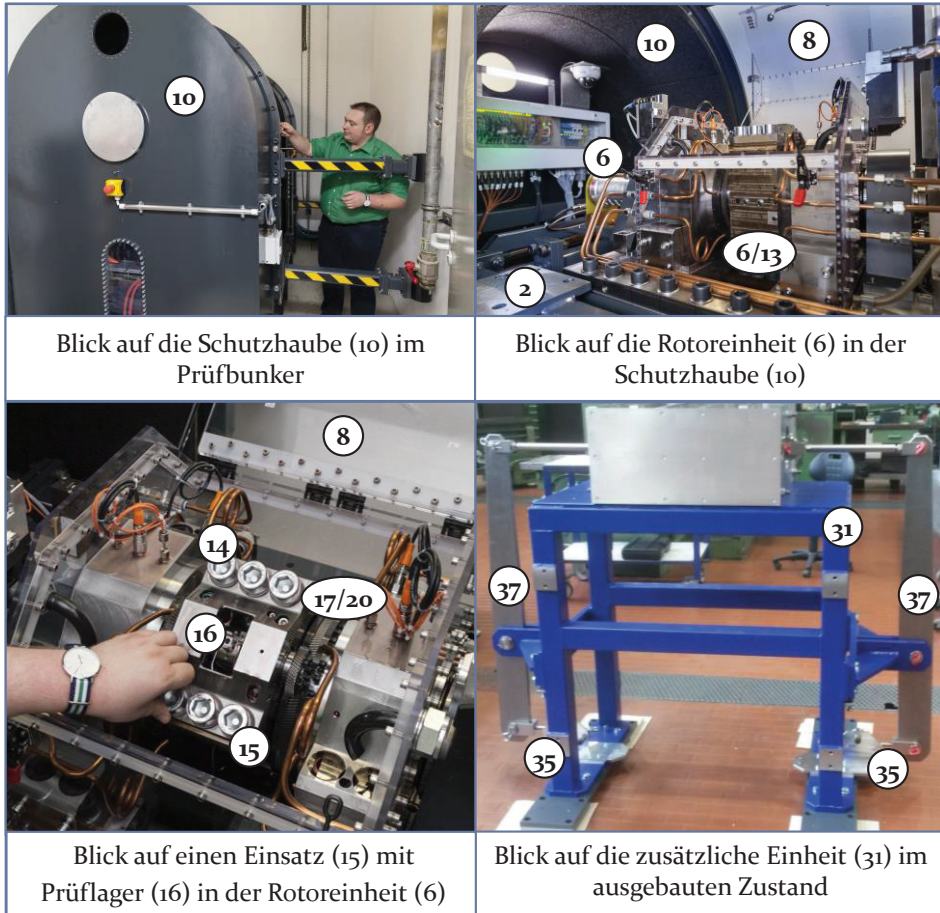


Bild 38: Überblick über die gesamte mechanische Einheit

4.3 Ölversorgung

Eine weitere wichtige Aufgabe der Anlage ist die Versorgung der Prüflager mit dem geforderten Prüfmedium. In Anlehnung an die Schmiermedien typischer Anwendungen wird als Prüfmedium für die durchzuführenden Analysen Öl gewählt. In Bild 39 ist das Schema der Ölversorgungseinheit zu sehen, mit der diese Aufgabe erfüllt wird. Die Anlage zur Ölbereitstellung entspricht zwar den für solchen Geräten üblichen Umsetzungen, aus den Anforderungen und Begebenheiten vor Ort ergeben sich allerdings einige Besonderheiten, die im Folgenden zum besseren Verständnis der Untersuchungen kurz erläutert werden sollen. Neben den Prüflagern selbst sind von der Ölversorgungseinheit (1), wie oben bereits angedeutet, auch die Hilfslager mit Schmieröl zu versorgen. Durch die Einhausung (2) der

mechanischen Einheit (3) wird sowohl das Prüföl der Prüflager als auch das Schmieröl der Hilfslager gemeinsam im Sammelbehälter (4) nach dem Gebrauch gesammelt. Eine Trennung beider Volumenströme wäre aufgrund eventuell unterschiedlicher Temperaturniveaus zwar vorteilhaft, kann aber aufgrund konstruktiver Randbedingungen nicht realisiert werden. Das gesammelte Öl wird somit durch ein Umpumpaggregat (5) über einen Ölluftkühler (6) in den Vorratsbehälter (7) zurückgefördert.

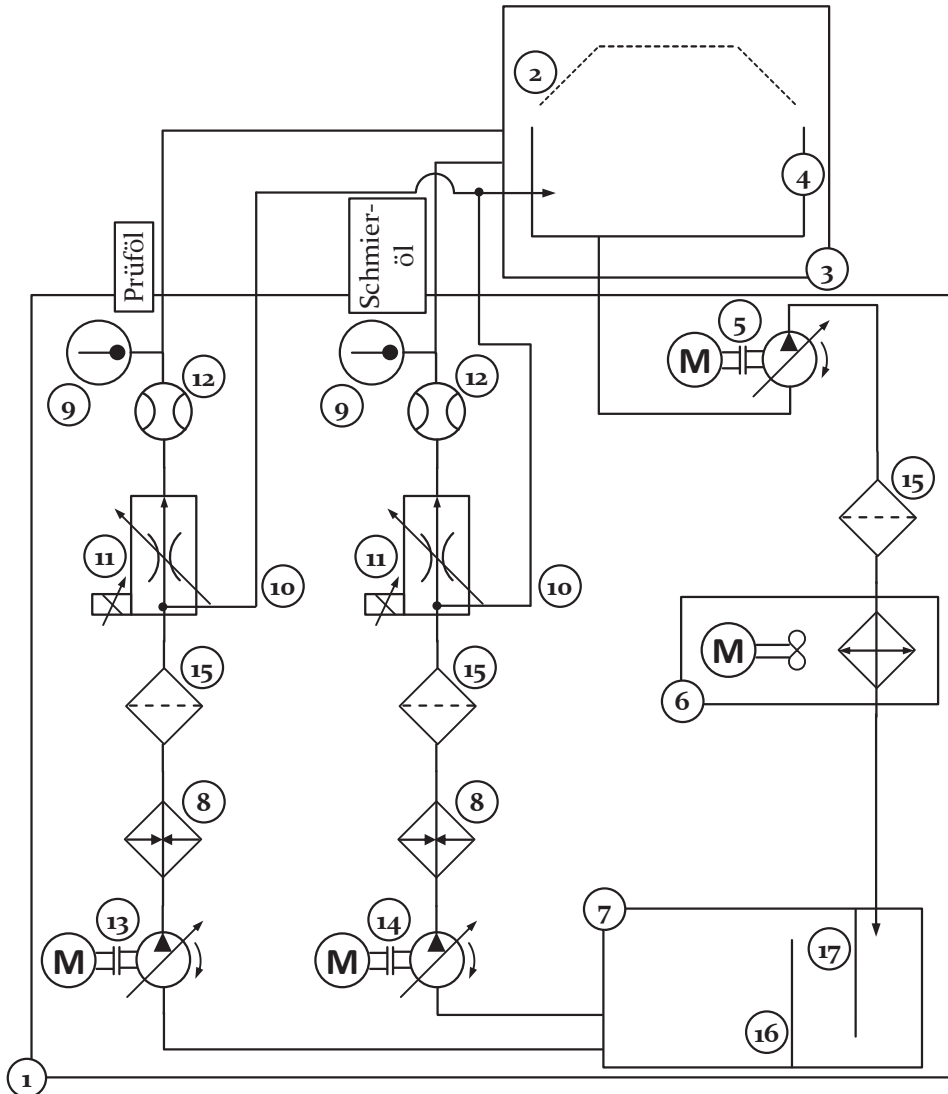


Bild 39: Schema der Ölversorgungseinheit des Wälzlagerschleuderprüfstands nach [P7]

Der Kühler (6) sorgt dafür, dass im Vorratsbehälter (7) immer ein konstantes Temperaturniveau vorliegt, sodass das Öl aus dem Vorratsbehälter (7) bei jedem Durchlauf wieder neu auf Prüftemperatur erhitzt werden muss oder nicht beheizt zur Kühlung verwendet werden kann. Durch den Ölluftkühler (6), der aufgrund gebäudetechnischer Randbedingungen verwendet werden musste, ist die untere Temperaturgrenze des Prüföls auf 30 °C beschränkt, da keine niedrigere Temperatur als die maximal vorherrschende Außentemperatur der Umgebung erzielt werden kann. Die Zuführung der notwendigen Wärmeenergie erfolgt über Durchlauferhitzer (8), die in der Lage sind das Öl in einem Durchlauf auf Prüftemperatur, die von den Temperatursensoren (9) erfasst wird, zu erhitzen. Um zu vermeiden, dass das Öl bei geringen Prüfölvolumenströmen aufgrund der großen Heizleistung der Durchlauferhitzer, die für die maximalen Volumenströme notwendig ist, beschädigt wird, durchströmt immer die maximal mögliche Ölmenge die Durchlauferhitzer (8) und die überflüssige Ölmenge wird je nach gewünschtem Prüfölstrom durch einen Bypass (10) direkt in den Sammelbehälter (4) geleitet. Die Volumenstromeinstellung erfolgt über elektromagnetische Stromregelventile (11) und wird von Volumenstrommessgeräten (12) erfasst. Die Ölförderung erfolgt durch die Pumpaggregate (13) und (14). Das verwendete Öl wird im jeweiligen Versorgungskreis durch mechanische Filtereinheiten (15) gefiltert. Für größere Verschmutzungen befindet sich am Boden des Vorratsbehälters (7) ein erstes Barriereblech (16), das von schweren Partikeln nicht überwunden werden kann. Das zweite Barriereblech (17), das am Deckel des Vorratsbehälters (7) befestigt ist, dient dem Abbau des möglicherweise gebildeten Schaums und verhindert so einen unzulässigen Lufteintrag in das Öl.

Resümee:

Die vorgestellte Ölversorgung ermöglicht eine flexible Variation des Einflussparameters Schmierstoffvolumenstrom. So können sowohl Mangelschmierung als auch ein Schmierstoffüberangebot nachgebildet werden. Die Modifikation der Öltemperatur erlaubt, durch ihre Konzeption nicht nur die Schmierstofftemperatur selbst, sondern auch die Temperatur der Prüfumgebung zu verändern. Durch die verwendete Sensorik können die Randbedingungen genau beschrieben werden und eine Vergleichbarkeit der Untersuchungen gewährleistet werden. Die Ölversorgung erweitert folglich die Variationsmöglichkeit der Parameter und die Beschreibung der Randbedingungen, sodass die 1. Fragestellung detaillierter behandelt werden kann. Durch Filtertechnik und Bypasslösung werden Störeinflüsse aufgrund einer schlechten Ölqualität vermieden.

4.4 Weiterführende lastspezifische und kinematische Betrachtungen

Die in den vorhergehenden Abschnitten dargestellte Einbaulage des Prüflagers repräsentiert nur eine Lagerungsmöglichkeit für Wälzlager auf einer exzentrischen Kreisbahn. Im weiteren Verlauf werden daher kurz anhand der bereits genannten typischen Anwendungen wie Planetenradlagerung und Pleuellagerung andere Alternativen vorgestellt und die Gründe für die letztlich getroffene Wahl dargelegt. Nach [89] wird für die Lagerung des Planeten einer Planetenstufe zwischen zwei Einbaulagen unterschieden. Bild 40 a) und b) zeigen einerseits die Wangenlagerung, bei der die Relativbewegung durch Rotation des Innenrings des in der Stegwange gelagerten Wälzlagers erfolgt und andererseits die Zapfenlagerung, bei der die Relativbewegung durch Rotation des Außenrings des auf dem festen Zapfensteg gelagerten Wälzlagers erfolgt. So ergeben sich die Lastzonen entweder auf der stegabgewandten oder auf der stegzugewandten Seite.

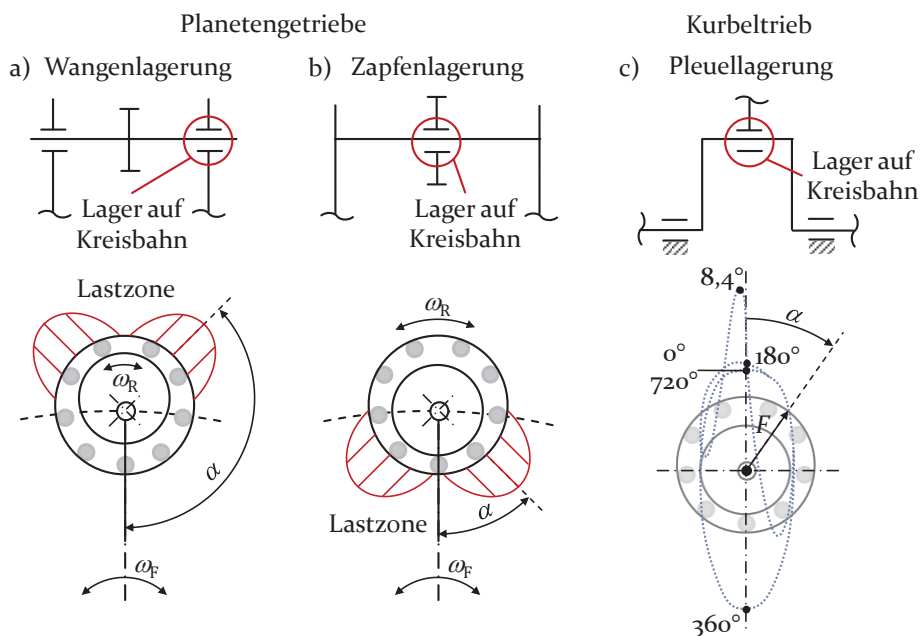


Bild 40: Lagerungsmöglichkeiten und Lastverhältnisse für Wälzlager auf einer exzentrischen Laufbahn:

- a) rotierender Innenring nach [166]; b) rotierender Außenring nach [166];
 c) rotierender Außenring und Verlauf der Pleuellagerkraft für ein Arbeitsspiel eines Viertaktmotors nach [19]

Neben den Massenkräften wird das Lager auch durch die auftretenden Verzahnungskräfte belastet. Die resultierende Lastzone ist daher zur Symmetrieachse des Lagers um den Lastwinkel α verdreht. Der Wert des Lastwinkels α ist von der Wirkrichtung der Verzahnungskräfte, vom Verhältnis von äußerem zu innerem Betriebseingriffswinkel und vom Verhältnis der Verzahnungskräfte zu den Massenkräften abhängig. Abgesehen vom Betriebseingriffswinkel sind diese Parameter nicht konstant, sondern variieren je nach Betriebsbedingung. Zudem ist an dieser Stelle anzumerken, dass die in Bild 40 gezeigte strikte Unterscheidung der Lastzonenposition für Wangen- und Zapfenlagerung nur für Geradverzahnung zutreffend ist [116]. Bei Schrägverzahnung können sich andere Verhältnisse ergeben [116]. Eine einheitliche und eindeutige Lage der Lastzone für das Planetenradlager kann folglich nicht bestimmt werden. Eine noch weit schwierigere Situation ergibt sich für die Pleuellager eines Kurbeltriebs, Bild 40 c). Diese Lager nehmen einerseits die Pleuelkraft, die einen Anteil der Kolbenkraft darstellt, und andererseits die rotierende Massenkraft des Pleuels auf [19]. Bedingt durch die veränderlichen Gasdrücke und Pleuelkräfte [19], ist für diese Anwendung die Bestimmung einer resultierenden Lastzone sehr schwierig. Das Pleuellager ist eine sehr anspruchsvolle Anwendung, da zusätzlich zu der veränderlichen Last die Relativedrehzahl aufgrund der Schwenkbewegung des Pleuels eine Rotationsungleichförmigkeit erfährt. Bei der Anwendung im Pleuel rotiert der Außenring des Wälzlagers relativ zur Kurbelwellenbewegung und der Innenring steht still.

Für die Konzeption des Prüfstands wäre die Wahl eines rotierenden Außenrings, da diese Einbaulage sowohl für den Kurbeltrieb als auch für das Planetengetriebe von Relevanz ist, somit nachvollziehbar. Dennoch wurde eine Rotation des Innenrings bevorzugt. Ursächlich für diese Entscheidung ist, dass für die Realisierung einer Außenringrotation ein Antrieb am Prüflageraußenring und somit eine externe Krafteinleitung, die die Belastung des Prüflagers beeinflusst, notwendig ist. Eine von externen Zusatzkräften losgelöste Betrachtung des reinen Beschleunigungs-/Massenkräfteeinflusses ist so nicht möglich. Da die Abbildung der realen Belastungen am Prüflager aufgrund der komplexen Lastsituation wie es Bild 40 verdeutlicht ohnehin mit Abweichungen behaftet ist, sollen aber lediglich die reinen Beschleunigungseffekte analysiert werden, um situationsbedingte Einflüsse möglichst auszuschließen. Hinzu kommt außerdem, dass das verwendete Messprinzip zur Reibungsmessung bei Rotation des Außenrings so nicht anwendbar ist und eine hydrostatische Lagerung des Innenrings, wie es das Prüfstandskonzept nach Bild 30 zeigt, erfordert. Dieses Konzept soll vermieden werden, da unklar bleibt, ob unter den

extremen zu untersuchenden Führungsbeschleunigungen die hydrostatische Lagerung das zu messende Reibungsmoment tatsächlich nicht signifikant beeinflusst. Dass LIANG [116] für den drehenden Außenring höhere Reibungsmomente erzielt hat, wird gegenüber den genannten Aspekten für die hier durchzuführenden Untersuchungen als weniger wichtig eingestuft. So sollen im Sinne der Grundlagenforschung und der besseren Vergleichbarkeit mit simulativen Arbeiten mit der vorgestellten Anlage vielmehr allgemein die Effekte eines Beschleunigungsfeldes untersucht werden als spezielle Anwendung möglichst identisch abgebildet werden. Dies kann allerdings ein weiterer sinnvoller Schritt sein. Da die Ausführungsform des Planetengetriebes des Prüfaufbaus, siehe Abschnitt 4.2.1, keine feste kinematische Koppelung zwischen Führungs- (Hauptwellen-) und Relativedrehzahl (Prüflagerdrehzahl) zur Folge hat, ergibt sich ein weiterer Freiheitsgrad für die Untersuchung der Wälzlager. Neben den frei wählbaren Drehzahlen kann auch die Drehrichtung der Prüflager variiert werden. Aus Bild 41 a) wird ersichtlich, dass die Drehrichtung der Sonnenwelle ω_S relativ zur Umlaufrichtung des Steges ω_F die Drehrichtung der Prüflager ω_R festlegt.

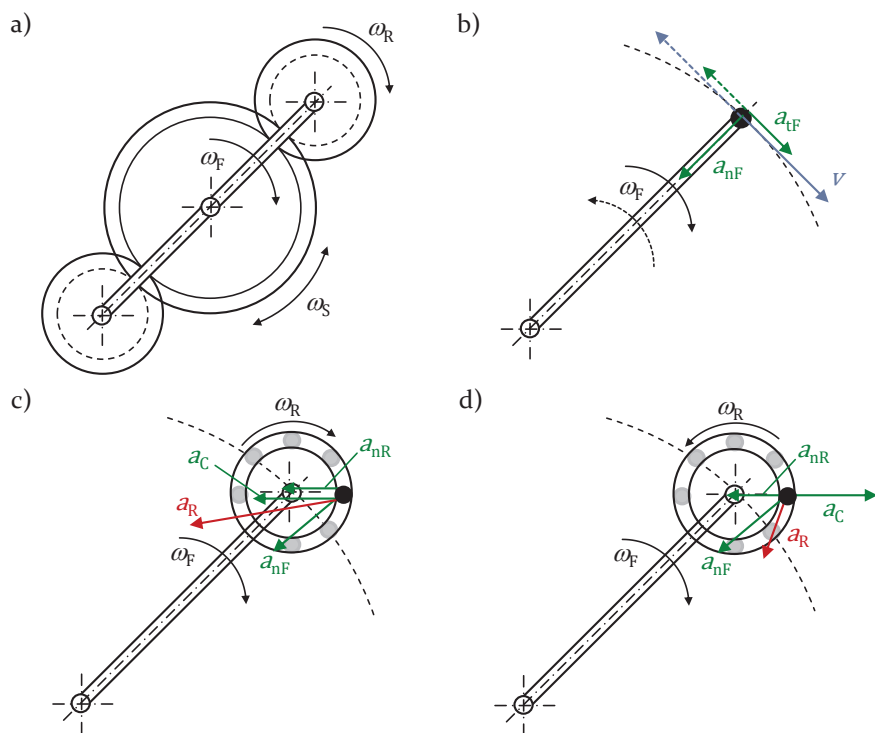


Bild 41: Mögliche Umlaufrichtungen am Wälzlagerschleuderprüfstand

Inwiefern die Drehrichtung der zu prüfenden Wälzlager einen wichtigen Einfluss auf die Reibungsbetrachtungen hat, ist abhängig von der anzuwendenden Modellbildung. Werden die Prüflager als Massenpunkte betrachtet, die sich auf einer Kreisbahn bewegen, (Bild 41 b), so ist die Drehrichtung der Prüflager vernachlässigbar, da die Richtung und der Betrag der Kreisnormalbeschleunigung a_{nF} konstant bleiben und sich nur die Richtung der Tangentialbeschleunigung beziehungsweise der Kreisgeschwindigkeit ändert. Diese Modellbildung ist vor allem dann naheliegend, wenn die geometrischen Dimensionen der Prüflager im Verhältnis zum vorliegenden Radius der beschriebenen Kreisbahn vernachlässigbar klein sind und zusätzlich die Wälzlager nur geringe Relativedrehzahlen aufweisen. Eine Entscheidung, ob diese vereinfachende Modellbildung zulässig ist, ist für den jeweiligen Einzelfall zu treffen.

Können die Wälzlager allerdings nicht als Massenpunkt, sondern müssen als Elemente mit realer Geometrie, (siehe Bild 41 c) und d), betrachtet werden, so hat die Drehrichtung der Prüflager einen Einfluss auf ihre Belastungssituation. Bei dieser Betrachtung bewegen sich die einzelnen Wälzkörper der Wälzlager auf einer Kreisbahn relativ zur Kreisbahn des Lagermittelpunkts. Aus der Relativbewegung der Wälzkörper zur Führungsbewegung des Stegs resultiert zusätzlich die CORIOLIS-Beschleunigung a_c , die auf die Wälzkörper wirkt. Die Wirkrichtung der CORIOLIS-Beschleunigung ist abhängig von der Drehrichtung der Wälzlager, (siehe Bild 41 c) und d). Da sich der resultierende Beschleunigungsvektor a_R der Wälzkörper aus der Addition der einzelnen Beschleunigungsvektoren ergibt, führt die zusätzliche CORIOLIS-Beschleunigung je nach Position des Wälzkörpers und Drehrichtung der Lager zu unterschiedlichen Beschleunigungslasten.

In Bild 42 a) und b) sind die Unterschiede der Beschleunigungsverhältnisse der Wälzkörper im Detail dargestellt. Bei gleichbleibender Drehrichtung der Führungsbewegung ω_F wird die Richtungsabhängigkeit der CORIOLIS-Beschleunigung von der Drehrichtung der Relativbewegung ω_R für jeden Wälzkörper dargestellt. Ist die CORIOLIS-Beschleunigung wie auch die Normalbeschleunigung der Relativbewegung a_{nR} bei gleichsinniger Umlaufrichtung zum Zentrum der Relativbewegung also zum Lagermittelpunkt hin gerichtet, so zeigt sie bei Drehrichtungsumkehr vom Lagermittelpunkt weg. In Bild 42 werden für die Scheitelpunkte beispielhaft die Vektorketten gebildet, die zur Ermittlung der resultierenden Beschleunigungen a_R notwendig sind. Die Zusammensetzung der Vektorketten gemäß den Beschleunigungsskizzen aus Bild 42 erweckt den Anschein, dass bei gegensinniger Drehrichtung mit betragsmäßig ähnlichen Laufbahnbeschleunigungen – Beschleunigungen oder Beschleunigungskomponenten,

die senkrecht zu den Wälzkörperlaufbahnen ausgerichtet sind – zu rechnen ist, während bei gleichsinniger Drehrichtung mit betragsmäßig höheren und deutlich unterschiedlichen Laufbahnbeschleunigungen zu rechnen ist. Anhand der Skizzen wird deutlich, dass das Beschleunigungsverhalten der Wälzkörper zwar auch von den Beschleunigungen a_c und a_{nR} und somit von der Relativbewegung abhängig ist, jedoch wird im späteren Verlauf Bild 45 die Dominanz der Führungsbewegung herausstellen. Da der Betrag der Beschleunigungen a_{nF} , a_{nR} sowie a_c in erheblichem Maß von den Radien der Bewegungskreisbahnen und den Kombinationen der Umlaufgeschwindigkeiten abhängt, ist eine allgemeingültige Aussage über die tatsächlich vorliegenden Unterschiede im Verhalten der Laufbahnbeschleunigungen und somit über die Relevanz der Drehrichtung nur schwer möglich. Zudem ergeben sich je nach Wälzkörperposition unterschiedliche Führungsnormalbeschleunigungen, da die Kreisnormalbeschleunigung der Führungsbewegung immer zum Zentrum der Führungskreisbahn gerichtet ist und folglich der Radius der Führungskreisbahn für jede Wälzkörperposition variiert. Eine Betrachtung des Einzelfalls erscheint daher zwingend notwendig.

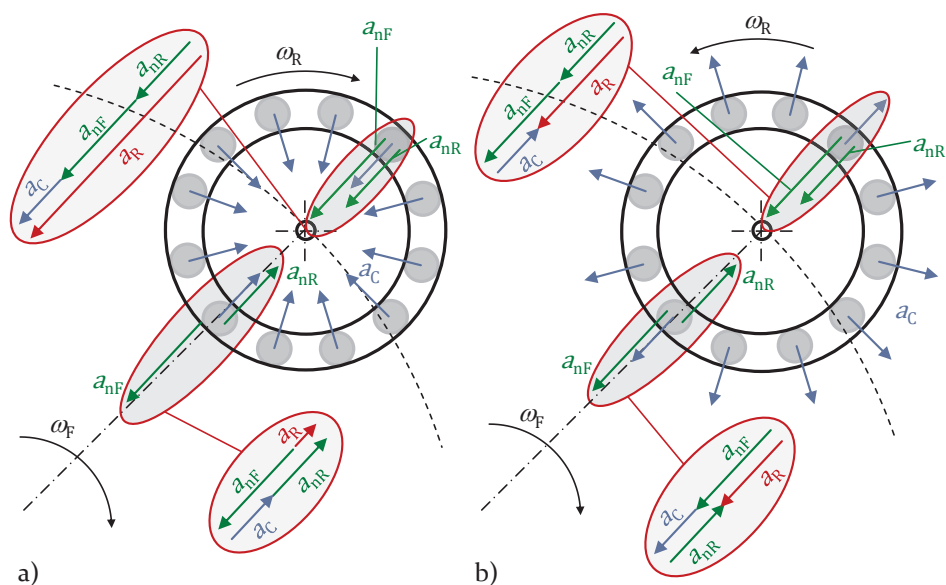


Bild 42: Beschleunigungen an den Wälzkörpern der Prüflager für:
a) gleichsinnige Drehrichtung; b) gegensinnige Drehrichtung

Weil Richtung und Betrag der Führungsnormalbeschleunigung unabhängig von der Drehrichtung des zu prüfenden Lagers sind, ist es für die

Beschleunigungen, die aus der Relativbewegung resultieren, ist nicht die Relativedrehzahl der Prüflagerwelle beziehungsweise des Lagerrings, sondern die Umlaufdrehzahl des Wälzkörpersatzes, also folglich die Drehzahl des Käfigs. Da sich diese aber unmittelbar aus der Relativedrehzahl ergibt, werden die Beschleunigungen über der Relativedrehzahl aufgetragen. Es werden immer die paarweise zusammengehörigen Kurven für gleich- und gegensinnige Drehrichtung farblich identisch dargestellt.

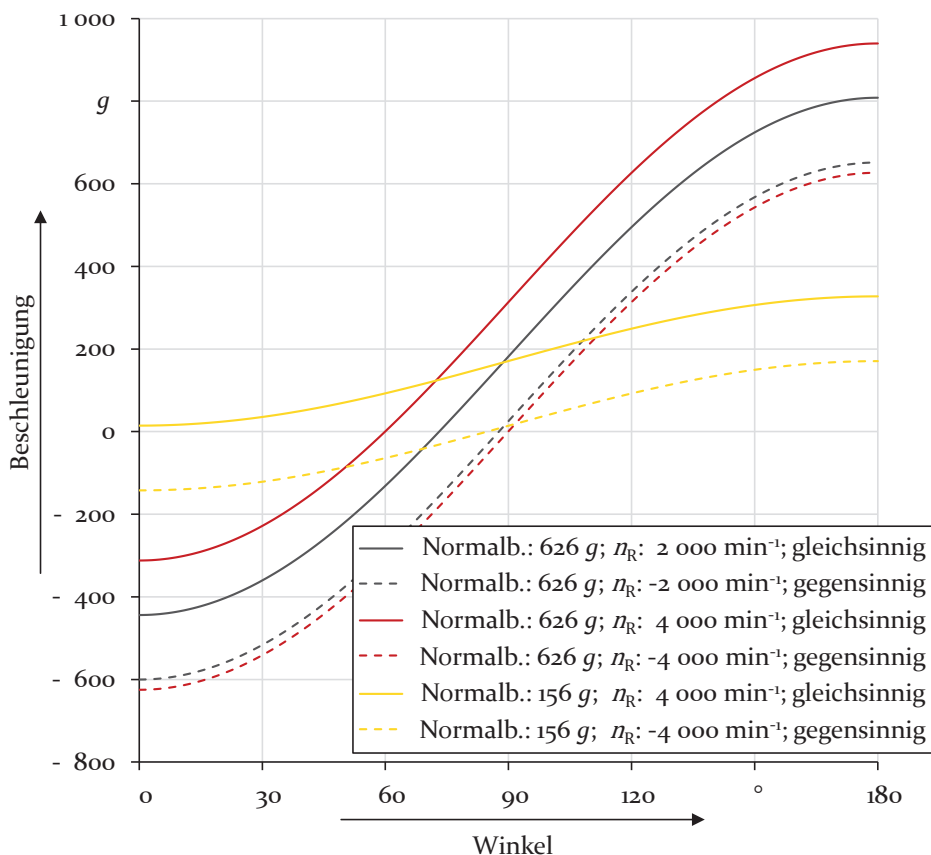


Bild 44: Verlauf der Laufbahnbeschleunigung eines Wälzkörpers über den Umfang des Prüflagers für das vorliegende Untersuchungsobjekt

Unabhängig von der Drehrichtung ist eine erste wichtige Erkenntnis, dass die Wälzkörper andere Beschleunigungen erfahren als den Wert der Kreisnormalbeschleunigung, der für das Zentrum des Prüflagers als Parameter gezielt eingestellt wird. Die Verläufe zeigen, dass bei gleichsinniger Umlaufrichtung, wie bereits angedeutet, die betragsmäßig größten

Beschleunigungen der Wälzkörper zu erwarten sind. Die Differenz zwischen maximaler und minimaler Beschleunigung für einen Bewegungszyklus ist für gleich- und gegensinnige Drehrichtung dagegen identisch. Auch die Annahme, dass bei gegensinniger Drehrichtung in beiden Scheitelpunkten betragsmäßig ähnliche Laufbahnbeschleunigungen erzielt werden, kann für den geplanten Untersuchungsbereich bestätigt werden. Das zeigen die Kurvenverläufe der Strichlinien in Bild 44. Bei gleichsinniger Drehrichtung liegen dagegen stets deutlich unterschiedliche Beschleunigungen vor. Durch die oben eingeführte Vorzeichendefinition ergeben sich anhand des Kurvenverlaufs der Laufbahnbeschleunigungen weitere Informationen zum Verhalten der Wälzkörper während einer Lagerumdrehung. Liegt über den Umfang ein Vorzeichenwechsel bei der Laufbahnbeschleunigung vor, so kann hieraus geschlossen werden, dass der Wälzkörper während eines Bewegungsablaufs einen Laufbahnwechsel durchläuft. Durch die Einteilung des Lagerumfangs in Winkelsegmente ist es zusätzlich möglich, den genauen Ort des Laufbahnwechsels zu identifizieren und die Bereiche abzugrenzen in welchen der Wälzkörper am Außen- beziehungsweise Innenring anliegt. In Bild 45 werden aus diesem Grund für ausgewählte Prüflager-/Relativdrehzahlen n_R die Kurvenverläufe der Laufbahnbeschleunigungen in Abhängigkeit von der Normalbeschleunigung und der Wälzkörperposition am Umfang dargelegt. Die Kurvenscharen zeigen, dass bei beiden Drehrichtungen Laufbahnwechsel auftreten können. Bei gleichsinniger Drehrichtung kann durch die Wahl einer entsprechenden Kombination von Führungsnormalbeschleunigung und Relativdrehzahl ein Laufbahnwechsel vermieden werden oder die Wälzkörper können mit nur sehr geringen Beschleunigungen die Lastzone durchlaufen. Bei gegensinniger Drehrichtung ist das Vermeiden eines Laufbahnwechsels im zu untersuchenden Bereich nicht möglich. Sofern bei gleichsinniger Drehrichtung ein Vorzeichenwechsel vorliegt, findet er bereits bei kleineren Winkeln statt als bei gegensinniger Drehrichtung. Der Bereich in dem sich die Wälzkörper am Innenring abstützen ist daher in diesem Fall kleiner.

In Analogie zu diesem Verhalten treten bei gleichsinniger Drehrichtung im Scheitelpunkt bei 180° größere Unterschiede zwischen den Beschleunigungswerten der einzelnen Normalbeschleunigungsstufen auf als im Scheitelpunkt bei 0° . Bei gegensinniger Drehrichtung ist der Unterschied der Beschleunigungen der einzelnen Normalbeschleunigungsstufen in den Scheitelpunkten bei 0° und 180° ähnlich. Unter Berücksichtigung der genannten Aspekte ist für den Prüfaufbau zur Durchführung der geplanten Untersuchungen eine Drehrichtung festzulegen. Ein zufälliger Wechsel ist im Sinne der Nachvollziehbarkeit der Versuche unbedingt zu vermeiden.

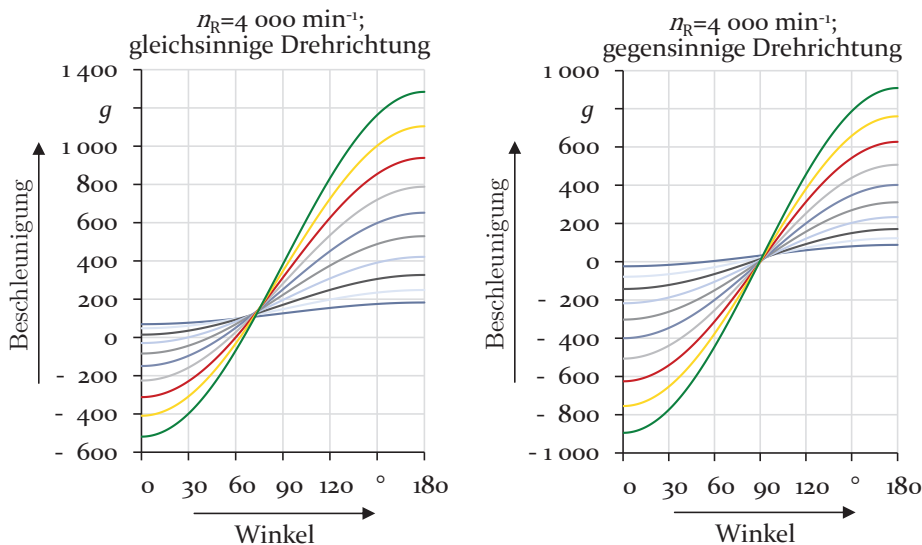
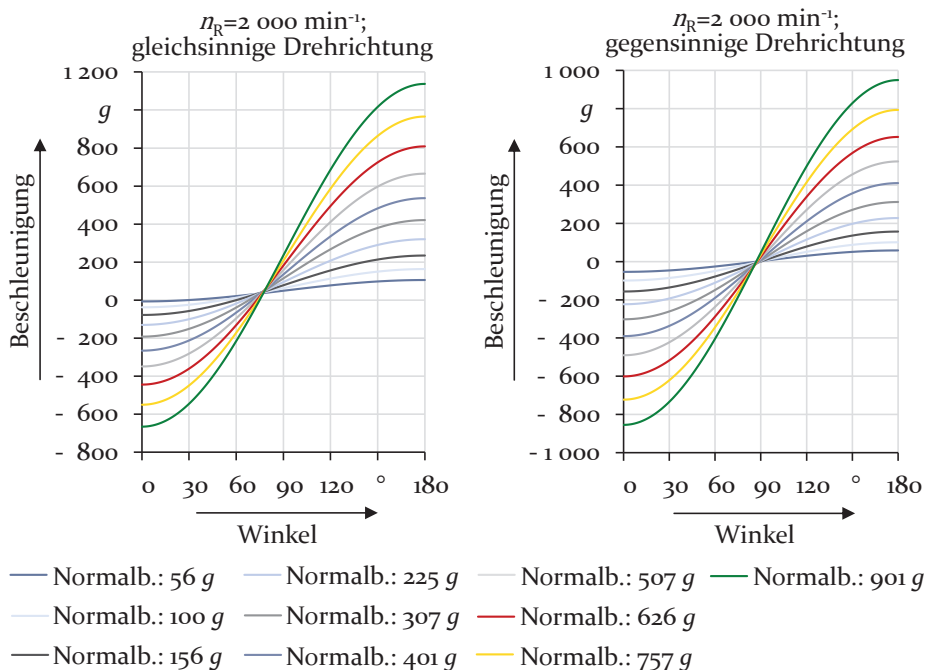


Bild 45: Verlauf der Laufbahnbeschleunigung eines Wälzkörpers bei ausgewählten Betriebsbedingungen für das vorliegende Untersuchungsobjekt

Ein Vorteil der gegenseinnigen Drehrichtung ist der bei geeigneter Parameterwahl erzielbare gleichmäßigere Beschleunigungszustand in den Scheitelpunkten bei 0° und 180° . Dies kann bei gleichsinniger Drehrichtung so

nicht erzielt werden, allerdings bietet diese Drehrichtung die Möglichkeit, einen Laufbahnwechsel der Wälzkörper im gesamten Relativdrehzahlbereich zu vermeiden. Bei dieser Drehrichtung werden zudem die betragsmäßig größeren Laufbahnbeschleunigungen der Wälzkörper erzielt. So kann sich im Bereich des Scheitelpunktes bei 180° eine zusätzliche, signifikante Lastzone einstellen, die eine stärkere Gesamtbelastung der Lagerung darstellt. Aufgrund der genannten Aspekte wird für den geplanten Versuchsumfang eine gleichsinnige Drehrichtung festgelegt, auch wenn nach [166] bei einer gegensinnigen Drehrichtung die höheren Reibungsmomente zu erwarten sind. SIEPMANN [166] führt dieses Verhalten darauf zurück, dass die sich ergebenden resultierenden Beschleunigungsvektoren bei gegensinniger Drehrichtung der Situation einer hohen Führungsnormalbeschleunigung näher kommen. Inwiefern allein die Beurteilung von Richtung und Betrag der resultierenden Beschleunigungsvektoren aller einzelner Wälzkörper hinsichtlich der Ausrichtung des Beschleunigungsvektors der Führungsbewegung für die Reibungsentwicklung ausschlaggebend ist und nicht die jeweiligen Beschleunigungskomponenten, bleibt jedoch fraglich, da wie bereits erläutert die sich unterscheidenden Drehrichtungen der Relativbewegung nur die Beschleunigungen senkrecht und nicht tangential zur Laufbahn beeinflussen. Der dargestellte Vergleich der Beschleunigungszustände, siehe Bild 45, lässt beispielsweise erkennen, dass aufgrund der höheren resultierenden Laufbahnbeschleunigungen und sich einer stärker ausbildenden zweiten Lastzone auch für eine gleichsinnige Drehrichtung die höheren Reibungsmomente erwartet werden können. Es bleibt zudem unklar, inwieweit die Ergebnisse von [166] mit den geplanten Untersuchungen verglichen werden können, da sich bedingt durch eine zusätzliche statische Belastung der Prüflager in [166], durch die die Verzahnungskräfte simuliert werden sollen, die Lastzonen an anderen Positionen – bei ca. 30° oder 120° – am Lagerumfang befinden. Ein aus Sicht der Beschleunigungslast symmetrischer Ein- und Austritt der Wälzkörper in und aus der Lastzone, wie er bei einer um den Scheitelpunkt 0° symmetrischen Lastzone erfolgen kann, ist so nicht möglich. Inwiefern dies die Wälzkörperkinematik und somit die Reibungsentstehung bezüglich der Drehrichtung der Relativbewegung beeinflusst, bleibt ungewiss. Dass die Lage der Lastzone grundsätzlich einen Einfluss auf das Lagerreibungsmoment hat, konnte LIANG [116] aber nachweisen. Zu hinterfragen ist die Aussage zum Einfluss der Drehrichtung nach [166] außerdem, da wiederum LIANG [116] widersprüchliche Angaben hierzu macht und das höhere Reibungsmoment an der Ausrichtung der CORIOLIS-Beschleunigung zum stehenden Lagering und nicht allein an der Drehrichtung festmacht. Allerdings können die von LIANG selbst gemessenen Reibungswerte seine eigene Aussage nicht

eindeutig bestätigen. Der Einfluss der Drehrichtung der Relativbewegung bleibt somit unsicher, ist aber entsprechend den Näherungsgleichungen nach [116] ohnehin als eher gering einzuschätzen. Nach Analyse der priorisierten Untersuchungsparameter kann es aber durchaus sinnvoll sein zu überprüfen, ob sich auch für eine Prüflagerung, die ausschließlich Beschleunigungslasten erfährt und um die Scheitelpunkte symmetrische Lastzonen aufweist, durch die Drehrichtungsumkehr eine weitere Steigerung des Reibungsmomentes erzielen lässt. Im Rahmen dieser Arbeit können diese weiterführenden Untersuchungen allerdings nicht erfolgen, zumal der Fokus nicht ausschließlich auf der Analyse des maximal erreichbaren Reibungsmomentes liegt.

Unabhängig von den wirkenden Beschleunigungen ist es für den Betrieb der Anlage und der späteren Analyse der Daten wichtig, eine definierte Drehrichtung festzulegen. Bei der Definition der vorzugsweise zu wählenden Drehrichtung muss auch die Realisierbarkeit der notwendigen Winkelgeschwindigkeit der Sonnenwelle ω_S berücksichtigt werden. Sofern die Sonnenwelle mit der gleichen Winkelgeschwindigkeit ω_S und Drehrichtung wie der Steg ω_F umläuft, erfahren die Prüflager eine Winkelgeschwindigkeit ω_R von Null, (siehe Bild 41 a). Sollen sich die Prüflager mit der gleichen Umlaufrichtung wie der Steg bewegen, so kann dies durch eine Reduzierung der Winkelgeschwindigkeit der Sonnenwelle ω_S erreicht werden beziehungsweise sofern hohe Winkelgeschwindigkeiten der Prüflager ω_R gefordert werden, kann dies durch eine zusätzliche Drehrichtungsumkehr der Sonnenwelle realisiert werden. Wird eine gegenläufige Umlaufrichtung der Prüflager ω_R zur Rotation des Steges ω_F gefordert, so muss die Winkelgeschwindigkeit der Sonnenwelle ω_S erhöht werden und stets größer sein als die Drehzahl des Steges. Ein gegenläufiger Umlaufsinn der Prüflager zum Steg führt daher zwangsläufig zu höheren Drehzahlen der Sonnenwellenlager. Bei der beschriebenen Anlage würde dies bei Untersuchungen im gesamten Analysebereich zu einer Überbeanspruchung der Sonnenwellenlagerung führen. Um auch eine Überschreitung der Grenzdrehzahl der Lagerung zu vermeiden, werden die Versuche daher vorzugsweise mit gleicher Umlaufrichtung durchgeführt.

Ein weiterer grundsätzlicher Punkt, der bei der Planung der Untersuchungen, siehe Abschnitt 4.8, und für den Betrieb des Prüfaufbaus nicht außer Acht gelassen werden darf, ist die Beanspruchung der Prüflager selbst. Grundsätzlich ist es nicht beabsichtigt die Prüflager, siehe Abschnitt 4.7, zu zerstören, sondern lediglich deren Betriebseigenschaften zu analysieren. Generell werden die verwendeten Prüflager vom Hersteller als geeignet für die geplanten Untersuchungen eingeschätzt und sollen in weiterführenden

Analysen sogar noch höheren Beschleunigungen ausgesetzt werden. Eine erste Beurteilung, insbesondere inwiefern der Prüflagerkäfig belastet wird, erlauben die von NEESE und V. COLLANI [129] erstellten Auslegungsformeln für M-Profil Käfige von Pleuellagerungen. Der sich nach [129] für die vorliegende Prüflagerung maximal einstellende Wert für das Produkt $p \cdot v$ liegt mit einem Ergebnis von $2,94 \text{ N m}/(\text{mm}^2 \text{ s})^1$ innerhalb des nach [129] zulässigen Bereichs. Die Grenzdrehzahl zur Vermeidung einer Überbelastung der Käfigstege liegt nach [129] im Bereich von $2\,300 \dots 3\,450 \text{ min}^{-1}$. Diese Grenzwerte werden bei der Durchführung der nach Abschnitt 4.8 geplanten Versuche überschritten. Dass die Berechnungsvorschriften nach [129] nicht zu einer exakten Beurteilung herangezogen werden können, wird bereits daran ersichtlich, dass die Berechnungsformeln für M-Profil Käfige erstellt wurden, die hier keine Anwendung finden. Zusätzlich wurden weitere Annahmen getroffen, die speziell für Pleuellagerungen zutreffend sind und für die zu untersuchende Lagerung zu hinterfragen sind. Daher werden die geplanten Untersuchungen dennoch durchgeführt, jedoch wird anhand der dargestellten Überprüfung ersichtlich, dass die Wälzlagerkäfige enormen Belastungen ausgesetzt sind.

Resümee:

Die Ausführungen in diesem Kapitel zu den kinematischen und lastspezifischen Verhältnissen am Prüflager haben gezeigt, dass die realisierte Untersuchungsumgebung, entsprechend den vorhergehenden Abschnitten, gegenüber alternativen Untersuchungskonzepten die Forderung nach einer anwendungsunabhängigen Analyse am besten erfüllt, da sie auf situationsbedingte Positionen der Lastzone verzichtet. So können durch die realisierbaren Untersuchungen sich widersprechende Angaben aus der Literatur, die anhand von anwendungsnahen Versuchen erzielt wurden, auflösen lassen, sodass die Fragestellungen 1 und 2 allgemein beantwortet werden können. Durch die kinematische Unabhängigkeit der Relativbewegung ergibt sich mit deren Drehrichtung ein zusätzlicher Einflussparameter, der so gewählt wird, dass sich die maximalen Wälzkörperbeschleunigungen ergeben und folglich die maximale Beschleunigungslast des Lagers vorliegt. Insbesondere konnte in diesem Zusammenhang nachgewiesen werden, dass die Wälzkörperbeschleunigung maßgeblich durch die Führungsbewegung und nur mäßig von der Relativbewegung bestimmt wird. Die Belastungssituation der zu prüfenden Lager wird als anspruchsvoll bewertet.

¹ ursprüngliche Einheit $\text{kp m}/(\text{mm}^2 \text{ s})$.

4.5 Modell zur Auswertung der Messergebnisse

Bedingt durch den bereits in den Abschnitten 4.2.1 und 4.2.2 beschriebenen ungewöhnlichen Einbau des Prüflagers, ergeben sich bezüglich der Auswertung des Messsignals einige Herausforderungen. Eine Auswertung entsprechend den für experimentelle Untersuchungen üblichen Methoden führt bei dieser Prüfanordnung nicht zu einem vollständigen Verständnis des untersuchten Systems. Im Folgenden wird daher ein weiterer Auswertansatz vorgestellt.

4.5.1 Modellbildung und mathematische Grundlagen

Wird ein beispielhafter Messschrieb betrachtet, siehe Bild 46, so wird deutlich, dass das gemessene Reibungssignal ein eher unerwartetes Aussehen aufweist. Bild 46 a) zeigt das Messsignal für das Reibungsmoment bei einer Anzeigedauer von 5 Minuten. Dieses Signal erscheint ungewöhnlich, da zwar eine schwankende, nicht konstant verlaufende jedoch aber eher einer klar definierten Linie folgende Kurve erwartet wird. Das dargestellte Signal hingegen scheint ein breit ausgedehntes Signalband zu sein. Bei einer kleineren Anzeigedauer, siehe Bild 46 b), wird der Grund für die außergewöhnliche Signalkurve ersichtlich. Bei dem aufgenommenen Messsignal handelt es sich um ein hochfrequentes Schwingensignal. Aus der Literatur [47, 88, 116, 166, 170, 183] sind derartig ausgeprägt schwingende Reibungsmomentverläufe nicht bekannt. Um auszuschließen, dass die Ursache für das Schwingen in der Messtechnik begründet liegt, wird zum Vergleich das Nullsignal der Reibungsmessung betrachtet, siehe Bild 47.

Dieses Nullsignal zeigt auch eine leichte Schwingamplitude, die aber deutlich geringer ausgeprägt ist und aus dem typischen Grundrauschen realer Messsignale resultiert. Die Ursache für ein Schwingensignal nach Bild 46 ist folglich im untersuchten System zu suchen. Wird ein Schwingensignal gemessen, so muss konsequenter Weise auch ein schwingfähiges System vorhanden sein, das Ausgang der gemessenen Schwingungen ist. Anhand von Bild 36 wird ersichtlich, dass mit dem Biegebalken zur Reibungsmessung ausschließlich das Prüflager selbst in Verbindung steht. Folglich kann nur das Prüflager selbst und/oder der Biegebalken ein schwingfähiges System darstellen.

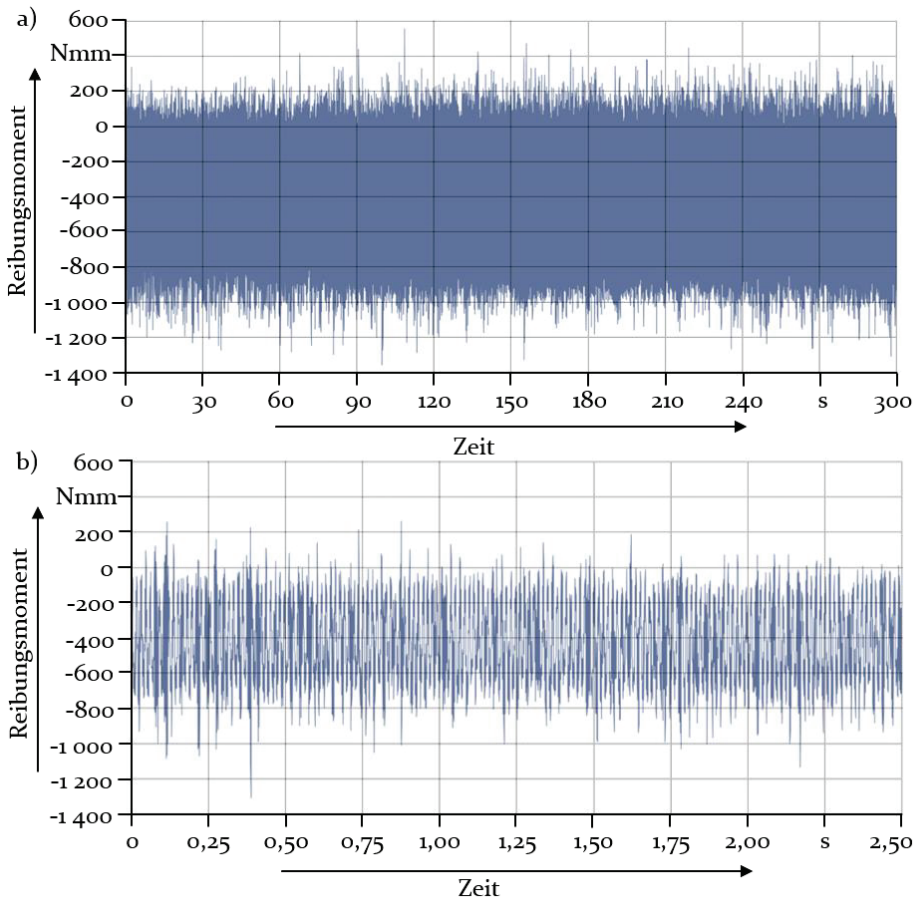


Bild 46: Beispielhaftes Messsignal für das Reibungsmoment: Beschleunigung von 750 g; Relativdrehzahl von 4 000 min⁻¹; a) Zeitschrieb: 300 s; b) Zeitschrieb: 2,5 s

Inwieweit ein Wälzlager die Eigenschaften eines schwingfähigen Systems besitzt und welche Aspekte hierbei zu berücksichtigen sind, soll daher anhand des im Folgenden beschriebenen Wälzlagermodells erläutert werden. Das ausgeprägte Schwingverhalten der untersuchten Wälzlager beruht vor allem, wie bereits angedeutet, auf der besonderen Einbausituation der Lager. Weil einer der Wälzlagererringe, hier der Lageraußenring, nicht wie bei konventionellen Lagerungen in einem festen Lagersitz verbaut ist, hat dieser einen zusätzlichen rotatorischen Freiheitsgrad, der zur Realisierung der Reibungsmessung direkt am Lager notwendig ist. Der Außenring kann sich folglich in beide Tangentialrichtungen frei bewegen. So wird durch die Konzeption des Messverfahrens eine tangentielle Schwingbewegung des Wälzlagers grundsätzlich ermöglicht.

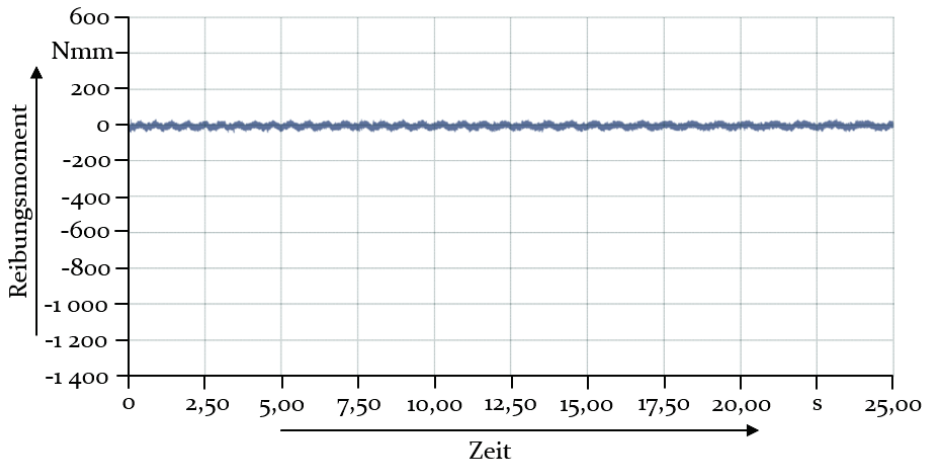


Bild 47: Nullsignal der Reibungsmessung

Das schwingfähige System „Wälzlager“ besteht somit, wie es in Bild 36 und Bild 48 a) ersichtlich wird, aus dem Außenring (1) des Prüflagers und dem zur Messung des Reibungsmomentes nötigen Biegebalken (3, 4), der über die Gabel (2) in Form eines Schubgelenks mit dem Außenring (1) verbunden ist.

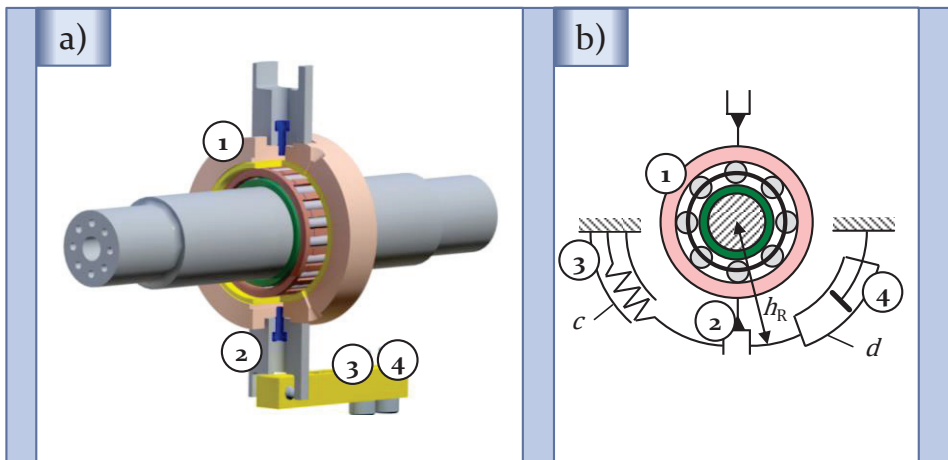


Bild 48: Schwingfähiges System: a) reales System; b) Ersatzmodell

Bild 48 b) zeigt das mechanische Ersatzmodell für das schwingungsfähige System. Der Biegebalken verkörpert hierbei sowohl ein Federelement (3) mit einer definierten Federsteifigkeit c als auch ein Dämpferelement mit der Dämpfungskonstante d . Bei dieser Anordnung handelt es sich also um

ein gedämpftes Schwingsystem mit einem Freiheitsgrad. Der Freiheitsgrad wird durch die rotatorische Schwingbewegung beschrieben. Die Modellbildung, dass der Biegebalken ein Federelement darstellt, beruht auf dem Gesetz nach HOOKE [121] für den linear elastischen Verformungsbereich von Metallen. Im Bereich der Reibungsmessung ist dieses Gesetz anwendbar, da der Biegebalken nur im elastischen Bereich beansprucht wird und aus Stahl gefertigt ist.

Die Annahme, dass der Biegebalken auch als Dämpferelement fungiert, basiert auf der Eigenschaft, dass eine freie Schwingung des Balkens bei anfänglicher einmaliger Auslenkung nach einigen Schwingvorgängen wieder zum Erliegen kommt. Es wird also eine Dämpfungskraft im Innern des Materials aufgrund von Werkstoffdeformationen erzeugt [52]. So wird dem System während jedes einzelnen Schwingvorgangs Energie entzogen und dies äußert sich beispielsweise in Form von Wärme, die den Biegebalken erwärmt. Die Dämpfung erfolgt somit durch das Material des Biegebalkens. Auch zur Beschreibung der Dämpfung ist ein entsprechendes Modell heranzuziehen. Im Gegensatz zur Steifigkeit ist in diesem Fall die Auswahl eines geeigneten Ansatzes deutlich schwieriger. Generell wird zwischen äußerer und innerer Dämpfung unterschieden [68]. Äußere massenproportionale viskose Dämpfung tritt beispielsweise bei Schwingungsvorgängen in einem zähen Umgebungsmedium auf [68]. Ein weiterer Dämpfungsmechanismus basiert auf der COULOMB'schen Reibung. Beide Dämpfungsarten sind im vorliegenden Fall allerdings nur von untergeordneter Bedeutung. Weiterhin gibt es auch die innere Dämpfung. Diese Dämpfungsform ist, wie beschrieben, ein materialbedingtes Phänomen. Die innere Dämpfung untergliedert sich nochmals in die steifigkeitsproportionale, visko-elastische und die steifigkeitsproportionale Strukturdämpfung [68].

Vor allem die visko-elastische Dämpfung findet, wegen der Gültigkeit des Superpositionsprinzips, häufige Anwendung [52]. Es hat sich aber gezeigt, dass dieser Ansatz für die Beschreibung der Dämpfungseigenschaften von Metallen nicht das beste Ergebnis liefert [68]. Besser beschrieben wird das metallische Dämpfungsverhalten durch die steifigkeitsproportionale Strukturdämpfung [52]. Dieses Dämpfungsmodell beruht auf einer frequenzunabhängigen Dämpfungskraft [52], sodass höhere Frequenzen im Gegensatz zur visko-elastischen Dämpfung nicht stärker gedämpft werden [68]. Die Dämpfungskraft ist geschwindigkeitsproportional.

Neben der Wahl der richtigen Modellannahmen ist es notwendig das Verhalten des Gesamtsystems durch ein geeignetes mathematisches Modell zu beschreiben, um die Signalentstehung besser nachvollziehen zu können. In

Bild 49 a) sind die auf das gedämpfte schwingfähige System wirkenden Momente eingetragen. Durch eine Winkelauslenkung ρ des Prüflageraußenrings wird die Feder belastet und es ergibt sich ein zur Federsteifigkeit proportionales Rückstellmoment. Da der Außenring auch eine gewisse Masse und somit ein Massenträgheitsmoment besitzt, wirkt der Rotationsbewegung auch die Massenträgheit des Rings entgegen. Das resultierende Trägheitsmoment ist proportional zur Winkelbeschleunigung. Das zusätzlich angreifende Dämpfungsmoment wirkt der Winkelgeschwindigkeit entgegen. Wird das zugehörige Momentengleichgewicht für die Belastungen aus Bild 49 a) gebildet, so ergibt sich Gleichung (28).

$$J \cdot \ddot{\rho}(t) + d' \cdot \dot{\rho}(t) + c' \cdot \rho(t) = 0 \quad (28)$$

Diese Gleichung beschreibt das Verhalten für ein schwingfähiges System mit freien Schwingungen. Das bedeutet, dass dem System keine Schwingungen auferzungen werden, sondern es kann beispielsweise nach einmaliger Auslenkung ungestört ausschlagen. In Realität sind diese Anwendungen aber eher selten anzutreffen und wie es den Messkurven aus Bild 46 entnommen werden kann, ist dies auch bei dem vorliegenden Messaufbau nicht der Fall. Folglich handelt es sich bei dem betrachteten Reibungsmesssystem um ein schwingfähiges System mit erzwungenen Schwingungen. Erzwungene Schwingungen erfordern immer einen Erreger, also einen Auslöser/Verursacher. Aus den vorhergehenden Ausführungen ist bekannt, dass das Lagerreibungsmoment zu einer Auslenkung des Biegebalkens führt. Eine Auslenkung alleine bedingt allerdings nicht kontinuierliche Schwingungen. Da die Messung des Reibungsmomentes während konstanter Betriebszustände des Prüflagers stattfindet, ist mit einer Änderung der Auslenkung und somit mit Schwingungen aufgrund von Parameteränderungen grundsätzlich nicht zu rechnen. Ein schwingendes Reibungssignal kann also nur durch eine Schwingung des vorliegenden Reibungsmomentes selbst verursacht werden, was letztlich auf das dynamische Betriebsverhalten eines Wälzlagers zurückzuführen ist, siehe Abschnitt 4.5.3. Bild 49 a) wird somit für ein System mit erzwungenen Schwingungen um ein Erregermoment ergänzt, siehe Bild 49 b).

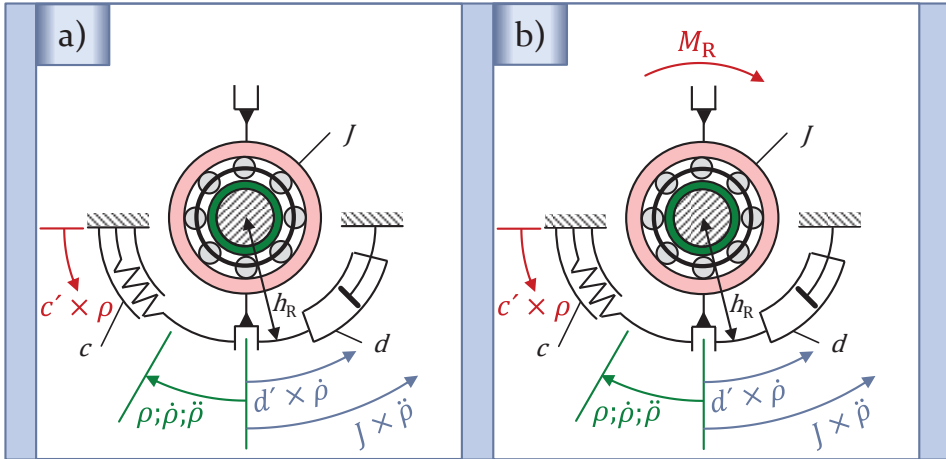


Bild 49: Ersatzmodell freigeschnitten: a) freie Schwingung; b) erzwungene Schwingung

Gleichung (28) wird konsequent zu Gleichung (29) erweitert:

$$J \cdot \ddot{\rho}(t) + d' \cdot \dot{\rho}(t) + c' \cdot \rho(t) = M_R(t) \quad (29)$$

Das Erregermoment ist hierbei keine konstant wirkende Größe, sondern es handelt sich um eine zeitlich veränderliche Größe. Wird dies berücksichtigt, so kann Gleichung (29) wie folgt ergänzt werden:

$$J \cdot \ddot{\rho}(t) + d' \cdot \dot{\rho}(t) + c' \cdot \rho(t) = |A_M| \cdot \cos(\Omega \cdot t - \beta) \quad (30)$$

Um das Schwingungsverhalten vorhersagen zu können, ist es notwendig eine Lösung für $\rho(t)$ zu finden. Bei Systemen mit erzwungenen Schwingungen besteht die Lösung der zugehörigen Differentialgleichung aus zwei einzelnen Elementen [68]. Es wird zwischen einem homogenen und inhomogenen Teil der Bewegungsgleichung unterschieden [68]. Der homogene Lösungsanteil beschreibt den Anteil der freien Schwingung an der Gesamtschwingung [68]. Dieser Lösungsanteil klingt, bedingt durch die Dämpfung des Systems, mit dem zeitlichen Verlauf der Schwingung allmählich ab [68]. Da die Signalkurven der Reibungsmessung ohnehin nur für den thermischen Beharrungszustand betrachtet werden, liegt der

auszuwertende Signalbereich sicher außerhalb des Einflusses von Einschwingvorgängen. Somit ist der Anteil der homogenen Bewegungsgleichung für den untersuchten Bereich nicht relevant und es wird nur der Anteil der inhomogenen Bewegungsgleichung berücksichtigt, der auch als partikuläre Lösung bezeichnet wird [68].

Zur Lösung der inhomogenen Bewegungsgleichung, wird das Vorgehen nach [68] verfolgt und der Lösungsansatz nach Gleichung (31) angewandt.

$$\rho_p(t) = \rho^c \cdot \cos(\Omega \cdot t) + \rho^s \cdot \sin(\Omega \cdot t) \quad (31)$$

Die Bestimmung des Cosinus- und Sinusanteils erfolgt, indem Gleichung (31) in die Differentialgleichung (30) eingesetzt wird. Durch Auflösen der sich ergebenden Gleichungen nach den Unbekannten und durch weitere vereinfachende Umformungen ergibt sich schließlich nach [68] die Lösung entsprechend Gleichung (32).

$$\rho_p(t) = \frac{|A_M|}{c'} \cdot \frac{1}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + (2 \cdot D \cdot \eta)^2}} \cdot \cos(\Omega \cdot t - \beta - \gamma) \quad (32)$$

wobei gilt:

$$\eta = \frac{\Omega}{\omega} \quad (33)$$

$$D = \frac{d'}{2 \cdot \sqrt{c' \cdot J}} \quad (34)$$

$$\omega = \sqrt{\frac{c'}{J}} \quad (35)$$

Hierbei wird der folgende Anteil

$$V(\eta, D) = \frac{1}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + (2 \cdot D \cdot \eta)^2}} \quad (36)$$

aus Gleichung (32) als Vergrößerungsfunktion bezeichnet, da er angibt wie stark die statische Auslenkung im gedämpften System vergrößert beziehungsweise verkleinert wird [68]. Die Herleitung des Schwingungssignals im Zeitbereich ist für den Fall der visko-elastischen Dämpfung erfolgt. Soll der Ansatz der Strukturdämpfung umgesetzt werden, so ist für die Dämpferkonstante d folgender Zusammenhang zu berücksichtigen [52].

$$d = \frac{d^*}{\Omega} \quad (37)$$

Die Lösungsfunktion $\rho_p(t)$ nach Gleichung (32) zeigt eine harmonische Lösung des Schwingungssystems für genau eine harmonische Erregung. Aus Bild 46 wird aber ersichtlich, dass das gemessene Schwingungssignal nicht aus einer einzelnen harmonischen Schwingung besteht. Regellos erscheinende Signale können sich aus mehreren einzelnen Signalen zusammensetzen. Das bedeutet, dass das beispielhafte Messsignal gemäß Bild 46 durch Überlagerung vieler einzelner Lösungsfunktionen $\rho_{pi}(t)$ zusammengesetzt ist. Diese Annahme wird durch das Amplitudenspektrum, siehe Bild 50, bestätigt. Für eine derartige Schwingung ergibt sich die Systemantwort durch Superposition der Einzelschwingungen nach [68] gemäß Gleichung (38). Neben der Systemantwort besteht für diese Anordnung folglich auch die Erregerfunktion nicht aus einer einzelnen Erregerschwingung, sondern setzt sich wie die Antwort aus vielen einzelnen Schwingungen zusammen. Es wird daher von einer periodischen Erregung gesprochen [68].

$$\rho_p(t) = \frac{|A_{M0}|}{c'} + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{|A_{Mn}|}{c'} \cdot \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{n \cdot \Omega}{\omega}\right)^2\right]^2 + \left[2 \cdot D \cdot \frac{n \cdot \Omega}{\omega}\right]^2}} \cdot \cos(n \cdot \Omega \cdot t - \beta_n - \gamma_n) \quad (38)$$

Welche Erregerschwingungen in diesem Kontext zu der Gesamterregung beitragen wird in Abschnitt 4.5.3 genauer erläutert. Nach [68] ergibt sich die Gesamterregerfunktion $e(t)$ entsprechend Gleichung (39).

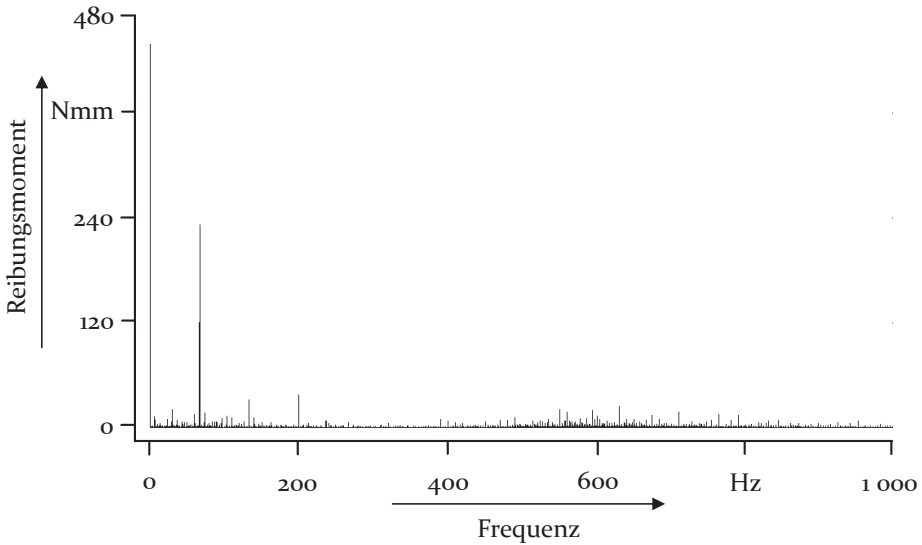


Bild 50: Beispielhaftes Amplitudenspektrum

$$e(t) = A_{M0} + \sum_{n=1}^{\infty} |A_{Mn}| \cdot \cos(n \cdot \Omega \cdot t - \beta_n) \quad (39)$$

Anhand den Gleichungen (38) und (39) wird bereits ersichtlich, dass die Ermittlung der Antwort- beziehungsweise der Erregerfunktion für Systeme mit vielen Einzelschwingungen einen erheblichen Aufwand bedeutet. Auf Grundlage dieser Überlegung ist im Einzelfall abzuwägen, inwieweit die Kenntnis des exakten zeitlichen Verlaufs der Antwortschwingung überhaupt notwendig ist. Für viele Auswertungen ist die Kenntnis einzelner Systemparameter völlig ausreichend und der exakte zeitliche Schwingungsverlauf nicht relevant. Für derartige Anwendungen kann eine vereinfachende Betrachtung des Systems mit Hilfe der Auswertung im Frequenzbereich, siehe Abschnitt 4.5.2, vorgenommen werden. Trotz Einführung eines vereinfachenden Verfahrens ist die Kenntnis der in diesem Abschnitt dargelegten Modellbildung und mathematischen Beschreibung besonders wichtig, da sie einerseits die Grundlage für die Anwendung der

frequenzbasierten Auswertung darstellt und andererseits ein Verständnis der im System ablaufenden Vorgänge erst ermöglicht. Im weiteren Verlauf wird daher regelmäßig auf die dargestellten Zusammenhänge Bezug genommen.

4.5.2 Messsignalauswertung im Frequenzbereich

Vornehmliche Intention der in Abschnitt 4.5.1 hergeleiteten Zusammenhänge ist es das Systemverhalten als Funktion der Zeit darzustellen. Das heißt die Funktionswerte y werden auf der Ordinate über der auf der Abszisse dargestellten Zeit x angetragen. Diese Darstellungsform wird als Betrachtung im Zeitbereich bezeichnet [114] und ist das über alle wissenschaftliche Fachrichtungen hinweg am weitesten verbreitete Verfahren. Neben dieser Darstellungsform gibt es für die Analyse von Schwingungsvorgängen noch eine alternative Betrachtungsweise. Im Umfeld der Schwingungsanalyse ist die Darstellung im sogenannten „Frequenzbereich“ [114] ein weit verbreitetes Vorgehen. Um Analysen im Frequenzbereich durchführen zu können, müssen die meist im Zeitbereich ermittelten Messsignale in den Frequenzbereich überführt werden. Die Verbindung zwischen den beiden Bereichen wird durch die Fourier-Transformation, wie bereits in Abschnitt 2.10 kurz gezeigt, hergestellt [114]. Hierbei ist allerdings zu berücksichtigen, dass die Bezeichnung Fourier-Transformation häufig als allgemeiner Oberbegriff verwendet wird und im Detail weiter zu differenzieren ist [114]. Wird beispielsweise ein kontinuierliches, periodisches Zeitsignal, wie im Abschnitt 4.5.1 beschrieben, umgewandelt, so erfolgt dies durch eine Fourier-Reihe [114]. Wird ein kontinuierliches, nicht periodisches Signal behandelt, so wird dieser Vorgang als Fourier-Transformation bezeichnet [114]. Die Fast-Fourier-Transformation (FFT) stellt einen effizienten Berechnungsalgorithmus für die Fourier-Transformation zur Verfügung [114]. Der Übergang in den Frequenzbereich oder auch die Umkehrung dieses Vorgangs bedingt keinen Informationsverlust. Beide Darstellungsformen sind daher als gleichwertig anzusehen.

In Bild 51 ist exemplarisch dargestellt wie die Verbindung zwischen Zeit- und Frequenzbereich verstanden werden kann. Durch die Fourier-Analyse wird das Zeitsignal in viele einzelne Schwingungen mit unterschiedlichen Amplituden und Frequenzen zerlegt. Werden diese einzelnen Schwingungen aus der Frequenzperspektive betrachtet, so lassen sich auf der Frequenzachse die jeweiligen Schwingungsfrequenzen mit den zugehörigen Amplituden, die sich auf der Amplituden-Frequenz-Ebene abzeichnen, erkennen. Es ergibt sich das Frequenzspektrum. In Anlehnung

an die Definition nach [114] erfolgt für das dargestellte Signal nach Bild 51 die Verbindung zwischen Zeit- und Frequenzbereich durch eine Fourier-Reihe. Aus Blickrichtung der Zeitperspektive ergibt sich durch Überlagerung der Einzelschwingungen das auf der Amplituden-Zeit-Ebene zu sehende Zeitsignal. Dieser Vorgang wird als Synthese bezeichnet [114].

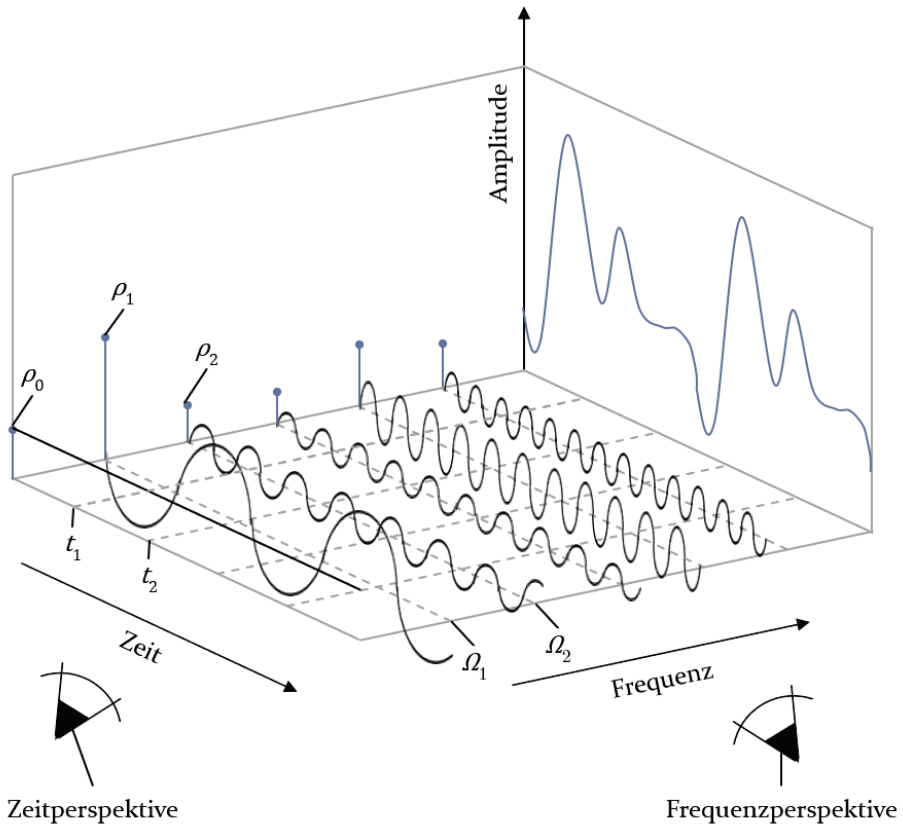


Bild 51: Zusammenhang zwischen Zeit- und Frequenzbereich nach [114]

Anhand von Bild 51 wird auch bereits die wesentliche Stärke der Betrachtung im Frequenzbereich ersichtlich. Durch dieses Vorgehen können die einzelnen Einflüsse, die zum Gesamtschwingungssignal und somit zum Reibungsmoment des Prüflagers beitragen leicht ermittelt werden. Es lassen sich alle Beitragsleister für das Reibungsmoment bestimmen. Das in Bild 50 real dargestellte Frequenzspektrum enthält demnach zahlreiche, potentielle Beitragsleister. Die Ursache für dieses Erscheinungsbild des Spektrums ist die Integration des Messsystems in die Prüfanlage. Durch die nahezu ungedämpfte Verbindung zwischen Einsatz (15), Bild 35, und dem

restlichen Prüfaufbau, werden alle an der Anlage entstehenden Schwingungen – Abweichungen vom idealen Betriebsverhalten – auch auf den das Reibungsmoment messenden Biegebalken übertragen. Im Gesamtsystem gibt es zahlreiche Schwingungsquellen. Prinzipiell kann jedes bewegte Bauteil Ursache einer Schwingung sein. So können beispielsweise Restunwuchten, Antriebsmotoren, Antriebswellen, Zahnräder, verbaute Druck- und Zugfedern, Riementriebe, bestehend aus Riemenscheiben und Zahnriemen, sowie viele weitere Bauteile Störschwingungen verursachen.

Alle durch die genannten Erregerquellen verursachten Schwingungen können als Grundschwingung der Anlage oder in Bezug auf das Messsignal als Grundrauschen verstanden werden. Bedingt durch den komplexen Aufbau der Anlage und den damit verbundenen unterschiedlichsten Bewegungsgeschwindigkeiten und -beschleunigungen der Komponenten, die sich für jeden Betriebspunkt ändern, ergibt sich allerdings kein einheitliches Grundrauschen für die Messsignale. Kleine Amplitudengrößen, die entweder dem Grundschwingen der Anlage zugerechnet werden können und somit für die Auswertung des Reibungsmomentes keine Bedeutung haben oder aufgrund ihrer geringen Amplitude keinen signifikanten Beitrag zur Schwingung/Änderung des Reibungsmomentes leisten, sind für die frequenzbasierte Reibungsauswertung meist von geringem Interesse. Im Gegensatz hierzu kann für die Zustandsüberwachung von Anlagen der Fokus durchaus auf kleinen Amplituden liegen, da hier in Form von Trendanalysen durch möglichst frühzeitiges Erkennen von Veränderungen der Systemzustand beurteilt werden soll. Zur Reibungsauswertung ist für die markanten Amplituden zu untersuchen, ob sie aus Störquellen resultieren oder zum reibungserzeugenden Spektrum gehören.

Die meisten realen Signale bestehen allerdings nicht aus rein periodischen Bestandteilen. Global betrachtet kann das Messsystem durch allgemeine, aperiodische Erregungen zu Schwingungen veranlasst werden. Konsequenterweise sind die Gleichungen (38) und (39) für diese Situation weiterzuentwickeln. Hierzu kann ein aperiodisches Signal auch als ein periodisches Signal mit unendlicher Periodendauer aufgefasst werden. Um die Systemantwort entsprechend dieser Vorstellung ermitteln zu können, werden die Übergänge $T \rightarrow \infty$, $\Delta\Omega \rightarrow d\bar{\Omega}$, $n\Delta\Omega \rightarrow \bar{\Omega}$ vorgenommen [68]. Die Systemantwort kann dann nach Gleichung (40) ermittelt werden [68].

$$\rho_p(t) = \int_0^{\infty} \frac{|A_M(\bar{\Omega})|}{c'} \cdot \frac{1}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + (2 \cdot D \cdot \eta)^2}} \cdot \cos[\bar{\Omega} \cdot t - \beta(\bar{\Omega}) - \gamma(\bar{\Omega})] \cdot d\bar{\Omega} \quad (40)$$

wobei gilt:

$$\eta = \frac{\bar{\Omega}}{\omega} \quad (41)$$

Das Erregungssignal kann analog nach Gleichung (42) berechnet werden [68].

$$e(t) = \int_0^{\infty} |A_M(\bar{\Omega})| \cdot \cos[\bar{\Omega} \cdot t - \beta(\bar{\Omega})] d\bar{\Omega} \quad (42)$$

Die Lösung der dargestellten Integrale erfordert in der Regel einen nicht unerheblichen Aufwand. Die Bearbeitung erfolgt deshalb meist numerisch. Hierzu werden die Integrale durch Summenausdrücke berechnet und folglich der Übergang $T \rightarrow \infty$ durch die zeitbegrenzte Behandlung der Signalverläufe, siehe Bild 19, wieder rückgängig gemacht [68]. Dieses Vorgehen wird auch der Messpraxis besser gerecht, da jede reale Messung nur eine endliche Dauer besitzen kann. Nach [68] ergeben sich beispielsweise für die Erregung die Summenausdrücke für periodische Signale entsprechend Gleichung (43) sowie für aperiodische Signale entsprechend Gleichung (44).

$$e\left(\frac{k \cdot T}{2 \cdot N}\right) = A_{M0} + \sum_{n=1}^{N-1} A_{Mn}^c \cdot \cos\left(\frac{n \cdot k \cdot \pi}{N}\right) + \sum_{n=1}^{N-1} A_{Mn}^s \cdot \sin\left(\frac{n \cdot k \cdot \pi}{N}\right) \quad (43)$$

$$e\left(\frac{k \cdot T}{2 \cdot N}\right) = A_{M0} + \sum_{n=1}^{N-1} \Omega \cdot A_M^c(n \cdot \Omega) \cdot \cos\left(\frac{n \cdot k \cdot \pi}{N}\right) + \sum_{n=1}^{N-1} \Omega \cdot A_M^s(n \cdot \Omega) \cdot \sin\left(\frac{n \cdot k \cdot \pi}{N}\right) \quad (44)$$

Der Vergleich beider Rechenvorschriften zeigt, dass beide gleichwertig sind. Für aperiodische Signale werden die Amplituden lediglich mit Ω multipliziert. Aus numerischer Sicht besteht zwischen periodischen und aperiodischen Signalen folglich kein Unterschied [68].

4.5.3 Erregerquellen des Reibungssignals

Alle Erregerquellen, die das Reibungsmoment des Prüflagers beeinflussen, müssen auf den Bewegungsablauf des Lagers, folglich auf Vorgänge im Lager selbst, zurückzuführen sein. Da das Reibungsmoment am stehenden Außenring gemessen wird, können alle Elemente, die in unmittelbarem oder mittelbarem Kontakt zum Außenring stehen, zu diesen Vorgängen beitragen. Die Übertragung des Reibungsmomentes auf den Außenring erfolgt im vorliegenden System stets durch eine Reibungskraft F_r , die durch eine Normalkraft F_N und der zugehörigen Reibungszahl hervorgerufen wird, siehe Bild 52.

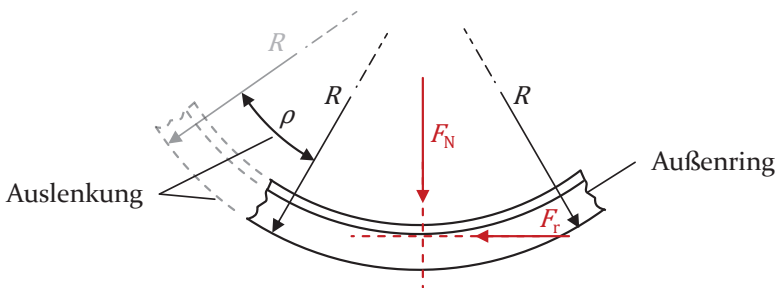


Bild 52: Auslenkung des Außenrings durch die Reibungskraft F_r

Ein Wälzlagererelement, das funktionsbedingt immer in direktem Kontakt zum Außenring steht, sind die Wälzkörper. Schwingungen, die durch Wälzkörper initiiert werden, können beim Durchlaufen der Lastzone entstehen. Bedingt durch deren unterschiedliche Belastung und der sich ändernden Einfederung [81], also dem Abstand zwischen Außen- und Innenring, sowie durch unterschiedliche Wälzkörperdurchmesser können

Änderungen im Reibungsmoment erzeugt werden. Wie stark dieser Einfluss ausgeprägt ist, ist stark von der Wälzkörperanzahl, der Last und dem wirkenden Lagerspiel abhängig. Zudem können noch weitere Formabweichungen Schwingungen initiieren. Hierzu zählen Welligkeiten, die Berührung von Rauheitsspitzen sowie die Berührung von Partikeln und lokale elastische Verformungen von Rauheiten im Kontakt [81]. Durch die Wälzkörper als Bindeglied hat zudem der Innenring beziehungsweise die Innenringlaufbahn mittelbaren Kontakt zur Außenringlaufbahn und so nehmen Formabweichungen – wie oben beschrieben – des Innenrings auch Einfluss. Alle Störungen des Reibungsmomentes, die am Innenring hervorgerufen werden sind folglich auch im Messsignal wiederzufinden. Der Einfluss durch Partikel und Rauheiten kann, da diese völlig zufällig auftreten, in Analysen im Allgemeinen nur unter erhöhtem Aufwand untersucht werden. Ähnlich verhält es sich mit Welligkeiten, da diese unterschiedlichste Wellenlängen besitzen können und diese wie im vorliegenden Fall unbekannt sind. Insbesondere die Kombination von Innenring- und Außenringwelligkeiten macht eine Analyse nur bei umfangreicher Erfahrung und unter großem Aufwand möglich. Im Rahmen dieser Arbeit werden diese daher nicht betrachtet. Gut messbar ist hingegen der Einfluss der Innenringexzentrizität, da aufgrund der gehäuselosen Lagerung des Außenrings, die Außenringexzentrizität keinen merklichen überlagernden Einfluss hervorruft. Die Exzentrizität des Innenrings ist fertigungsbedingt immer vorhanden, da das Bohrungs- und Laufbahnzentrum nie völlig übereinstimmen. Ein weiterer Vorteil der Exzentrizität ist, dass deren Umlauffrequenz bekannt ist.

Für die untersuchten Prüflager ergibt sich noch eine weitere Erregerquelle. Da die Käfige der Lager außengeführt sind, können sie die Außenringlaufbahn berühren. Im Fall von Führungsbeschleunigungen stützen sich daher die Käfige während ihrer Rotation an der Außenringlaufbahn ab, wie es in Abschnitt 2 gezeigt wird und wie es von [163] mit Hilfe einer Mehrkörpersimulation beispielhaft bestätigt wurde. Mit der Relativbewegung zwischen Außenring und Käfig geht die Entstehung von Gleitreibung einher. Diese wird auf den Außenring übertragen und führt ebenfalls zu einer Winkelauslenkung. Besitzt der Käfig, bezogen auf seinen Außendurchmesser, Geometrieabweichungen, so führen diese zu Veränderungen im zu übertragenden Reibungsmoment. Die resultierende auf das Zentrum bezogene Gesamtabweichung des Käfigs erzeugt so als weitere Erregerquelle ein im Spektrum ersichtliches Schwingsignal bekannter Frequenz. Neben den vorgestellten Erregersignalen gibt es auch ein Konstantensignal mit der Frequenz 0 Hz. Dieses Signal bildet die „statische“ – sofern die konstante,

ungestörte, ideale Rotation des Prüflagers als konstanter Zustand angesehen werden kann – Auslenkung ab, die in Gleichung (38) durch den Term

$$\rho_{p0}(t) = \frac{|A_{M0}|}{c'} \quad (45)$$

beschrieben wird. Das in Bild 51 exemplarisch bei 0 Hz abgebildete Konstantensignal, das durch die statische Auslenkung verursacht wird, entspricht somit einem Mittensignal zu dem alle anderen Schwingungen superponiert werden. Das 0 Hz-Signal entspricht dem arithmetischen Signalmittelwert [114]. Der Mittelwert der Reibung setzt sich aus allen konstanten Reibungsanteilen zusammen. Er beinhaltet also auch die konstanten Wälzkörper-, Innenring-, Außenring- und Käfigreibungsanteile. Die durch Wälzkörper, Innenring, Außenring und Käfig veranlassten Reibschwingungen mit ihren zugehörigen Amplituden bilden daher jeweils ausschließlich den veränderlichen Reibungsanteil ab.

4.5.4 Zusammenhang zwischen Erreger- und Reibungssignal

Unter Berücksichtigung der in Abschnitt 4.5.1 vorgestellten Gleichungen (32) und (38) zur analytischen Beschreibung der entstehenden Schwingungen wird ersichtlich, dass die gemessenen Schwingamplituden immer auch einer systemabhängigen Beeinflussung unterliegen und nicht der reinen Erregung entsprechen, siehe auch Bild 17. Dieses Verhalten des Reibungssignals resultiert aus dem dynamischen Systemverhalten der Messanordnung und wird bereits in Gleichung (32), (36) und Gleichung (38) mathematisch beschrieben. Der als Vergrößerungsfunktion, siehe Gleichung (46), bezeichnete Formelanteil veranlasst eine Vergrößerung beziehungsweise Verkleinerung der Reibungsamplitude (=Schwingungsantwort) gegenüber der Erregerauslenkung und ist auch für nicht periodische Signale zutreffend [68].

$$V_n(n \cdot \Omega, D) = \frac{1}{\sqrt{(1 - (n \cdot \eta)^2)^2 + (2 \cdot D \cdot n \cdot \eta)^2}} \quad (46)$$

Entsprechend Gleichung (46) ist die Überhöhung der Schwingamplitude nur von der dimensionslosen Erregerkreisfrequenz η und dem

Dämpfungsgrad D abhängig. Sind beide Größen bekannt, kann der exakte Vergrößerungswert und so die tatsächliche Amplitude bestimmt werden. Nach Gleichung (33) ist bekannt, dass die dimensionslose Erregerkreisfrequenz dem Quotient aus Erregerkreisfrequenz $\Omega \cdot n$ und Eigenkreisfrequenz ω entspricht. Da die jeweiligen Erregerfrequenzen den Erregermechanismen aus Abschnitt 4.5.3 zugeordnet werden können, sind die notwendigen $\Omega \cdot n$ bekannt. Die Eigenkreisfrequenz wird entsprechend Gleichung (35) aus der Federsteifigkeit c' und der Massenträgheit J berechnet. Auch diese beiden Parameter stehen zur Verfügung, da sie anhand der Kenntnis von Geometrie und Material der betreffenden Komponenten berechnet werden können. Für das vorliegende System ergibt sich somit eine Eigenkreisfrequenz von $\omega \approx 45\,000\text{ 1/s}$. Die Bestimmung des Dämpfungsgrades D ist dagegen etwas schwieriger. Zwar kann dieser nach Gleichung (34) berechnet werden, allerdings ist hierfür die Dämpferkonstante d' notwendig, welche meist nicht bekannt ist. Alternativ kann der Dämpfungsgrad auch experimentell durch Ausschwingversuche ermittelt werden [68]. Hierzu werden für das einmalig angeregte und ausschwingende System zwei aufeinanderfolgende oder um n Perioden getrennte Signalmaxima verglichen [68]. Durch Berechnung des logarithmischen Dekrement, siehe Gleichung (47), ergibt sich schließlich der Dämpfungsgrad D [68].

$$\Lambda = \frac{1}{n} \cdot \ln \left(\frac{\rho_1}{\rho_{n+1}} \right) = \frac{2 \cdot \pi \cdot D}{\sqrt{1 - D^2}} \quad (47)$$

Im Rahmen dieser Arbeit war eine experimentelle Bestimmung wie oben beschrieben zeitlich nicht möglich. Daher wird die Vergrößerungsfunktion anhand von Literaturwerten für den Dämpfungsgrad D angenähert. Aus Erfahrungswerten kann für den Dämpfungsgrad als gute Näherung ein Wert von $D = 0,0025$ angenommen werden [52]. Um einen Anhaltswert für den Einfluss der Vergrößerung zu erhalten, kann die bei gegebenem Dämpfungsgrad maximale Vergrößerung V_{\max} ermittelt werden. Die maximale Vergrößerung ergibt sich, wenn für die dimensionslose Erregerkreisfrequenz gilt

$$\eta = \sqrt{1 - 2 \cdot D^2}. \quad (48)$$

Die Vergrößerung kann dann nach Gleichung (49) berechnet werden.

$$V_{\max} = \frac{1}{2 \cdot D \cdot \sqrt{(1 - 2 \cdot D^2)}} \quad (49)$$

Für den gewählten Dämpfungsgrad resultiert eine dimensionslose Erregerkreisfrequenz mit dem Wert $\eta = 0,99999$ und eine Vergrößerung von $V_{\max} \approx 200$. Die gemessene Amplitude einer Schwingung, deren Erregungskreisfrequenz gleich der Eigenkreisfrequenz des Systems ist, ist somit um den Faktor 200 zu reduzieren. Für die Auswertung der Ergebnisse ist der Wert der Vergrößerungsfunktion für das 0 Hz-Signal als Signalmittelwert von besonderer Bedeutung. Die Erregungskreisfrequenz Ω hat für das 0 Hz-Signal den Wert 0 und daher hat auch die dimensionslose Erregerkreisfrequenz η den Wert 0. Für die Vergrößerung ergibt sich schließlich ein Wert von $V = 1$. Am 0 Hz-Signal wird folglich immer der tatsächliche Amplitudenwert angezeigt.

Unter Berücksichtigung der relevanten Erregungen aus Abschnitt 4.5.3 kann der zu untersuchende Frequenzbereich auf eine maximale Frequenz von 1 000 Hz begrenzt werden. Wird die Vergrößerung für diesen Bereich berechnet, so ergibt sich eine maximale Vergrößerung von $V = 1,000005$. In guter Näherung können somit auch für die anderen Frequenzen die gemessenen Amplituden ohne Korrektur verwendet werden. Ein weiterer Parameter, der das Verhalten zwischen Erreger- und Reibungssignal beschreibt, ist der Nacheilwinkel γ . Er bildet die Differenz der Phasenwinkel von Antwort und Erregung ab [114]. Nach [68] kann der Nacheilwinkel gemäß Gleichung (50) berechnet werden.

$$\gamma_n = \tan^{-1} \left[\frac{2 \cdot D \cdot n \cdot \eta}{1 - (n \cdot \eta)^2} \right] \quad (50)$$

Für den eingegrenzten Frequenzbereich strebt dieser Winkel gegen den Wert 0° . Somit sind Erregung und Antwort in Phase. Dies bedeutet, dass die Erregung unmittelbar, das heißt ohne Zeitversatz, im Reibungssignal abgebildet wird.

Für die Auswertung im Frequenzbereich ist noch eine weitere wichtige Eigenschaft dieser Betrachtungsweise zu berücksichtigen. Wird das Signal, wie in Bild 51 dargestellt, aus der Frequenzperspektive betrachtet, so bildet sich auf der Amplituden-Frequenz-Ebene die Amplitude des jeweiligen Signalanteils – wie der Schattenwurf eines Wellenbergs – als einzelner Strich ab. Das in Bild 51 exemplarisch dargestellte Schwingensignal zeigt allerdings eine besondere Schwingform. Sie weist einen zeitkonstanten Verlauf auf. Für die Interpretation der Ergebnisse bedeutet dies, dass das vorgestellte Verfahren nur für stationäre Betriebsbedingungen angewandt werden kann. Für eine Großzahl der durchgeführten Messungen ist dies ausreichend, da ohnehin großer Wert darauf gelegt wurde die Reibungsauswertung nur im Bereich von Beharrungszuständen durchzuführen. Im Rahmen dieser Untersuchungen ist aber der Bedarf entstanden auch instationäre Betriebszustände – Beschleunigungsvorgänge in Bezug auf die Relativbewegung – zu analysieren. Dem Frequenzsignal muss somit auch ein konkretes Zeitsignal zugeordnet werden. Da die Analyse im Frequenzbereich, wie bislang beschrieben, für derartige Auswertungen nicht geeignet ist, wird ein alternatives Vorgehen gesucht. Derartige Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgänge sind ein typisches Einsatzgebiet für die sogenannte Ordnungsanalyse [108]. Bei diesem Verfahren erfolgt eine geschwindigkeits- – bei Maschinen in der Regel drehzahl- – getriggerte Abtastung des Signals und bei der Durchführung der Analyse werden auf der Frequenzachse die Harmonischen des Systems aufgetragen [108]. Eine Weiterentwicklung dieses Verfahrens stellen die sogenannten Zeit Frequenz Verbundtransformationen kurz JTFA Methoden (joint time frequency analysis) dar [108]. Eines dieser Verfahren ist die Kurzzeit-Fourier-Transformation (STFT, Short-Time-Fourier-Transform), die aus der Sprach- und Musikanalyse bekannt ist [123]. Die STFT beruht auf der Analyse des gemessenen Signals mit Hilfe eines gleitenden Zeitfensters, für das jeweils eine FFT durchgeführt wird [108]. Das verwendete Zeit-Frequenz-Fenster unterliegt, die Auflösung betreffend, gewissen Restriktionen, wodurch die Anwendung dieses Verfahrens erschwert wird [123]. Da die vorgestellten Verfahren sowohl einen erhöhten messtechnischen als auch analysetechnischen Aufwand erfordern, wird von der Anwendung dieser zusätzlichen Verfahren abgesehen. Dies ist vornehmlich auch damit zu begründen, dass keine hochdynamischen Vorgänge, sondern sehr gemächliche Beschleunigungsvorgänge mit einer Winkelbeschleunigung von nur $0,175 \text{ rad/s}^2$ analysiert werden. Zur Durchführung der Auswertung wird die Grundidee der STFT herangezogen und zu fest definierten Zeiten für ein bestimmtes Zeitfenster eine Frequenzanalyse durchgeführt. Die Zeitabstände der Frequenzanalysen betragen hierbei mehrere Sekunden. Zur Untersuchung des

grundsätzlichen Lagerverhaltens bei instationären Vorgängen ist dieses Vorgehen im Rahmen der für diese Arbeit durchgeführten Untersuchungen ausreichend. Sollen dagegen speziell hochdynamische Effekte betrachtet werden, so sind die JTFA Methoden dem gewählten Verfahren vorzuziehen.

4.5.5 Vorzüge und Herausforderungen der Auswertung im Frequenzbereich

Die Auswertung im Frequenzbereich ist, wie es aus der vorhergehenden Beschreibung hervorgeht, mit einem gewissen Aufwand verbunden und erfordert – im Vergleich zur Auswertung im Zeitbereich – mindestens einen weiteren Bearbeitungsschritt. Deshalb ist es sinnvoll abzuwägen, ob ein derartiges Auswertevorgehen für die durchzuführenden Untersuchungen gerechtfertigt ist. Ein großer Vorteil der Auswertung im Frequenzbereich ist die Aufgliederung des Messsignals. Das im Zeitbereich, siehe Bild 46, völlig regellos erscheinende Signal wird so geordnet und besser analysierbar. Es wird möglich sowohl Beitragsleister für die Schwingungsentstehung als auch Störgrößen zu identifizieren. Gerade die Kenntnis vorhandener Störgrößen unterstützt eine sorgfältige Beurteilung der Signalgüte und der damit verbundenen Aussagegüte der Messung. Dies ist insbesondere ein wichtiger Aspekt, da neben der grundsätzlichen Ermittlung einer Störgröße auch deren Intensität anhand des Amplitudenspektrums beurteilt werden kann. Im Vordergrund der hier angewandten Frequenzanalyse steht grundsätzlich aber die Beitragsleisteranalyse der Reibungsentstehung. Zwar ist das Wälzlager als Maschinenelement und dessen Reibungsanteile bestehend aus Roll-, Gleit-, Dichtungsreibung und hydraulischen Verlusten [155] wohl bekannt, doch können die Verursacher oder zumindest das initiierende Verhalten variieren. Auch wenn die Literatur (beispielsweise [155]) auf unterschiedliche Formen der Käfigreibung verweist, so sind deren Intensität und Auftreten unmittelbar von der jeweiligen Belastungssituation also von der speziellen Anwendung abhängig und nicht eindeutig vorhersagbar. Insbesondere bei Wälzlagern unter extremen und noch nicht ausführlich untersuchten Belastungen, wie im vorliegenden Fall, können für gewöhnlich unerwartete Reibungsmechanismen einen nicht unerheblichen Anteil an der Gesamtreibung haben. Natürlich werden derartige Betriebszustände auch durch Simulationen abgeschätzt, siehe [163], aber erst der messtechnische Nachweis am realen System kann letzte Gewissheit über das Vorhandensein und die Intensität bestimmter Effekte geben. Insbesondere deshalb, weil die Reibungsentstehung am Wälzlager ein sehr komplexer Vorgang ist, der durch viele

Einflussparameter beeinflusst wird, die im Voraus unabhängig von der Simulationsgüte nur schwer abzuschätzen sind. Ein weiterer Vorzug der Auswertung im Frequenzbereich ist die Möglichkeit, den Einfluss einzelner Parameter einer Lagerung hinsichtlich ihrer Wirkung auf die Intensität der identifizierten Beitragsleister untersuchen zu können. Einerseits lassen sich so für die jeweiligen Wälzlagerkomponenten kritische beziehungsweise ungünstige Betriebszustände ermitteln und andererseits können an den Komponenten oder an den Einflussparametern gezielt Verbesserungen durchgeführt werden. Liegt ein fundiertes Erfahrungswissen über die Reibungsauswertung im Frequenzbereich vor, so können aufgrund der erläuterten Eigenschaften eventuell auch Rückschlüsse auf Schadensmechanismen gezogen werden.

Mit der Notwendigkeit eines gewissen Erfahrungswissens wird die wesentliche Herausforderung der Auswertung im Frequenzbereich bereits klar deutlich. Um beispielsweise Beitragsleister von Störgrößen unterscheiden zu können, ist eine fundierte Kenntnis des gesamten zu untersuchenden Systems und des verwendeten Prüfgeräts unumgänglich. Weiterhin erfordert vor allem auch die richtige Interpretation der Messwerte den Aufbau einer Wissensbasis. Je umfangreicher diese Wissensbasis ist, desto aussagekräftiger ist die Reibungsauswertung nach der Frequenzmethode. Diese Problematik ist auch aus der allgemeinen und im Speziellen auf das Wälzlager bezogenen Verwendung der Frequenzanalyse im Bereich der Zustandsüberwachung bekannt [108]. Die bereits gewonnenen Erkenntnisse aus der Zustandsüberwachung sollten in einem ersten Schritt für das vorliegende Verfahren nicht einfach übernommen werden und können daher eher als Hinweise verwendet werden. Gründe hierfür sind die unterschiedlichen Messverfahren. Werden in der Zustandsüberwachung die Schwingungssensoren, die in der Regel als Beschleunigungs-, Geschwindigkeits- oder Wegaufnehmer ausgeführt sind, entsprechend [8] radial oder axial am Lager- oder Maschinengehäuse angebracht und so die axialen und radialen Schwingungsauswirkungen gemessen, erfolgt die Messung im vorliegenden System durch den Reibungssensor in tangentialer Richtung und unmittelbar am frei beweglichen Lageraußenring. Dies hat zur Folge, dass sich ein anderer Signalübertragungspfad ergibt [108]. Des Weiteren werden im Bereich der Zustandsüberwachung vorwiegend Trendanalysen, die die Veränderung eines vorhandenen Zustands beurteilen, durchgeführt und keine direkten Interpretationen der Signalamplituden [108]. Wird doch direkt die Amplitude ausgewertet, so beschränkt sich dies meist darauf, dass die maximale Schwingamplitude einen bestimmten Grenzwert nicht überschreiten sollte [9].

Resümee:

Die spezielle Integration (rotatorischer Freiheitsgrad am Außenring) des zu analysierenden Wälzlagers in die Untersuchungsumgebung ermöglicht eine Schwingbewegung des Außenrings. Die resultierenden Reibungsverläufe gleichen daher typischen Schwingsignalen. Eine Auswertung dieser Messkurven im Zeitbereich, wie sie für Reibungsuntersuchungen üblich ist, legt nicht alle im Messsignal enthaltenen Informationen offen. Die vorgestellte Auswertemethodik beseitigt dieses Defizit, indem sie auf Basis einer geeigneten Modellbildung am zu prüfenden Lager die Auswertung im Frequenzbereich auf die Reibungsauswertung am Wälzlager überträgt. So kann ein Einblick in die inneren Vorgänge eines Wälzlagers ermöglicht werden. Anhand der resultierenden Frequenzspektren können wichtige Beitragsleister der Reibungsentstehung identifiziert und deren Intensität beurteilt werden. Letztlich macht die Auswertemethodik im Frequenzbereich die mögliche Analysetiefe der vorhandenen Untersuchungsumgebung nutzbar und wird so der in Abschnitt 3 gestellten Forderung nach einer ausreichenden Analysetiefe gerecht, da nicht nur das Wälzlager als Komponente untersucht werden kann, sondern auch dessen Elemente. In Bild 53 findet sich eine zusammenfassende Darstellung zum beschriebenen Auswertemodell.

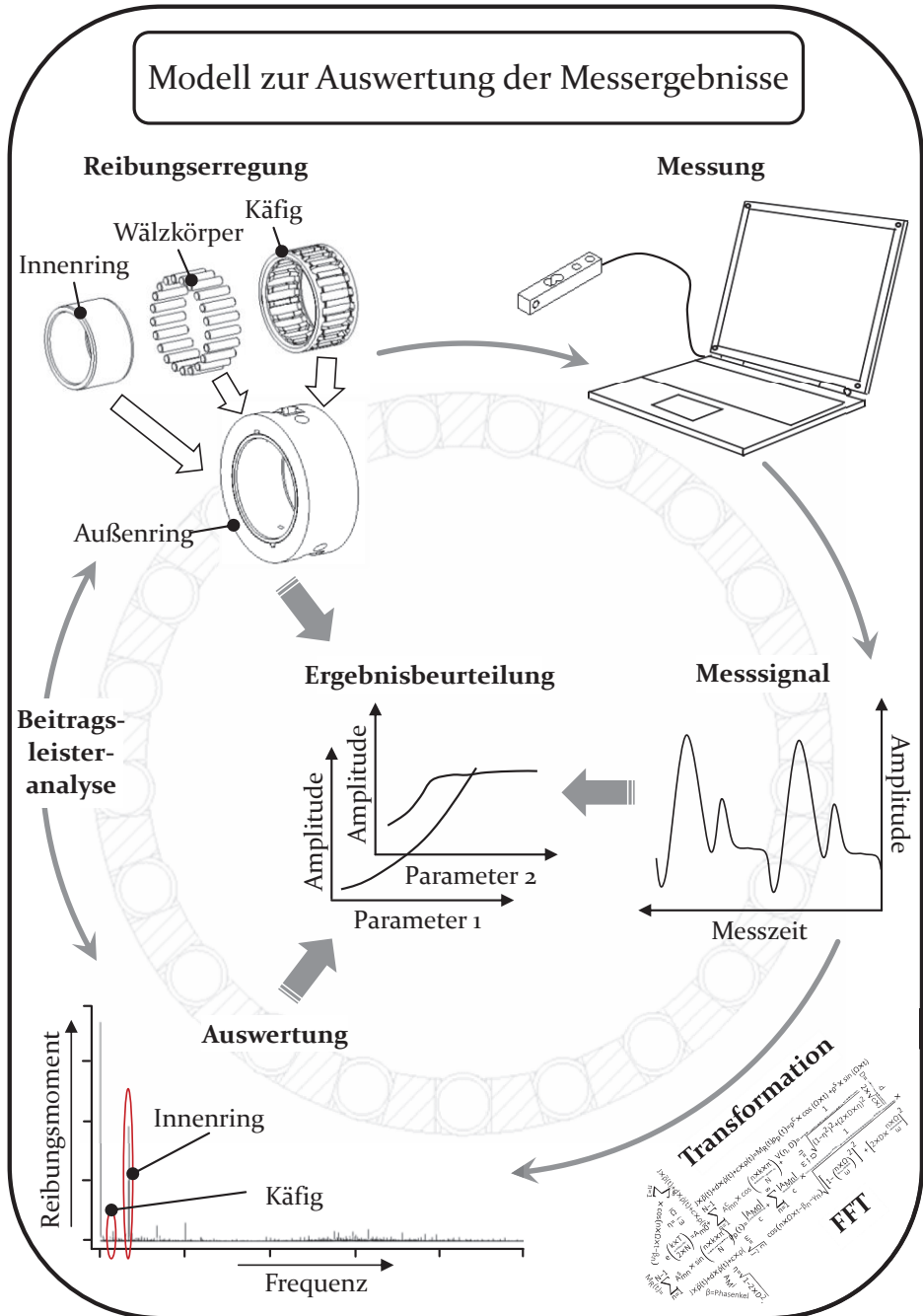


Bild 53: Gesamtübersicht zum Modell der Messdatenauswertung: Darstellung des Ablaufschemas der Messdatenverarbeitung und der Interpretationsgrundlagen

4.6 Messunsicherheit

Vor der eigentlichen Auswertung der Messdaten erfolgt an dieser Stelle ein kleiner Einschub zum Thema Messunsicherheit, der die Beurteilung der im Anschluss dargestellten Untersuchungsergebnisse unterstützen soll. Das Thema Messunsicherheit ist ein für die Auswertung und Interpretation von experimentellen als auch durch Simulation erlangten Messergebnissen elementarer Aspekt. Sie stellt ein Maß für die Genauigkeit und somit für die Aussagegüte von Messdaten dar und macht erst den Vergleich unabhängig erzeugter Daten möglich. Einflüsse auf einen Messvorgang beziehungsweise auf ein Messsystem sind beispielhaft im ISHIKAWA-Diagramm, siehe Bild 54, dargestellt. Eine umfangreiche Behandlung dieser Thematik kann an dieser Stelle nicht erfolgen und ist der entsprechenden Fachliteratur zu entnehmen. Es werden vielmehr wesentliche Aspekte und das angewandte Vorgehen zur Sicherung valider Messergebnisse dargestellt.

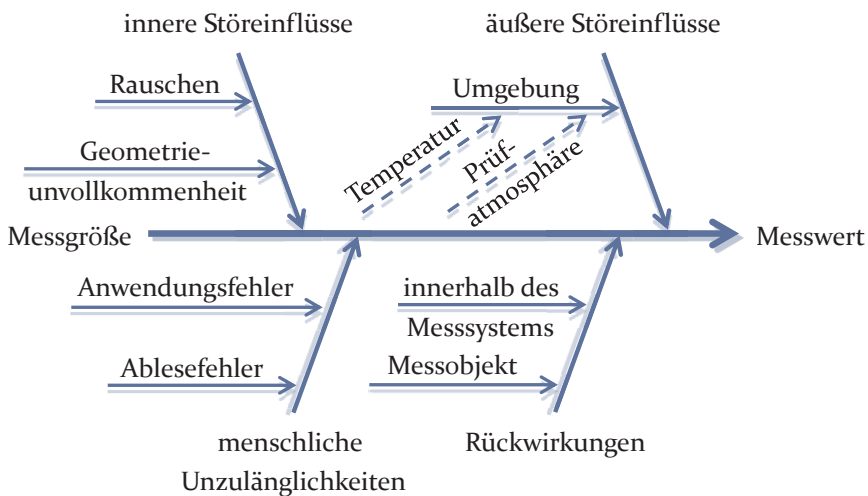


Bild 54: Fehlereinflüsse auf das Messsystem nach [147, 148]

Die Messunsicherheit resultiert aus Messabweichungen – Messfehler – die den Messprozess unsicher beziehungsweise ungenau machen. Es werden unterschiedliche Fehlerarten unterschieden. In einer ersten Stufe werden dynamische und statische Fehler gegeneinander abgegrenzt [148]. Dynamische Fehler entstehen unter anderem, wenn das Messsystem der Veränderung der Messgröße nicht folgen kann. Diese Situation liegt vor, wenn die Abtastrate der Messvorrichtung zu gering ist. Es kann das sogenannte Aliasing auftreten [127]. Um diesen Effekt zu vermeiden, ist die Abtast-

frequenz entsprechend groß zu wählen. Eine Mindestanforderung an die Abtastfrequenz wird durch das Abtast-Theorem von SHANNON beschrieben [148]. Es besagt, dass nur Signale mit Frequenzen erfasst werden können, die die NYQUISTfrequenz nicht überschreiten [148]. Dies bedeutet, dass die Abtastfrequenz mindestens doppelt so groß sein muss wie die maximal zu untersuchende Signalfrequenz [127], siehe Gleichung (51) [148].

$$f_{\text{Ab}} > 2 \cdot f_{\text{Sigmax}} \quad (51)$$

In Bild 55 a) ist dieser Zusammenhang an einer Sinusschwingung verdeutlicht.

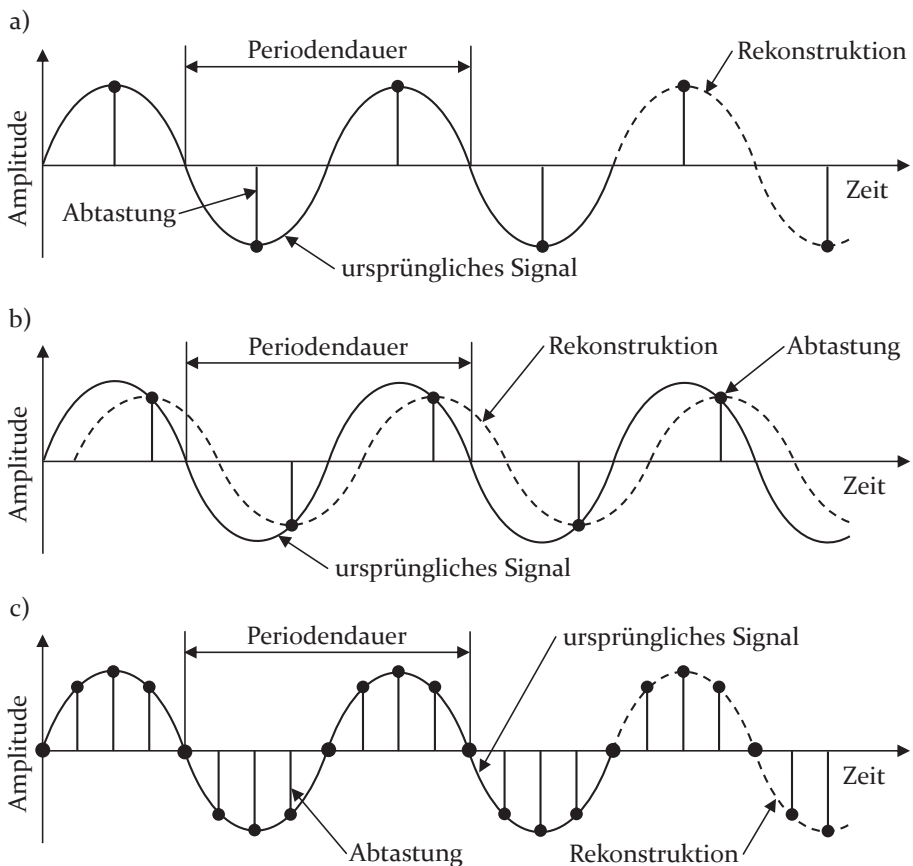


Bild 55: Zusammenhang zwischen ursprünglichem Signal, Abtastfrequenz und rekonstruiertem Signal

Die Sinusschwingung wird mit doppelter Signalfrequenz abgetastet und die Rekonstruktion (gestrichelter Verlauf) entspricht exakt dem ursprünglichen Signal. Anhand von Bild 55 b) wird jedoch ersichtlich, dass das Abtast-Theorem im Gegensatz zu Bild 55 a) nicht zwangsläufig zu einer eindeutigen Signalrekonstruktion führt, sobald der Abtastzeitpunkt und das Amplitudenmaximum einen zeitlichen Versatz aufweisen. Es kann zwar die ursprüngliche Signalfrequenz nicht aber die Amplitude eindeutig wiederhergestellt werden. Das Abtast-Theorem nach SHANNON ist deshalb im Allgemeinen meist nicht ausreichend. In der Messpraxis wird daher eine höhere Abtastrate empfohlen [127]. Auch für die vorliegenden Untersuchungen wird dieses Ziel verfolgt und eine Abtastfrequenz angestrebt, die zehnmal so groß ist wie die maximal zu untersuchende Signalfrequenz. Dies entspricht der Empfehlung nach [18, 147] zur Vermeidung von dynamischen Messfehlern und wird in Bild 55 c) verdeutlicht. Da die Abtastrate eines Messsystems begrenzt ist, können nicht beliebig große Frequenzen analysiert werden, sondern es ergeben sich für jedes Messsystem individuelle Grenzen. Das verwendete Messsystem ist so ausgelegt, dass der Messbereich, der durch die Kenndaten der Prüfanlage nach Tabelle 4 aufgespannt wird, untersucht werden kann. Die Prüflagerdrehzahl muss allerdings von $9\,000\text{ min}^{-1}$ auf $4\,000\text{ min}^{-1}$ eingegrenzt werden, um dem beschriebenen Anspruch gerecht werden zu können.

In einer weiteren Untergliederung werden die statischen Fehler in systematische und zufällige Fehler unterteilt. Systematische Fehler sind gezielt reproduzierbar und verändern sich bei gleichbleibenden Messbedingungen nicht [148], siehe Bild 56. Sind wie in Bild 56 dargestellt von den Fehlern sowohl Betrag und Vorzeichen nachvollziehbar, so werden diese Fehler als bekannt systematische Fehler bezeichnet [127]. Neben diesen Fehlern gibt es auch reproduzierbare Fehler von denen Vorzeichen oder Betrag beziehungsweise unter Umständen auch beides nicht bekannt ist. Diese Fehler werden als unbekannt systematische Fehler bezeichnet [127].

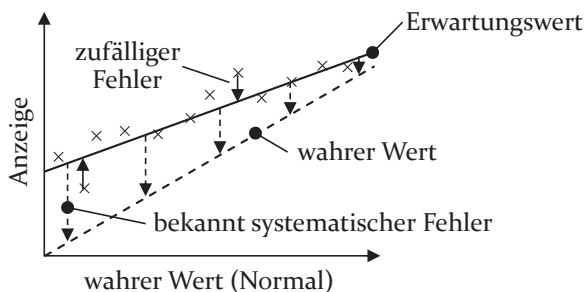


Bild 56: Veranschaulichung bekannt systematischer und zufälliger Fehler nach [148]

Zufällige Fehler hingegen sind auch unter identischen Messbedingungen nicht reproduzierbar [127]. Sie können als zufällige Einzelercheinungen verstanden werden [148], siehe Bild 56. Die Messgröße wird daher ein statistischer Wert [127]. Die Handhabung der einzelnen Fehler wird im Wesentlichen durch ihre Eigenschaften bestimmt. Sinnvoll und üblich ist es korrigierbare Fehler durch entsprechende Maßnahmen zu berichtigen. Von den vorgenannten Fehlern trifft dies allerdings nur für die bekannt systematischen Fehler zu. Aus diesem Grund wird durch einen Kalibriervorgang mit Hilfe von Normalen die systematische Abweichung der Prüfanlage bestimmt. Durch eine folgende Justage wird die Abweichung des Messsystems korrigiert. Für unbekannt systematische Fehler ist dieses Vorgehen nicht anwendbar und sie werden daher gemäß [127] wie zufällige Fehler behandelt.

Zufällige Fehler können nicht vorherbestimmt werden und scheinen ein völlig regelloses Verhalten zu zeigen. Grundsätzlich ist dies zutreffend, doch werden durch zufällige Fehler beeinflusste Messwerte, wie bereits erwähnt, als statistische Größen behandelt, so zeigt sich, dass sie gut durch stochastische Gesetzmäßigkeiten beschrieben werden können [3, 127]. Durch diese Modellbildung wird es möglich für den Messwert einen Erwartungswert und eine zugehörige Standardabweichung beziehungsweise Standardunsicherheit anzugeben [3].

Auf den Messwert bezogen stellt die Unsicherheit eine kombinierte Standardunsicherheit dar. Die kombinierte Standardunsicherheit fasst entsprechend dem Gesetz der Fehlerfortpflanzung die Unsicherheiten aller Fehlerinflüsse zusammen [3]. Einfluss auf die Messunsicherheit des vorliegenden Messsystems haben die Anzeige, das Gebrauchsnormale und die Messkette bestehend aus Sensorik, Signalübertragung, Signalverarbeitung, etc. Eine besondere Stellung nimmt in diesem System die Messkette ein, da für sie im Gegensatz zu den restlichen Beitragsleistern die Unsicherheit nicht aus vorhandenen Daten ermittelt werden kann. Um diesem Problem gerecht zu werden, wird entsprechend der Methode A nach [3] anhand unabhängig wiederholter Beobachtungen (Messungen) der Gebrauchsnormale die Unsicherheit der Messkette ermittelt. Entsprechend dem aufgezeigten Vorgehen ergibt sich beispielsweise für die Reibungsmessung der Messunsicherheitsverlauf nach Bild 57.

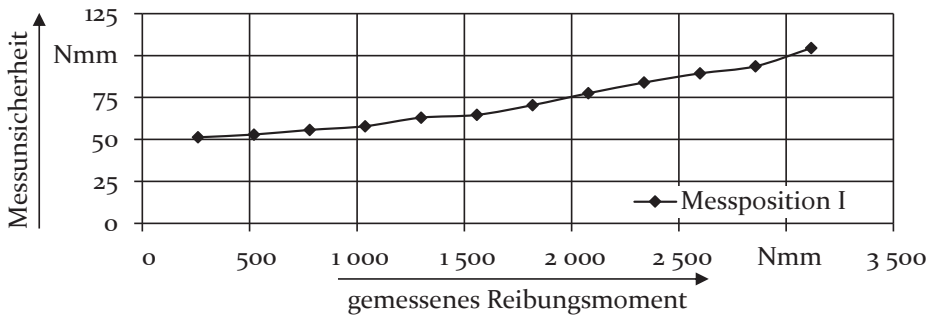


Bild 57: Messunsicherheitsverlauf der Reibungsmomentenmessung

Ein weiterer Beitrag zur Unsicherheit kann durch das Messobjekt selbst erfolgen. Dies basiert im Wesentlichen auf der Problematik, dass ein Messobjekt meist nicht gänzlich eindeutig definiert werden kann [3]. Bei der Reibungsmessung an Wälzlagern können unvollständige Messobjektsdefinitionen beispielsweise auf Toleranzen des Prüflagers zurückgeführt werden. Um die Funktion eines Wälzlagers realisieren zu können, müssen – auch bei noch so hoher Fertigungsqualität – Freiräume (Spiel) zwischen den einzelnen Elementen vorgesehen sein. Dies hat zur Folge, dass das Messobjekt Wälzlager nicht eindeutig definiert ist, da die Komponenten bei unterschiedlichen Messungen verschiedene Positionen zueinander einnehmen können. Diese Einflüsse sind zwar als sehr gering einzuschätzen, sind aber dennoch vorhanden und legen nach [3] die minimal erreichbare Unsicherheit fest. Die Definitionsschärfe des Wälzlagers als Messobjekt verliert weiter an Genauigkeit, wenn unterschiedliche Wälzlager des gleichen Typs geprüft werden, da hier bedingt durch Fertigungstoleranzen der Definitionsraum auf natürliche Weise vergrößert wird. Dieser Effekt kann durch die Fertigungsgenauigkeit minimiert, aber niemals eliminiert werden.

Resümee:

Das vorgestellte Vorgehen zeigt, wie Fehlereinflüsse in realen Untersuchungsumgebungen berücksichtigt werden können. Einerseits werden zur Vermeidung dynamischer Fehler Abtastfrequenzen gewählt, die die Mindestanforderung nach SHANNON noch übersteigen und andererseits wird die zu erwartende Messunsicherheit des Prüfaufbaus in Anlehnung an das Verfahren nach GUM [3] bestimmt. So können Messunsicherheitsdiagramme zur Verfügung gestellt werden, anhand derer die Qualität und Aussagekraft der Messwerte, wie in Abschnitt 3 gefordert, eingeschätzt werden können. In Bild 58 ist eine Gesamtübersicht zum Vorgehen zur Sicherung valider Messergebnisse dargestellt.

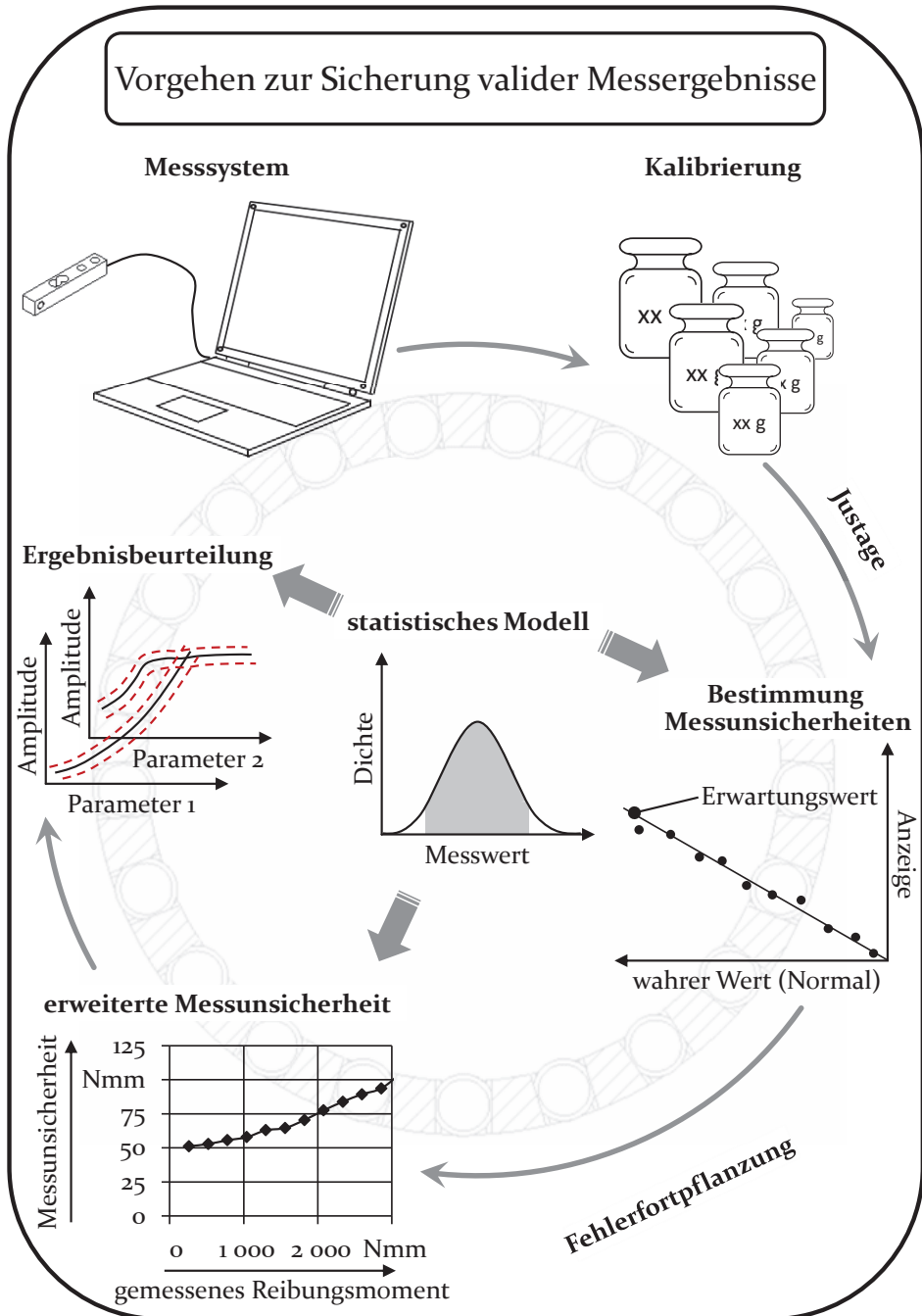


Bild 58: Gesamtübersicht zum Vorgehen der Messunsicherheitsbestimmung; Darstellung des Ablaufschemas der Messunsicherheitsbestimmung

4.7 Prüflager

Als Prüflager dienen Nadelkränze, wie sie typischerweise als Planetenradlager in Planetengetrieben oder auch als Pleuellager in Verbrennungsmotoren verwendet werden, siehe Bild 59. Auch wenn grundsätzlich die Möglichkeit besteht, auch andere Wälzlagerbaugrößen zu testen, wird für die durchgeführten Untersuchungen ausschließlich diese Baugröße verwendet. Dieser Lagertyp besitzt einen außengeführten Käfig. Dieser Käfig zeichnet sich im Gegensatz zu anderen möglichen Käfigbauformen dadurch aus, dass die Käfigstege gerade verlaufen und nicht abgewinkelt sind. Sie bilden so einen Teil der Käfigmantelfläche. Neben den Käfigseitenringen können also auch die Käfigstege am Außenring anlaufen. Der Käfig ist mit einer amorphen Kohlenstoffschicht [155] versehen. Sie dient zum Schutz des Käfigs gegen Verschleiß [155]. [P7]

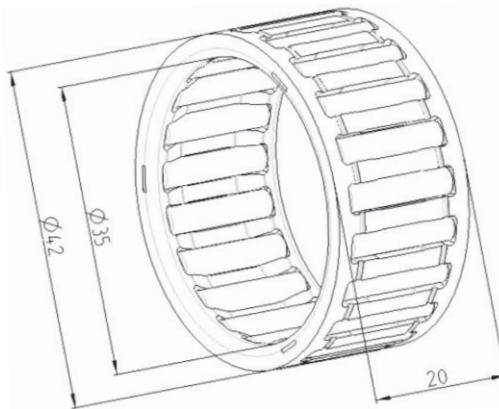


Bild 59: Prüflager: Nadelkranz mit außengeführtem Käfig

Mit dem beschriebenen „Standardlager“ werden Versuche zur Untersuchung des Einflusses verschiedener Betriebsparameter durchgeführt. Neben dem Wirken der Betriebsparameter ist gerade für den Lagerkonstrukteur aber auch der Einfluss der Gestaltungsparameter von großem Interesse. Bedingt durch die begrenzte Komponentenanzahl können bei Nadelkränzen nur der Käfig oder die Wälzkörper durch den Konstrukteur beeinflusst werden. Für den Käfig gibt es unterschiedliche Bauformen, die vorhandenen Geometrieparameter oder unterschiedliche Beschichtungen, die dem Konstrukteur einen gewissen Spielraum ermöglichen. Neben dem Käfig bieten aber gerade auch die Wälzkörper eine maßgebliche Gestaltungsmöglichkeit. Dies betrifft vor allem die Bestimmung der dynamischen

Tragzahl nach [15]. Gleichung (52) beschreibt die wesentlichen Einflussparameter zur Berechnung der dynamischen Tragzahl [15].

Es wird ersichtlich, dass die Wälzkörperanzahl und die Wälzkörperabmessungen, die die Wälzkörpermasse festlegen, einen signifikanten Einfluss auf die resultierende Wälzlagertragzahl haben und somit wichtige Gestaltungsparameter für den Wälzlagerkonstrukteur darstellen. Im Kontext der Energieeffizienz ist aber eine ausreichende Tragzahl eines Lagers alleine nicht mehr entscheidend, sondern stellt eher eine notwendige Grundvoraussetzung dar. Anhand einzelner gezielter Stichversuche sollen daher erste Erkenntnisse darüber erzielt werden, welchen Einfluss die Wälzkörpermasse unter dem Einwirken großer Normalbeschleunigungen haben kann. Soll die Wälzkörpergeometrie geändert werden, so hat dies einen erheblichen konstruktiven und fertigungstechnischen Aufwand zur Folge. Zumal durch dieses Vorgehen auch der Käfig geändert werden muss, sodass neue Umform- und Stanzarbeitsvorgänge durchzuführen sind, die erhebliche Werkzeugkosten mit sich bringen. Neben all den genannten Problemen kommt noch hinzu, dass hierzu auch das entsprechende Fertigungswissen, das nur durch einen Wälzlagerhersteller geleistet werden kann, unbedingt notwendig ist. Zusammenfassend lässt sich daher festhalten, dass es im Rahmen einer ersten wissenschaftlichen Untersuchung nicht möglich ist, Prüflager mit beliebig unterschiedlichen Wälzkörpergeometrien zur Verfügung zu haben. Um den grundsätzlichen Einfluss der Wälzkörpergeometrie experimentell dennoch untersuchen zu können, ist daher ein alternatives Vorgehen zu entwickeln.

$$C_r = b_m \cdot f_c \cdot (i \cdot L_{we} \cdot \cos \alpha)^{7/9} \cdot Z^{3/4} \cdot D_{we}^{29/27} \quad (52)$$

Aufgrund der oben dargelegten Aspekte werden „Standardlager“ verwendet und entsprechend den Untersuchungszielen angepasst. Um den Einfluss der Masse zu beurteilen, werden Wälzkörper mit drei unterschiedlichen Massen untersucht. Eine Prüfwälzkörpergruppe entspricht dem „Standardwälzkörper“ und wird daher nicht verändert. Eine weitere Prüfwälzkörpergruppe wird mit einer geringeren Masse versehen. Dies erfolgt durch rotationsymmetrische Materialentnahme aus dem Zentrum des Wälzkörpers. Es resultiert eine Reduzierung der Wälzkörpermasse um 18 %. Die dritte Prüfwälzkörpergruppe wird mit einer größeren Masse versehen. Hierzu wird in das Wälzkörperzentrum ein Einsatz aus einer

Schwermetalllegierung eingebracht. So kann eine Gewichtssteigerung um 24 % im Vergleich zum „Standardwälzkörper“ erzielt werden. Aus diesen drei Wälzkörpergruppen werden drei unterschiedliche Nadelkränze zusammengestellt. Es wird immer der selbe Käfig verwendet und nur die Wälzkörper werden getauscht. Ist der Käfig mit den „Standardwälzkörpern“ bestückt, so wird dieses Lager *Normal-* oder *Referenzlager* genannt. Werden die Wälzkörper mit reduzierter Masse verwendet, so wird der Nadelkranz als *Leichtes Lager* und bei Verwendung der Wälzkörper mit erhöhter Masse als *Schweres Lager* bezeichnet. Durch die Veränderung der Wälzkörper kann es zu einer Beeinflussung der Wälzlagerlebensdauer kommen. Insbesondere das Leichte Lager weist hinsichtlich der Lebensdauer ein komplexeres Verhalten auf. HARRIS und AARONSON [80] haben für hohle Wälzkörper zwar grundsätzlich eine Lebensdauersteigerung nachweisen können, allerdings ist zu berücksichtigen, dass die zulässige Biegespannung der Wälzkörper nicht überschritten werden darf. Ob ein Einfluss auf die Wälzlagerlebensdauer vorliegt, ist im Rahmen dieser Untersuchungen aber nicht entscheidend, da die Versuche zur Reibungs, Axialschub- und Temperaturanalyse durch Kurzzeitversuche abgebildet werden und im Fokus dieser Untersuchungen die Analyse der Entstehung der genannten Größen unter hohen Beschleunigungen steht. Sollen die modifizierten Wälzkörperausführungen in die reale Anwendung überführt werden, so ist die Lebensdauerfrage im Rahmen weiterführender Produktvalidierungsprozesse zu klären. Eine Beschwerung beziehungsweise Erleichterung von Wälzkörpern ist daher aus Anwendersicht sicherlich zu hinterfragen, bietet aber aus wissenschaftlicher Sicht einige Vorteile. Durch dieses Vorgehen können Störeinflüsse, die die Messung und Entstehung der Zielgrößen beeinflussen können, minimiert werden. Es können identische Käfiggeometrien beziehungsweise der identische Käfig verwendet werden. Die Wälzkörperlaufbahnen sind ebenfalls identisch und auch die Lagerumgebung ist exakt gleich. Zusätzlich erfahren die Wälzkörper aller drei Variationen identische Führungs-, Relativ- und Coriolisbeschleunigungen, da alle Distanzen zu den Drehzentren der Führungs- und Relativbewegung gleich sind. Werden reale, unterschiedliche Lagertypen wie in [135] untersucht, so verändern sich einige der genannten Aspekte. Eine Analyse des reinen Masseinflusses ist daher nur schwer möglich.

Die Prüflager werden noch durch zwei weitere Varianten ergänzt. Hierdurch soll der Einfluss der Wälzkörperanzahl untersucht werden. Bei einer Variante werden 14 % der Wälzkörper entnommen, dieses Lager wird als *14 %-Lager* bezeichnet und bei der anderen Variante werden 33 % der Wälzkörper entfernt, dieses Lager wird *33 %-Lager* genannt. Die Entnahme

erfolgt symmetrisch am Umfang und es wird auch hier der selbe Käfig wie bei den anderen Varianten verwendet. In der praktischen Umsetzung würde man hier die verbleibenden Wälzkörper durch Zuhilfenahme eines anderen Käfigs gleichmäßig am Umfang verteilen. Aus den bereits beschriebenen Gründen ist dies zur Durchführung erster Stichversuche allerdings zu aufwendig.

Resümee:

Für die vorliegende Arbeit werden Nadelkränze mit außengeführten Käfigen als Untersuchungsobjekt verwendet. Im Rahmen der Wälzlagerkonstruktion sind neben den Betriebsbedingungen auch die Gestaltungsparameter von besonderem Interesse. Insbesondere die Wälzkörperanzahl als auch die Wälzkörpergeometrie und somit die Masse sind für die Tragfähigkeit – ein für Wälzlager besonders bedeutsamer Kennwert – entscheidend. In der Literatur finden sich Untersuchungen, die den Einfluss von Wälzkörpermodifikationen (bei gleichbleibenden Außenabmessungen) auf die Lebensdauer beschreiben. Die Auswirkungen auf das Reibungsmoment, den Axial Schub, sowie die Temperatur in einem Beschleunigungsfeld fehlen bislang jedoch noch. Die für die vorliegenden Analysen entwickelten Wälzlagermodifikationen erlauben, gezielt den Einfluss der Wälzkörpermasse und der Wälzkörperanzahl zu beschreiben und erweitern so die Möglichkeit der Parametervariation, um die 1. Fragestellung beantworten zu können. In Bild 60 werden die unterschiedlichen Prüflagerausführungen in einer Übersicht zusammengefasst.

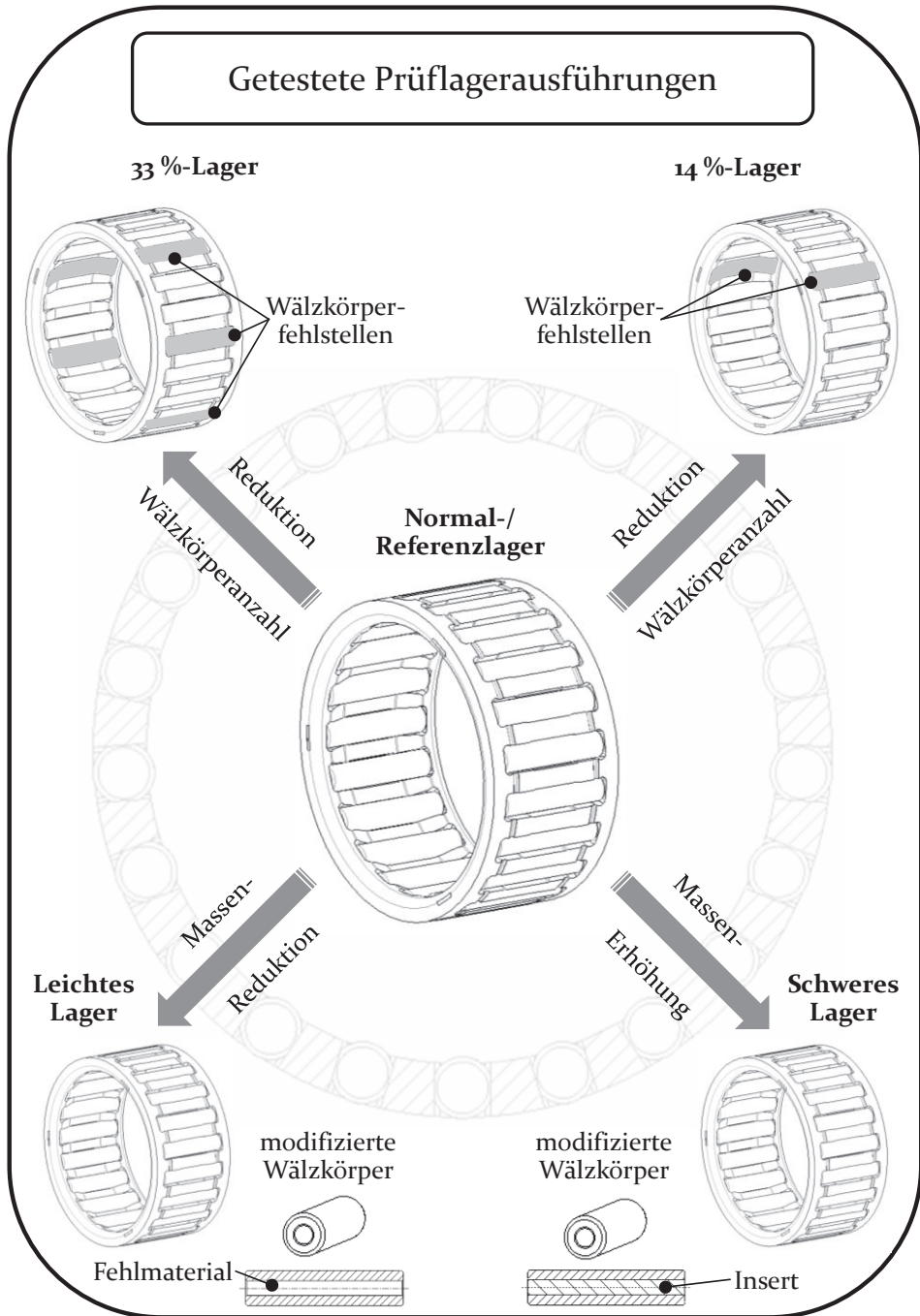


Bild 60: Übersicht über die getesteten Prüflagerausführungen

4.8 Planung der Versuchsdurchführung

Bereits in Abschnitt 4.7 werden unterschiedliche Prüflagervarianten beschrieben, deren Einfluss auf das Verhalten von Wälzlager im Beschleunigungsfeld untersucht werden soll. Zahlreiche weitere zu prüfende Parameter ergeben sich aus den Betriebsbedingungen. Die beschriebene Situation lässt so einerseits aufgrund der zahlreichen unbekanntenen Einflüsse die Notwendigkeit geplanter Untersuchungen deutlich erkennen und zeigt andererseits aber auch, dass ein systematisches Vorgehen unumgänglich ist, um die Wirkung der einzelnen Parameter eindeutig und klar darzustellen. Eine Möglichkeit der zielgerichteten Versuchsplanung bietet die statistische Versuchsplanung – DoE (Design of Experiments) – [109, 165]. Alternative Vorgehen wie das sogenannte Trial and Error Prinzip oder die one factor at a time Methode [109] führen häufig nicht zu einem zufriedenstellenden Ergebnis. Um die statistische Versuchsplanung effizient anwenden zu können, ist es wichtig zu wissen, welcher Zweck mit dieser Vorgehensstrategie erzielt werden kann und erzielt werden soll. Das in erster Linie mit dem DoE in Verbindung gebrachte Ziel ist die Erstellung von Versuchsplänen und die Minimierung des Versuchsumfanges [109, 165]. Durch die erzielten Ergebnisse der Versuchsdurchführung und durch die Kenntnis der Eingangsgrößen kann jedoch auch ein mathematisches Beschreibungsmodell für den Zusammenhang zwischen den Eingangs- und Ausgangsgrößen abgeleitet werden [109]. Wird ein geeignetes Modell empirisch ermittelt, so können im Folgenden, ohne erneute Versuche, Vorhersagen über das Systemverhalten bei entsprechender Änderung der Eingangsparameter getroffen werden. Liegt eine derartige Systembeschreibung durch ein Modell vor, so ist es naheliegend diese auch für eine Sensitivitätsanalyse der Eingangsparameter und für eine Optimierung der Ausgangsgröße zu verwenden [165]. Die statistische Versuchsplanung kann somit mehr als die reine Erstellung von Versuchsplänen beinhalten und folglich auch bei der Auswertung der Versuchsergebnisse und/oder der Optimierung von Zielgrößen hilfreich sein.

Die genannten Möglichkeiten der statistischen Versuchsplanung sind für die vorgestellte Analysethematik grundsätzlich von Interesse. Dennoch steht bei dieser Arbeit im Wesentlichen die Erstellung von geeigneten Versuchsplänen im Vordergrund. Die Ursache hierfür ist in den besonderen Rahmenbedingungen der Versuchsdurchführung zu suchen. Ein wichtiger Aspekt ist hier die Unkenntnis über das Verhalten des Prüfsystems zu Beginn der Untersuchungen. Dies umfasst nicht nur die Unkenntnis über mögliche Ergebnisse der Untersuchungsgrößen, sondern beinhaltet auch die Unkenntnis über mögliche Funktionsgrenzen der Prüfanlage.

Gleichzeitig besteht an der grundsätzlichen Beeinflussung der Zielgrößen durch die Eingangsgrößen aufgrund der vorhandenen Wissensbasis, siehe Abschnitt 2, kein Zweifel.

Trotz sorgfältiger konstruktiver Auslegung der Anlage können nicht alle ungeeigneten Betriebszustände vorhergesagt werden und aufgrund der Komplexität der Anlage kann auch eine ausführliche Inbetriebnahme diese Aufgabe nicht vollumfänglich leisten. Ein Beispiel für eine Unwägbarkeit ist das Schwingungsverhalten der Anlage für beliebige Betriebspunkte. Auch wenn aus diesem Grund zahlreiche Sicherheitseinrichtungen zum Schutz der Umgebung eingeführt wurden, kann eine ungünstige Einstellung zu großem Schaden an der Anlage selbst führen, wodurch die weitere Versuchsdurchführung unter Umständen gänzlich unmöglich wird. Diese Situation ist vor allem der Tatsache geschuldet, dass es sich bei der Anlage um einen Prototypen handelt, der im Voraus nicht intensiv experimentell getestet werden kann und zudem noch extremen Belastungen unterliegt. Um einen dauerhaften Prüfbetrieb aufrecht zu erhalten, ist daher mit Hilfe der vorgesehenen Überwachungssysteme jeder Betriebspunkt auf seine Durchführbarkeit zu prüfen. Aufgrund dieser Umstände sind fest abzuprüfende Testpunkte nur schwer im Voraus festzulegen und müssen unter Umständen im Laufe der Untersuchungen geändert oder ganz ausgelassen werden. So können vorkonfektionierte Versuchspläne aufgrund einzelner fehlender Messpunkte unbrauchbar oder deren Aussagefähigkeit eingeschränkt werden. Daher ist es das Ziel dieser Arbeit innerhalb eines definierten Untersuchungsraums grundlegende Erkenntnisse über das Wälzlagersystem zu erlangen. Weiterführende Analysen in Hinblick auf statistische Auswertungen, mathematische Beschreibungsmodelle und Optimierungsvorgehen bedürfen eine bessere Systemkenntnis und umfangreichere Untersuchungen, um eine sehr genaue Beschreibungsgüte aufzuweisen und können in Folgearbeiten durchgeführt werden.

Zu Beginn der Versuchsplanung erfolgt die Abgrenzung des Untersuchungsraums entsprechend den Untersuchungszielen, der verfügbaren Zeit und bekannter Funktionsgrenzen der Prüfanlage. Die Abgrenzung wird durch die Grenzwerte der Einflussparameter definiert. Diese können Tabelle 5 entnommen werden. Um den durch die Parameter aufgespannten Untersuchungsraum analysieren zu können, wird aufgrund der oben beschriebenen schwierigen Versuchsdurchführung ein mehrstufiges Untersuchungsverfahren gewählt und verschiedene Versuchspläne erstellt. In einem ersten Versuchsplan, siehe Tabelle 6, wird die Wirkung der Normalbeschleunigung und der Relativedrehzahl auf die Zielgrößen Reibmoment, Axialschub und Prüflagertemperatur geprüft.

Tabelle 5: Grenzwerte der Einflussparameter

Gruppierung	Parameter	Untergrenze	Obergrenze
Betriebs- parameter	Beschleunigung	0 g	1 000 g
	Relativedrehzahl	0 min ⁻¹	4 000 min ⁻¹
	Ölvolumenstrom	0 l/min	1 l/min
	Öltemperatur	35° C	80° C
Gestaltungs- parameter	Wälzkörpermasse	82 %	124 %
	Wälzkörperanzahl	66 %	100 %

In der statistischen Versuchsplanung werden Einflussparameter als Faktoren und die möglichen Parameterwerte als Stufen bezeichnet [165]. Der Versuchsplan nach Tabelle 6 wird so ausgeführt, dass jede mögliche Faktorkombination geprüft wird. Dies erhöht zwar den Versuchsaufwand führt aber auch zum maximal möglichen Informationsgewinn.

Tabelle 6: Versuchsplan I nach [P7]

Faktor	Stufen	Stufenwerte
Beschleunigung	23	1,56; 6,25; 14; 25; 39; 56,3; 76,6; 100; 126,6; 156,3; 190; 200; 300; 400; 500; 600; 700; 750; 800; 850; 900; 950; 1 000 g
Relativedrehzahl	4	1 000; 2 000; 3 000; 4 000 min ⁻¹
Ölvolumenstrom	1	0,5 l/min
Öltemperatur	1	35° C

Der Versuchsplan I wird ausschließlich mit dem „Standardlager“ durchgeführt. Da für die Relativedrehzahl ein geringerer Einfluss erwartet wird, wurden hier größere Stufenabstände gewählt. Dies führt letztlich zu einer geringeren Stufenzahl. Diese getroffene Annahme konnte durch die Ergebnisse bestätigt werden, siehe Abschnitt 4.9. Im Verlauf der Versuchsdurchführung hat sich gezeigt, dass ab der Beschleunigungsstufe 700 g nicht alle geplanten Stufen des Faktors Relativedrehzahl realisiert werden

können [P7]. In diesem Bereich zeigt die Anlage für eine Relativedrehzahl von $1\,000\text{ min}^{-1}$ ein erhöhtes, unzulässiges Schwingungsverhalten [P7].

Die oben beschriebene Problematik bezüglich der Unwägbarkeiten während der Versuchsdurchführung hat sich somit leider bestätigt. Es stellt sich daher für das weitere Vorgehen die Frage, wie mit dieser Situation umgegangen wird. Prinzipiell bieten sich zwei Möglichkeiten. Der Versuchsplan I kann als zweigeteilter Versuchsplan betrachtet werden, siehe Tabelle 7 und Tabelle 8. Die Versuchspläne I a) und I b) beschreiben dann unterschiedliche Faktorräume, die separat zu behandeln sind. Für die folgenden Untersuchungen wird diese Annahme allerdings als weniger geeignet angesehen.

Tabelle 7: Versuchsplan I a)

Faktor	Stufen	Stufenwerte
Beschleunigung	16	1,56; 6,25; 14; 25; 39; 56,3; 76,6; 100; 126,6; 156,3; 190; 200; 300; 400; 500; 600 g
Relativedrehzahl	4	1 000; 2 000; 3 000; 4 000 min^{-1}

Tabelle 8: Versuchsplan I b)

Faktor	Stufen	Stufenwerte
Beschleunigung	7	700; 750; 800; 850; 900; 950; 1 000 g
Relativedrehzahl	3	2 000; 3 000; 4 000 min^{-1}

Eine zweite Möglichkeit bietet die Begrenzung des ursprünglich definierten Faktorraums. Dies wird durch den Versuchsplan I c) beschrieben, siehe Tabelle 9. Durch dieses Vorgehen wird wieder ein zusammenhängender Untersuchungsraum hergestellt. Dies ist besonders für die Auswertung der Analysedaten von Vorteil, da so der Einfluss der Beschleunigung über einen kontinuierlichen Verlauf hinweg betrachtet werden kann. Die Einschränkung des Faktorraums bezüglich der Relativedrehzahl ist gewiss unschön, kann aber aufgrund des geringeren Einflusses dieses Faktors hingenommen werden. Da noch drei Stufen verbleiben, können auch weiterhin Nichtlinearitäten erkannt werden. Für die Folgeuntersuchungen wird von Beginn an nur der eingeschränkte Untersuchungsraum verwendet. Nur für

Versuchsplan II und III werden auch für eine Relativedrehzahl von $1\,000\text{ min}^{-1}$ im zulässigen Beschleunigungsbereich Versuche durchgeführt. Diese sollen aber nur zu einem besseren Verständnis der Prüfanlage beitragen. Für die Beurteilung des Einflusses auf die Zielgrößen wird auch hier nur der eingeschränkte Analysebereich genutzt.

Tabelle 9: Versuchsplan I c)

Faktor	Stufen	Stufenwerte
Beschleunigung	23	1,56; 6,25; 14; 25; 39; 56,3; 76,6; 100; 126,6; 156,3; 190; 200; 300; 400; 500; 600; 700; 750; 800; 850; 900; 950; 1 000 g
Relativedrehzahl	3	2 000; 3 000; 4 000 min^{-1}

Nachdem Versuchsplan I eine sehr engmaschige Betrachtung des Beschleunigungseinflusses vorsieht, ist dies für die folgenden Untersuchungen nicht mehr notwendig und die Stufenzahl wird auf drei beschränkt. Dafür werden sukzessive weitere Faktoren in die Versuchspläne mitaufgenommen. Mit Hilfe von Versuchsplan II soll der Einfluss des Ölvolumenstroms auf die Zielgrößen ermittelt werden, siehe Tabelle 10.

Tabelle 10: Versuchsplan II

Faktor	Stufen	Stufenwerte
Beschleunigung	3	156,3; 400; 750 g
Relativedrehzahl	3	2 000; 3 000; 4 000 min^{-1}
Ölvolumenstrom	4	0; 0,05; 0,1; 0,25 l/min
Öltemperatur	1	35° C

Durch Versuchsplan II in Ergänzung zu Versuchsplan I konnte ein erster Eindruck über den Einfluss des Ölvolumenstroms ermittelt werden. Aufgrund dieser Ergebnisse hat sich aber auch die Notwendigkeit gezeigt den Einfluss des Volumenstroms genauer und in einem größeren Untersuchungsraum zu ermitteln, da von Extrapolationen außerhalb des Untersuchungsraums im Allgemeinen abzuraten ist [165]. Mit Versuchsplan IV, siehe Tabelle 11, soll diese Problemstellung geklärt werden. Durch die Einführung zwei weiterer Beschleunigungsstufen wurde zudem der große Stufenunterschied aus Versuchsplan II wieder etwas angepasst. Versuchsplan III wird an dieser Stelle übergangen, da er ausschließlich zur Gewinnung eines besseren Systemverständnisses der Prüfanlage dient und

lediglich eine stark reduzierte Form des Versuchsplans I darstellt und folglich auf die weiteren Analysen keinen direkten Einfluss hat.

Tabelle 11: Versuchsplan IV nach [P7]

Faktor	Stufen	Stufenwerte
Beschleunigung	5	156,3; 200; 400; 550; 750 g
Relativedrehzahl	3	2 000; 3 000; 4 000 min ⁻¹
Ölvolumenstrom	10	0; 0,05; 0,1; 0,175; 0,25; 0,375; 0,5; 0,6; 0,75; 1,0 l/min
Öltemperatur	1	35° C

Der noch fehlende Betriebsparameter, die Öltemperatur, wird in Versuchsplan V abgebildet, siehe Tabelle 12. Die Untersuchung der Öltemperatur ist ein sehr aufwendig zu untersuchender Faktor. Um am Prüflager konstante Prüfbedingungen zu erhalten, ist die gesamte Prüfanlage zu erwärmen. Aufgrund der großen Masse der Anlage führt dies unweigerlich zu langen Prüfzeiten. Aus diesem Grund werden die Stufen der Faktoren stark eingegrenzt. Die Stufen für die Ölvolumina wurden auf Basis der Versuchsergebnisse nach Versuchsplan IV so gewählt, dass ein Versuchspunkt eine Minimalmenge und der andere Punkt eine ausreichende Ölmenge repräsentiert.

Tabelle 12: Versuchsplan V

Faktor	Stufen	Stufenwerte
Beschleunigung	3	156,3; 400; 750 g
Relativedrehzahl	3	2 000; 3 000; 4 000 min ⁻¹
Ölvolumenstrom	2	0,1; 0,5 l/min
Öltemperatur	5	35; 50; 60; 70; 80° C

In zwei weiteren Versuchsplänen, Versuchsplan VI und VII (Tabelle 13 und Tabelle 14), werden erste Versuche mit Variationen an Gestaltungsparametern durchgeführt. Sie dienen dem Einstieg in diese Thematik und können erste Hinweise für Optimierungspotentiale an Wälzlagern unter dem Einfluss hoher Beschleunigungen geben.

Tabelle 13: Versuchsplan VI

Faktor	Stufen	Stufenwerte
Beschleunigung	5	156,3; 200; 400; 550; 750 g
Relativedrehzahl	3	2 000; 3 000; 4 000 min ⁻¹
Ölvolumenstrom	2	0,1; 0,5 l/min
Öltemperatur	1	35° C
Wälzkörpermasse	2	82; 124 %
Wälzkörperanzahl	1	100 %

Tabelle 14: Versuchsplan VII

Faktor	Stufen	Stufenwerte
Beschleunigung	5	156,3; 200; 400; 550; 750 g
Relativedrehzahl	3	2 000; 3 000; 4 000 min ⁻¹
Ölvolumenstrom	2	0,1; 0,5 l/min
Öltemperatur	1	35° C
Wälzkörpermasse	1	100 %
Wälzkörperanzahl	2	66; 86 %

Zusätzlich zu den dargestellten Versuchsplänen wird anhand einzelner Versuche auch der Einfluss nicht stationärer Betriebszustände untersucht. Hierzu werden die Zielgrößen während einer kontinuierlichen Änderung der Relativedrehzahl analysiert.

Resümee:

Bedingt durch den Umfang der neuen Untersuchungs Umgebung ist deren Betriebsverhalten nicht vorhersehbar und so wird die Nutzung vordefinierter Standardversuchspläne unbrauchbar. Durch eine sequenzielle Erweiterung der Faktoren und durch Anpassung deren Stufenwerte konnte ein Versuchsraum aufgespannt werden, der eine systematische Beurteilung der Betriebs- und Gestaltungsparameter hinsichtlich der aufgeführten Fragestellungen erlaubt. Eine Zusammenfassung der geplanten Untersuchungen zeigt Bild 61.

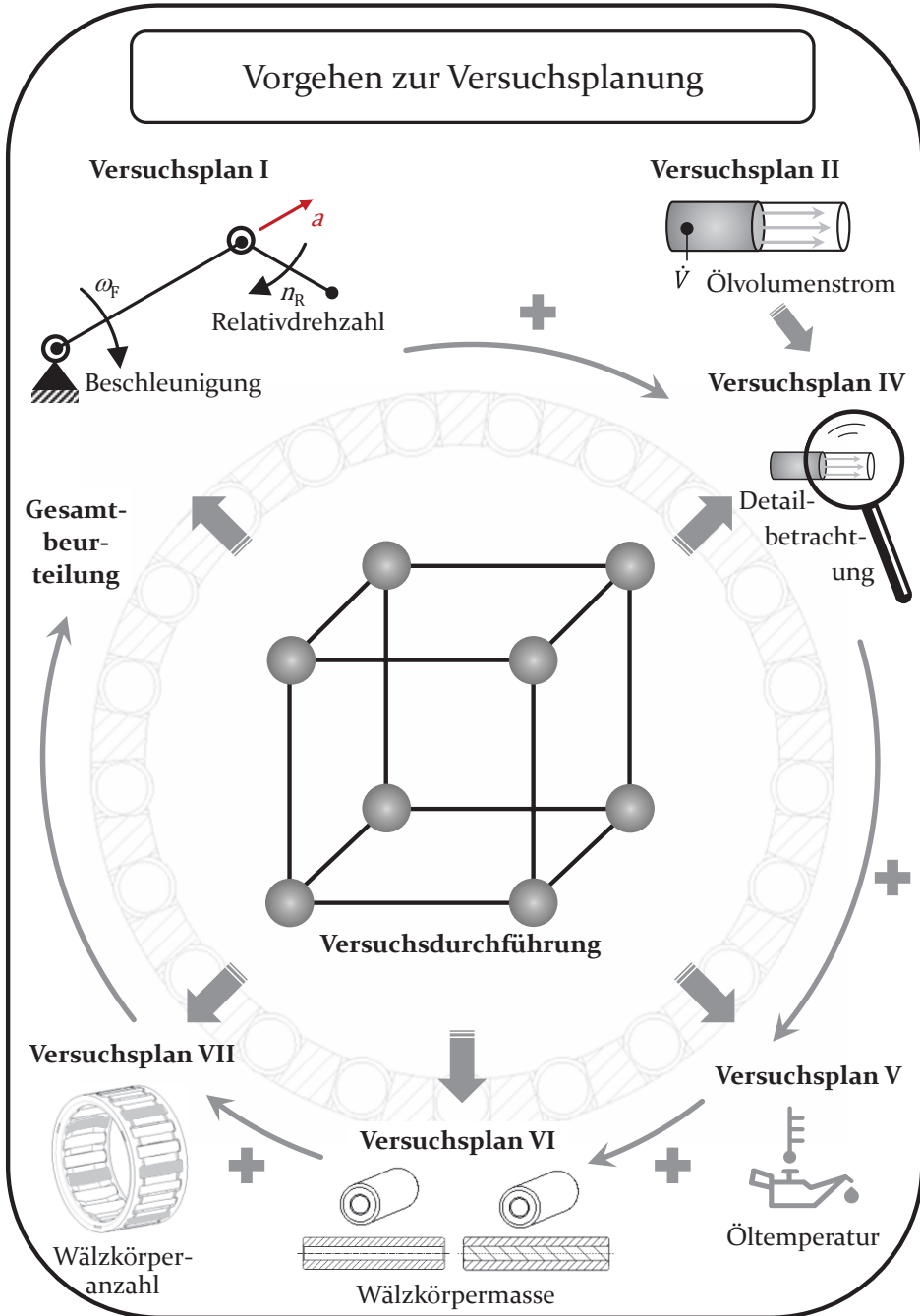


Bild 61: Gesamtübersicht: Vorgehen zur Planung der notwendigen Versuche

4.9 Auswertung der Reibungsentstehung am Prüflager

Ein Hauptaugenmerk der Untersuchungen ist die Reibungsentstehung der Prüflager. Wie bereits in Abschnitt 4.4 dargestellt, kann die besondere Belastungssituation dazu führen, dass die Reibungsentstehung für Wälzlager unter dem Einfluss großer Normalbeschleunigungen sich anders verhält als bei Wälzlagern unter üblichen Betriebsbedingungen. Im Folgenden soll daher ein besseres Verständnis für die Vorgänge, die zur Reibungsentstehung beitragen, aufgebaut werden. Einflüsse auf das Wälzlagerreibungsmoment können beispielhaft Bild 20 entnommen werden. Diese Zusammenstellung erhebt freilich nicht den Anspruch auf Vollständigkeit, stellt jedoch eine Auswahl wichtiger und grundlegender Aspekte dar, die im Rahmen dieser Arbeit betrachtet werden sollen. In einem beschränkten Zeitrahmen können insbesondere aufgrund der Komplexität der Prüfanlage allerdings nicht alle Aspekte vollumfänglich untersucht werden. Für die vorliegenden Untersuchungen wurden daher die Untersuchungsaspekte eingegrenzt. Der Schwerpunkt liegt hierbei auf den wesentlichen Betriebs- und Gestaltungsparametern der Wälzlager. So wurden die Betriebsparameter Normalbeschleunigung, Relativdrehzahl, Schmierstoffmenge und Schmierstofftemperatur variiert, sowie die Gestaltungsparameter Wälzkörpermasse und Wälzkörperanzahl, siehe Tabelle 5, verändert.

Von den gemäß Versuchsplan I durchgeführten Untersuchungen werden die Signalmittelwerte des Reibungssignals entsprechend dem Vorgehen nach Abschnitt 4.5 ausgewertet. Das Resultat dieser Auswertung zeigt Bild 62. Die Ergebnisauswertung erfolgt für den Beharrungszustand der jeweiligen Untersuchung [P3, P5, P7]. Als Beharrung wird der Zustand angesehen, bei dem die Prüflagertemperatur um weniger als 1°C variiert [P7]. Zusätzlich zu den Messergebnissen werden in Bild 62 auch die Regressionsgeraden, die nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate [109] ermittelt wurden, dargestellt. Die graphisch gute Repräsentation des Werteverlaufs in Verbindung mit einem Bestimmtheitsmaß nahe 1 für die Geradengleichungen lässt in einem ersten Schritt eine gute Beschreibung des Beschleunigungseinflusses durch die Regressionsgeraden vermuten. Bild 62 zeigt einen klaren Anstieg der Reibung mit der Zunahme der Beschleunigung. Der Anstieg der Beschleunigung bedingt aber auch eine steigende Lagerlast. Die Reibungsmomenterhöhung ist daher nicht eindeutig einem der beiden Effekte, sondern der Kombination aus beiden zuzuordnen. Obwohl eine zusätzliche Beeinflussung des Lagerreibungsmomentes durch die Beschleunigung vorliegt, entspricht das Verhalten im Grunde den Erwartungen, die aufgrund der bisherigen Erkenntnisse über das Reibungsverhalten von Wälzlagern nach [137, 155, 167, 174] vorliegen. Der eher moderate

Anstieg der Reibung aufgrund der zunehmenden Relativedrehzahl entspricht ebenso dem prognostizierten Verhalten gemäß genannter Fachliteratur. [P6, P7]

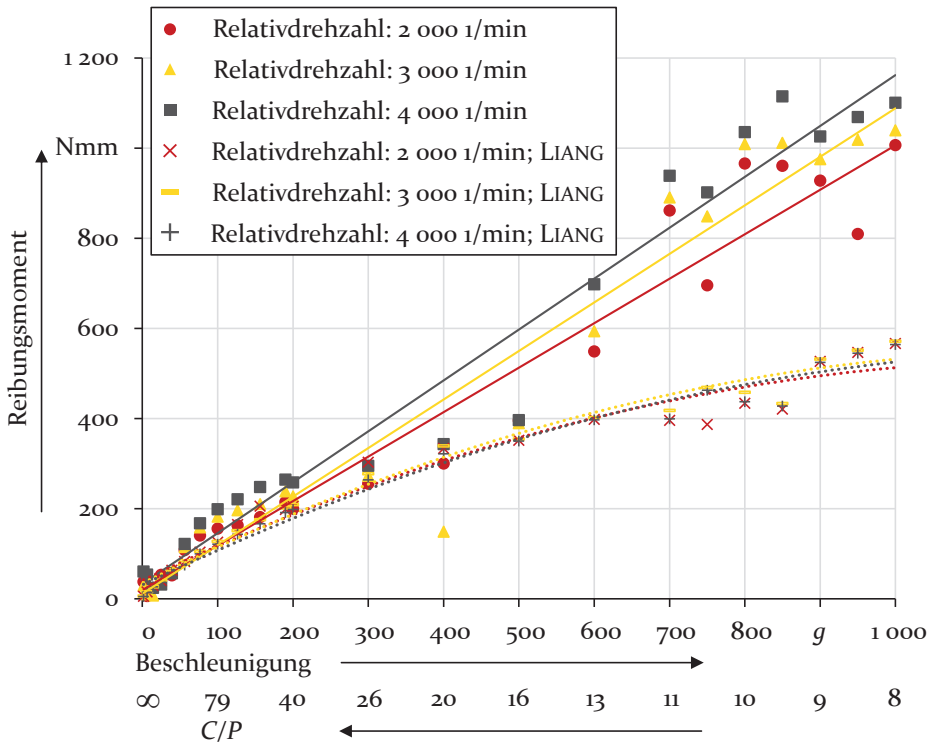


Bild 62: Ergebnisse des Reibungsmomentes aus den Versuchen nach Versuchsplan I nach [P6, P7] und berechnete Vergleichswerte nach LIANG [116]

Neben dem grundsätzlichen, qualitativen Verlauf ist auch der quantitative Verlauf des Reibungsmomentes von Interesse. [155, 167] bieten unterschiedliche Möglichkeiten, um die zu erwartende Reibung mit Hilfe von analytischen Gleichungen vorherzusagen. Diese Methoden werden für den vorliegenden Sachverhalt jedoch nicht als geeignet angesehen, da hier nicht explizit der Einfluss von externen Beschleunigungen berücksichtigt wird. Ein Vergleich der Messergebnisse mit nach diesen Formeln berechneten Werten lässt daher Abweichungen erwarten und wird als nicht zielführend angesehen. Einen vielversprechenden Ansatz bieten die von LIANG [116] veröffentlichten einfachen Berechnungsgleichungen für umlaufende Planetenradwälzlager. Insbesondere, da diese Gleichungen mit realen Prüfstandsversuchen und einem entwickelten Simulationsprogramm

abgeglichen wurden. Im Diagramm aus Bild 62 sind daher zum Vergleich mit den gemessenen Reibungsmomenten berechnete Werte nach LIANG [116] aufgetragen. Die zugehörige Berechnungsgleichung von LIANG zeigt Formel (53). Von einfacher Berechnungsgleichung wird deshalb gesprochen, weil diese Gleichung und die zugehörigen Koeffizienten mit Hilfe von verteilten Stützstellen, die durch das Simulationsprogramm berechnet wurden, ermittelt wurden [116]. Die Gleichung stellt folglich den mathematischen Zusammenhang zwischen den verschiedenen Eingangsgrößen und den errechneten Reibungswerten der Stützstellen dar. Dieses mathematische Modell kann nicht alle Stützstellenwerte exakt wiedergeben und ist daher eine abweichungsbehaftete Näherung.

$$M_R = C_1 \cdot C_R \cdot f_S \cdot (d_m)^{C_2} \cdot (a)^{-0,08} \cdot (F_f)^{C_3} \cdot (F_L)^{C_4} \cdot (\eta)^{0,6} \cdot (\omega_{ps})^{0,26} \cdot \left[\sin \left(C_4 \cdot \gamma + C_5 \cdot \left(\frac{B}{d_m} \right)^{C_6} \right) + C_7 \cdot \left(\frac{B}{d_m} \right)^{C_8} \right] \quad (53)$$

Werden die Ergebnisse nach LIANG mit den im Rahmen dieser Arbeit gemessenen Werten verglichen, so ergeben sich sowohl Gemeinsamkeiten als auch Unterschiede. Besonders auffällig ist, dass sich für [116] innerhalb des gesamten Untersuchungsbereiches nur sehr geringe Unterschiede für die variierenden Relativedrehzahlen ergeben. Weiter zeigt sich, dass die Werte mit den an der Prüfanlage gemessenen Werten bis zu einer Beschleunigung von ca. 200 g gut übereinstimmen. Für den Bereich oberhalb dieser Beschleunigung ergeben sich deutliche Abweichungen. Die Berechnungsgleichungen nach LIANG unterschätzen die auftretenden Reibungsmomente.

Zu berücksichtigen ist bei dem angeführten Vergleich allerdings, dass die Versuchsergebnisse nach Bild 62 die ersten mit dem Prüflager durchgeführten Versuche unter hohen Normalbeschleunigungen darstellen. Obwohl die Prüflager vor den Untersuchungen bei moderaten Beschleunigungen einem Einlaufprozess unterzogen wurden, hat sich gezeigt, dass die Prüflager im Bereich hoher Beschleunigungen dennoch ein deutliches zusätzliches Einlaufverhalten aufweisen, siehe Bild 63. Ähnliche Verhältnisse erhalten LUBENOW [118] und SÖNDGEN [169] für das Einlaufen kombiniert belasteter Zylinderrollenlager. Beide führen das Einlaufverhalten auf die anfänglich großen Rauheiten an den Borden zurück. Für das hier beobachtete Einlaufverhalten liegen verschiedene Gründe vor. Für die vorliegende Arbeit werden lediglich Nadelkränze untersucht. Daher sind der Lageraußen- und Innenring keine Zukaufteile, die vom Lagerhersteller bezogen werden, sondern aus der eigenen Prototypenfertigung entnommen

werden. Diese wurden zwar gemäß den Vorgaben des Lagerherstellers [153] gefertigt, jedoch können trotz akkurater Bearbeitung die erzielten Oberflächengüten aufgrund der fehlenden Fertigungserfahrung nicht mit Oberflächen, die durch den Wälzlagerhersteller gefertigt wurden, verglichen werden. Zudem zeigen gehonte Laufbahnoberflächen, wie sie für Komplettlager durchaus üblich sind, eine nochmals verbesserte Oberflächengüte im Vergleich zu geschliffenen Flächen, wie sie hier verwendet werden. Die zu Beginn der Untersuchungen vorhandenen Laufbahnoberflächen weisen daher eine schlechtere Oberflächengüte auf als Laufbahnen zugekaufter Fertiglager. Dies resultiert in einem stärker ausgeprägtem Einlaufprozess.

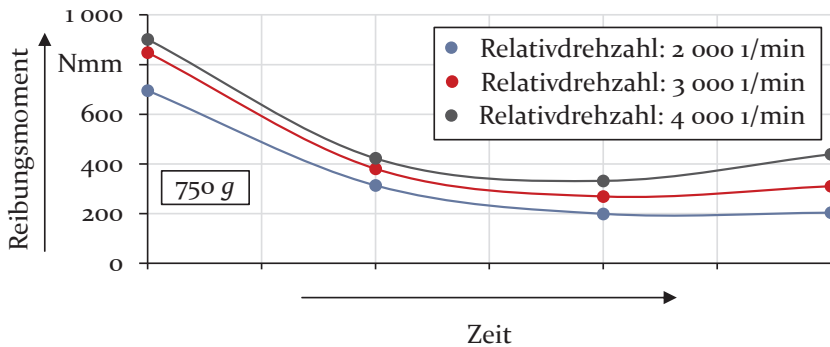


Bild 63: Einlaufverhalten der Prüflager

Für außengeführte Wälzlager unter dem Einfluss großer Normalbeschleunigungen wird zusätzlich noch der Einlaufprozess des Käfigs überlagert, der für Wälzlager bei gewöhnlichen Betriebsbedingungen weniger relevant ist. So führt auch DÜSER [54] für Wälzlager im Beschleunigungsfeld die Abnahme des gemessenen Käfigverschleißes mit Zunahme der Laufzeit auf Glättungseffekte zurück. HOCH [88] empfiehlt im Rahmen des Einlaufprozesses sogar die Führungsnormalbeschleunigungen nur allmählich zu erhöhen, um Fressen der Käfige zu verhindern. Über den erheblichen Einfluss des Käfigs auf das Reibungsmoment wird daher im weiteren Verlauf dieser Arbeit noch genauer berichtet.

In Bild 64 werden die nach LIANG berechneten Werte deshalb mit Messwerten nach dem Einlaufprozess verglichen. Für eine Relativdrehzahl von $4\,000\text{ min}^{-1}$ ergibt sich eine sehr gute Übereinstimmung der gemessenen Reibung und der Werte nach [116]. Dies spricht für die Aussagekraft beider Untersuchungen. Allerdings gibt es auch Abweichungen. Wie bereits für die Daten aus Bild 62 angemerkt, wird durch die Berechnungsgleichung nach LIANG der Einfluss der Relativdrehzahl kaum wiedergegeben.

Besonders für große Beschleunigungen ergeben sich so auch für die Daten nach Bild 64 merkliche Abweichungen. Mögliche Ursachen hierfür können der erweiterte Untersuchungsraum, da die Berechnungsgleichungen nur mit Prüfstandsversuchen bis zu einer Normalbeschleunigung von 125 g abgeglichen wurden, andere untersuchte Lagertypen, andere Last- und Umlaufverhältnisse, etc. sein. Die Näherungsgleichungen berücksichtigen beispielsweise nicht den Einfluss von Plansch- und Schleppverlusten [116], die von der Relativedrehzahl abhängig sind. Trotzdem stellen die einfachen Berechnungsgleichungen eine sehr gute Einschätzung des zu erwartenden Reibungsmomentes dar. Als Resümee dieses Vergleichs kann festgehalten werden, dass ein quantitativer Abgleich auch mit LIANG [116] nur bedingt möglich ist, da nur eine begrenzte Zahl an Einflussparametern berücksichtigt werden kann.

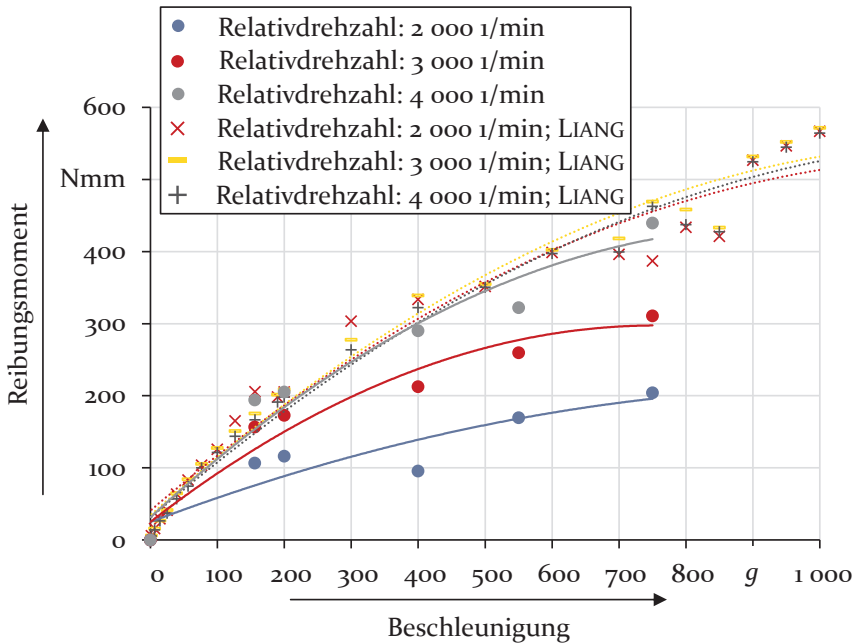


Bild 64: Vergleich der gemessenen und der nach LIANG [116] berechneten Reibungsmomente nach dem Einlaufen der Prüflager

Der quantitative Vergleich von Reibungswerten unterschiedlicher Systeme ist aufgrund der zahlreichen Einflussparameter auf das Reibungsmoment, siehe Abschnitt 2, und der meist stark unterschiedlichen Rahmenbedingungen der Untersuchungen als solcher schwierig. Zu dieser Thematik wird in Abschnitt 5.3 noch genauer Stellung genommen. Die Ergebnisse dieser

Arbeit erheben daher nicht den Anspruch die „wahren/richtigen“ absoluten Reibungswerte, sofern es für Wälzlager allgemeingültige Reibungswerte überhaupt gibt, wiederzugeben. Die quantitativen Reibungswerte dienen vielmehr dazu, die Signifikanz unterschiedlicher Einflüsse relativ beurteilen zu können.

So zeigt Bild 65 exemplarisch einen Ausschnitt der Ergebnisse nach Versuchsplan IV durch den der Einfluss des Ölvolu- menstroms auf das Wälzla- gerreibungs- moment unter dem Einfluss von Führungsbeschleunigungen analysiert werden soll.

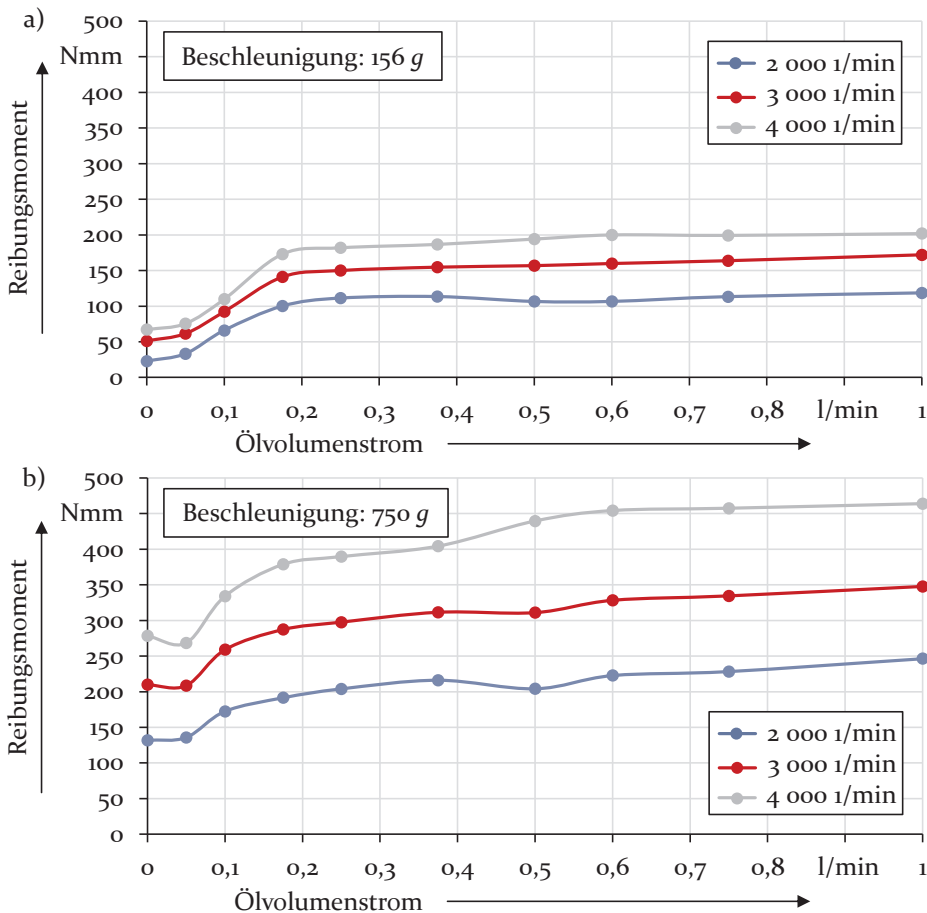


Bild 65: Untersuchung des Einflusses des Ölvolu- menstroms auf das Reibungs- moment: a) für eine Beschleunigung von 156 g, b) für eine Beschleunigung von 750 g

An dieser Stelle sollen ergänzend die Gründe für die Festlegung des im Versuchsplan IV beschriebenen Volumenstrombereichs erläutert werden. Grundsätzlich finden sich für Wälzlager im Einflussbereich eines Beschleunigungsfeldes in den Produktdokumentationen der Wälzlagerhersteller keine Angaben für anwendbare Schmiermengen. So bleibt letztlich nur die Möglichkeit sich an Angaben für gewöhnliche Anwendungen zu orientieren. Für die vorgestellte Anlage bieten sich die Angaben für Einspritzschmierungen an. Da die empfohlenen Werte allerdings für die Ölzufuhr zwischen Käfig und Lagerring vorgesehen sind [155], dies aber für die vorliegende Anlage nicht zutreffend ist, siehe auch Bild 91, und die Betriebsdaten außerhalb des Wertebereichs der verfügbaren Empfehlungen liegen, sind diese Angaben nur bedingt geeignet und es wird auf die Angaben für Ölumlaufschmierungen als absolute untere Grenze zurückgegriffen [P7]. Aber diese Werte sind ebenfalls kritisch zu hinterfragen, da für die beschriebenen Untersuchungen auch keine Umlaufschmierung vorliegt. Um eine ausreichende Ölmenge sicherzustellen und Mangelschmierung zu vermeiden, wird daher der empfohlene Wert von 0,05 l/min [155] stark überhöht und als Referenzvolumenstrom 0,5 l/min gewählt [P7]. Auch HOLLAND und SCHWARZE [91] konnten für eine gleitgelagerte Pleuellagerung, für die grundsätzlich ein höherer Schmierstoffverbrauch erwartet wird als für eine Wälzlagerung, eine Schmierstoffmenge dieser Größenordnung simulieren und messen. Das gewählte Variationsspektrum des Ölvolumenstroms entspricht den von HOLLAND und SCHWARZE [91] simulierten Volumenströmen eines Pleuellagers während des Betriebs. HANSBERG [78] hat für seine Untersuchungen an Planetenradlagern ebenfalls diese Größenordnung für den Ölvolumenstrom angewandt. Darüber hinaus liegt auch der anhand einer Extrapolation ermittelte Wert für den Volumenstrom von Einspritzschmierungen nach [155] in diesem Bereich [P7].

Unabhängig von der vorhandenen Beschleunigung zeigen Bild 65 a) und b), dass das Reibungsmoment mit Zunahme der Relativdrehzahl für jeden eingestellten Ölvolumenstrom steigt. KORYCIAK [112] zeigt für nicht umlaufende Wälzlager im Ölbad/Ölreservoir ein ähnliches Verhalten für steigende Ölstände im Lager, wobei seine Versuche für niedrige Ölstände und sehr hohe Drehzahlen ($9\,000\text{ min}^{-1}$) einen leichten Rückgang des Reibungsmomentes erkennen lassen. KORYCIAK [112] führt dies auf eine kleinere effektive Ölmenge im Lager zurück. Dieser Mechanismus einer reduzierten effektiven Schmierstoffmenge bei hohen Drehzahlen ist vom Starvation-Effekt [192] bekannt [155]. Bei frequenter Überrollung kann eine rechtzeitige, vollständige Wiederbenetzung des Kontaktbereichs verhindert beziehungsweise, sofern es noch nicht zu einem tatsächlichen

Schmierstoffmangel kommt, die in den Kontaktbereich zurückfließende und damit die tatsächlich vorhandene Schmierstoffmenge durch die Verdrängungswirkung der Wälzkörper verringert werden. Dieses Verhalten ist auch als kinematische Verdrängung bekannt [167]. Ob sich dieser Effekt auch unter dem Einfluss hoher Führungsbeschleunigungen für weiter gesteigerte Drehzahlen einstellen wird, kann an dieser Stelle nicht beantwortet werden, ist aber aufgrund der aktiven Schmierstoffzuführung direkt in der Laufbahn tendenziell nicht beziehungsweise in geringerem Ausmaß zu erwarten. Zumal ALBERS [20] beispielsweise für hohe Drehzahlen explizit eine Zwangsschmierung, wie sie hier angewandt wird, empfiehlt, um eine Unterversorgung mit Schmierstoff zu vermeiden.

Zusätzlich lässt Bild 65 erkennen, dass der Reibungsanstieg je Relativedrehzahlstufe über einen weiten Bereich der eingestellten Ölvolumina annähernd konstant verläuft. Für den untersuchten Bereich kann somit davon ausgegangen werden, dass der Einfluss der Relativedrehzahl nahezu unabhängig vom zugeführten Ölvolumenstrom ist.

Durch die Ergebnisse nach Bild 65 a) und b) wird weiter zweifelsfrei ersichtlich, dass auch unter dem Einfluss externer Beschleunigungen der zugeführte Ölvolumenstrom einen signifikanten Einfluss auf das vorliegende Reibungsmoment hat. Mit zunehmenden Volumenstrom steigt das Reibungsmoment [P7]. Allerdings wird das Reibungsmoment im Untersuchungsraum durch die Schmierstoffmenge nicht beliebig erhöht. Für das betrachtete Gebiet hat sich bei niedrigen Beschleunigungen eine Grenze von ca. 0,2 l/min und bei höheren Beschleunigungen von ca. 0,5 l/min ergeben. Bei größeren Ölmengen kann keine weitere nennenswerte Steigerung des Reibungsmomentes festgestellt werden. Bereits PALMGREN [137] konnte die Abhängigkeit des Wälzlagerreibungsmomentes von der Ölmenge feststellen, siehe Bild 66. Auch der qualitative Verlauf zeigt deutliche Ähnlichkeiten zu den in dieser Arbeit ermittelten Reibungsverläufen. Das Reibungsverhalten von Wälzlagerungen in Bezug auf den Einfluss des Schmierstoffvolumenstroms unter Einwirkung hoher Führungsbeschleunigungen entspricht folglich grundsätzlich dem nicht umlaufender Lagerungen. Allerdings können die gemessenen Daten aufgrund gänzlich unterschiedlicher Rahmenbedingungen nicht im Detail mit den Ergebnissen nach PALMGREN verglichen werden.

Trotz der guten Übereinstimmung mit dem bisherigen Wissensstand zeigen die Kurven des Reibungsmomentes nach Bild 65 auch Abweichungen von möglichen erwartbaren Verläufen. Für einen Ölvolumenstrom von 0 l/min, der einen Zustand nicht vorhandener Schmierung

beziehungsweise der Mangelschmierung repräsentiert, ist es nicht abwegig mit einem Anstieg des Reibungsmomentes zu rechnen, da das Lager für diesen Betriebspunkt im Bereich des Misch-/Grenzreibungsgebietes arbeiten müsste. Zwar ist bei ausschließlich radial belasteten Zylinderrollenlagern – somit auch bei einem Nadelkranz – nur ein sehr geringer Anstieg zu erwarten, da durch Schmierung der Kontaktpartner die Rollreibung kaum reduziert werden kann [46]. Jedoch ist bei den geprüften Lagern auch die Reibungscharakteristik des außengeführten Käfigs zu berücksichtigen. Der Käfig kann bei einer Führung auf der Außenringlaufbahn auch als sehr schmales Gleitlager verstanden werden. Diesen Ansatz haben [74, 130, 162] für ihre Arbeiten gewählt.

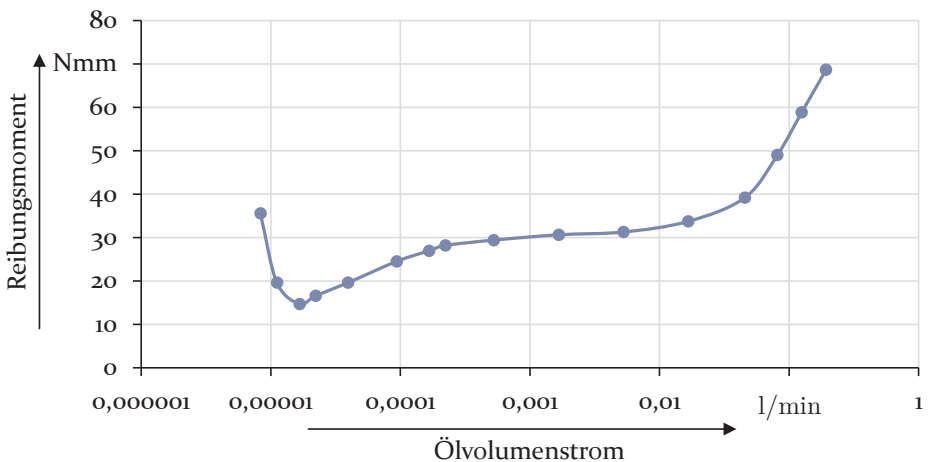


Bild 66: Einfluss der Ölmenge auf das Reibungsmoment für ein leicht belastetes Rillenkugellager bei einer Drehzahl von $50\,000\text{ min}^{-1}$ nach [137]

Aufgrund dieser Modellannahme kann auf einige für Gleitlager gültige Grundzusammenhänge zurückgegriffen werden, die das Reibungsverhalten der Prüflager besser nachvollziehbar machen. Da für den Käfig als Gleitlager ein sehr kleines Breitenverhältnis vorliegt, der Käfigdurchmesser also sehr groß in Relation zur Breite der Käfigstirnringe ist, sind die Berechnungsansätze für kurze Radialgleitlager zu verwenden. [162] hat für außengeführte Wälzlagerkäfige, die in ähnlicher Form als Prüflagerkäfige im Rahmen dieser Arbeit verwendet werden, dieses Vorgehen durch Simulationen überprüft und eine gute Übereinstimmung der Ergebnisse mit Referenzsimulationen beobachtet. Dies bekräftigt die Anwendbarkeit der beschriebenen Modellvorstellung. Das grundsätzliche Verhalten eines Gleitlagers, das für die vorliegende Betrachtung im Vordergrund steht, ändert sich durch

die unterschiedlichen Berechnungsansätze auf Basis der variierenden Gleitlagergrößenmodelle nach [115] aber nicht. Die Bezugnahme zur Theorie für sehr kurze Radialgleitlager erfolgt daher zur fachlich korrekten Beschreibung der vorliegenden Vorgänge, denn bedingt durch die geringe Breite ergibt sich ein erheblicher Seitenfluss beziehungsweise Druckabfall über die Lagerbreite, sodass sich die aus der REYNOLDSschen Differentialgleichung abgeleiteten Berechnungsgleichungen ändern [115]. In der Praxis äußert sich dies in einer geringeren Tragfähigkeit des kurzen Gleitlagers. Die SOMMERFELDZahl als dimensionsloses Maß für die Tragfähigkeit ergibt sich nach [115] zu

$$S_o = \frac{F \cdot \psi^2}{B \cdot D \cdot \eta \cdot \omega} \quad (54)$$

Die zweite für die weiteren Betrachtungen relevante Größe ist die Schmier-spalthöhe. Sie kann nach Gleichung (55) berechnet werden [115].

$$h_0 = 0,5 \cdot D \cdot \psi \cdot (1 - \varepsilon) \quad (55)$$

Eng mit der Schmier-spalthöhe ist auch der Öldurchsatz verbunden. Zur Abschätzung des notwendigen Ölvolumens und zur Beschreibung der wesentlichen Einflussgrößen wird die Näherungsgleichung (56) [115] zur Berechnung des Öldurchsatzes herangezogen.

$$\frac{\dot{Q}_D}{R^3 \cdot \psi \cdot \omega} = 2 \cdot \left[\frac{B}{D} - 0,233 \cdot \left(\frac{B}{D} \right)^3 \right] \cdot \varepsilon \quad (56)$$

In Abhängigkeit von den geometrischen Abmessungen des Gleitlagers (Käfig), der Schmierstoffviskosität, der Last und der Drehzahl ergibt sich eine SOMMERFELDZahl, anhand derer die relative Exzentrizität und schließlich die Schmier-spalthöhe sowie der notwendige Ölvolumenstrom bestimmt werden kann. Dies setzt allerdings voraus, dass eine ausreichende Schmierstoffmenge zur Verfügung steht. Ist dies nicht der Fall, so kann keine adäquate Schmier-spalthöhe erzielt werden und der Käfig bewegt sich im

Mischreibungsgebiet. Dies hat eine Steigerung der Reibung zur Folge. Für die Reibungskurven nach Bild 65 kann somit für eine geringe beziehungsweise fehlende Schmierung aufgrund des Bewegungsverhaltens des Käfigs mit einer Steigerung des Reibungsmomentes des gesamten Lagers gerechnet werden.

Der fehlende Anstieg im Reibungsmoment ist hierbei auf die realen im Prüfstand herrschenden Bedingungen zurückzuführen. Für den Betriebspunkt bei 0 l/min wird zwar durch die Öleinspritzschmierung dem System kein Öl mehr zugeführt, aber dies stellt nicht sicher, dass das Prüflager kein Öl mehr zur Verfügung hat. Da das Prüflager wie auch die Antriebszahnräder in der Einhausung (8), Abschnitt 4.2.2, betrieben wird und die Zahnradstufen weiterhin zu schmieren sind, entsteht durch die Verwirbelung des Öls an den Zahnradern ein Ölnebel, der sich in der gesamten Einhausung verteilt und den Prüflagern als Schmierstofflieferant dient, da er sich, geeignete Schmierstoffparameter vorausgesetzt, auf den Laufbahnen als Schmierstoffschicht ablegt. Die für Gleitlager kleinste zulässige Schmierstoffspalthöhe wird durch die Summe der gemittelten Rautiefen der Kontaktpartner bestimmt [46]. Nach Glättung der Oberflächen durch Einlauf der Kontaktpartner können Schmierstoffspalthöhen von wenigen Mikrometern ausreichend sein [128]. Somit reichen bereits geringe Schmierstoffmengen zum Aufbau eines trennenden Schmierfilms, auch wenn die nach Gleichung (55) mögliche Spalthöhe nicht erreicht wird. Ausschließlich für eine Führungsbeschleunigung von 750 g ist in Bild 65 bei einer Relativedrehzahl von 3 000 min⁻¹ und 4 000 min⁻¹ ein kleiner Anstieg des Reibungsmomentes zu verzeichnen. Bedingt durch die hohe Beschleunigung in Verbindung mit den hohen Relativedrehzahlen ist es möglich, dass der Schmierstoff verstärkt aus dem Prüflager abgefördert beziehungsweise verdrängt wird, da auch das Öl durch die Führungsbewegung beschleunigt und so die Ölförderwirkung im Lager stark erhöht wird. Weiterhin wird anhand von Gleichung (56) ersichtlich, dass zusätzlich mit steigender Drehzahl und Last eine größere Schmierstoffmenge erforderlich wird, um einen geeigneten Schmierfilm aufzubauen. So wird insgesamt der Schmierfilmaufbau für diese Betriebspunkte erschwert und das Reibungsmoment steigt. Die Signifikanz der beschriebenen Einzelbeobachtung ist jedoch bei Bedarf im Rahmen weiterführender Untersuchungen bei höheren Beschleunigungen eingehender zu prüfen, um Zufallseffekte sicher ausschließen zu können. Ein weiterer Aspekt, der auch einen anderen möglichen Verlauf erwarten lässt, ist das Verhalten der Reibung bei hohen Ölvolumenströmen. Es ist bekannt, dass die Übersmierung eines Lagers zu erhöhten hydraulischen Verlusten und schließlich auch zu hohen Reibungsverlusten führen

kann [155]. Auch SCHERB [156] hat bei der Untersuchung des Ölvolumenstroms von Einspritzschmierungen eine deutliche Erhöhung des Reibungsmomentes mit steigender Ölmenge festgestellt. Die Untersuchungen für diese Arbeit haben für keine Beschleunigungsstufe und für keine Relativedrehzahl einen deutlichen Anstieg des Reibungsmomentes oberhalb eines Ölvolumenstroms von ca. 0,5 l/min aufgewiesen. Selbst durch eine Verdoppelung dieses Wertes konnte diesbezüglich kein Ergebnis erzielt werden. Es ist möglich, dass erst eine noch viel stärkere Erhöhung den ursprünglich erwarteten Effekt auslösen kann, jedoch werden dann die für die Öleinspritzschmierung üblichen Ölvolumina [155] für diese Lagergröße deutlich überschritten und diese Betriebsbedingungen verlieren an Relevanz. Ein Umstand, der sich positiv auf überschmierte Wälzlager im Beschleunigungsfeld auswirkt, ist die zusätzliche Förderwirkung des beschleunigten Schmierstoffs. Werden die Schmierstoffelemente beschleunigt, so wird das Ölvolumen zügig durch das Lager hindurch und vom Lager weg gefördert. Mit der Bildung von Ölrückstau bis in das Lager ist daher nicht zu rechnen. So werden auch bei hohen Ölvolumina die hydraulischen Verluste gering gehalten. Bei Wälzlagern im Beschleunigungsfeld ist daher von einer geringeren Gefahr für Schäden/Nachteile durch Überschmierung auszugehen. In Bild 67 sind die Reibmomentverläufe als Funktion des Ölvolumenstroms für verschiedene Beschleunigungen dargestellt, um die Wirkung der Führungsbewegung zu prüfen.

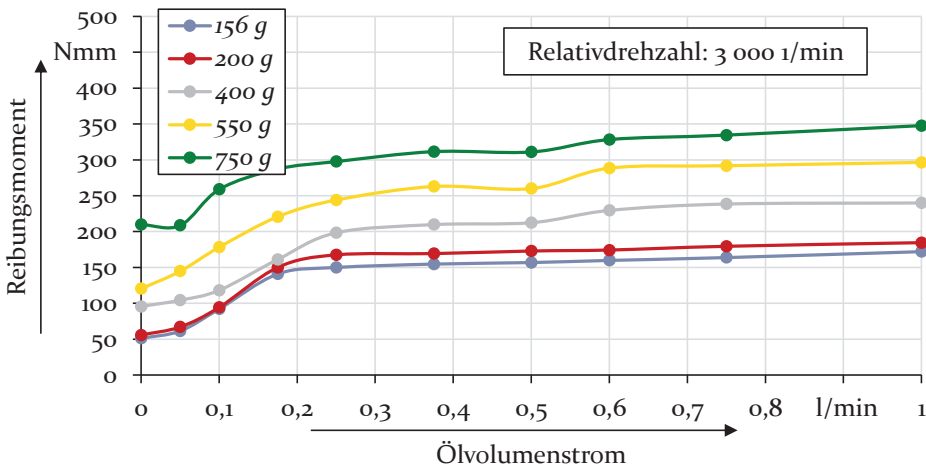


Bild 67: Untersuchung des Einflusses des Ölvolumenstroms auf das Reibungsmoment für unterschiedliche Beschleunigungen bei einer konstanten Relativedrehzahl von 3 000 min⁻¹

Wie zu erwarten und wie auch bereits in Bild 65 ersichtlich, hat das Reibungsmoment für höhere Beschleunigungen größere Werte. Ansonsten zeigt sich, mit Ausnahme der unterschiedlichen Beharrungsvolumenströme, kein Einfluss der Beschleunigung auf den Reibungsverlauf für variierende Ölmengen.

In weiteren Untersuchungen wurde gemäß Versuchsplan V der Einfluss der Öltemperatur auf das Reibungsverhalten untersucht. Die Ergebnisse zeigt Bild 68. Der Ölvolumenstrom wurde hierbei auf zwei Stufen variiert. Für die Betriebspunkte mit einem Volumenstrom von nur 0,1 l/min konnten die angestrebten Temperaturen des Versuchsplans nicht erzielt werden, da der geringen Ölmenge während der Zuführung zu viel Energie durch die Leitungen entzogen wird. Es werden deshalb die sich tatsächlich einstellenden Temperaturen erfasst und angegeben. Werden die Reibungskurven aus Bild 68 e) und f) für eine Relativedrehzahl von $2\,000\text{ min}^{-1}$ vernachlässigt, so ist allen Reibungsverläufen gemein, dass mit steigender Öltemperatur das gemessene Reibungsmoment sinkt. Dies ist nicht ungewöhnlich, da mit steigender Temperatur die Viskosität des Öls abnimmt [120] und auch LIANG [116] sowie VON HOLLEN [93] konnten für niedrige Viskositäten geringere Reibungsmomente berechnen. Die Viskosität ist ein Maß für die Zähigkeit beziehungsweise Fließfähigkeit eines Stoffes [120] und bestimmt somit maßgeblich die Plansch- und Schleppverluste sowie die verbleibenden Reibungsanteile. Eine Reduzierung der Viskosität, also eine Verbesserung der Fließfähigkeit, führt folglich zu einer Senkung der schmierstoffbedingten Verluste. Geringere Plansch- und Schleppverluste und eine geringere Schmierstoffreibung bedingen somit ein niedrigeres Reibungsniveau.

Die Steigungen der Geradengleichungen für die Diagramme aus Bild 68 ergeben für den höheren Ölvolumenstrom geringere Werte – der Verlauf ist also steiler. Dies ist in den prozentual höheren Schmierstoffverlustanteilen am Gesamtreibungsmoment bei größeren Ölmengen begründet. Eine Viskositätssenkung führt hier zu einer deutlicheren Senkung des Reibungsmomentes. Der große Einfluss der Viskosität auf das Reibungsmoment wird zudem anhand zweier analytischer Berechnungsgleichungen deutlich. Einerseits durch Berechnungsgleichung (57), die das lastunabhängige Reibungsmoment nach PALMGREN [137] beschreibt

4 Umsetzung der Analysestrategie

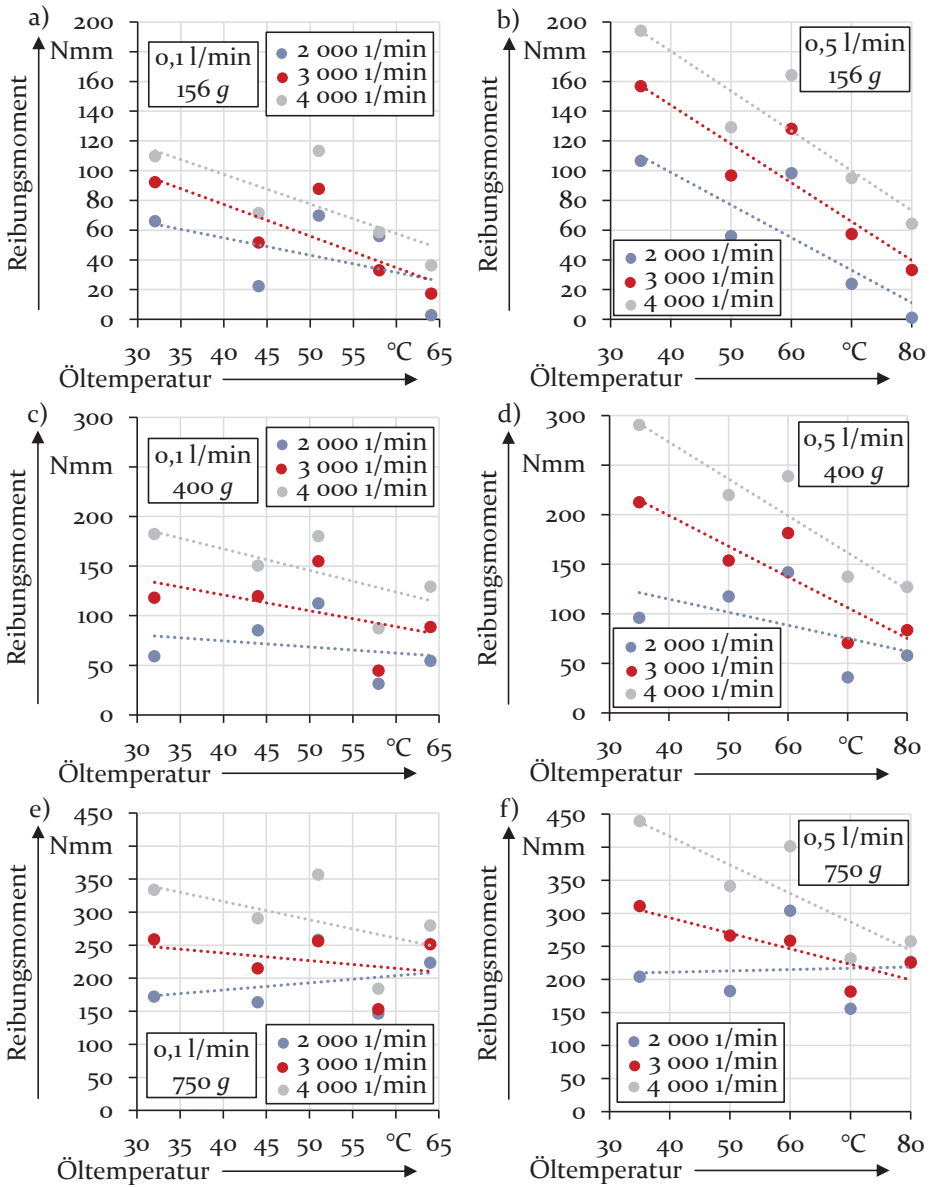


Bild 68: Reibungsmoment als Funktion der Öltemperatur:
 Beschleunigung 156 g, Ölvolu-menstrom: a) 0,1 l/min, b) 0,5 l/min;
 Beschleunigung 400 g, Ölvolu-menstrom: c) 0,1 l/min, d) 0,5 l/min;
 Beschleunigung 750 g, Ölvolu-menstrom: e) 0,1 l/min, f) 0,5 l/min

$$M_0 = f_0 \cdot d_m^3 \cdot (v \cdot n)^{2/3} \quad (57)$$

und andererseits durch Gleichung (58), die die Berechnung der minimalen Schmierfilmdicke basierend auf DOWSON und HIGGINSON [49] nach [155] angibt.

$$h_{\min} = \frac{2,65 \cdot \alpha^{0,54} \cdot (\eta \times v)^{0,7}}{\left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right)^{0,43} \cdot \left(\frac{Q}{L}\right)^{0,13}} \cdot \left(\frac{E}{1 - \left(\frac{1}{m}\right)^2}\right)^{-0,03} \quad (58)$$

Für beide Gleichungen erweisen sich die Viskosität und die Drehzahl beziehungsweise die mittlere Summengeschwindigkeit v als bestimmende Einflussparameter [155]. Es wird klar, dass die zu erwartende minimale Schmierfilmdicke für niedrige Viskositäten und geringe Drehzahlen sinkt und sich immer dünnere Schmierfilme bilden. Dies resultiert wie bereits beschrieben in einer geringeren Rollreibung und schließlich in einem sinkendem Reibungsmoment.

Bisher wurde der Verlauf der Reibung für eine Relativedrehzahl von $2\,000\text{ min}^{-1}$ und einer Beschleunigung von 750 g aus Bild 68 nicht berücksichtigt, weil die beiden Verläufe keine Reduzierung des Reibungsmomentes bei Erhöhung der Öltemperatur aufweisen. Im Gegenteil ist hier sogar ein leichter Anstieg mit Zunahme der Temperatur zu verzeichnen. Werden auch die übrigen Reibverläufe betrachtet, so fällt auf, dass für die niedrigeren Relativedrehzahlen, insbesondere für $2\,000\text{ min}^{-1}$, die Steigung der Geraden mit Zunahme der Beschleunigung zunimmt. Die Reibungskurven verlaufen also flacher. Die Öltemperatur und somit die Ölviskosität scheint für diese Betriebspunkte einen geringeren Einfluss auf das Reibungsmoment auszuüben. Um das Reibungsverhalten besser beurteilen zu können, werden in Tabelle 15 zusätzlich die Temperaturen angegeben, für die das Viskositätsverhältnis κ für das verwendete Prüföl ungefähr den Wert 1 annimmt. Dies erscheint sinnvoll, da das Viskositätsverhältnis ein etablierter Kennwert zur Beurteilung des Schmierzustandes im Wälzlager ist. Die Berechnung erfolgt für das Öl am Eintritt in den Schmierspalt bei Umgebungsdruck und Zuführtemperatur.

Tabelle 15: Grenztemperaturen für das Viskositätsverhältnis

Relativedrehzahl	Öltemperatur	Viskositätsverhältnis
2 000 min ⁻¹	≈ 65° C	$\kappa \approx 1$
3 000 min ⁻¹	≈ 70° C	$\kappa \approx 1$
4 000 min ⁻¹	≈ 75° C	$\kappa \approx 1$

Für einige Betriebspunkte gemäß den Diagrammen aus Bild 68 liegen Viskositätsverhältnisse vor, die den Wert 1 oder kleiner annehmen. Dies betrifft, je nach Relativedrehzahl, maßgeblich die Betriebspunkte mit hohen Öltemperaturen. Für κ kleiner 1 ist der Aufbau eines ausreichend trennenden Schmierfilms erschwert [15] und die Festkörperreibanteile steigen stark an. Fällt κ deutlich unter den Wert 1, so ist der Traganteil des Schmierfilms 0 und es liegt Grenzreibung/Festkörperreibung vor [46]. Auch wenn aufgrund der geringen Gleitreibungsanteile rein radial belasteter Rollenlager deshalb nicht zwangsläufig mit einem Anstieg der Reibung zu rechnen ist, so ist an dieser Stelle wiederum die Charakteristik der Käfigbewegung zu berücksichtigen. Angesichts der vorherrschenden Schmierbedingungen, die für den Wälzkontakt nicht ideal sind, besteht demzufolge die Möglichkeit, dass die fehlende Reduzierung des Reibungsmomentes an den beschriebenen Versuchspunkten auf einen nicht mehr oder nur in geringem Maß trennenden Schmierfilm des Käfigs zurückzuführen ist. Der Käfig als Gleitlager wird dann an der Grenze zwischen dem Mischreibungs- und Grenzreibungsgebiet betrieben. Das Reibungsmoment sinkt in Folge nur noch mäßig, bleibt konstant oder steigt, weil sich die Reibungsreduktion durch die geringere Schmierstoffreibung aufgrund der niedrigeren Viskosität durch den erhöhten Festkörperreibanteil verringert beziehungsweise kompensiert oder übertroffen wird.

Gleichung (54) macht diese Situation nachvollziehbar. Für den Käfig als Gleitlager hat eine sinkende Viskosität sowie eine niedrige Drehzahl eine hohe SOMMERFELDZahl zur Folge. Somit steigt die relative Exzentrizität und die Schmierfilmhöhe wird geringer. Letztlich resultiert dies wie angenommen für den Käfig in einem Verlassen der Flüssigkeitsreibung und dem Übergang zur Misch- und eventuell zur Grenzreibung. Für die Reibungscharakteristik von Gleitlagern ist bekannt, dass dies mit einer merklichen Steigerung der Reibung einhergeht. Die flach verlaufenden Reibkurven nach Bild 68 e) und f) bedingen aufgrund niedriger Geschwindigkeiten

und Viskositäten eine Neigung zu einem derartigen Verhalten. Hinzu kommt noch, dass zusätzlich die Lagerlast durch die höhere Beschleunigung der Eigenmasse mit steigender Führungsdrehzahl zunimmt und die Schmierfilmdicke weiter reduziert, wobei die Abnahme der Schmierfilmdicke durch größere Lasten aufgrund der Erhöhung der Normalbeschleunigung einen geringeren Einfluss hat. Dies konnte auch HOCH [88] zeigen. Unter dem Gesichtspunkt, dass die Umlaufgeschwindigkeiten sowie die Viskositäten identisch sind, scheint so für das abweichende Verhalten bei einer Relativedrehzahl von $2\,000\text{ min}^{-1}$ zwischen den Reibverläufen nach Bild 68 d) und f) noch ein weiterer Effekt ursächlich zu sein.

Ein Aspekt, der auch Einfluss auf den Schmierungsstatus der Prüflager nimmt, ist die erhöhte Ölförderfähigkeit von Lagern, die sich in einem Beschleunigungsfeld bewegen. Entsprechend den beschriebenen Bedingungen ist davon auszugehen, dass bei hohen Beschleunigungen der Schmierstoff durch die Führungsbeschleunigung schneller und in größerem Maß aus dem Lager abgeführt und so auch vom Schmierpalt weggeführt wird. Bei geringeren Viskositäten und Drehzahlen kann so durch die Wälzkörper- und Käfigbewegung nicht mehr genügend Öl in den sich verengenden Schmierpalt gefördert werden und der Aufbau eines trennenden Schmierfilms wird behindert, zumal für kurze Gleitlager wie den Käfig der ohnehin erhebliche seitliche Abfluss noch weiter verstärkt wird. Dieser Mechanismus wird in Bild 69 beispielhaft verdeutlicht. In Bild 69 a) und d) werden die gewöhnlichen Verhältnisse für Wälzlager, auf die keine externe Beschleunigung wirkt, dargestellt. Auf den Ölfilm beziehungsweise die Fluidelemente wirken im Kontaktbereich Scherkräfte und unmittelbar vor dem Wälzkörper wird – eine ausreichende Menge Schmierstoff vorausgesetzt – der überschüssige Schmierstoff verdrängt und vor dem Wälzkörper vorweggedrückt [167]. Liegt dieser Zustand vor, so kann nach der EHD-Theorie eine Vollschmierung des Kontakts erreicht werden. Bei ausreichender Schmierstoffversorgung kann auch der Käfig durch den sich verengenden Schmierpalt einen Schmierfilm aufbauen.

Bild 69 b) und c) sowie e) und f) zeigen die Verhältnisse am Schmierpalt unter dem Einfluss der Führungsbeschleunigung. Zusätzlich zu den üblichen Scherspannungen und der Druckströmung wirken auf die einzelnen Fluidelemente nun auch überlagerte Beschleunigungen, siehe Bild 69 b) und e). Durch diese ergänzende Beschleunigungskomponente wird der Schmierstoff direkt von der Laufbahn wegbeschleunigt beziehungsweise wie in Bild 69 c) und f) zu sehen auf die Laufbahn gepresst. Diesem sich aufbauenden Druck kann das Fluid nicht standhalten und weicht seitlich aus. Hierdurch entsteht eine Querströmung aus der Laufbahn/Kontakt-

zone heraus. Der beschriebene Abfluss des Schmierstoffs liegt natürlich auch unter gewöhnlichen Bedingungen vor, wird aber durch die hohen Führungsbeschleunigungen stark erhöht. Der Schmierstoffabfluss wird zudem von der Oberflächenbeschaffenheit (Rauheit), der Profilierung der Laufbahnen und den Schmierstoffparametern Oberflächenspannung und Viskosität beeinflusst. Viskosität und Oberflächenspannung sinken mit steigender Temperatur und führen aufgrund reduzierter Widerstände zu einer leichteren Förderung des Fluids.

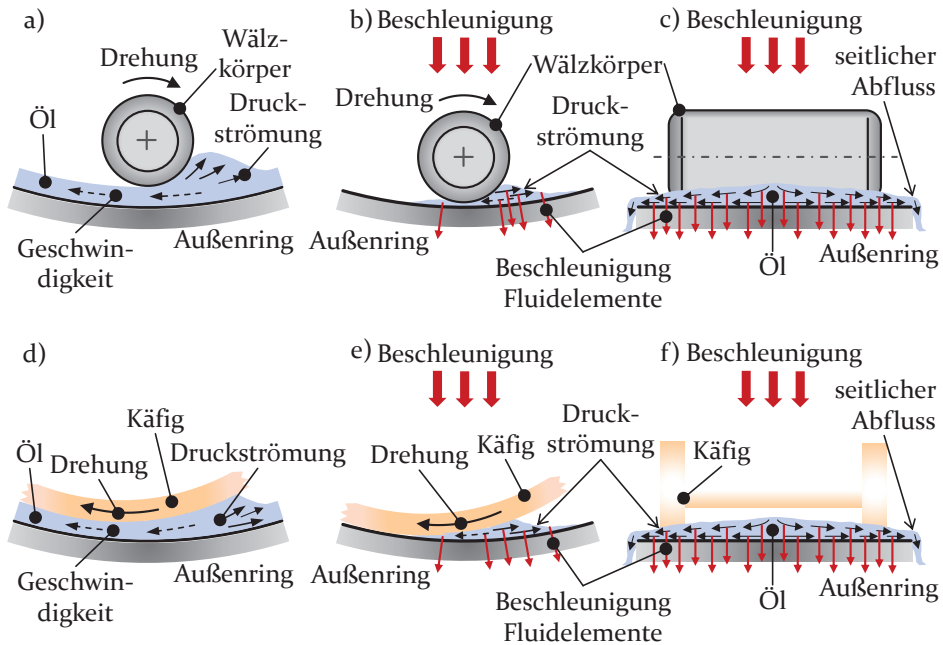


Bild 69: Verhalten des Schmierfilms: für die Wälzkörper ohne Führungsbeschleunigung: a), mit Führungsbeschleunigung: b) Vorderansicht, c) Seitenansicht von Rechts; für den Käfig ohne Führungsbeschleunigung: d), mit Führungsbeschleunigung: e) Vorderansicht, f) Seitenansicht von Rechts

Ein weiterer Aspekt ist die Zeit, die dem Schmierstoff bleibt, um den Kontaktbereich zu verlassen. Die zur Verfügung stehende Abflusszeit hängt direkt von der Überrollfrequenz und der Käfigdrehzahl (Einzugs geschwindigkeit) ab und steigt folglich mit sinkender Drehzahl. Alle, eine gute Schmierstoffabfuhr fördernden Bedingungen sind für die Reibverläufe mit einer Relativedrehzahl von $2\ 000\ \text{min}^{-1}$ nach Bild 68 e) und f) zutreffend. In der Berechnung der Lagerreibung nach [167] werden beide Mechanismen, die Schmierfilmdickenreduzierung aufgrund der Viskositätssenkung

und die Schmierstoffverdrängung, als reibungsreduzierend mit dem Schmierfilmdickenfaktor und dem Schmierstoffverdrängungsfaktor begünstigend berücksichtigt. Treten beide Effekte bei reiner Rollreibung als reibungsreduzierend in den Vordergrund, so können die gleichen Vorgänge für Reibkontakte mit Gleitreibung bei zu starker Ausprägung allerdings genau den gegenläufigen Effekt bewirken, wenn der tragende Schmierfilm durchbrochen wird.

Es ist daher naheliegend, dass für die genannten Reibverläufe aufgrund der vorherrschenden hohen Beschleunigungen sowohl für die Wälzkörper als auch für den Käfig Mangelschmierung auftritt und so die anfängliche Vermutung eines nicht ausreichend trennenden Schmierfilms bestätigt wird. Es ist weiter davon auszugehen, dass grundsätzlich der Betrieb eines Wälzlagers im Beschleunigungsfeld die Bildung eines geeigneten Schmierfilms erschwert. Dies ist auf die ungünstige Kombination der bisweilen stark erhöhten Schmierstoffförderwirkung umlaufender Wälzlager und den gleichzeitig geringen Viskositäten zurückzuführen. Für den Wälzkörperkontakt wird dieser Zustand, wie bereits erläutert, im Allgemeinen durch den Starvation-Effekt [82] beschrieben. Hierfür ist zudem nicht per se eine makroskopische Mangelschmierung notwendig, sondern der Effekt beschreibt vielmehr einen lokalen Mangel im Kontaktbereich, der unterschiedliche Ursachen haben kann. Eine Unterversorgung des zu schmierenden Kontakts ist daher vornehmlich bei sehr hohen Drehzahlen und bei Fettschmierung von beispielsweise Rollenlagern bekannt [69], siehe Abschnitt 2.5. Aufgrund der besonderen Schmierstoffversorgung und Schmierbedingungen, die für umlaufende Lagerungen aber üblich sind, tritt hier im Gegensatz zu den bereits bekannten Ursachen nach [69, 192] der Starvation-Effekt im Bereich niedriger Überrollfrequenzen auf. Dies stellt eine Besonderheit von Wälzlagern im Beschleunigungsfeld dar.

Die beschriebenen Aspekte haben aus mehreren Gründen eine nicht unerhebliche Relevanz. Für theoretische Betrachtungen oder Simulationen wird häufig eine ausreichende Versorgung der vorhandenen Kontakte angenommen. Trotz übersättigender Ölzuführung kann dies für gewisse Betriebsbedingungen nicht zutreffend sein, siehe Bild 68 f). Die Annahme eines ausreichenden Schmierstoffangebots für die betrachteten Kontakte bei ausreichender Zuführung, ist daher für umlaufende Wälzlager kritisch zu hinterfragen. Zudem ist dies natürlich auch für die reale Anwendung von Bedeutung. Durch eine geeignete Parameterwahl müssen für den gesamten Funktionsbereich günstige Schmierbedingungen gewährleistet sein. Dies kann durch Variation der Einflussparameter Schmierstoffviskosität und Temperatur erreicht werden.

Im weiteren Vorgehen sieht Versuchsplan VI, siehe Abschnitt 4.8, die Untersuchung unterschiedlicher Wälzkörperausführungen vor. Ein repräsentatives Abbild der Ergebnisse zeigt Bild 70.

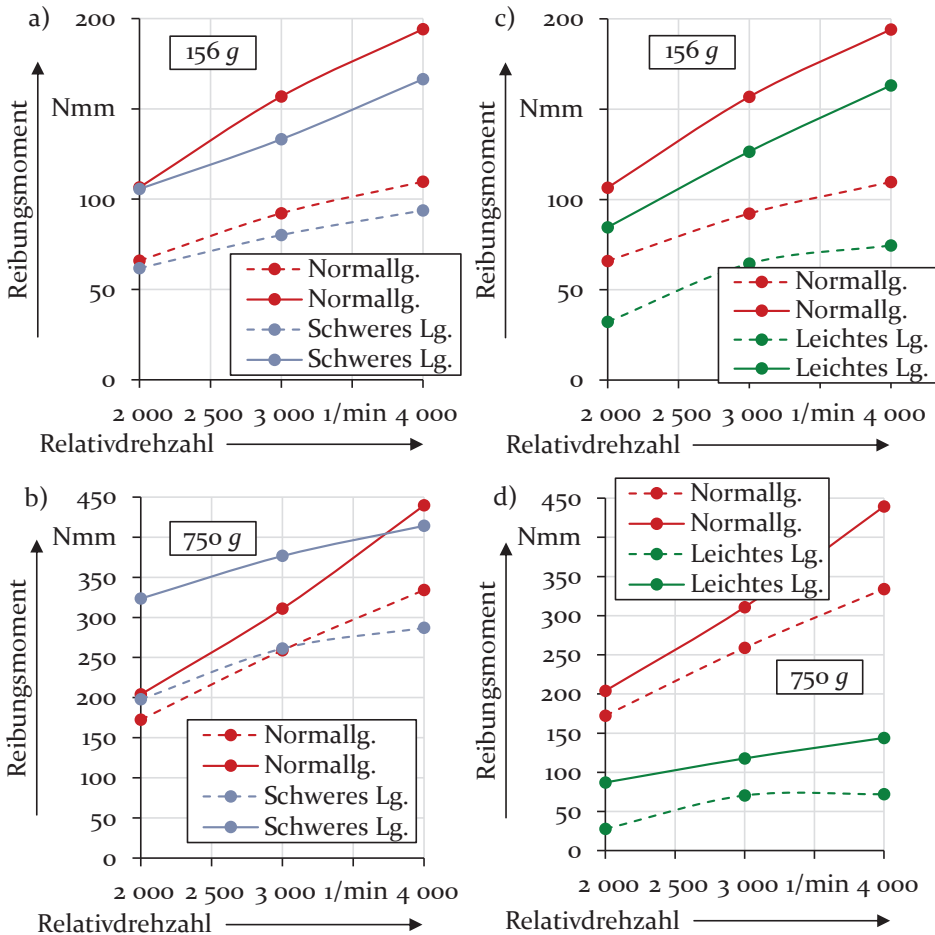


Bild 70: Einfluss der Wälzkörpermodifikation auf das Reibungsverhalten im Vergleich zum Normallager für unterschiedliche Ölvolumina (gestrichelte Linie: 0,1 l/min; durchgezogene Linie: 0,5 l/min): Schweres Lager: a) 156 g, b) 750 g; Leichtes Lager: c) 156 g, d) 750 g

Für das Schwere Lager, Bild 70 a) und b), zeigt sich, dass mit steigender Beschleunigung das Reibungsmoment für niedrige Relativedrehzahlen das Reibungsniveau des Normallagers übersteigt. Für höhere Drehzahlen nähern sich die Reibungswerte wieder an. Als ein Verursacher dieses Verhaltens wird die veränderte Belastung des Käfigs identifiziert. Ein Teil der

Wälzkörper des Lagers wird durch die überlagerte Führungsbeschleunigung zusätzlich an den Käfig gedrückt, der wiederum aufgrund der Außenführung gegen die Außenlaufbahn gepresst wird und dort gegen die Laufbahn reibt und sich einem Gleitlager ähnlich verhält. Durch Erhöhung der Wälzkörpermasse wird so auch die resultierende Anpresskraft des Käfigs erhöht. Sowohl für das Referenzlager als auch für das Schwere Lager sind alle Geometrie- und Betriebsparameter aus Gleichung (54) identisch. Lediglich die effektiv wirkende Lagerkraft des als Gleitlager fungierenden Käfigs unterscheidet sich. Für den Käfig des Schweren Lagers ergibt sich aufgrund der Massenerhöhung der Wälzkörper eine größere resultierende Gleitlagerkraft und die SOMMERFELDzahl steigt. Für das Schwere Lager ist also eine größere Tragfähigkeit nötig. Für ein Gleitlager steigt mit zunehmender SOMMERFELDzahl – hier: Lagerlast – auch die relative Exzentrizität ε und die kleinste Schmierspalthöhe h_0 sinkt. Für das Schwere Lager ergeben sich folglich für den gesamten Untersuchungsbereich geringere Schmierspalthöhen im Vergleich zum Normlager und der Abstand der Oberflächen der Reibpartner verringert sich. Die höhere Reibung für niedrige Relativdrehzahlen ist daher darauf zurückzuführen, dass sich der Käfig des Schweren Lagers im Gegensatz zum Käfig des Referenzlagers noch oder deutlicher im Mischreibungsgebiet bewegt, weil bedingt durch die notwendige höhere Tragfähigkeit des Schweren Lagers höhere Käfigdrehzahlen notwendig sind, um die Oberflächenspitzen der Kontaktpartner zu trennen und den Bereich der Flüssigkeitsreibung zu erreichen. Auch DÜSER [54] führt die für niedrige Käfigdrehzahlen erhaltenen größeren Verschleißraten auf reduzierte hydrodynamische Schmierspalthöhen zurück. Der resultierende höhere Festkörperreibanteil lässt das Reibungsmoment ansteigen. Im Allgemeinen ist auch zu berücksichtigen, dass die Käfigdrehzahl, also die effektive Gleitlagersgeschwindigkeit, wesentlich geringer ist als die angetragenen Relativdrehzahlen des Prüflagers. Für höhere Relativdrehzahlen – schneller drehende Käfige – gleichen sich bedingt durch die geringeren Reibungszahlunterschiede im Bereich der Flüssigkeitsreibung die Reibverläufe an und schließlich kann für das Schwere Lager sogar eine Reibungssenkung im Vergleich zum Referenzlager beobachtet werden, siehe Bild 70 b). Wird der Bewegungsverlauf beider Lagerkäfige auf einer leicht modifizierten Reibungskurve nach STRIBECK [175] verfolgt, so wird klar, dass das Schwere Lager im Bereich der Flüssigkeitsreibung stets näher am Ausklinkpunkt liegt, siehe Bild 71. Hierbei ist zu beachten, dass auf der Ordinate die Reibungszahl μ über dem Produkt $[\eta \cdot \omega \cdot p^{-1}]$ auf der Abszisse aufgetragen wird, sodass für variierende Werte von η und p alle Reibungskurven durch eine einzige Kurve repräsentiert werden [128].

Der Ausklinkpunkt beschreibt die Betriebsbedingung bei der sich die Oberflächen der Reibpartner gerade nicht mehr berühren. Dies ist der Übergang von der Mischreibung zur Flüssigkeitsreibung und stellt in guter Näherung das Reibungsminimum dar [115], auch wenn das tatsächliche Reibungsminimum gerade noch im Mischreibungsgebiet unmittelbar vor dem Ausklinkpunkt liegt [1]. Im Bereich der Flüssigkeitsreibung weist daher immer der Käfig des Referenzlagers die höhere Reibungszahl auf. Daher können sich für das schwere Lager im Vergleich zum Normallager, je nach Betriebspunkt, geringere Reibungsmomente für die Käfigreibung und schließlich auch für die Gesamtreibung ergeben. Für geringe Beschleunigungen, siehe Bild 70 a), liegt das Reibungsmoment für alle Betriebspunkte unter dem Reibungsniveau des Referenzlagers. Aufgrund der niedrigen Beschleunigung ist davon auszugehen, dass der Käfig früher in den Bereich der Flüssigkeitsreibung eintritt und so der Effekt des reibungsgünstigeren Betriebspunktes des Schweren Lagers stärker hervortritt. Für einen reduzierten Ölvolumenstrom von 0,1 l/min ergibt sich für Bild 70 a) und b) ein ähnliches Verhalten. Lediglich das Reibungsniveau ist geringer als für einen Volumenstrom von 0,5 l/min. Dies ist bereits aus den Untersuchungen variierender Ölvolumina bekannt und ist auf geringere hydraulische Verluste zurückzuführen.

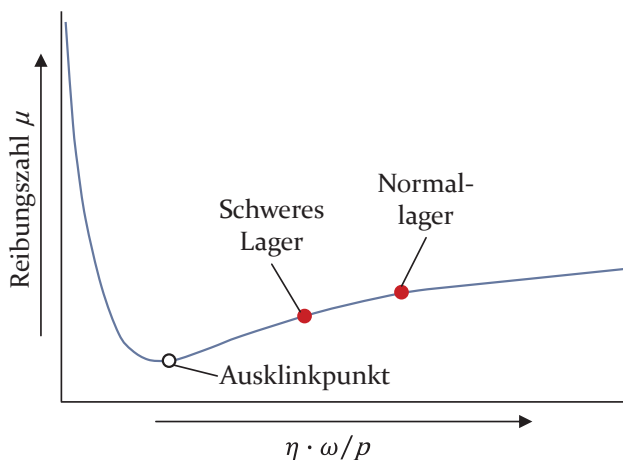


Bild 71: Reibungskurve eines Gleitlagers nach [128]

Die aus den dargestellten experimentellen Untersuchungen ableitbaren Schlussfolgerungen stimmen in großen Bereichen auch mit den in [135] erhaltenen Ergebnissen überein. Nach PABST und BEECK [135] ergibt sich für Lager mit größeren Wälzkörpern als Folge einer größeren

Wälzkörpermasse ein höheres Reibungsmoment und die Käfigreibung hat einen beträchtlichen Anteil am Gesamtreibungsmoment. Der große Einfluss der Käfigreibung wird aus den Ergebnissen nach Bild 70 a) und b) deutlich und wurde in den obigen Ausführungen erläutert. Dieses Ergebnis steht in Übereinstimmung mit [135]. Für schwerere Wälzkörper ergeben sich wie in [135] Betriebspunkte, die eine deutliche Reibungserhöhung zur Folge haben. Allerdings kann aufgrund der hier erzielten Ergebnisse dies nicht für den gesamten Betriebsbereich bestätigt werden. Es gibt auch Bedingungen, für die sich die Situation umkehrt. Abweichungen zu [135] sind aber aufgrund der unterschiedlichen Anlage der Analysen, unterschiedlicher Lagermodifikationen und den grundsätzlichen Unterschieden zwischen Simulation – Annahme idealisierter Randbedingungen beispielsweise die Schmierung betreffend – und Experiment nicht völlig überraschend. Aufgrund der Ergebnisse, die im Rahmen dieser Arbeit erzielt wurden, ist es daher durchaus sinnvoll die allgemeine Annahme einer Reibungserhöhung mit steigender Wälzkörpermasse für Wälzlager unter externen Beschleunigungen zu hinterfragen. Dies ist je nach Anwendungsbedingung individuell zu beurteilen.

In Bild 70 c) und d) sind die Ergebnisse für das Leichte Lager aufgetragen. Es zeigt sich, dass für alle Betriebspunkte stets das Leichte Lager die geringste Reibung zeigt. Ungewöhnlich ist hierbei allerdings, dass das Reibungsmoment mit steigender Beschleunigung keine Änderung erfährt. Den Einfluss hohler Wälzkörper auf die Einfederung, die Lebensdauer und die Biegespannung der Wälzkörper haben bereits HARRIS und AARONSON [80] untersucht. Wie zu erwarten ergibt sich aufgrund der größeren Nachgiebigkeit der Wälzkörper eine größere Einfederung. Damit einher geht auch eine Aufweitung der Lastzone, sodass bei gleicher Last mehr Wälzkörper beansprucht werden. Weiterhin hat sich durch den hohlen Wälzkörperkern eine bessere Kühlwirkung gezeigt und aufgrund der geringeren Wälzkörpermasse ist der Einfluss der Führungsbeschleunigung auf die Wälzkörperlast geringer. Dynamische Effekte des Wälzlagers, mit Ausnahme des Käfigschlupfs, wurden jedoch nicht untersucht. [80]

Wesentlichen Einfluss auf das Verhalten des Leichten Lagers nimmt folglich die veränderte Steifigkeit der Wälzkörper, die durch die vollständige Entnahme des Wälzkörperkerns maßgeblich reduziert wurde. Welche Effekte dies in Bezug auf die Dynamik des Wälzlagers hat, kann an dieser Stelle nur schwer beantwortet werden, da mit der Prüfanlage nur das resultierende Ergebnis, die Reibung, ermittelt werden kann. Anhand der von HARRIS und AARONSON [80] bereits bekannten Ergebnisse können allerdings einige Rückschlüsse auf das dynamische Verhalten der Wälzkörper

gezogen werden, die ein reibungsgünstiges Verhalten fördern. Eine Lasterhöhung hat für das Leichte Lager eine wesentlich geringere Wälzkörperpressung zur Folge, da sich die Wälzkörper stärker stauchen lassen und sich mehr Wälzkörper im Eingriff befinden. So vergrößern sich die Kontaktflächen und die Verluste aufgrund der Werkstoffhysterese der Kontakte reduzieren sich. Zusätzlich verringert die geringere Wälzkörpermasse die Käfiglast und schlussendlich die Lagerreibung. Auch kann der hohle Wälzkörperkern die hydraulischen Verluste aufgrund eines größeren Freiraums innerhalb des Lagers herabsetzen. Offen bleibt, wie sich die Ovalisierung/Stauchung der Wälzkörper beim Eintritt in die Lastzone und beim Austritt aus selbiger auf das Reibungsverhalten auswirkt. Da sich für höhere Lasten kein Anstieg des Reibungsmomentes ergibt, liegt die Vermutung nahe, dass die zur Ovalisierung der Wälzkörper nötige Energie bei Austritt aus der Lastzone wieder für die Rollbewegung der Wälzkörper zurückgewonnen werden kann. Anhand der genannten Aspekte und der weiteren unbekannteten Einflüsse eignet sich die gewählte Wälzkörpermodifikation nicht, um den Einfluss einer reduzierten Wälzkörpermasse – den ursprünglichen Fokus dieser Untersuchung – zu analysieren. Für weitere Untersuchungen ist daher eine Wälzkörperausführung zu wählen, die trotz Materialentnahme ihre Formstabilität/Steifigkeit beibehält. Dies war im Rahmen dieser Arbeit allerdings nicht mehr möglich.

Die Ergebnisse aus Versuchsplan VII, den letzten durchgeführten Untersuchungen, kann Bild 72 entnommen werden. Wie bei den vorherigen Versuchen zeigt sich auch hier, dass die Reibungsverläufe für höhere Ölvolumina, Bild 72 a) und b), und die Reibungsmomente für niedrige Volumenströme, Bild 72 c) und d), ein qualitativ sehr ähnliches Verhalten zeigen. Nur das Reibungsniveau für hohe Ölmengen ist wiederum größer. Zudem wird der Einfluss der Wälzkörperanzahl auf das Lagerreibungsmoment deutlich. Für eine geringere Wälzkörperanzahl ergeben sich kleinere Reibungsmomente. Einerseits ergibt sich aufgrund der reduzierten Wälzkörper ein größerer Freiraum im Wälzlager, sodass bedingt durch eine geringere Schmierstoffverdrängung durch die Wälzkörper die Plansch- und Schleppverluste sinken und andererseits wird auch die Zahl möglicher Kontaktstellen und somit möglicher Reibungsstellen herabgesetzt, sodass auch das lastunabhängige Reibungsmoment abnimmt. Diese Punkte können im untersuchten Bereich einer Reibungssteigerung aufgrund der höheren spezifischen Wälzkörperpressung überwiegen.

Die Ergebnisse nach Versuchsplan VI und VII, siehe Bild 70 und Bild 72, zeigen den erheblichen Einfluss der Lagergestaltung auf das Wälzlagerreibungsmoment. Gerade für Anwendungen, die als Auslegungskriterium

nicht die reine Lebensdauer haben, sondern für die auch das Reibungsverhalten von Bedeutung ist, können die aufgezeigten Aspekte interessante Gedankenanstöße sein. Weiterhin wird auch die Rolle des außengeführten Käfigs für Wälzlager, die hohen Beschleunigungen ausgesetzt sind, klar ersichtlich. Hieraus entsteht das Bedürfnis mehr über das Verhalten des Käfigs zu erfahren.

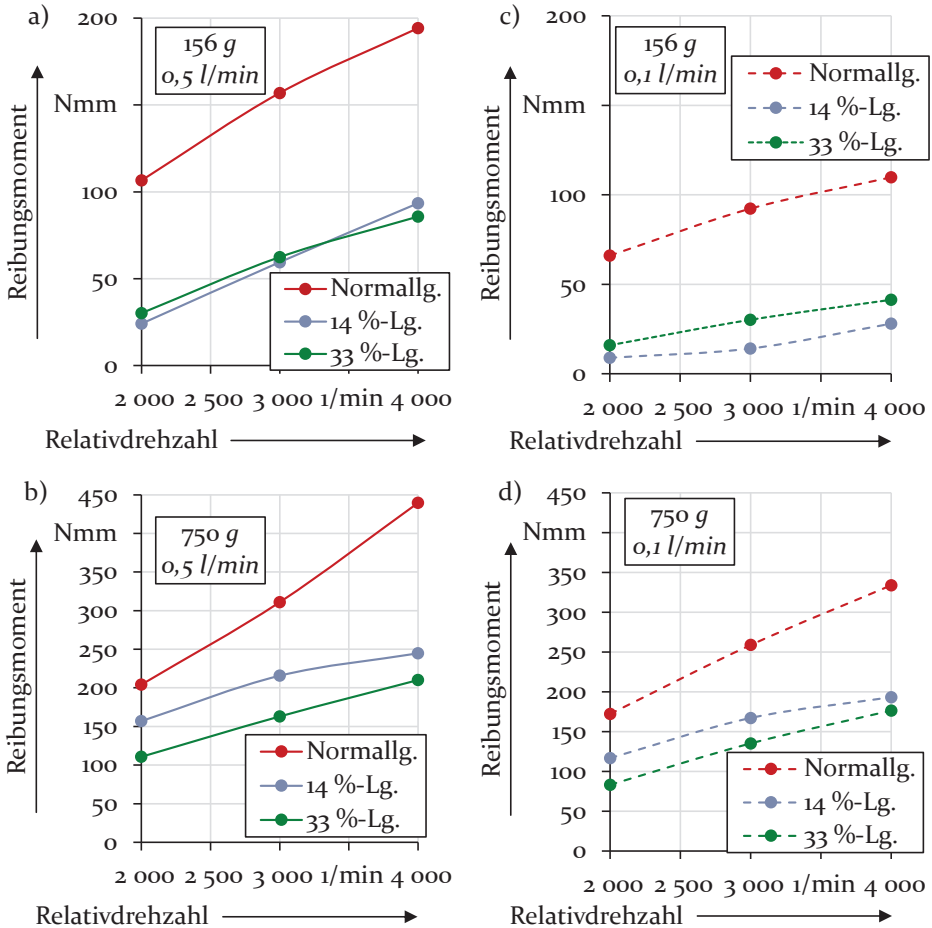


Bild 72: Einfluss der Wälzkörperanzahl auf das Reibungsverhalten im Vergleich zum Normallager für unterschiedliche Beschleunigungen und Ölvolumina: a) 156 g, 0,5 l/min; b) 750 g, 0,5 l/min; c) 156 g, 0,1 l/min; d) 750 g, 0,1 l/min

Eine Möglichkeit mehr Informationen über den Käfig zu erlangen ist die in Abschnitt 4.5 beschriebene frequenzbasierte Signalauswertung. Mit Hilfe der Fourier-Transformation werden die erhaltenen Messsignale analysiert.

Hierbei ergeben sich, wie bereits in Bild 50 dargestellt, Amplitudenspektren mit markanten Frequenzen. Für die Ergebnisse nach Versuchsplan I zeigen sich so signifikante Amplituden für Frequenzen deren Wert mit der Umlauffrequenz des Käfigs übereinstimmt. Die Ergebnisse werden in Bild 73 a) dargestellt.

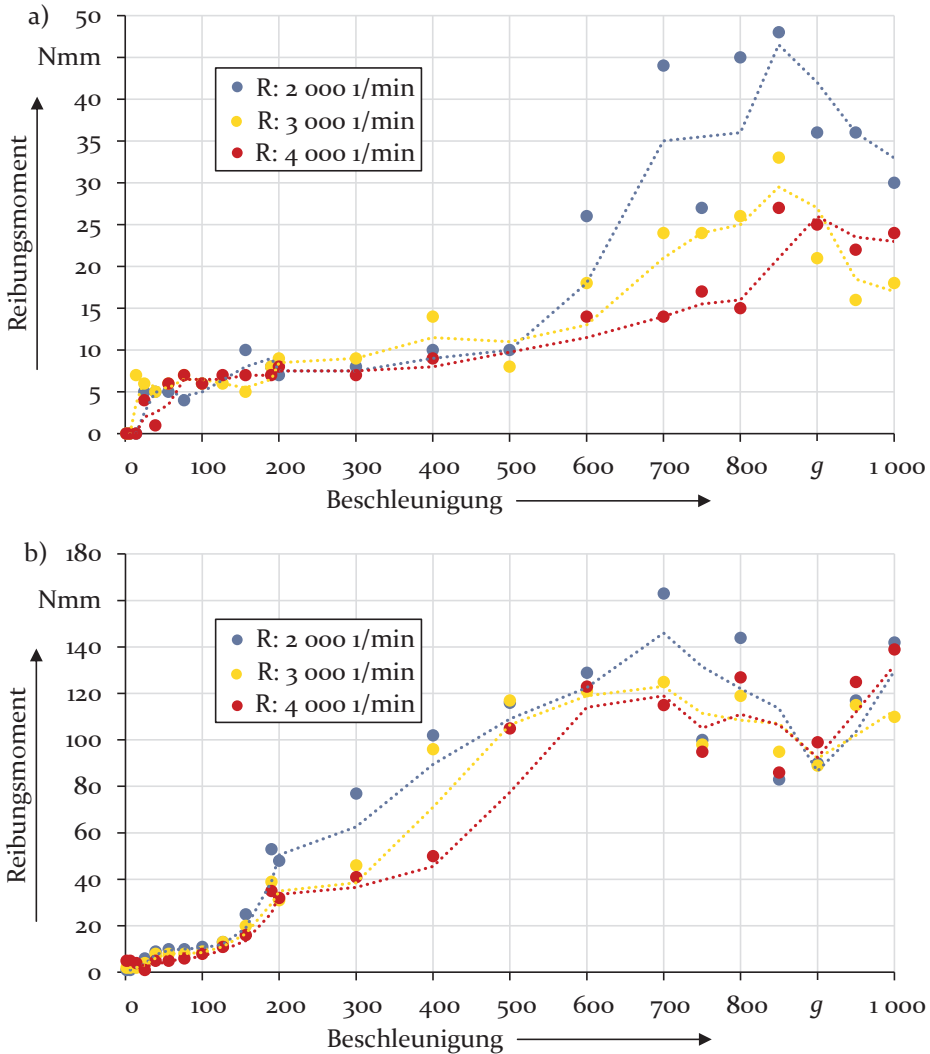


Bild 73: Schwingungsamplitude des Reibungsmomentes: a) Käfiganteil; b) Anteil der Relativedrehzahl/des Innenrings

Es zeigt sich, dass die Reibschwingungsamplitude des Käfigs mit steigender Beschleunigung zunimmt. Das bedeutet, dass die durch den Käfig initiierte

Auslenkungsschwankung des Außenrings – also die Reibungsschwankung – steigt. Je größer die Beschleunigung ist, umso höher ist also die Reibkraft, die der Käfig auf den Außenring ausübt. Dies ist ein Indiz dafür, dass der Käfig stärker gegen die Außenringlaufbahn gepresst wird, da so aufgrund der höheren wirkenden Normalkraft die Käfigreibung erhöht werden kann. Somit kann dies auch als messtechnischer Nachweis, dass für außengeführte Wälzlager unter dem Einfluss hoher Beschleunigungen der Käfig gegen die Außenringlaufbahn gepresst wird und dass er dort eine zusätzliche Reibungsquelle darstellt, angesehen werden. Neben der Käfigumlauf Frequenz zeigt sich zusätzlich mit der Frequenz der Relativedrehzahl eine merkliche Amplitude. Diese ist für die Versuchsreihe in Bild 73 b) aufgetragen. Auch die durch die Relativedrehzahl – Innenring – induzierte Reibungsschwungung steigt mit größer werdender Beschleunigung. Dies entspricht der grundsätzlichen Erwartung, da die Wälzkörperlast steigt und somit auch die auf den Außenring zu übertragenden Kräfte größer werden. Neben dem Verlauf der Käfigreibung ist auch deren Einfluss beziehungsweise Intensität für das Gesamtreibungsverhalten von Bedeutung. Um dies beurteilen zu können, wird, wie in Bild 74 a) zu sehen, das durchschnittliche Verhältnis aus der Reibschwingung des Käfigs und der Reibschwingung der Relativedrehzahl gebildet.

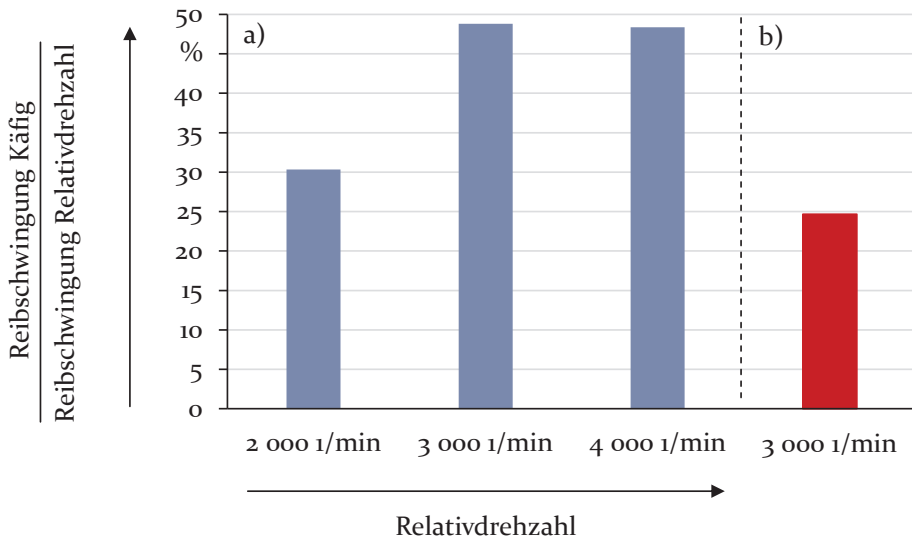


Bild 74: Verhältnis der Reibschwingung des Käfigs zur Reibschwingung der Relativedrehzahl: a) für die Ergebnisse nach Bild 73; b) für die Ergebnisse nach Bild 75 b)

Es zeigt sich, dass der Käfiganteil bis zu ca. 50 % der Relativedrehzahl-schwingung erreichen kann. Dies lässt auf den erheblichen Einfluss der Käfigreibung auf das Gesamtreibungsmoment rückschließen. Auch [135] hat für simulationsbasierte Untersuchungen einen erheblichen Anteil der Käfigreibung an der Gesamtreibung feststellen können. Da die Untersuchungen für wesentlich höhere Beschleunigungen stattgefunden haben, tritt bei [135] die Käfigreibung noch stärker in den Vordergrund. Anhand der bereits dargestellten Ergebnisse lässt sich als Beitragsleister zur Reibungsentstehung der Innenring, also die Kontaktkette Innenring – Wälzkörper – Außenring, identifizieren. Das dieser Kontakt Einfluss auf die Reibungsentstehung hat ist natürlich trivial und unumstritten. Aber dennoch ist die Auswertung auch dieser Werte für eine vergleichende Einschätzung anderer Einflüsse von Bedeutung. Die Einflussnahme des Käfigs ist aufgrund bereits durchgeführter Simulationen [85] zwar vorhersehbar, aber aus messtechnischer Sicht am Einzellager noch nicht direkt messbar gewesen. In Verbindung mit der Amplitude aus der Relativedrehung lässt sich so überdies noch eine Intensitätsabschätzung durchführen. Weitere Erregerquellen wie Geometrieabweichungen der Wälzkörper konnten im Rahmen dieser Arbeit nicht als signifikante Beitragsleister zur Entstehung der Reibungsschwingung identifiziert werden.

Das in Bild 73 a) beobachtete Verhalten des Käfigs kann überdies auch in weiteren Untersuchungen ermittelt werden. Bild 75 zeigt beispielhaft für unterschiedliche Ölvolumenströme und für das Schwere Lager, dass die Reibschwingungsamplitude mit der Beschleunigung steigt. Für diese Untersuchungen zeigt sich somit ebenso der beschriebene Effekt und das vorgestellte Auswerteverfahren erweist sich als möglicher Indikator für das Käfigverhalten von außengeführten Wälzlagern unter dem Einfluss hoher Beschleunigungen. Auch hier wurde beispielhaft für die Werte nach Bild 75 b) das Verhältnis der Reibschwingungsamplituden von Käfig und Relativedrehzahl gebildet, siehe Bild 74 b). Es zeigt sich, dass sich das Verhältnis verringert hat. Der Käfig weist im Gegensatz zu den Ergebnissen aus Versuchsdurchlauf I einen geringeren Einfluss auf. Bereits in Bild 63 wurde das Einlaufverhalten des gesamten Wälzlagers dargestellt. Anhand von Bild 74 b) wird das Einlaufverhalten des Käfigs ersichtlich. Der geringere Reibanteil ist auf das Glätten des Laufbahnrauheitsprofils während der anfänglichen Prüfläufe zurückzuführen. Dies steht in guter Übereinstimmung mit den Ergebnissen nach Bild 64, die besonders für höhere Beschleunigungen, somit für Betriebspunkte an denen der Käfig verstärkt am Außenring anläuft, eine Reibungsreduktion aufweisen.

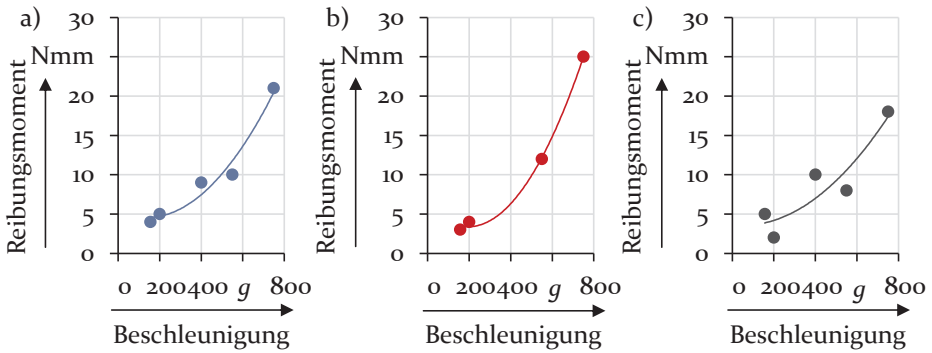


Bild 75: Reibschwingungsamplitude des Käfigs bei einer Relativedrehzahl von $3\,000\text{ min}^{-1}$ für: a) Ölvolumenstrom von $0,1\text{ l/min}$; b) Ölvolumenstrom von $0,75\text{ l/min}$; c) Schweres Lager

Allerdings gibt es wie für jedes Verfahren auch für dieses Vorgehen Grenzen. Die Analyse der Reibschwingungsamplituden beruht auf der Schwingungserregung durch die Wälzlagerkomponenten. Es kann daher der Einfluss eines Parameters nur ermittelt werden, sofern dessen Variation zu einer Erregungsänderung führt. Bewirkt ein Parameter eine Reibungserhöhung, trägt aber nicht zur Schwingungsentstehung am Außenring bei, so kann dessen Einfluss durch das Verfahren nicht ermittelt werden. Ein Beispiel zeigt Bild 76, das den Einfluss unterschiedlicher Ölvolumenströme verdeutlicht.

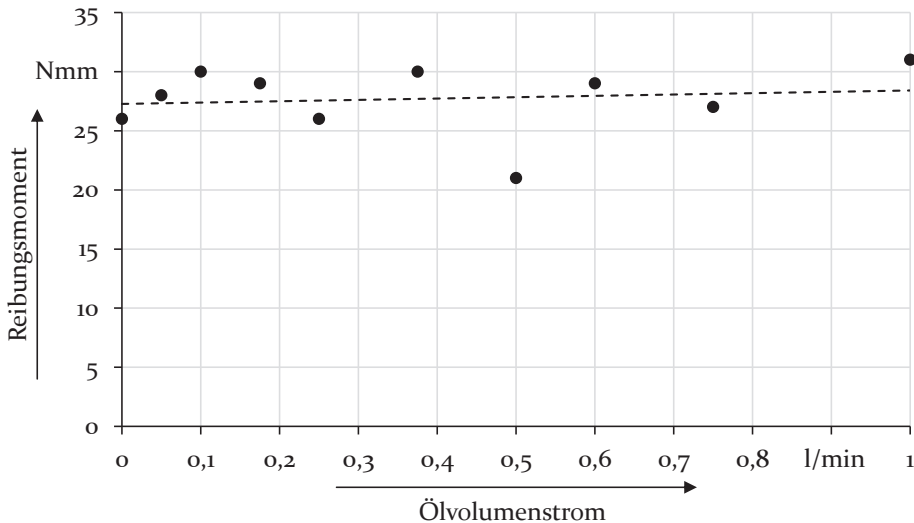


Bild 76: Reibschwingungsamplitude des Käfigs bei einer Beschleunigung von 750 g und einer Relativedrehzahl von $4\,000\text{ min}^{-1}$

Die Erhöhung der hydraulischen Verluste durch größere Ölmengen kann mit der Auswertemethode nicht abgebildet werden. Für Beharrungszustände wirken unterschiedliche Ölmengen nicht schwingungserregend. Im Gegenteil wirkt eine große Ölmenge sogar eher schwingungsdämpfend [81]. Daher ist es nicht möglich den Einfluss dieses Parameters mit der frequenzbasierten Auswertung der Käfigbewegung zu untersuchen. Als wesentlicher Vorteil des beschriebenen Vorgehens ist der geringe messtechnische Aufwand zu sehen. Es kann das Bewegungsverhalten des Wälzlagers ohne zusätzliche Messeinrichtungen analysiert werden. Weder am Käfig noch an den Wälzkörpern sind Sensoren oder Signalgeber anzubringen. Diese sonst häufig notwendigen Modifikationen beeinflussen das Untersuchungsobjekt selbst und somit die Analyse, da sie Unwuchten, Geometrieabweichungen, etc. in das zu messende System einbringen. Um weitere Erkenntnisse mit diesem Verfahren ermitteln zu können, ist es wichtig ein fundiertes Erfahrungswissen aufzubauen und auch das Prüfverfahren weiter zu verfeinern zum Beispiel durch Beseitigen weiterer Störgrößen.

Zum Abschluss der Reibungsuntersuchungen wurden in Ergänzung zu den vorgestellten Versuchsplänen instationäre Reibungsanalysen durchgeführt. Das Reibungsmoment wurde nicht bei konstanten Betriebsbedingungen ermittelt, sondern während sich kontinuierlich ändernder Relativedrehzahlen. In Anlehnung an [175] sollen Reibkurven ermittelt werden, um zu prüfen, ob sich für Wälzlager im Beschleunigungsfeld ein abweichendes Verhalten zu Lagern unter gewöhnlichen Betriebsbedingungen ergibt. Die Ergebnisse dieser Analysen können Bild 77 entnommen werden.

Es ist ersichtlich, dass die Ergebnisse für definierte Zeitpunkte/Drehzahlen aufgetragen sind. Dies ist ein Resultat des in Abschnitt 4.5.4 beschriebenen Auswerteverfahrens für instationäre Untersuchungen. Besonders hervorzuheben ist hierbei, dass es sich nicht um einzeln untersuchte Betriebspunkte handelt, sondern um Auswertepunkte zu definierten Zeiten während der stetigen Veränderung der Relativedrehzahl. Um diese Werte zu erhalten, wurde das Gesamtsignal in gestaffelte Zeitfenster von der Größe 100 s, 50 s, 10 s und 1 s aufgeteilt. Die großen Zeitfenster finden für die hohen Drehzahlen Verwendung, weil die sich in diesem Bereich ergebenden Änderungen weniger stark ausgeprägt sind. Im Drehzahlbereich, der den Wert 0 min^{-1} anstrebt, werden Zeitfenster von 1 s verwendet, da in diesem Bereich, der typisch für Anfahrkurven ist, mit relevanten Veränderungen zu rechnen ist und sich aufgrund der geringen Drehzahlen und dem damit verbundenen geringerem Drehimpuls des Wälzkörpersatzes Störungen stärker auswirken und ein unregelmäßigeres Verhalten hervorrufen. Dennoch weisen die Reibungskurven gerade in diesem Bereich vereinzelte

Lücken auf. Die Ursache für diesen Verlauf liegt im beobachteten Axialschubverhalten. Einerseits ergeben sich sehr große Axialschubkräfte und andererseits ergibt sich hier die Besonderheit, dass kein beziehungsweise nur ein geringes Schwingen der Axialschubkraft vorliegt und so der Axialschub für längere Zeitfenster nicht auf den Wert 0 abfällt, siehe Bild 86. Anhand von Bild 32 und Bild 36 wird klar, dass für diese Zustände der Außenring folglich ständig an den Axialschubsensoren anliegt. Ein freies Verdrehen des Außenrings und somit eine ungestörte Messung des Reibungsmomentes ist dadurch eingeschränkt, siehe hierzu Abschnitt 8.5. Daher werden alle Reibungsmesswerte, für die die zugehörige Axialschubkraft einen unzulässigen Schwellenwert überschreitet, verworfen. Somit können sich Lücken im Auswertediagramm ergeben.

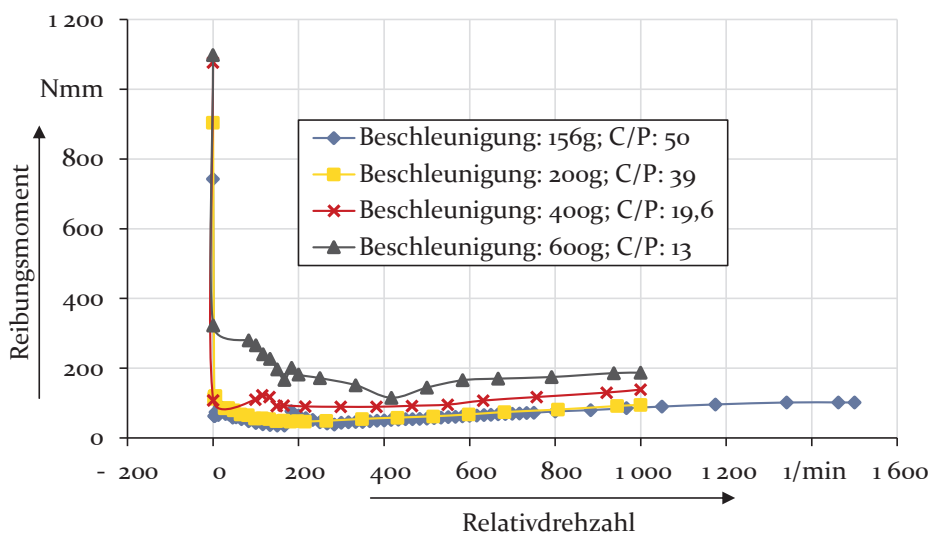


Bild 77: Transiente Reibungsanalyse bei einer Winkelbeschleunigung von $0,175 \text{ rad/s}$ und einem Ölvolumenstrom von $0,5 \text{ l/min}$ für unterschiedliche Normalbeschleunigungen nach [P8]

Die Reibverläufe nach Bild 77 zeigen ein ähnliches Aussehen wie die Kurven nach STRIBECK [175]. Für das Losbrechmoment zum Zeitpunkt des Starts der Bewegung ergeben sich sehr hohe Reibungsmomente, die ein Vielfaches des Werts der im Betrieb resultierenden Reibung annehmen. Auch tritt der für STRIBECK-Kurven typische Ausklinkpunkt auf. Für geringere Belastungen liegt er bei ca. 200 min^{-1} und für größere Lasten/Beschleunigungen verschiebt er sich zu größeren Drehzahlen ca. 400 min^{-1} . Von diesem Punkt an steigt das Reibungsmoment wieder kontinuierlich mit zunehmender Drehzahl leicht an. Soweit entsprechen die erhaltenen

Untersuchungsergebnisse dem bekannten Verlauf typischer Reibungskurven. KISPERT [106] hat für rein radial belastete Zylinderrollenlager allerdings einen anderen Reibungsverlauf erarbeitet, siehe Bild 78 b).

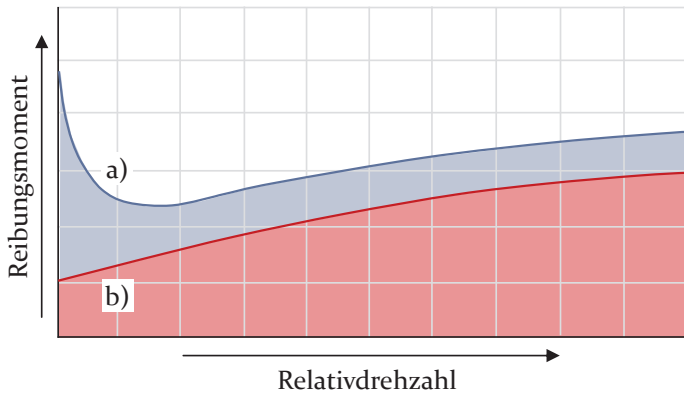


Bild 78: Qualitativer Reibungsmomentenverlauf für: a) kombiniert belastete Zylinderrollenlager nach [106]; b) radial belastete Zylinderrollenlager nach [106, 118, 169]

Dieser qualitative Verlauf konnte von LUBENOW [118] und SÖNDGEN [169] bestätigt werden. Da auch die hier getesteten Nadelkränze ausschließlich durch die beschleunigte Masse des Außenrings eine reine Radialkraft erfahren, sind die Ergebnisse nach Bild 77 demnach kritisch zu hinterfragen. Die hier ermittelten Werte entsprechen den Ergebnissen für kombiniert belastete – Radiallast kombiniert mit Axiallast – Zylinderrollenlager. Die Beurteilung der Lastverhältnisse an einem Lager erfolgt meist aufgrund der Außen am Lager wirkenden Kräfte. Grundsätzlich sind aber die daraus resultierenden Verhältnisse im Lagerinneren für die in Folge entstehenden Effekte verantwortlich. Bei axialbelasteten Zylinderrollenlagern beispielsweise führt eine von außen wirkende Axialkraft zum Anlaufen der Zylinderrollen an den Lagerbord. Dies erzeugt im Lagerinneren eine zusätzliche Reibstelle durch gegeneinander gleitende Oberflächen, für die bei geringen Drehzahlen der Aufbau eines Schmierfilms, bedingt durch die geringe Gleitgeschwindigkeit, erschwert ist. Wird diese erweiterte Betrachtung der Kraftverhältnisse am Lager für das vorliegende Prüflager durchgeführt, so fällt auf, dass im Gegensatz zu den stationären gerade für die instationären Versuche erhebliche axiale Kräfte – Axial Schub – im Innern der Lager wirken. Axial Schub ist ein Resultat schränkender Wälzkörper. Dies führt wiederum zu einer axialen Relativgeschwindigkeit zwischen den Wälzkörpern und Ringlaufbahnen [110], also zu Gleiten und bedingt eventuell auch ein

Anlaufen der Wälzkörper am Käfig-Lagerbord-Kontakt. So ergeben sich aufgrund des verstärkten Schränkens der Wälzkörper auch für das äußerlich rein radial belastete Lager deutliche makroskopische Gleitreibungsanteile. Das beschriebene Verhalten der Wälzkörper liefert eine Ursache für die Abweichung von dem Verlauf nach Bild 78 b). Hinzu kommt aber noch wie bei vielen bereits vorgestellten Untersuchungen die Überlagerung des Reibungsverhaltens des Käfigs. Die Reibungscharakteristik eines Gleitlagers – außengeführter Käfig – entspricht dem Verlauf nach Bild 78 a). Unter diesen Umständen entsprechen die Ergebnisse aus Bild 77 also den bekannten Resultaten der Literatur. Auch HOCH [88] hat einen qualitativ identischen Reibungsverlauf an Planetenradwälzlagern messen können. HOCH führt das typische STRIBECK-Verhalten jedoch ausschließlich auf die Gleitlagercharakteristik des bordgeführten Käfigs zurück. Dem kann aus Sicht der hier erhaltenen Ergebnisse nicht gänzlich zugestimmt werden und es wird als Ursache eine Kombination beider Effekte (Axialschub und Käfigbewegung) angesehen. Allerdings muss angemerkt werden, dass die Prüfvorrichtung von HOCH [88] die Analyse von Axialschub nicht ermöglichte, sodass dessen Einfluss bei den Untersuchungen nach [88] nicht hervortreten konnte. Folglich gilt es zu berücksichtigen, dass das Verhalten von Lagern mit zylindrischen Wälzkörpern im Beschleunigungsfeld dahingehend vom Verhalten der Lager unter gewöhnlichen Betriebsbedingungen abweicht, dass sich je nach Betriebsbedingung ein verstärktes Auftreten von Axialschub ergeben kann und gemeinsam mit einem außengeführten Käfig die Anlaufcharakteristik des gesamten Lagers maßgeblich beeinflusst werden kann.

Resümee:

Die Führungsbeschleunigung als zusätzlicher Einflussfaktor für die Reibungsentstehung hat sich als besonders markanter Parameter erwiesen. Nicht nur aufgrund der Erzeugung der Lagerlast, sondern vor allem auch aufgrund der Einwirkung auf alle beteiligten Lagerelemente wie Käfig und Schmierstoff. Schmierstofftemperatur und Lagerdrehzahl können die Intensität der Beschleunigungswirkung auf die Reibungsentstehung maßgeblich beeinflussen. Diesen drei Parametern ist daher besondere Aufmerksamkeit beizumessen. Eine resümierende Beantwortung der 1. Fragestellung aus Abschnitt 3 im Kontext aller erzielten Erkenntnisse erfolgt schließlich in Abschnitt 5.6. Die Untersuchungen zeigen, dass eine Erhöhung der Beschleunigung das Reibungsmoment (M) ansteigen und eine Reduktion der Wälzkörperanzahl dieses sinken lässt. Aufgrund der vielfältigen Einflüsse auf die Wälzlagerreibung – siehe Abschnitt 2 – kann es allerdings für die

verbleibenden Parameter keine allgemeingültige Aussage zu deren Wirkungsweise geben, sondern es resultieren die dargelegten sehr differenzierten Ergebnisse, die individuell beachtet werden müssen. Die Relativedrehzahl bewirkt in weiten Bereichen eine Reibungserhöhung. Bis zu einem Grenzwert von 0,2 – 0,5 l/min bewirkt auch die Volumenstromsteigerung eine Reibungszunahme, die bei Überschreiten der genannten Grenzwerte ausbleibt. Eine Erhöhung der Reibung durch Überschmierung, wie sie für Lager außerhalb des Beschleunigungsfeldes bekannt ist, konnte nicht beobachtet werden. Dies ist auf die bessere Förderwirkung der Schmierstoffteilchen im Beschleunigungsfeld zurückzuführen. Wird der jeweilige Grenzwert überschritten, beeinflusst der Volumenstrom die Wirkung der Relativedrehzahl auf die Reibung nicht. In weiten Bereichen sinkt bei zunehmender Temperatur die Lagerreibung aufgrund sinkender hydraulischer Verluste. Bei zu hohen Temperaturen in Kombination mit geringen Drehzahlen wird durch die Beeinflussung der Schmierstoffelemente im Beschleunigungsfeld der Aufbau eines trennenden Schmierfilms allerdings erschwert/behindert, sodass hier entgegen den Erwartungen ein Temperaturanstieg eine Reibungssteigerung zur Folge hat oder zumindest die Reibung nicht weiter reduziert. Wird die Wälzkörpermasse variiert, so zeigt sich für geringe bis moderate Drehzahlen eine Reibungszunahme. Entgegen den Erfahrungen aus der Literatur, können schwerere Wälzkörper bei hohen Drehzahlen im Beschleunigungsfeld auch reibungssenkend wirken. Dies basiert auf der Bewegungscharakteristik des Käfigs.

Entscheidend für die Beantwortung der 3. Fragestellung ist die frequenzbasierte Reibungsauswertung, die den Käfig eindeutig als Beitragsleister identifiziert. Um auch die Intensität des Käfigs an der Reibungsentstehung durch experimentelle Analysen beurteilen zu können, wird eine neue Kennzahl (Verhältnis: Reibschwingung Käfig zu Reibschwingung Relativedrehzahl) eingeführt. Die so gezogenen Schlussfolgerungen können nicht nur die Kenntnisse aus der Literatur erstmals quantitativ bestätigen, sondern stehen auch in guter Übereinstimmung mit den verbleibenden Untersuchungen. Der Einfluss einzelner Wälzlager Elemente kann somit klar dargestellt werden.

Die auf Basis transientser Versuche erstellten Anlaufkurven zeigen das Aussehen von typischen STRIBECK-Kurven und weichen von bekannten Kurvenverläufen für reine Radiallager ab. Ursächlich sind der erhöhte Axial Schub und der am Außenring anlaufende Käfig. Somit wird die bekannte Wechselwirkung zwischen Reibung und Axial Schub bestätigt und eine erste Antwort auf die 2. Fragestellung aus Abschnitt 3 gegeben. Eine Zusammenfassung der Reibungsanalyse kann Bild 79 entnommen werden.

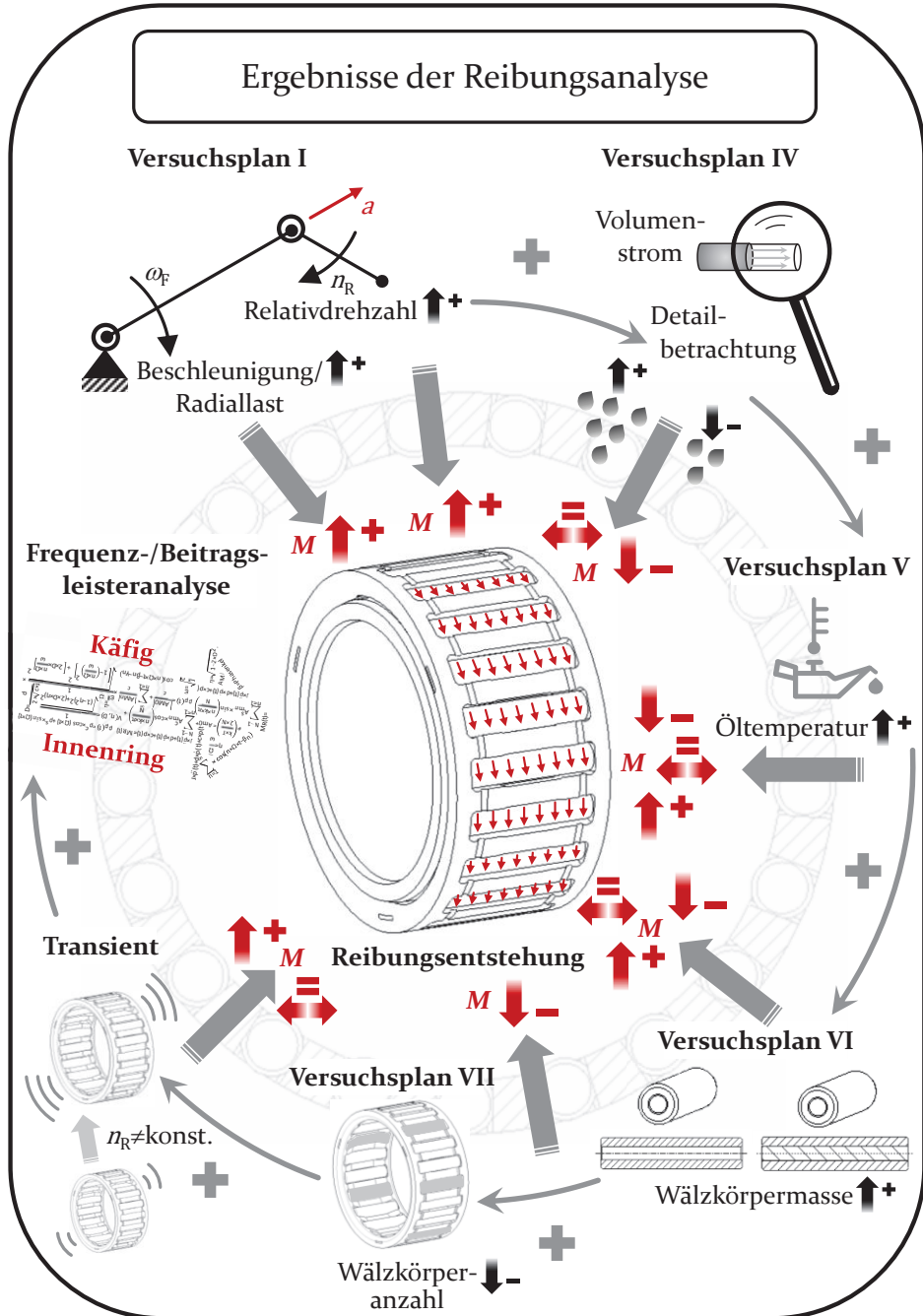


Bild 79: Gesamtübersicht: Auswertung der Reibungsuntersuchung

4.10 Auswertung der Axialschubentstehung am Prüflager

Die Ausführungen nach Abschnitt 4.9, insbesondere die Untersuchungen der transienten Vorgänge, zeigen deutlich den Bedarf mehr über das Axialschubverhalten in Erfahrung bringen zu müssen. Hierbei ist der Axialschub aber nicht nur als Hilfsgröße zur besseren Interpretation der Reibungsergebnisse von Interesse, sondern auch das Axialschubverhalten als solches. Einerseits aus Sicht der Wälzlagerforschung selbst, da das Vorhandensein von Axialschub mit erhöhter Reibung [31, 100, 113], reduzierter Lagerlebensdauer [31], zusätzlicher axialer Belastung des Rolle-Bord-Kontakts sowie eines möglicherweise vorhandenen Festlagers [100], Blockieren des Lagers [100], Axialschwingungen [100], Schlupf [100], Verschleiß [100] und Mikropittings [100] in Verbindung gebracht wird und andererseits aus Sicht der Anwendung, da Axialschub auch mit dem Lager in Verbindung stehende Bauteile wie Planetenzahnräder und Anlaufscheiben schädigen kann [149]. Die zusätzlich verbauten Axialschubsensoren, siehe Bild 36, ermöglichen beide Betrachtungsweisen. So können wichtige Aspekte des Axialschubverhaltens analysiert werden, aber auch tiefere Einblicke in die Reibungsmechanismen gewährt werden. Besonders von Vorteil ist in diesem Zusammenhang, dass die Reibungs- und Axialschubmessung zeit-synchron an einem Prüflager stattfindet und so eine eindeutige Verbindung zwischen Reibungs- und Axialschubverhalten hergestellt werden kann.

In Bild 80 wird exemplarisch der Messschrieb eines Axialschubsensors während einer Messung dargestellt. Auffällig an dem Verlauf der Axialschubkraft ist, dass dieser über die Messzeit hinweg nicht konstant ist, sondern ständig variiert. Auch RAPHAEL [149] berichtet von einem unregelmäßigen Axialschubverhalten und kann durch Simulationen unterschiedliche und variierende Schrägungswinkel der Nadeln während eines Umlaufs ermitteln. NYPAN [133] kann ebenfalls variierende Schrägungswinkel beobachten. Das aufgezeichnete Axialschubverhalten kann also durch ein ähnliches Verhalten bereits bekannte Untersuchungen aus der Literatur bestätigen. Zudem wird ersichtlich, dass die Axialschubkraft immer wieder auf den Wert 0 N abfällt. Es liegt somit zeitweise kein Axialschub vor. Diese Erkenntnis ist in besonderem Maß auch für die Reibungsmessung von Bedeutung. Die Reibungsmessung beruht auf der Detektion des vorliegenden Reibungsmomentes anhand der damit verbundenen Außenringverdrehung. Eine ständig wirkende Axialschubkraft würde den Außenring des Prüflagers kontinuierlich gegen die Axialschubsensoren drücken, siehe Bild 36, und so die freie, rotative Beweglichkeit des Prüflageraußenrings

und letztlich die Messung des Reibungsmomentes beeinflussen. Dies hat sich in Abschnitt 4.9 für die Auswertung der transienten Versuche als problematisch erwiesen. Diese Problematik kann anhand der Messergebnisse nach Bild 80 für stationäre Betriebszustände sicher ausgeschlossen werden. Ein ausführlicher Nachweis für diese Annahme folgt in Abschnitt 8.5.

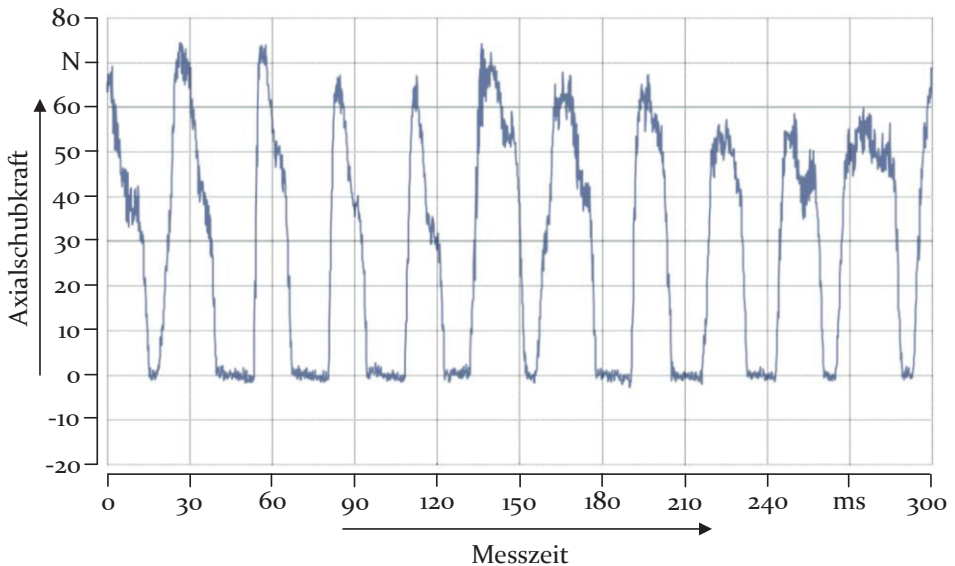


Bild 80: Axialschubwerte eines Axialschubsensors bei einer Führungsbeschleunigung von $750 g$, einer Relativedrehzahl von $4\,000 \text{ min}^{-1}$, einem Ölvolumenstrom von $0,5 \text{ l/min}$ und einer Ölzuführtemperatur von $35 \text{ }^\circ\text{C}$

Neben dem grundsätzlich eher zufälligen Erscheinungsbild des Axialschubs zeigt der Verlauf nach Bild 80 jedoch auch eine gewisse Regelmäßigkeit, den Rückgang der Axialschubkraft. An dieser Stelle ergibt sich daher die Frage, ob dieses Verhalten, das für alle Untersuchungen bestätigt werden kann, wirklich völlig zufällig ist oder eventuell auf gewisse Gesetzmäßigkeiten zurückgeführt werden kann. Um dieser Frage auf den Grund zu gehen, bietet sich auch hier der Wechsel vom Zeit in den Frequenzbereich an, da die Axialschubsensoren als schwingende Biegebalken angesehen werden können. Die zugehörige Modellbildung zeigt Bild 81.

Anhand von Bild 81 kann die entsprechende Grundgleichung (59) zur Beschreibung der Biegebalkenschwingung hergeleitet werden. Die Umformung zu den finalen Beschreibungsgleichungen erfolgt in Analogie zu Abschnitt 4.5.

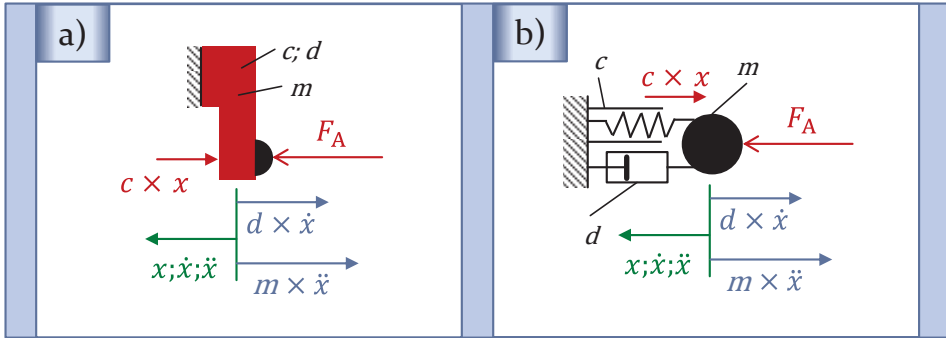


Bild 81: Kräfte an den Axialschubsensoren: a) freigeschnitten; b) Ersatzmodell

$$m \cdot \ddot{x}(t) + d \cdot \dot{x}(t) + c \cdot x(t) = F_A(t) \quad (59)$$

Werden die Messsignale der Axialschubmessung mit Hilfe der Fourier-Transformation in den Frequenzbereich überführt und ausgewertet, so zeigen sich klare Schwingungsfrequenzen, die bekannten Systemfrequenzen als Erreger zugeordnet werden können. Einen merklichen Einfluss auf die Axialschuberregung haben in diesem Zusammenhang die Umlauffrequenz der Führungs- und Relativbewegung sowie die Umlauffrequenz des Käfigs. Die Axialschubentstehung ist auf mit diesen Frequenzen wiederkehrende Geometrieabweichungen zurückzuführen. Das in Bild 80 zu erkennende Axialschubverhalten ist folglich ein Resultat der Anregung des Prüflagers zu Axialschwingungen. Auch KORRENN und MAUDERER [111] sowie KERLER [100] weisen darauf hin, dass sich Axialschub in Form von Axialschwingungen äußern kann. Voraussetzung, um ein schwingendes Verhalten der Prüflager in Verbindung mit einem Rückgang der Axialschubkraft auf 0 N messen zu können, ist, dass die Einbausituation keine Vorzugslage der Wälzkörper initiiert. Daher wurde bei der Konstruktion und Fertigung der Prüflagerumgebungsteile, siehe Bild 36, auf die Erzielung einer zum Prüflagerzentrum möglichst punktsymmetrischen Gestaltung und auf eine Minimierung des Abstands zwischen Außenring und

Axialschubsensoren geachtet, um so eine geometriebedingte Axialschubförderung zu vermeiden [P7]. Liegt nämlich eine klare Schränkrichtung vor, so können KORRENN und MAUDERER [111], sowie ULEZELSKI et al. [182] eine Vorzugsrichtung der Axialschubkraft feststellen.

In Anlehnung an das Vorgehen entsprechend Abschnitt 4.9 wird auch das Axialschubverhalten anhand der Ergebnisse der durchgeführten Versuchspläne beurteilt. Bild 82 zeigt die Ergebnisse nach Versuchsplan IV und spiegelt den Einfluss der zugeführten Ölmenge auf das Axialschubverhalten wider.

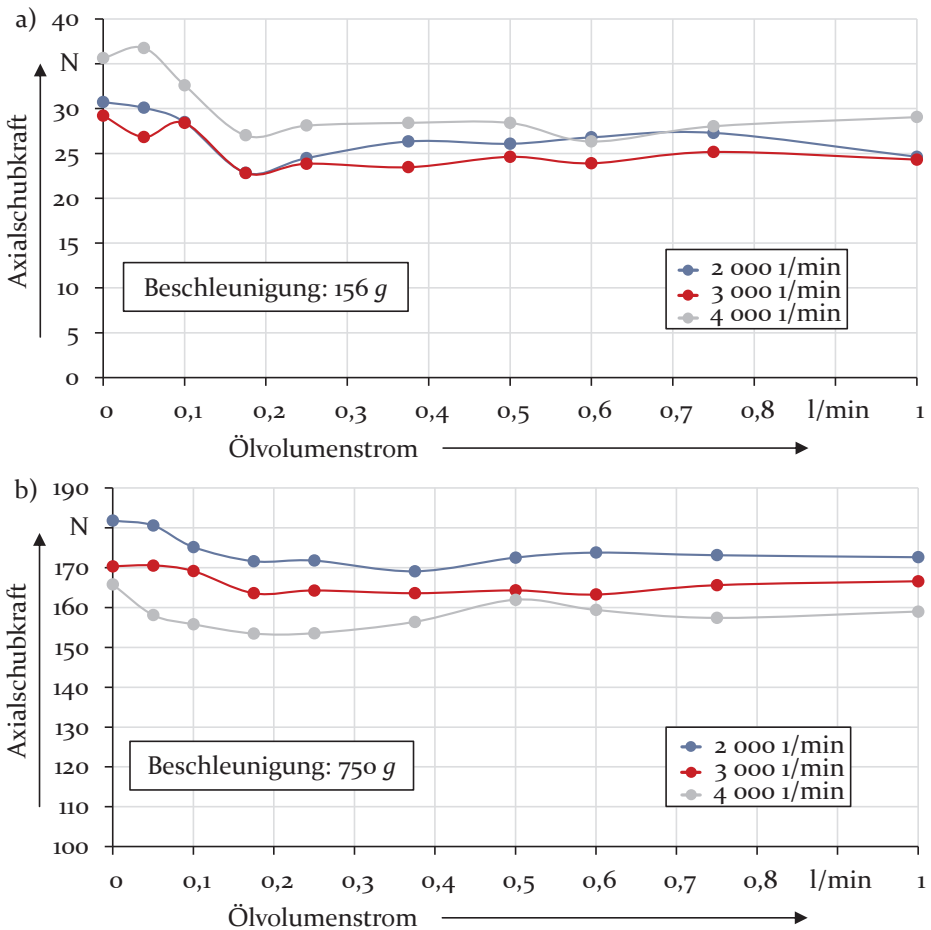


Bild 82: Untersuchung des Einflusses des Ölvolumenstroms auf das Axialschubverhalten: a) für eine Beschleunigung von 156 g, b) für eine Beschleunigung von 750 g

Im Allgemeinen zeigt sich, dass das Verhalten dem des Reibungsmomentes für hohe Ölmengen ähnelt. Für einen weiten Bereich ergibt sich kein Einfluss des Volumenstroms. Dadurch bedingt, dass die Wälzkörper aufgrund ihrer axialen Führung an den Borden keine axiale Bewegung ausüben können und auch der Außenring nur sehr kleine Wege in axialer Richtung durchführt, ist es nachvollziehbar, dass sich die mit zunehmender Ölmenge grundsätzlich steigenden Plansch- und Schleppverluste nicht wie bei der Reibungsentstehung negativ, also steigend, auf den Axialschub auswirken. Im Bereich geringer Ölmengen unterscheidet sich daher das Verhalten von Reibung und Axialschub deutlich. Da aufgrund nahezu ausbleibender Plansch- und Schleppverluste mit einer Reduzierung der Ölmenge sich nur die Auswirkungen eines weniger deutlich ausgeprägten Schmierfilms niederschlagen können, zeigt sich in diesem Bereich eine leichte Steigerung der Werte. Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass die Schmierölmenge den Axialschub nicht merklich beeinflusst und daher unkritisch ist, außer die vorhandene Ölmenge ist so gering, dass sie einen Filmaufbau nicht mehr möglich macht.

Unter Bezugnahme auf den gemessenen Axialschubverlauf kann, wie es auch Bild 82 verdeutlicht, kein allgemeingültiger, eindeutiger Einfluss der Relativedrehzahl auf den Axialschub identifiziert werden, auch wenn sich tendenziell eine Abnahme des Axialschubs mit Zunahme der Relativedrehzahl zeigt. Ebenfalls für die Ergebnisse nach Versuchsplan V, die den Einfluss der Öltemperatur wiedergeben, zeigt sich zwar meist der Einfluss der Relativedrehzahl, siehe Bild 83 und entspricht der obigen Beschreibung, jedoch gibt es auch hier Abweichungen. Ein sehr ähnliches Verhalten kann RAPHAEL [149] beobachten. Er verweist unter Berücksichtigung aller Versuchsergebnisse ebenfalls auf eine Reduktion des Axialschubs mit einem Anstieg der Relativedrehzahl, misst aber auch vereinzelte Abweichungen von diesem Trend [149]. Er führt die Abnahme des Axialschubs bei höheren Drehzahlen auf günstigere Schmierbedingungen zurück [149].

Letztlich spiegelt sich in den gemachten Beobachtungen der unabhängigen Untersuchungen gleichermaßen der zufällige, statistische Charakter des Axialschubs wider. Es kann daher an dieser Stelle gemutmaßt werden, dass es für den Axialschub bezüglich des Einflusses der Relativedrehzahl aufgrund der notwendigen Bewegungsfreiheit der Wälzkörper keine feste, allgemeingültige Aussage geben kann. Vielmehr scheint nur eine Tendenz ableitbar zu sein. Weiterhin wird ersichtlich, dass die Axialschubkraft mit zunehmender Öltemperatur steigt. Der Axialschub verhält sich unter diesen Bedingungen genau umgekehrt wie das Reibungsmoment, siehe Bild 68. Wie für die Reibung bereits beschrieben, ergeben sich für höhere

Temperaturen geringere Schmierpaltdicken und so nimmt mit steigender Temperatur und reduziertem Schmierfilm der Festkörpertraganteil und somit die übertragbare Axialkraft trotz sinkender Schmierstoffscherung aufgrund niedriger Viskosität zu.

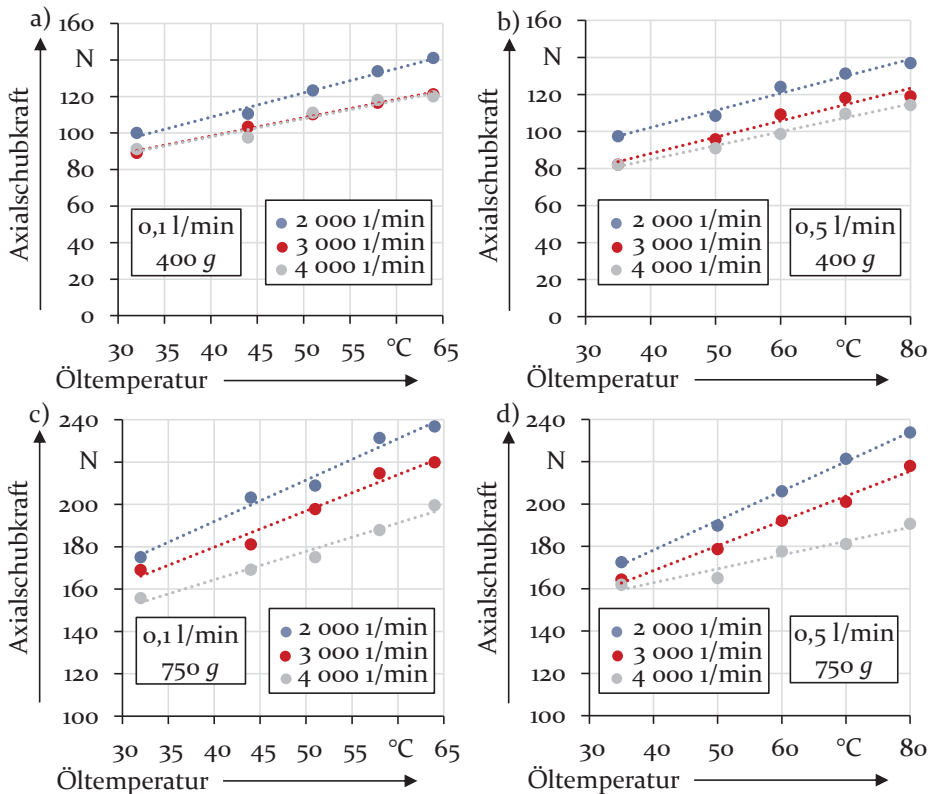


Bild 83: Axialschub als Funktion der Öltemperatur: Beschleunigung 400 g, Ölvolumenstrom: a) 0,1 l/min, b) 0,5 l/min; Beschleunigung 750 g, Ölvolumenstrom: c) 0,1 l/min, d) 0,5 l/min

Dies ist darauf zurück zu führen, dass in Bezug auf den Wälzkörper im Gegensatz zur Reibungsentstehung die Entwicklung des Axialschubs nicht auf einer Roll- sondern auf einer Gleitbewegung basiert und so die Reibungszahl mit dem Festkörpertraganteil merklich steigt. RAPHAEL [149] erhält im Gegensatz zu den hier vorgestellten Ergebnissen eine Reduzierung des Axialschubs in Verbindung mit einer Steigerung der Öltemperatur und führt dies auf die geringere Reibung aufgrund der niedrigeren Viskositätswerte zurück. Bei den Versuchen von RAPHAEL scheint folglich mit Reduktion der Viskosität noch der Aufbau eines trennenden Schmierfilms ohne merkliche

Festkörpertraganteile möglich zu sein. Die Ursache für das unterschiedliche Verhalten zu den hier vorgestellten Ergebnissen ist in der Anlage der Versuche zu suchen. Während in der vorliegenden Arbeit der Axial Schub unter dem Einfluss hoher Normalbeschleunigungen gemessen wird, ist dies bei den Untersuchungen nach [149] nicht so. Der Grund für die abweichenden Ergebnisse muss folglich durch die Führungsbeschleunigung bedingt sein. Auch hier tritt, wie bereits mehrfach beschrieben, wieder der Effekt der erhöhten Ölförderwirkung unter hohen Beschleunigungen zum Vorschein. Die unter Abschnitt 4.9 beschriebenen Annahmen bezüglich des Verhaltens des Schmieröls im Kontaktbereich für steigende Öltemperaturen in Verbindung mit externen Beschleunigungen, siehe Bild 69, wirken sich nicht nur auf die Reibungsentstehung, sondern auch auf die Axialschubentstehung aus. Das Axialschubverhalten ist somit ein weiteres Indiz, das auf einen lokalen Schmierstoffmangel beziehungsweise auf eine nicht ausreichende Schmiermenge im Kontaktbereich hinweist.

Bild 83 kann in diesem Zusammenhang ein weiterer Aspekt entnommen werden. Die Steigung der Geraden nimmt mit Erhöhung der Führungsbeschleunigung zu. Mit größerer Normalbeschleunigung wirkt sich also der Temperaturanstieg und somit der Viskositätsabfall des Öls stärker aus. Auch dies bekräftigt, dass durch die Führungsbeschleunigung sich die Ölförderwirkung im Lagerinnern erhöht und folglich im Kontaktbereich mit einem lokalen Schmierstoffmangel zu rechnen ist. Die Axialschubentwicklung folgt aufgrund der Gleitreibung als ihre Basis daher der Charakteristik der Reibungsentstehung am Käfig. In diesem Zusammenhang wird auch der Grund für den Anstieg der Axialschubkraft mit sinkender Relativedrehzahl verständlich. Mit reduzierten wirksamen Geschwindigkeiten am Schmierspalt wird die Schmierfilmdicke weiter reduziert und verstärkt zumindest für ungünstige Schmierbedingungen die beschriebenen Effekte. Neben den genannten Punkten kommt noch hinzu, dass sich wie auch bei der Untersuchung variierender Ölvolumenströme aufgrund der fehlenden Axialbewegung keine nennenswerte Reduzierung von Plansch- und Schleppverlusten zeigt und so die Einflüsse im Kontakt stärker hervortreten.

Ein Resultat, das ebenfalls von vielen, RAPHAEL [149], ULEZELSKI et al. [182], KORRENN und MAUDERER [111], die sich mit dieser Thematik befasst haben, bestätigt werden kann, ist die Koppelung von Radiallast und Axial Schub. So zeigen die Ergebnisse nach Bild 82 sowie nach Bild 83 einen klaren Anstieg der Axialkraft mit steigender Radiallast des Prüflagers. Diese Aussage besitzt deshalb nahezu Allgemeingültigkeit, da unabhängig davon, ob nun Flüssigkeits-, Misch- oder Festkörperreibung vorliegt, mit steigender

Radiallast die Wälzkörperbelastung steigt und somit auch die übertragbare Reibungskraft. Einer Radiallaststeigerung ähnlich ist die nach Versuchsplan VI vorgenommene Modifizierung der Wälzkörper, die in der Untersuchung des Schweren Lagers resultiert. Für die Wälzkörper hat die Massenerhöhung auch eine Laststeigerung zur Folge. Im Unterschied zur externen, gewöhnlichen Radiallaststeigerungen wirkt sich die Wälzkörpermodifikation auch auf die Wälzkörper außerhalb der Lastzone aus und führt so wie es die Ergebnisse nach Bild 84 zeigen ebenfalls zu einer Steigerung der Axial Schubkraft. Die zusätzliche Abhängigkeit von der externen Radiallast bleibt auch hier erhalten. Da sich, wie in Abschnitt 4.9 beschrieben, die Gestaltung des Leichten Lagers nicht eignet, um den Einfluss einer Reduktion der Wälzkörpermasse zu untersuchen, werden die Ergebnisse dieser Modifikation nicht weiter betrachtet.

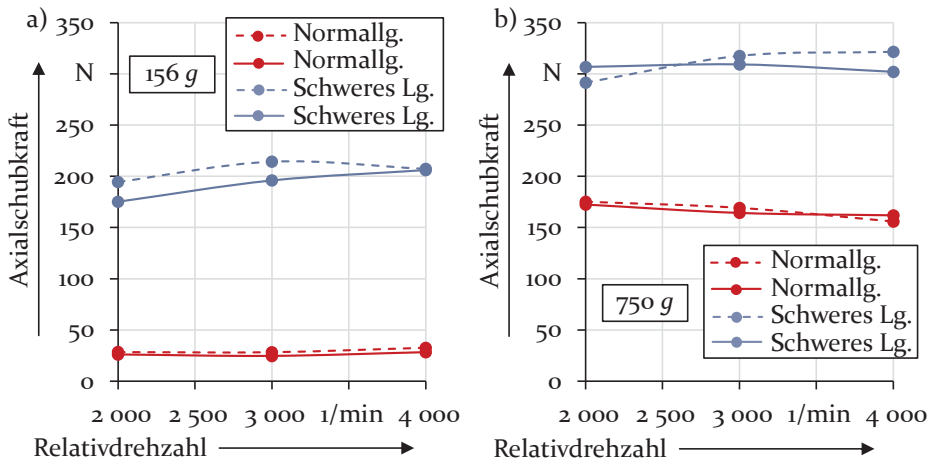


Bild 84: Einfluss der Wälzkörpermodifikation auf das Axial Schubverhalten im Vergleich zum Normallager für unterschiedliche Ölvolumina (gestrichelte Linie: 0,1 l/min; durchgezogene Linie: 0,5 l/min): a) 156 g, b) 750 g

Abschließend verbleiben für die Axial Schubanalyse noch die Ergebnisse gemäß Versuchsplan VII. Diese können Bild 85 entnommen werden. Für die Verläufe nach Bild 85 a) und b) ergeben sich wie auch bei den vorigen Untersuchungen aufgrund der unterschiedlichen Beschleunigungen – Radiallasten – variierende Axialkraftniveaus, sodass die Axialkraft mit zunehmender Last steigt. In Bild 85 a) ist für eine Normalbeschleunigung von 750 g für das 33 %-Lager bei einer Relativdrehzahl von 4 000 min⁻¹ – siehe Messpunkt in Klammern – eine starke Abweichung zu erkennen. Diese ist als Ausreißer zu werten, der auf Zufallseffekte im Rahmen experimenteller Untersuchungen zurückzuführen ist.

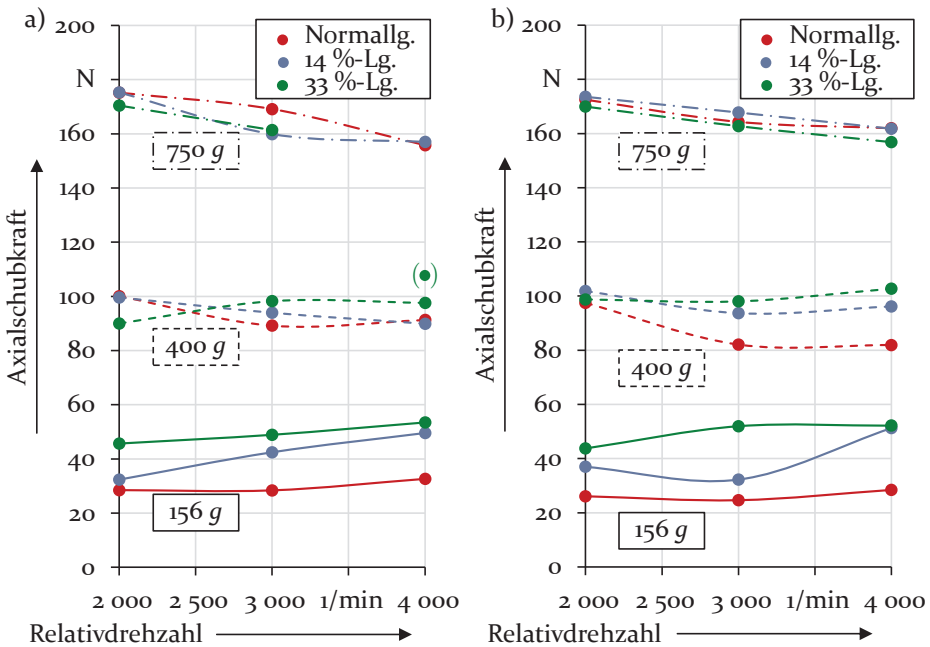


Bild 85: Einfluss der Wälzkörperanzahl auf das Axialschubverhalten im Vergleich zum Normallager für unterschiedliche Beschleunigungen und Ölvolumina:
 a) 0,1 l/min: 156 g, 400 g, 750 g; b) 0,5 l/min: 156 g, 400 g, 750 g

Wird der gesamte Untersuchungsbereich betrachtet, so zeigt eine verringerte Wälzkörperanzahl keine Verbesserung hinsichtlich einer Reduktion des Axialschubs. Die Last wird lediglich auf weniger Wälzkörper verteilt und führt dort zu einer Erhöhung der Axialkraft pro Wälzkörper, wodurch sich insgesamt wieder die gleiche Gesamtaxialkraft ergibt. Im Bereich kleinerer Führungsbeschleunigungen, siehe Bild 85, zeigt sich eher ein Anstieg der Axialkraft mit einer Reduzierung der Wälzkörper. Bei einer kleineren Ausdehnung der Lastzone kann die ungleichmäßige Verteilung der Wälzkörper, wie sie für das 14 %- beziehungsweise 33 %-Lager wegen der Verwendung des Käfigs des Normallagers vorliegt, zu ungünstigen Lastverteilungen führen, die die Axialschubkraft ansteigen lassen. In Summe bietet aus Sicht des Axialschubs eine Verringerung der Wälzkörper keine Vorteile. Die für den gesamten Untersuchungsbereich gemessene Axialschubkraft liegt in einem Bereich von 6 % – 9 % der Radiallast. Diese Größenordnung für den Axialschub haben auch KORRENN und MAUDERER [111], ULEZELSKI et al. [182] sowie KRIMPMANN et al. [113] ermittelt.

Im Rahmen der Reibungsuntersuchungen in Abschnitt 4.9 wurde für die Auswertung der transienten Versuchsdurchläufe bereits das abweichende Axialschubverhalten für diese Versuche angesprochen. Im Folgenden soll die Axialschubentstehung für diese beschriebene Prüfsituation nochmals genauer betrachtet werden. Bild 86 zeigt einen beispielhaften Auszug einer Axialschubmessung für einen transienten – beschleunigten – Vorgang. Sobald der Antrieb eine Relativedrehzahl initiiert, kommt es zu einem Anstieg der Axialschubkraft und diese Kraft besitzt für eine gewisse Zeit einen mehr oder weniger konstanten Wert, der im Gegensatz zum Verlauf nach Bild 80 nicht auf 0 N abfällt. Der Axialschub liegt also ständig mit eindeutiger Vorzugsrichtung an. Zudem hat sich gezeigt, dass der Axialschub für die beschleunigte Bewegung auch ca. um den Faktor 2 über den Werten für stationäre Zustände liegt. Als Resümee kann daher an dieser Stelle festgehalten werden, dass Vorgänge, die eine Bewegung der Prüflager unter dem Einfluss hoher Normalbeschleunigungen aus der Ruhelage heraus erfordern, erhöhte Axialschubwerte hervorrufen können.

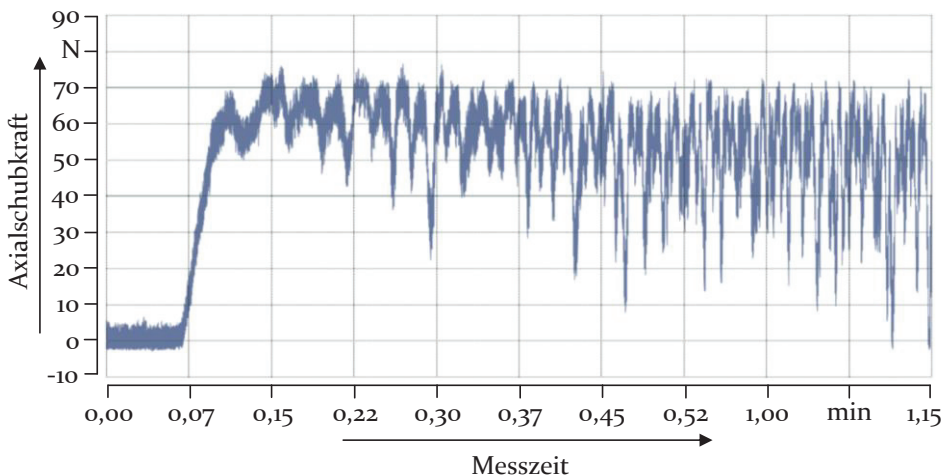


Bild 86: Ausschnitt aus der transienten Axialschubanalyse eines Axialschubsensors bei einer Winkelbeschleunigung von 0,175 rad/s und einem Ölvolumenstrom von 0,5 l/min für eine Beschleunigung von 400 g

Resümee:

Der Axialschub weist ein alternierendes Verhalten auf. Die sich hieraus zeigenden Axialschwingungen konnten auch von anderen Forschern bestätigt werden. Die beobachteten Abhängigkeiten des Axialschubs von diversen Einflussparametern können auf die den Axialschub initiierenden Gleitvorgänge zurückgeführt werden. Wie auch bei den Reibungsanalysen erweisen sich für den Axialschub die Beschleunigung, die Relativedrehzahl und die Temperatur als besonders relevant. Eine Steigerung der Beschleunigung erhöht so die Axialschubkraft. Umgekehrt hierzu führt eine Zunahme der Relativedrehzahl meist zu einer Reduzierung des Axialschubs, wobei dies nur eine Tendenz darstellt und es wegen des statistischen Charakters des Axialschubs hiervon vereinzelt Abweichungen geben kann. Die Variation des Ölvolumenstroms hat sich in weiten Bereichen als wenig bedeutsam erwiesen und kann nur für geringe Mengen eine Steigerung des Axialschubs bewirken. Die Veränderung der Gestaltungsparameter hat für eine höhere Wälzkörpermasse eine Axialschubzunahme ergeben und für die Änderung der Wälzkörperanzahl keinen Einfluss gezeigt. Insgesamt konnte nachgewiesen werden, dass das Niveau der Axialschubkraft bei 6 % – 9 % der Radialkraft liegt. So konnten weitere Erkenntnisse für die anfangs aufgeführte 1. Fragestellung erzielt werden, wobei auch für den Axialschub die erarbeiteten Antworten häufig keine allgemeingültigen Wirkungen der Parameter ergeben, sondern diese situationsbedingt zu berücksichtigen sind.

Für eine zunehmende Öltemperatur wird eine klare Zunahme des Axialschubs festgestellt, die auf einen erhöhten Festkörpertraganteil zurückgeführt wird. Dieser basiert auf ungünstigeren Schmierbedingungen im Beschleunigungsfeld aufgrund der stärkeren Ölförderwirkung in Verbindung mit einer temperaturbedingten Senkung der Viskosität. Die beschriebene Wechselwirkung zwischen Axialschub und Temperatur leistet so einen weiteren Beitrag zur Beantwortung der in Abschnitt 3 beschriebenen 2. Fragestellung.

Die Analyse transienter Vorgänge hat für Bewegungen aus der Ruhe heraus einen starken Anstieg der Axialschubkräfte identifizieren können. Dies hat die Relevanz einer gemeinsamen Betrachtung von Reibungsmoment und Axialschub für ein besseres Verständnis der ablaufenden Mechanismen im Lager nochmals deutlich gemacht, da nur so die Ursachen für die beobachteten STRIBECK-Kurven aus Abschnitt 4.9 sichtbar werden und somit die Wechselwirkung von Axialschub und Reibung deutlich wird. Eine Zusammenstellung der erzielten Ergebnisse kann Bild 87 entnommen werden.

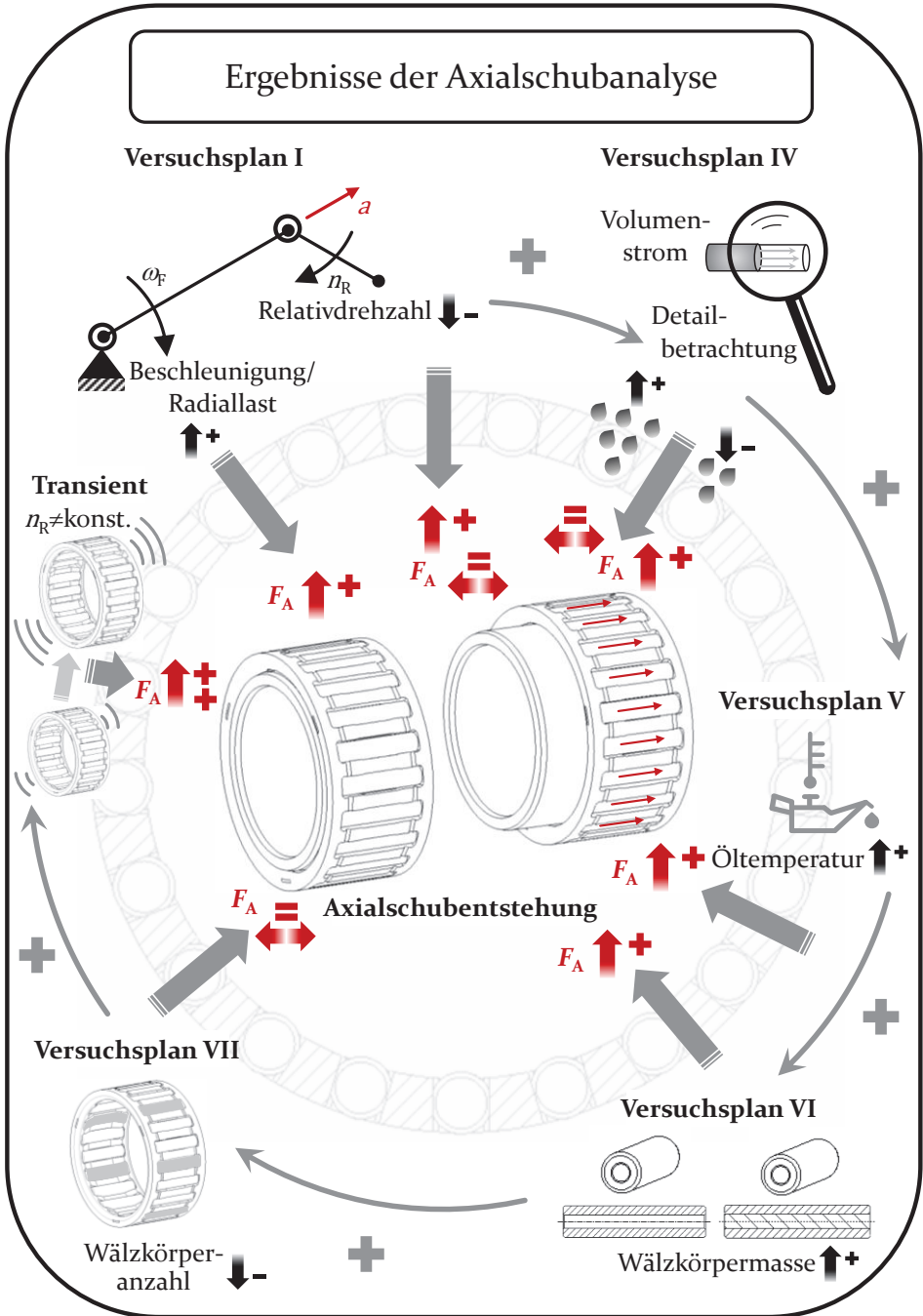


Bild 87: Gesamtübersicht: Auswertung der Axialschubuntersuchung

4.11 Auswertung des Temperaturverhaltens am Prüflager

Neben den durch Krafteinwirkung initiierten Beanspruchungen ist für Wälzlager hinsichtlich der Auslegung und des späteren Betriebs auch die Temperaturbeanspruchung ein wichtiger Aspekt. Einerseits resultiert dies aus der Notwendigkeit, dass alle Bestandteile einer Wälzlagerung wie beispielsweise Käfige, Dichtungen und Schmierstoffe die vorherrschenden Temperaturen ertragen können müssen und zum anderen aus dem starken Einfluss der Temperatur auf das vorliegende Betriebslagerspiel sowie die Viskosität des Schmierstoffs und somit auf die Lebensdauer und die Reibungsentwicklung, siehe [20, 23, 48, 152]. Die Betrachtung der Temperaturverhältnisse an Wälzlagerungen kann sich bisweilen allerdings als sehr komplex erweisen. Häufig bereitet aufgrund der zahlreichen Wärmeübergänge mit Anschlussbauteilen, Schmierstoff und Umgebung vor allem die exakte Bestimmung der zu- und abgeführten Wärmeströme Probleme. In diesem Kontext werden Wärmeleitung, Konvektion und Wärmestrahlung als drei mögliche Arten des Wärmestroms unterschieden [48]. Wärmeleitung beschreibt den Wärmestrom zwischen angrenzenden Bauteilen oder auch innerhalb eines Körpers. An den Körpergrenzen zur Umgebung tritt neben der Wärmeleitung bei nicht ruhendem Umgebungsmedium auch Konvektion auf. Unabhängig von einem Übergangsmedium kann der Wärmeübergang durch Strahlung erfolgen. Wird in Betracht gezogen, dass zusätzlich noch zwischen freier und erzwungener Konvektion, zwischen laminarer und turbulenter Strömung des Mediums, zwischen unterschiedlichen Körpergeometrien und Umgebungsmedien, sowie zwischen stationärer und instationärer Wärmeleitung zu unterscheiden ist, wird die Komplexität dieses Themas klar ersichtlich.

Eine Vorhersage des konkreten Temperaturverhaltens und der vorliegenden Maximaltemperaturen für eine Wälzlagerung ist daher nur mit einem exakten Modell der Lagerung möglich und somit von Anwendungsfall zu Anwendungsfall verschieden. Die im weiteren Fortgang vorgestellten Untersuchungen dienen daher vornehmlich der Analyse des qualitativen Temperaturverlaufs und zur Darstellung relativer Temperaturgradienten. Eine Betrachtung konkreter Absolutwerte dient lediglich der überschlägigen Plausibilisierung des Temperaturniveaus der vorliegenden Wälzlagerung und zur Beurteilung der grundsätzlichen Beherrschbarkeit der Temperaturproblematik von Wälzlagern im Beschleunigungsfeld.

4.11.1 Übliches Temperaturverhalten

Nach [153] kann als Rahmen für ein gewöhnliches Temperaturverhalten von Wälzlager im Allgemeinen ein Temperaturbereich von bis zu 70 °C angesehen werden. Aufgrund der Wärmebehandlung der Lager sind aber auch höhere Temperaturen bis 120 °C beziehungsweise je nach Behandlung der Lager auch bis 350 °C zulässig [153]. Tabelle 16 zeigt eine kleine Auswahl an Anwendungsfällen, für die typische Betriebstemperaturen aufgelistet sind.

Tabelle 16: Betriebstemperaturen ausgewählter Anwendungen nach [36]

Anwendung	Umgebungs- bedingung	Betriebs- temperatur
Tischbohrmaschine	20 °C	40 °C
Drehmaschinen- spindel	20 °C	50 °C
Vibrationsmotor	20 °C	70 °C
Vibrationswalze	20 °C	90 °C
Wasserpumpe/ Kfz-Motor	Abwärme Kühl- wasser/Motor	120 °C
Turbokompressoren	Kompressionswärme	120 °C
Kurbelwellen	Verbrennungswärme/ gekühltes Gehäuse	120 °C

Auch die Werte aus Tabelle 16 liegen im oben beschriebenen Temperaturbereich und zeigen zudem, dass die Temperatur mit steigender Belastung – geringe Belastung einer Tischbohrmaschine im Vergleich zur anspruchsvollen Belastung einer Kurbelwelle – und ungünstigen Umgebungsbedingungen ansteigt. Ein ähnliches Verhalten kann Tabelle 17 entnommen werden. Es zeigt sich ebenfalls eine Temperaturzunahme mit steigender Belastung – Relativedrehzahl von 1 000 min⁻¹ im Vergleich zu 3 000 min⁻¹ – und eine Zunahme mit ungünstigen Umgebungsbedingungen – eine Schmierstoffmenge von 0,5 l/min im Vergleich zu 0,0 l/min. Die Temperaturen aus Tabelle 17 liegen auch im bereits bekannten Temperaturbereich. Dieser erste, stark vereinfachte Vergleich lässt erahnen, dass das resultierende nach außen wirksame Temperaturverhalten der Baugruppe Wälzlager im

Beschleunigungsfeld dem Verhalten unter gewöhnlichen Bedingungen ähnlich ist. Es wird zudem klar, dass die im Beschleunigungsfeld auftretenden Maximaltemperaturen in einem gut beherrschbaren Bereich liegen und zumindest im Allgemeinen kein Ausschlusskriterium für den Einsatz von Wälzlagerungen in Beschleunigungsfeldern darstellen.

Tabelle 17: Auszug durchschnittlicher Betriebstemperaturen am WSP

Beschleunigung	Relativdrehzahl	Ölvolumen	Betriebstemperatur
156 g	1000 min ⁻¹	0,5 l/min	43 °C
156 g	3000 min ⁻¹	0,5 l/min	54 °C
400 g	3000 min ⁻¹	0,5 l/min	54 °C
750 g	3000 min ⁻¹	0,5 l/min	58 °C
750 g	3000 min ⁻¹	0,0 l/min	98 °C
750 g	4000 min ⁻¹	0,0 l/min	112 °C

4.11.2 Auswertung der Versuchsergebnisse

Neben vielen Gemeinsamkeiten zeigt Tabelle 17 allerdings auch ein Verhalten, das nicht dem üblichen Verständnis der Temperaturentwicklung in Wälzlagern entspricht. Die Tabellenzeilen 2, 3 und 4 zeigen nahezu die gleiche Temperatur, obwohl die Beschleunigungen und somit auch die radialen Lagerlasten unterschiedlich sind. Normalerweise ist bei steigender radialer Last auch mit einem Anstieg des Wälzlagerreibungsmomentes zu rechnen [36, 48] und somit auch mit der Lagertemperatur. Das in Tabelle 17 beobachtete Verhalten ist kein zufälliges Verhalten, sondern zeigt sich über alle getesteten Führungs- und Relativedrehzahlen hinweg. Für den Verlauf der Lagertemperatur zeigt Bild 88 einen beispielhaften Messschrieb. Sowohl in der Lastzone als auch 180° versetzt zu ihr ergibt sich das gleiche Verhalten. Die eingezeichnete Ausgleichsgerade gibt Aufschluss über den nahezu konstanten Verlauf beziehungsweise die geringe Steigung der Temperatur in Abhängigkeit von der vorliegenden Normalbeschleunigung. Die Beschleunigung wird bei den Messergebnissen aus Bild 88 in einem Bereich von 1,56 g bis 1 000 g variiert. Dies hat eine Steigerung der Radiallast um den 640-fachen Wert [P6] zur Folge. Die Prüflager werden mit einem konstanten Ölvolumenstrom von 0,5 l/min versorgt, der während des Eintritts in die Schmierstelle eine konstante Temperatur von 35 °C

hat. Der Schmierstoff wird über den Außenring direkt in die Lastzone zugeführt, indem er hierzu gezielt eingespritzt wird. Bei den gemessenen Temperaturen handelt es sich um die Beharrungstemperaturen der jeweiligen Messpunkte. Als Beharrung wird auch hier der Zeitpunkt angesehen, an dem die Temperaturen der jeweiligen Messpunkte nicht mehr stärker als $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ voneinander divergieren [P7].

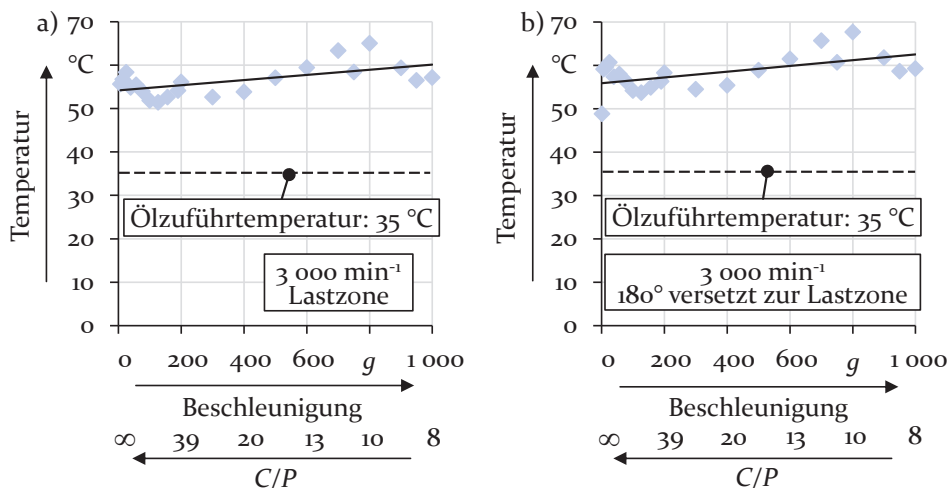


Bild 88: Temperaturverhalten in Abhängigkeit von der Normalbeschleunigung nach [P6, P7]

Im Vergleich zum Temperaturverhalten in Abhängigkeit von der Normalbeschleunigung zeigt Bild 89 die Temperaturentwicklung bei unterschiedlichen Relativedrehzahlen. Im Durchschnitt kann eine Temperatursteigerung von $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ bei einer Drehzahlerhöhung von $2\ 000\text{ min}^{-1}$ auf $4\ 000\text{ min}^{-1}$ gemessen werden [P6, P7]. Für die Wälzlager­temperatur im Beschleunigungsfeld zeigt sich somit eine klare Abhängigkeit von der Relativedrehzahl. Ein Anstieg der Temperatur für größer werdende Relativedrehzahlen konnte auch von [20, 23, 48] beobachtet werden, wobei zu beachten ist, dass die Analysen nicht unter Einfluss eines Beschleunigungsfeldes durchgeführt wurden. Die Messergebnisse nach Bild 89 entsprechen somit den zu erwartenden Kurvenverläufen.

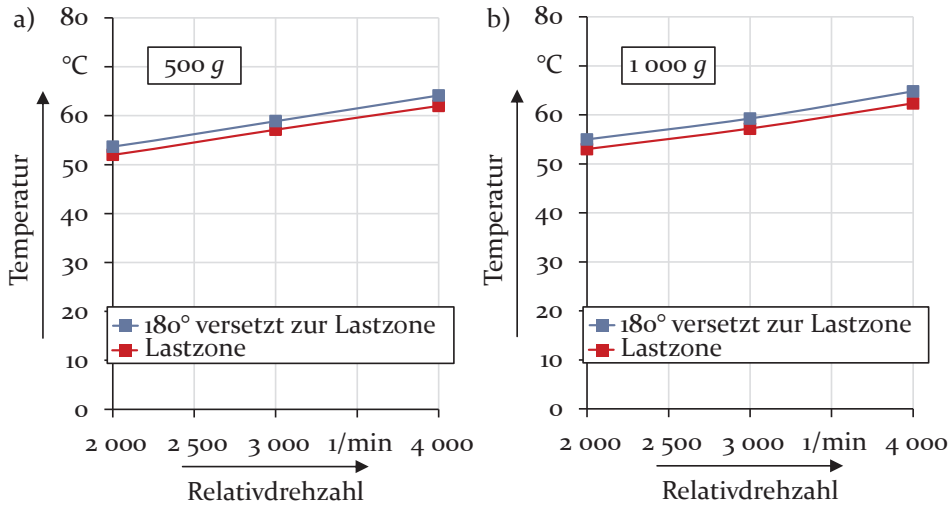


Bild 89: Temperaturverhalten in Abhängigkeit von der Relativdrehzahl nach [P6, P7]

Allerdings geben auch die Ergebnisse aus Bild 89 nicht Aufschluss darüber, weshalb es bei steigender Normalbeschleunigung nicht zu einem deutlichen Anstieg der Lagertemperatur kommt. Werden auch die Ergebnisse aus den Reibungsuntersuchungen, siehe Bild 90, berücksichtigt, so wird umso deutlicher, dass gerade mit steigender Beschleunigungslast eine deutliche Zunahme der Lagertemperatur zu erwarten wäre, insbesondere wenn in Betracht gezogen wird, dass bereits der moderate Reibungsanstieg bei steigender Relativdrehzahl zu einer Erhöhung der messbaren Lagertemperatur führt [P7]. Der Unterschied in der Lagerreibung beträgt beispielsweise zwischen einer Beschleunigungslast von 150 g und 750 g einen Wert von ca. 700 Nmm. Bei einer Steigerung der Relativdrehzahl hingegen konnte innerhalb des gesamten Untersuchungsbereiches nur eine maximale Steigerung des Reibungsmomentes von 100 Nmm festgestellt werden, siehe Bild 90. Der Reibungsanstieg, der durch die Beschleunigungslast bedingt ist, beträgt folglich ein Vielfaches des Reibungsanstiegs, der auf erhöhten Relativdrehzahlen basiert. Im dargestellten Untersuchungsbereich liegt zwischen beiden Parametern ein Faktor von ca. 10 – 11. Da Reibung meist größtenteils in Wärmeenergie umgewandelt wird, liegt bei höheren Reibungsmomenten zwangsläufig auch eine höhere Wärmeleistung vor. Diese Wärmeleistung muss als Verlustleistung in irgendeiner Form abgeleitet werden. Steigt in diesem Zusammenhang die Temperatur nicht, so kann dies folglich nur darin begründet sein, dass bei höheren Beschleunigungen ein besserer Kühleffekt, das heißt eine höhere Wärmeabfuhr, vorliegt.

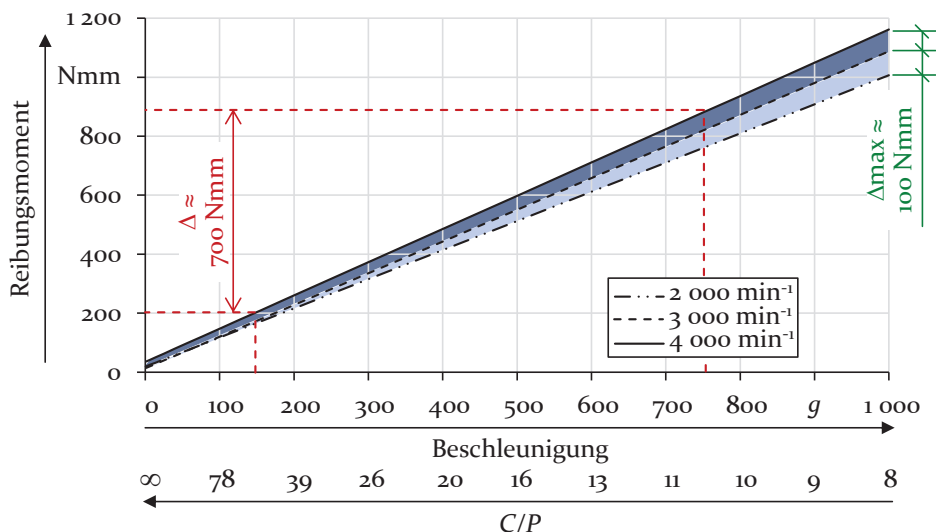


Bild 90: Reibungsverlauf in Abhängigkeit von Beschleunigung und Relativdrehzahl nach [P6, P7]

Ist eine bessere Kühlung der Grund für den fehlenden Temperaturanstieg, bleibt trotzdem unklar, weshalb bei höheren Beschleunigungen ein besserer Wärmetransport möglich ist. Wärmeströme von Wälzlagerungen fließen, wie bereits beschrieben, entweder an die Umgebung, an Anschlussbauteile oder an den Schmierstoff ab. Eine Änderung der Wärmeströme an die Umgebung und an die Anschlussbauteile kann aufgrund der Konstruktion des Prüfaufbaus ausgeschlossen werden, sodass nur noch eine Änderung der Wärmeabfuhr durch den Schmierstoff möglich ist. Die Wärmeabfuhr durch den Schmierstoff kann wiederum durch den Temperaturgradient und die zugeführte Schmierstoffmenge beeinflusst werden. Da aufgrund einer konstant temperierten Schmierstoffzufuhr eine Veränderung des Temperaturgradienten ebenfalls ausgeschlossen werden kann, bleibt als Ursache ausschließlich die Schmierstoffmenge. Allerdings wird auch der Volumenstrom der Schmierstoffzufuhr konstant bei 0,5 l/min gehalten. [P7]

Da es sich bei dem Schmierverfahren um eine modifizierte Öleinspritzschmierung nach Bild 91 c) handelt, muss die eingespritzte Ölmenge nicht zwangsläufig vollständig durch das Prüflager aufgenommen werden beziehungsweise hindurchgeleitet werden, sondern ein Teil kann im Spalt zwischen Leitrohr und Zuführbohrung verdrängt und so bereits vor Eintritt zum Lager abgeleitet werden. Bei der üblichen Gestaltung der Öleinspritzschmierung entsprechend Bild 91 a) wird dagegen die Düse unmittelbar vor

dem Lager beziehungsweise den Wälzkörpern angeordnet und das Öl zwischen Laufbahn und Käfig zugeführt [36]. Die Einspritzung nach Bild 91 c) erfolgt dagegen über den Lageraußenring zentral am Lager. Dieses Vorgehen ist von der Schmierstoffversorgung der Pleuellagerung bei Pleuellagerungen mit innenliegenden Schmierstoffkanälen, siehe Bild 91 b), und von der Schmierstoffversorgung der Planetenradlagerung diverser Planetengetriebe [26, 32] bekannt. Eine zusätzliche stirnseitige Kühlung des Wälzlagers wie bei Schmierkonzepten nach Bild 91 a) entfällt für Konstruktionen nach Bild 91 b) und c) allerdings. [P7]

Anwendung findet die konstruktive Umsetzung nach Bild 91 b) bisher hauptsächlich bei gleitgelagerten Pleueln. Sie kann aber bei entsprechender Gestaltung auch auf Wälzlagerungen übertragen werden. Ein weiterer Unterschied zum vorliegenden Prüfaufbau ergibt sich aus der Position der Ölzuführkanäle. Bei Pleuellagerungen erfolgt die Einleitung des Schmierstoffs über den Lagerinnenring.

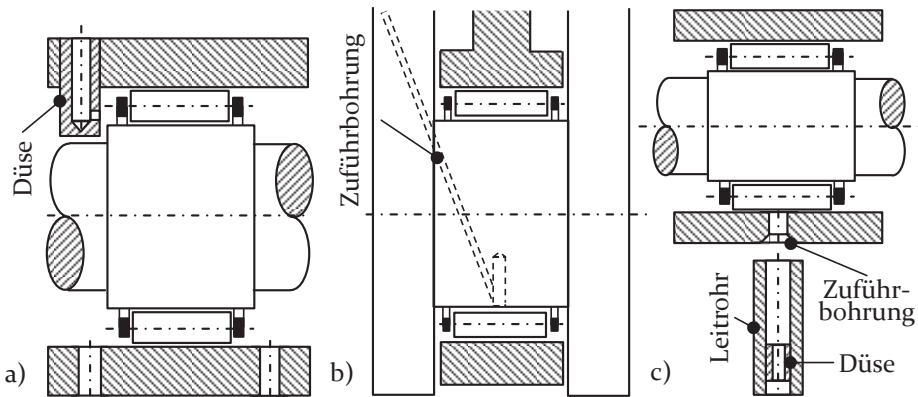


Bild 91: a) Öleinspritzschmierung nach [36]; b) Ölversorgungskanäle in Pleuellagerungen nach [19] c) Ölversorgung am WSP nach [P7]

Eine Orientierung für die Schmierstoffmengen, die für ein Wälzlager notwendig sind, gibt [153]. Die Gründe für die Wahl der untersuchten Ölvolumina wurde in Abschnitt 4.9 dargelegt. Die Einspritzschmierung nach Bild 91 c) unterscheidet sich, wie oben beschrieben, natürlich auch deutlich von der üblichen Gestaltung der Einspritzschmierung nach Bild 91 a) und von Umlaufschmierungen, für die Anhaltswerte für einen geeigneten Schmierstoffvolumenstrom vorliegen. Die Problematik der zu untersuchenden Lagerung liegt somit darin begründet, dass eine Sonderform der Einspritzschmierung vorliegt. Die letztlich, tatsächlich angewandte Standardschmierstoffmenge von 0,5 l/min liegt über den empfohlenen Werten

für Umlauf- und Einspritzschmierung. Der wesentliche Grund hierfür ist die Sicherung einer ausreichenden Schmierstoffmenge, da bedingt durch das äußere Beschleunigungsfeld abweichende Rahmenbedingungen zu bekannten Betriebsbedingungen mit entsprechenden Empfehlungen für geeignete Ölmengen vorhanden sind. Aufgrund des Unterschieds zu den empfohlenen Werten wird klar, dass je nach Prüfbedingung nur ein Teil der eingespritzten Schmierstoffmenge das Prüflager tatsächlich durchlaufen kann. Folglich liegt am Prüflager ein Schmierstoffüberschuss vor. Kann der Öldurchsatz für das Lager jedoch erhöht werden, ist aufgrund dieser Situation ausreichend Schmieröl vorhanden, um dem Prüflager zugeführt zu werden und um eine Steigerung der Kühlwirkung zu realisieren. [P7]

Eine Ursache für die Steigerung des Schmierstoffdurchsatzes unter dem Einfluss eines Beschleunigungsfeldes ist der erhöhte seitliche Schmierstoffabfluss. Dieser beruht auf den in Abschnitt 4.9 beschriebenen und in Bild 69 dargestellten Mechanismen und fördert die Schmierstoffelemente zügig von der Schmierstoffzufuhr durch das Lager hindurch und schließlich aus dem Prüflager heraus, siehe Bild 92.

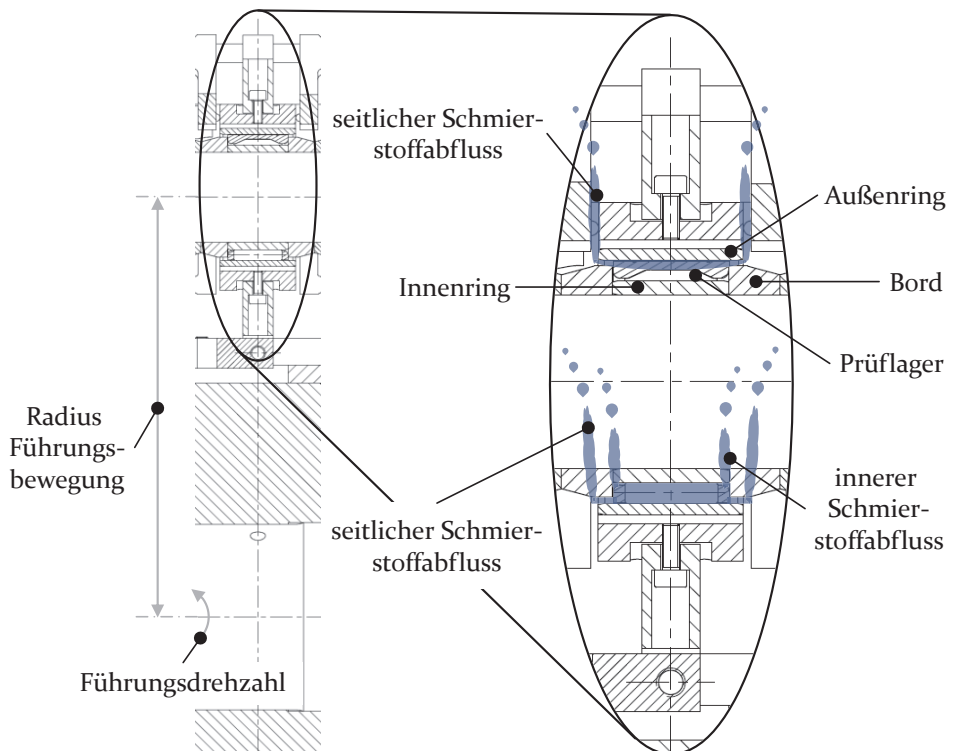


Bild 92: Schmierstoffabfluss des Prüflagers im Beschleunigungsfeld

Ein Schmierstoffrückstau innerhalb der Lagerstelle kann so sicher vermieden werden und die mögliche Durchlaufmenge erhöht sich. Der Schmierstoffabfluss erfolgt einerseits an den seitlichen Rändern des Wälzlagers und andererseits im Lager selbst in Umfangsrichtung innerhalb der Freiräume zwischen den Borden, Wälzkörpern und dem Käfig. Eine Erhöhung der durch ein Wälzlager förderbaren Ölmenge kann nach [36] zusätzlich durch eine steigende Einspritzgeschwindigkeit erreicht werden. Mögliche Parameter für die Einspritzgeschwindigkeit sind wie in [36] beschrieben die Schmierstoffviskosität, der Düsendurchmesser der Einspritzdüse und der Druckabfall an der Düse. Bei Wälzlagern, die im Beschleunigungsfeld eingesetzt werden, ergibt sich je nach Gestaltung der Schmierstoffzuführung ein weiterer Einflussparameter. Im Allgemeinen unterliegt im Beschleunigungsfeld nicht nur das Prüflager selbst und das im Lager befindliche Öl, sondern auch die Schmierstoffzuführung dem Einfluss der vorherrschenden Beschleunigung, siehe Bild 91 b) und c) sowie Bild 93 [P6, P7]. Dies resultiert aus dem Umstand, dass die Schmierkanäle beziehungsweise Leitrohre den Schmierstoff an die zum Drehmittelpunkt exzentrisch gelegenen Lagerstellen führen müssen. Aufgrund der Führungsbewegung müssen auch die einzelnen Abschnitte der Schmierstoffzuführung einer Kreisbahn folgen und erfahren so genauso wie ihr Inhalt eine Normalbeschleunigung. Schmierkonzepte, die darauf beruhen, dass der Schmierstofftransport durch das vorliegende Beschleunigungsfeld erfolgt, finden sich bei ölgeschmierten Planetengetrieben, siehe [32]. Reicht der Schmierstofftransport durch den Beschleunigungseinfluss nicht aus, so gibt es auch Konzepte, die eine zusätzliche Schmierstoffförderung durch eine Pumpe vorsehen, siehe [26]. Diese Konzepte ähneln der Schmierstoffzufuhr nach Bild 91 c). Bei Schmierungskonzepten nach Bild 91 c) lassen sich zwei Teilabschnitte der Schmierstoffzuführung unterscheiden. Der Abschnitt vor beziehungsweise nach der Einspritzdüse. Im Bereich vor der Düse liegt je nach Zufuhrdruck der Versorgungspumpe und vorhandener Normalbeschleunigung ein definierter Schmierstoffdruck an, der nach dem Düsendurchgang auf Umgebungsdruck abfällt, sofern die weiterführenden Leitungselemente einen größeren Querschnitt besitzen als die Düse. Im vorgestellten Prüfaufbau ist die Einspritzdüse der Bereich in der Zuführleitung, der den geringsten Querschnitt aufweist. Dieser ist wesentlich kleiner als alle verbleibenden Durchmesser und überdies wurde zwischen Leitrohr und unmittelbarer Zuführbohrung im Lageraußenring ein Entlastungsspalt vorgeesehen, siehe Bild 91 c). Die einzelnen Elemente der vor der Düse anstehenden Flüssigkeitssäule werden im Beschleunigungsfeld aus dem Zentrum heraus in radialer Richtung nach Außen zum Prüflager gefördert/beschleunigt. Dies führt zu einem Druckaufbau vor der Düse, siehe Bild 93.

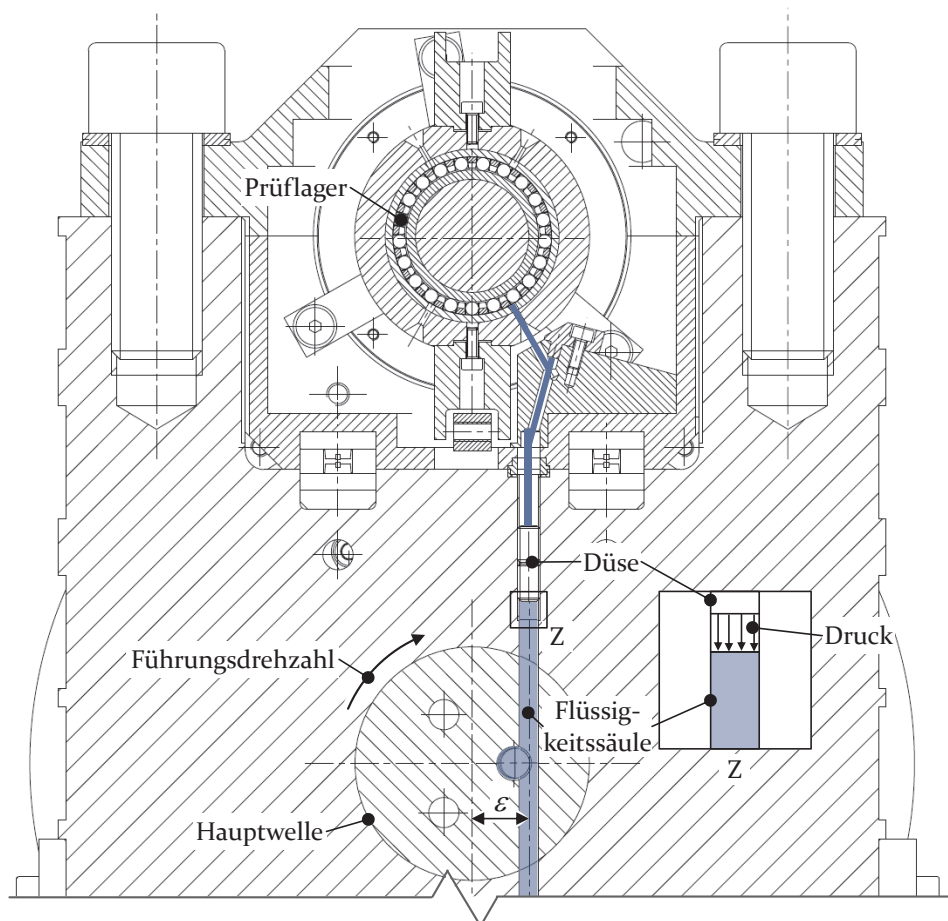


Bild 93: Schmierstoffzuführung für das Prüflager im Beschleunigungsfeld (der Schmierstoffkanal ist blau eingefärbt)

Im vorliegenden Prüfaufbau führt dies bei einer Führungsbewegung, die im Prüflagerzentrum eine Beschleunigung von $1\,000\,g$ bewirkt, zu einem beschleunigungsbedingten Druck von ca. $0,6\text{ bar}$ vor der Düse. Wobei hier vereinfachend davon ausgegangen wird, dass der Abstand ϵ der Zuführleitung von der Symmetrieachse vernachlässigbar ist. Dieser Effekt der Förder-/Pumpwirkung exzentrisch verlaufender Ölversorgungsleitungen rotierender Systeme, der auf die Normalbeschleunigung der Ölelemente zurückzuführen ist, ist auch von Pleuellagerungen, die ähnlich wie Bild 91 b) ausgeführt sind, bekannt [91]. Dort wird dieser Schmierstoffdruckaufbau als fester Bestandteil des Zuführdrucks verstanden und als Zentrifugaldruck [91] bezeichnet. Dieser ist abhängig von der Dichte des Schmierstoffs, der Kurbelwellendrehzahl und vom Abstand zwischen Ein- und

Austritt (= Düse, da kleinster Querschnitt in der Zuführleitung) des Öls in die und aus der exzentrischen Förderleitung [161]. Im Bereich nach der Düse werden die Flüssigkeitselemente auf höhere Geschwindigkeiten beschleunigt, sodass ihre Endgeschwindigkeit, diese entspricht der resultierenden Einspritzgeschwindigkeit, zunimmt. Exemplarisch ist dies in Bild 94 a) dargestellt. Der aus der Düse austretende Flüssigkeitsstrahl liegt unmittelbar im Wirkungsbereich des Beschleunigungsfeldes. Da das Beschleunigungsfeld durch eine Kreisbewegung erzeugt wird, ergibt sich kein einheitlicher Beschleunigungswert, sondern die Beschleunigung steigt mit dem Abstand zum Drehzentrum. In Bild 94 b) wird für einen infinitesimal kleinen Beschleunigungsweg dx die Änderung der Beschleunigung und der resultierenden Geschwindigkeit an einem Flüssigkeitselement dargestellt. [P6, P7]

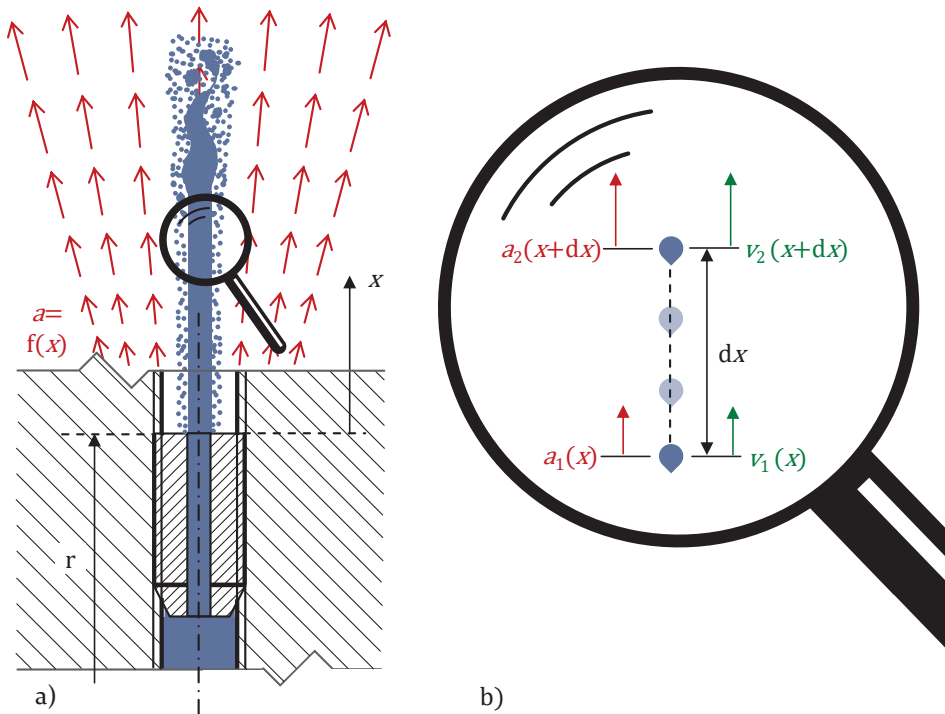


Bild 94: Bewegungsverlauf der Schmierstoffelemente im Beschleunigungsfeld nach [P7]

Für diesen infinitesimal kleinen Weg kann davon ausgegangen werden, dass sich die Beschleunigung nicht ändert. Der Geschwindigkeitsverlauf kann folglich durch Gleichung (60) beschrieben werden. Hier zeigt sich

deutlich die Abhängigkeit der Geschwindigkeit sowie der Beschleunigung vom Abstand zum Drehzentrum.

$$v_2 = v_1 + a_1(x) \cdot dt = v_1 + \sqrt{2 \cdot a_1(x) \cdot dx} \quad (60)$$

Gleichung (60) ist allerdings ähnlich dem Verhalten des Druckverlaufs nur für die Annahme zulässig, dass ε vernachlässigbar ist. Weiterhin wird die nicht geradlinige Schmierstoffführung für die Abschätzung außer Acht gelassen. Unter diesen Umständen ergibt sich bei einer Beschleunigung von 1 000 g im Prüflagerzentrum eine Geschwindigkeitserhöhung des Schmierstoffs von ca. 6 m/s. Wird berücksichtigt, dass [36] eine Geschwindigkeit von 30 m/s als sinnvolle Obergrenze für Einspritzgeschwindigkeiten unter gewöhnlichen Bedingungen, also ohne Vorliegen eines Beschleunigungsfeldes, angibt, so wird klar, dass der Einfluss der Beschleunigung eine beachtliche Steigerung des Öldurchsatzes bewirkt, da dies mit der Erhöhung der Einspritzgeschwindigkeit einhergeht. [P7]

Um einen Anhaltswert für die zusätzliche Kühlwirkung dieses Effekts bekommen zu können, wurde das Temperaturverhalten des Lagers auch ohne Schmierstoffzufuhr untersucht, siehe Versuchsplan II. Hier kann bei steigender Beschleunigung die Kühlwirkung durch den Schmierstoff nicht erhöht werden. Die Ergebnisse können Bild 95 entnommen werden.

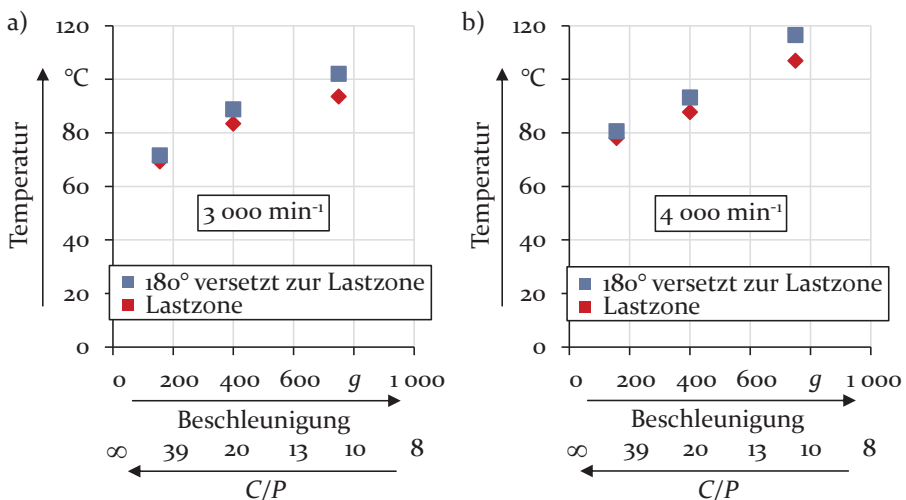


Bild 95: Temperaturentwicklung der Prüflager im Beschleunigungsfeld bei fehlender Schmierstoffzuführung

Es zeigt sich hier ein deutlich anderes Verhalten, als es aus Bild 88 bekannt ist. Das grundlegende Temperaturniveau liegt aufgrund des fehlenden Schmierstoffs und der damit verbundenen fehlenden Kühlwirkung und steigenden Reibung bei höheren Temperaturen. Dies entspricht den allgemeinen Erwartungen. Anders als bei den Ergebnissen nach Bild 88 ergibt sich für eine fehlende Schmierstoffzufuhr ein deutlicher Temperaturanstieg mit zunehmender Beschleunigungslast. Der Temperaturanstieg zwischen den Beschleunigungslasten 156 g und 750 g beträgt bei einer Relativedrehzahl von $3\,000\text{ min}^{-1}$ ca. 27 °C und bei einer Relativedrehzahl von $4\,000\text{ min}^{-1}$ ca. 32 °C . Die radiale Lagerlast wird in diesem Bereich um den Faktor 4,8 erhöht. Das Temperaturverhalten für den Betriebszustand ohne Schmierstoffversorgung zeigt den zu erwartenden Temperaturanstieg mit wachsender Beschleunigung und Lagerlast. Es kann daher für die Versuche mit ausreichender Ölmenge ausgeschlossen werden, dass ein fehlender Temperaturanstieg durch anderweitige Effekte als durch eine erhöhte Kühlwirkung verursacht wird.

Beide Effekte – der erhöhte Schmierstoffabfluss aus dem Prüflager und die Steigerung des eingespritzten Ölvolumens aufgrund der erhöhten Einspritzgeschwindigkeit – führen zu einer Erhöhung des Öldurchsatzes durch das Wälzlager und folglich zu einer besseren Wärmeableitung und Kühlung der Lager. Ein Resümee dieses Verhaltens ist, wie in Bild 88 gezeigt, dass die Erhöhung der Normalbeschleunigung zu keiner wesentlichen Temperaturerhöhung führt. In diesem Zusammenhang ist weiter zu berücksichtigen, dass die Erhöhung des Öldurchsatzes keinen zusätzlichen Eingriff erfordert, sondern dass er sich, eine ausreichende Schmierstoffzufuhr vorausgesetzt, aufgrund des Beschleunigungsfeldes selbst ergibt. Es kann sich somit bei Wälzlagern im Beschleunigungsfeld gewissermaßen eine Selbstregulierung der Schmierstoffzufuhr beziehungsweise der Lagertemperatur einstellen. Voraussetzung ist allerdings auch eine geeignete Gestaltung der Schmierstoffzuführung wie oben dargestellt. Wird dieses Verhalten der Lagerung auf ganze Baugruppen wie beispielsweise Verbrennungsmotoren oder Planetengetriebe übertragen, so kann hierdurch der Wirkungsgrad von Baugruppen beeinflusst werden. Einerseits wird, um die zusätzliche maximale Kühlwirkung vollständig nutzen zu können, eine höhere Ölzufuhrmenge und somit Förderleistung der Aggregate notwendig, aber andererseits kann durch Abweichen von der Minimaltemperatur mit geringeren Zuführdrücken aufgrund des positiven Einflusses der Normalbeschleunigung trotzdem eine adäquate Kühlwirkung erzielt werden und es können auch gleichzeitig die Sekundärverluste von Schmierstoffpumpen gesenkt werden. [P7]

Jedoch hat auch die Erhöhung der Kühlwirkung mit größerem Öldurchsatz durch steigende Einspritzgeschwindigkeiten eine Obergrenze. Dies zeigt sich, wenn die für das Prüflager bereitgestellte Schmierstoffmenge gezielt variiert wird, siehe Versuchsplan IV. Die Ergebnisse der Untersuchungen sind in Bild 96 beispielhaft für eine Beschleunigung von 750 g dargestellt. Ab einem Volumenstrom von 0,5 – 0,6 l/min zeigt der Temperaturverlauf keine wesentliche Reduzierung der vorliegenden Temperaturen mehr. Wie es bereits anhand der Werte gemäß Bild 65 gezeigt wurde, geht mit der Erhöhung des Ölvolumenstroms auch eine Erhöhung des Reibungsmomentes einher, der die Kühlwirkung mindert und den maximalen Einfluss begrenzt. [P7]

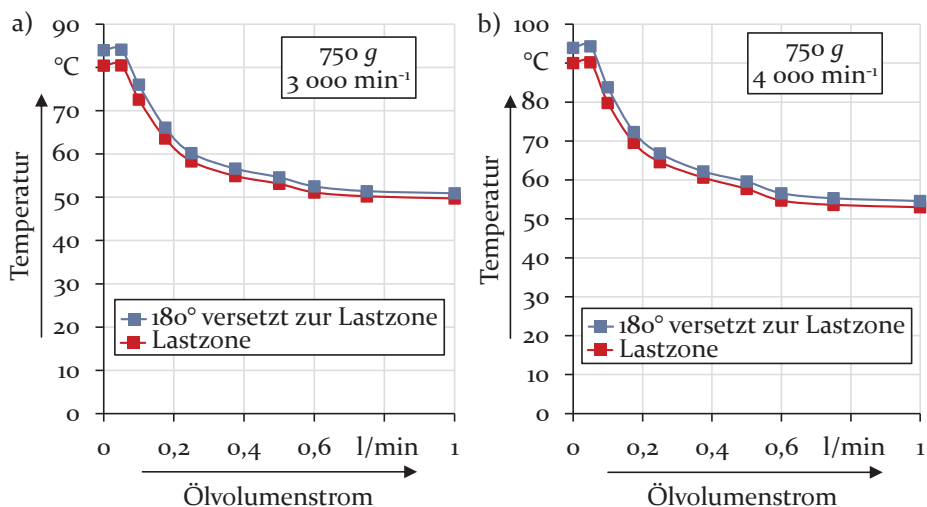


Bild 96: Untersuchung des Einflusses des Ölvolumenstroms auf das Temperaturverhalten nach [P7]

Die in Bild 89, Bild 95 sowie Bild 96 betrachteten Temperaturverläufe zeigen ein weiteres für Wälzlager unter konventionellen Einsatzbedingungen ungewöhnliches Verhalten, das bis zu diesem Punkt nicht näher betrachtet wurde. Es wird ersichtlich, dass die Temperatur, die 180° versetzt zur Lastzone gemessen wird, genauso groß und manchmal sogar geringfügig größer ist als die Temperatur in der Lastzone. In Bild 97 wird dieser Umstand im direkten Vergleich der einzelnen Messpunkte nochmals klar verdeutlicht. Dies ist in besonderem Maß ungewöhnlich, da die Temperaturmessungen am unter Punktlast stehenden Außenring durchgeführt werden. Bei Umfangslast ist mit einem geringeren Temperaturunterschied zwischen Lastzone und unbelastetem Bereich zu rechnen, da der betroffene

Ring durch das ständige Durchlaufen der Lastzone gleichmäßiger erwärmt wird. Eine klare Ausprägung unterschiedlich beeinflusster Bereiche ist hierdurch gewissermaßen nur schwer möglich.

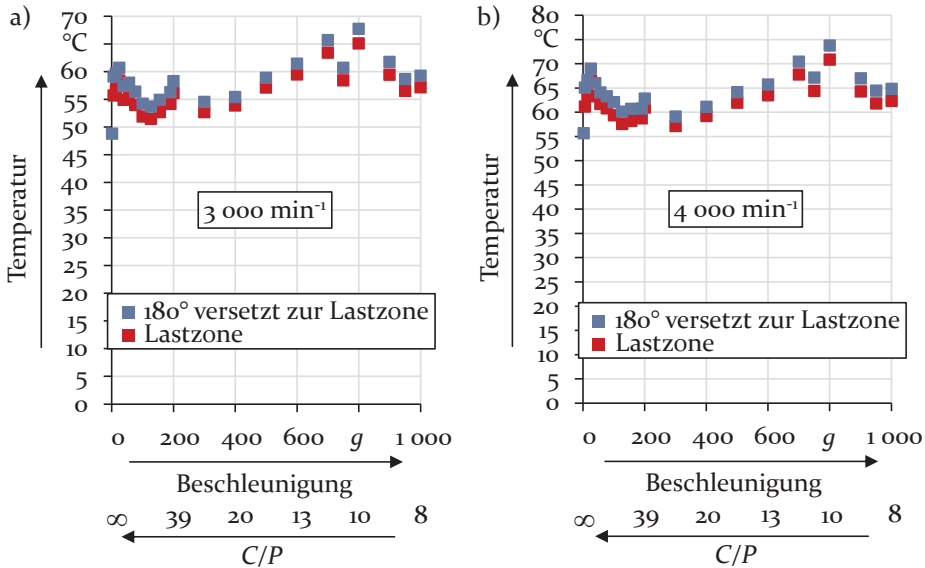


Bild 97: Temperaturunterschiede zwischen der Lastzone und dem Bereich 180° versetzt dazu

Bei Punktlast hingegen befinden sich immer die gleichen Ringelemente in beziehungsweise außerhalb der Lastzone, sodass eine klare Trennung der jeweiligen Zonen erwartet werden kann. Nach [48] ist unter üblichen Betriebsbedingungen mit einem Temperaturunterschied von ca. 10 °C zwischen Lastzone und lastfreiem Bereich zu rechnen. Dies kann für keinen der im Beschleunigungsfeld untersuchten Betriebspunkte beobachtet werden. Sofern ein Temperaturgefälle zwischen belastetem und unbelastetem Bereich auftritt, so verhält sich dieses eher umgekehrt. Der lastfreie Bereich stellt im Rahmen dieser Untersuchungen also keine „kühlere“ Zone dar. Wie am Anfang dieses Abschnitts zum Temperaturverhalten bereits dargelegt, können die Einflüsse auf die Temperatur von Wälzlagerungen vielfältig sein. Um Störgrößen zu minimieren, wurde bei der Konzeption der Prüflagerung darauf geachtet, dass die konstruktive Ausführung von Lastzone und lastfreiem Bereich identisch ist, sodass aufgrund der Umgebungs-konstruktion keine Unterschiede in den ableitbaren Wärmeströmen zu erwarten sind. Zu diesem ungewöhnlichen Verhalten tragen im vorliegenden Versuchsaufbau vielmehr zwei Aspekte bei. Zum einen wird das

Schmier- und Kühlöl in der Lastzone zugeführt, sodass sich hier eine bessere Kühlung ergibt. Zum anderen liegen 180° versetzt zur Lastzone zusätzliche Reibungsquellen vor, da in diesem Bereich auch der Käfig an den Außenring anläuft. Beide Effekte tragen zu einer Erwärmung des Bereichs 180° versetzt zur Lastzone bei. Eine klare Trennung des Beitrags beider Vorgänge kann mit der vorliegenden Versuchseinrichtung allerdings nicht durchgeführt werden, wobei der in Bild 95 für eine fehlende Schmierstoffzuführung zu beobachtende größer werdende Unterschied zwischen Lastzone und dem gegenüberliegenden Bereich für die Dominanz der zusätzlichen Reibungsquelle spricht.

Resümee:

Die Resultate der Temperaturuntersuchungen sind wesentlich vom Effekt der Beeinflussung der Schmierstoffelemente im Beschleunigungsfeld geprägt. Eine Erhöhung der Normalbeschleunigung und somit der Lagerlast bewirkt, entgegen den Erfahrungen von anderen Lagerungen, keine markante Temperaturerhöhung. Die Auflösung dieser typischen Wechselwirkung stellt eine weitere Antwort auf die 2. Fragestellung aus Abschnitt 3 dar. Als Ursache können höhere Einspritzgeschwindigkeiten in das Lager identifiziert werden, die aus der Beschleunigung der Schmierstoffelemente in den Zuführleitungen resultieren. Diese Auswirkung des Beschleunigungsfeldes ist für die Lagerung positiv zu sehen, da sie durch niedrigere Temperaturniveaus bessere Betriebsbedingungen bereitstellt.

Für eine Zunahme der Relativedrehzahl zeigt sich der erwartete Temperaturanstieg. Durch eine Erhöhung des Ölvolumenstroms ergibt sich eine Senkung der Lagertemperatur, allerdings besitzt dieses Verhalten nur für einen begrenzten Wertebereich in Abhängigkeit von der Lagerung Gültigkeit. Insgesamt zeigt sich anhand der detaillierten Erkenntnisse, dass auch für die Temperaturentstehung oft keine allgemeine Aussage für die 1. Fragestellung hinsichtlich der Wirkung der Parameter gegeben werden kann.

Durch die besondere Bewegungscharakteristik des Käfigs erweist sich zudem kein klarer Unterschied im Temperaturniveau zwischen Lastzone und lastfreiem Bereich. Dies ist ein weiteres Indiz für die signifikante Einflussnahme der Käfigreibung an der Gesamtreibung und macht im Sinne der 3. Fragestellung den Einfluss einzelner Wälzlagererelemente erfassbar. Eine Zusammenstellung der Erkenntnisse zum Temperaturverhalten kann Bild 98 entnommen werden.

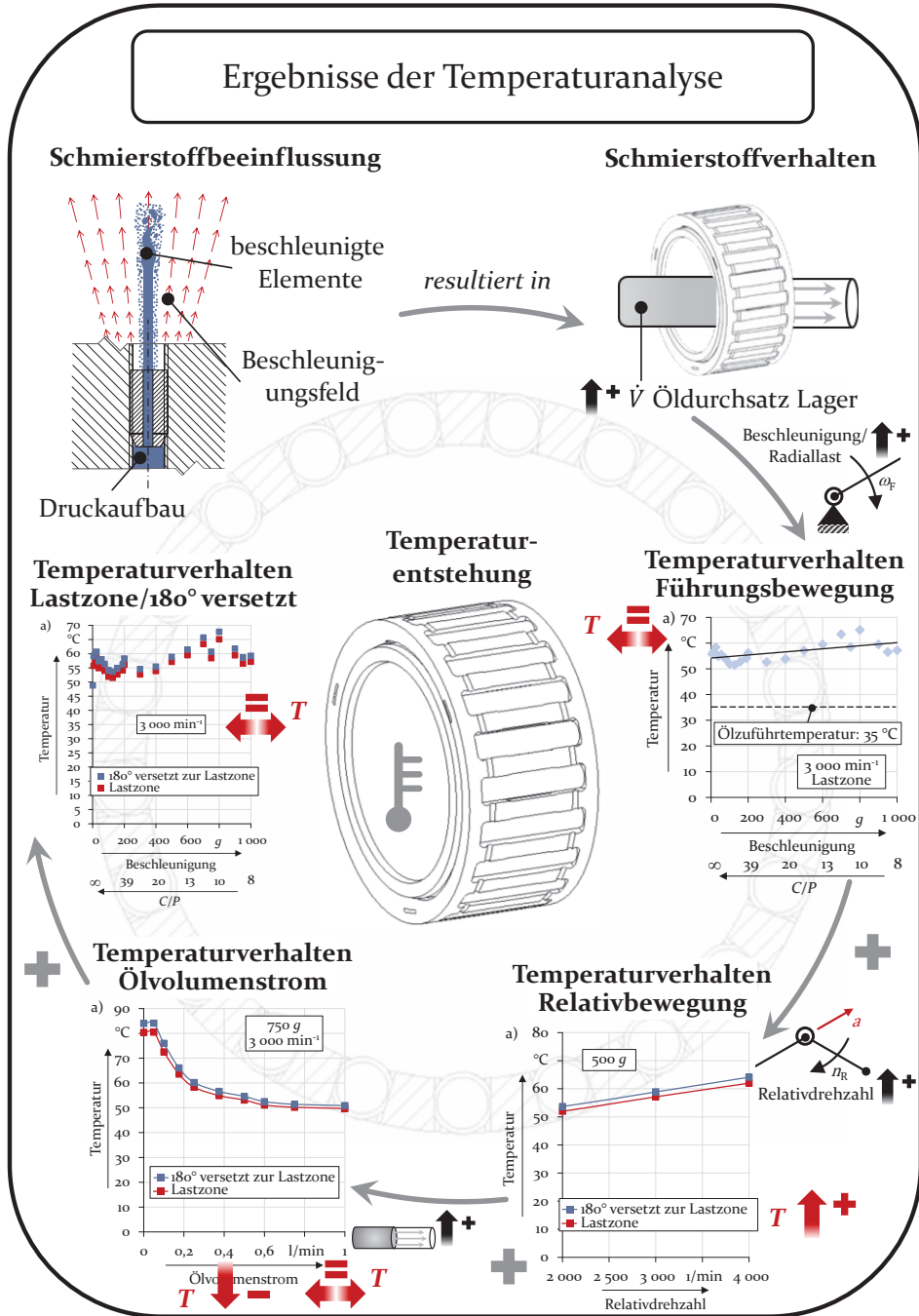


Bild 98: Gesamtübersicht: Auswertung der Temperaturuntersuchungen

5 Abschließende Betrachtung der Analysen

Die in den vorhergehenden Abschnitten beschriebenen Untersuchungen haben einige Ergebnisse und neue Erkenntnisse über das Verhalten von Wälzlagern im Beschleunigungsfeld ergeben. Im Rahmen eines kurzen Rückblicks werden diese in den Gesamtkontext eingeordnet und das Vorgehen dieser Arbeit abschließend beurteilt.

5.1 Zentrale Ergebnisse dieser Arbeit

Ein wesentliches Arbeitsergebnis, das im Rahmen dieser Arbeit erzielt wurde, ist die Bereitstellung eines Prüfaufbaus zur Analyse von Wälzlagern im Beschleunigungsfeld. Die Ausführung der Konzeptvarianten entsprechend Bild 99 bildet die Grundlage aller weiterführenden Untersuchungen und macht folglich die experimentelle Analyse von Wälzlagern unter derart komplexen Rahmenbedingungen überhaupt erst möglich.

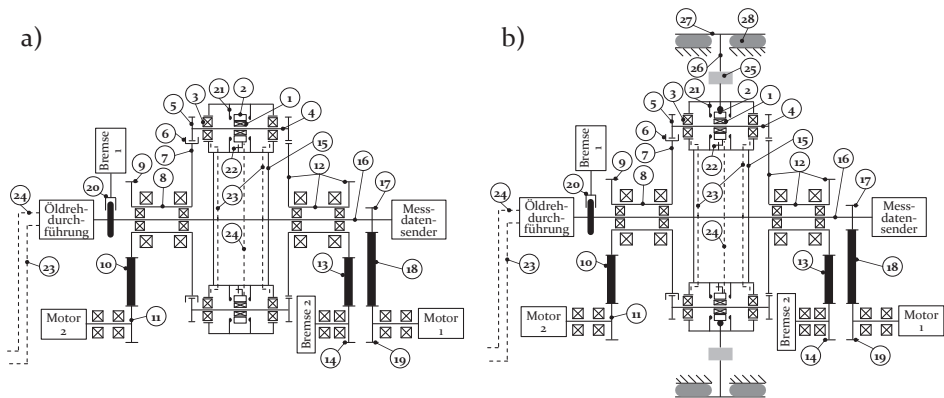


Bild 99: Schematische Darstellung des: a) Wälzlagerschleuderprüfstands nach [P1, P2, P3, P4, P5, P6, P7]; b) Wälzlagerschleuderprüfstands^{plus} nach [P2, P4]

Markante Merkmale des Wälzlagerschleuderprüfstands, die im Vergleich zu anderen aus der Literatur bekannten Prüfeinrichtungen ein Alleinstellungsmerkmal darstellen, sind einerseits die Untersuchung des Prüflagers auf Komponentenbasis sowie die integrale, zeitsynchrone Messung von Reibungsmoment, Axialschub und Temperatur am selben Prüflager und andererseits die Umsetzung von Beschleunigungen bis zum 3 000-fachen der Erdbeschleunigung. Zudem ist durch die Erweiterung zum Wälzlagerschleuderprüfstand^{plus} ein direkter Vergleich des selben Lagers ohne und

mit Einfluss eines Beschleunigungsfeldes mit derselben Prüfvorrichtung möglich. Weiterhin werden anwendungsspezifische Einflüsse auf die Analysen minimiert. Als Referenzprüfvorrichtung kann diese Anlage so in der Wälzlagerforschung zur Untersuchung des grundlegenden Lagerverhaltens und in der Entwicklung zur Verbesserung bestehender Lagerausführungen einen wichtigen Beitrag leisten.

Ein weiteres Ergebnis ist die schwingungsdynamische Modellbildung des Prüflagers, siehe Bild 100 und die damit verbundene Betrachtung des Messsignals im Frequenzbereich. Die Abbildung des Prüflagers als schwingungsfähiges System ermöglicht ein erweitertes Verständnis des Messsignals, sodass Signaländerungen nachvollziehbar werden und konkreten Einflussparametern auf das Schwingverhalten zugeordnet werden können. Ein besonderer Vorteil dieses Verfahrens ist die Möglichkeit einer differenzierten Betrachtung des Reibsignals ohne zusätzliche Messvorrichtungen. Dies hat neben einer erheblichen Reduzierung des Untersuchungsaufwands auch eine geringere Beeinflussung des Prüflagers selbst durch Messhilfsmittel zur Folge. Ist die Schwingungsanalyse im Bereich der Zustandsüberwachung für Wälzlager zwar bekannt, so trifft dies für eine frequenzbasierte Reibungsauswertung nicht zu. Aus der Literatur sind bislang keine Anwendungen in diese Richtung bekannt.

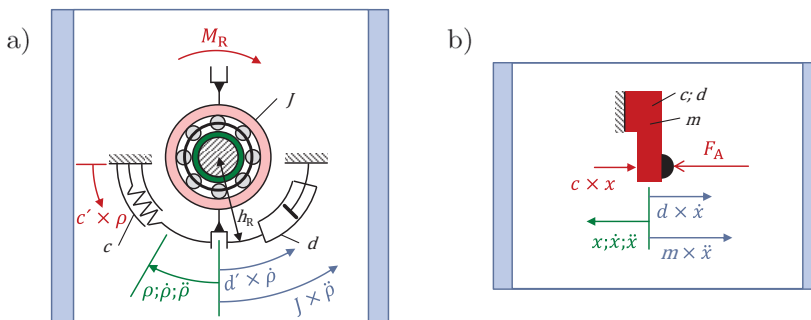


Bild 100: Schwingungsmodell: a) Reibungsmessung; b) Axialschubmessung

5.2 Erkenntnisse der Analysen

Die entwickelte Prüfvorrichtung ermöglicht aufgrund ihrer flexiblen Gestaltung in Verbindung mit dem Auswertemodell die Durchführung zahlreicher Versuchsvariationen. Angefangen von Last- über Geometrie- bis hin zu Schmierungsvariationen sind viele Untersuchungsmöglichkeiten gegeben. Im Rahmen dieser Arbeit konnten anhand erster systematischer Versuchsdurchläufe einige Erkenntnisse gewonnen werden, die im Folgenden zusammenfassend dargestellt werden.

- Das in dieser Arbeit im Versuch gemessene Reibungsmoment zeigt eine sehr gute Übereinstimmung mit den rechnerisch ermittelten Werten entsprechend den Berechnungsgleichungen nach LIANG [116]. Die Berechnungsgleichungen geben zwar den Relativedrehzahleinfluss nur bedingt wieder, stellen aber dennoch eine gute konservative Abschätzung dar.
- Mit steigender Beschleunigung und radialer Lagerlast ist ein deutlicher Anstieg des Reibungsmomentes zu verzeichnen. Auch steigende Relativedrehzahlen bewirken erhöhte Reibungswerte, haben aber einen geringeren Einfluss. Der Axial Schub nimmt mit der Beschleunigung und Radiallast ebenfalls zu und zeigt für weite Bereiche innerhalb des Untersuchungsraums eine signifikante Abhängigkeit von der Drehzahl. Das Verhalten ist umgekehrt zum Reibungsmoment, denn der Axial Schub steigt für sinkende Relativedrehzahlen. Aufgrund des grundsätzlich statistischen Verhaltens des Axial Schubs kann diese Abhängigkeit von der Relativedrehzahl allerdings nur als Tendenz festgehalten werden, von der sich auch Abweichungen ergeben können.
- Als ein wichtiger Einflussparameter hat sich der zugeführte Ölvolumenstrom erwiesen. Einerseits führt ein üppiger Schmierstoffstrom zu einer guten Kühlung und somit niedrigen Temperatur der Lager, aber andererseits ist aufgrund einer zunehmenden Ölmenge auch mit dem Anstieg der Reibung zu rechnen. Die Festlegung der zu verwendeten Ölmenge ist daher immer als Kompromiss zwischen den konkurrierenden Einflüssen zu sehen. Beide Effekte haben jedoch ab einem Grenzwert für den Ölvolumenstrom von ca. 0,5 l/min kaum noch Einfluss auf das Leistungspotential der Lager. Das Axial Schubverhalten hingegen bleibt zwar durch die vorliegende Schmierstoffmenge nicht unbeeinflusst, zeigt allerdings nur für geringe

Volumenströme einen moderaten Anstieg und bleibt ansonsten über den gesamten Untersuchungsbereich hinweg konstant.

- Die Relevanz des Schmierstoffs bestätigt sich zudem anhand des signifikanten Einflusses der Öltemperatur. Unmittelbar mit der Temperatur ist die Viskosität des Schmierstoffs gekoppelt. So führen hohe Temperaturen, die niedrige Viskositäten bedingen, zu niedrigen Schmierfilmdicken. Der Aufbau eines ausreichenden Schmierfilms wird erschwert und erhöhte Reibungs- und Axialschubwerte können die Folge sein.
- Die durch die Führungsbeschleunigung stark erhöhte Förderwirkung des Schmierstoffs im Lager hat sich als negativer Einfluss für den Aufbau eines Schmierfilms gezeigt. In Verbindung mit niedrigen Viskositäten kann es so im Kontaktbereich zu einer Unterversorgung kommen, trotz einer global ausreichend vorhandenen Schmierstoffmenge, die durch ein Schmierstoffüberangebot sichergestellt wurde.
- Die Wälzkörpermasse hat einen klaren Einfluss auf das Reibungsmoment des Lagers gezeigt. Allerdings ergibt sich aufgrund der Wechselwirkung zwischen Käfig und Wälzkörpern und des besonderen Käfigverhaltens unter hohen Beschleunigungen kein allgemeingültiger Zusammenhang. Bei einer Steigerung der Wälzkörpermasse ist im Bereich niedriger Relativedrehzahlen mit einer Reibungssteigerung zu rechnen. Für steigende Relativedrehzahlen reduziert sich die Reibungssteigerung und je nach Betriebsbedingung (Last/Drehzahl) können schwere Wälzkörper auch eine Reibungsreduzierung bedingen. Für den Axialschub hingegen ist der Einfluss einer höheren Wälzkörpermasse eindeutig mit einem Anstieg der Axialkraft verbunden. Dies ist auf die größeren Wälzkörperlasten zurückzuführen.
- Eine Reduzierung der Wälzkörperanzahl hat sich als positiv für das Reibungsmoment erwiesen. Aufgrund sinkender hydraulischer Verluste und einer Reduktion möglicher Kontaktstellen wird das lastunabhängige Reibungsmoment reduziert und bewirkt so eine Reduktion des Gesamtreibungsmomentes. Auf den Axialschub hat die Wälzkörperanzahl keinen Einfluss.
- Die Auswertung der Reibschwingung der Relativedrehzahl und des Käfigs hat gezeigt, dass die Käfigreibung einen erheblichen Anteil an der Gesamtreibung hat. Der Käfig ist folglich ein entscheidender Einflussfaktor für das Gesamtreibungsmoment am Lager.

- Für Bewegungen aus der Ruhelage heraus zeigen die transienten Analysen das Auftreten eines abweichenden Axialschubverhaltens. Neben dem Auftreten von höheren Axialschubwerten an sich, liegt der Axialschub kontinuierlich in einer axialen Richtung vor und weist nicht das gewöhnliche alternierende Verhalten auf. Dies führt für beschleunigte Bewegungen im Bereich niedriger Relativedrehzahlen zu unerwartet hohen Reibungsmomenten.
- Eine detaillierte Betrachtung des Axialschubs hat gezeigt, dass die Axialschubkraft nicht konstant auftritt, sondern variiert. Der Axialschub führt eine schwingende Bewegung durch und fällt so immer wieder auch auf einen Wert von 0 N ab.
- Für den untersuchten Beschleunigungsbereich hat sich eine konstante Lagertemperatur ergeben. Dies steht im Kontrast zu den deutlich steigenden Reibungsmomenten und ist auf die erhöhte Einspritzgeschwindigkeit des Schmierstoffs zurückzuführen, die aus der Beschleunigung der Schmierstoffelemente während der Zuführung resultiert. Als Vorteil der Bewegung im Beschleunigungsfeld ist somit die bessere Kühlwirkung zu nennen. Eine zunehmende Relativedrehzahl hingegen bewirkt einen Temperaturanstieg.
- Für die Lastzone und den gegenüberliegenden Bereich sind gleiche Temperaturen erkennbar, obwohl für übliche Anwendungen ein klarer Temperaturunterschied zu erwarten ist und der Bereich außerhalb der Lastzone „kühler“ sein sollte. Durch die Beeinflussung des Käfigs im Beschleunigungsfeld läuft dieser 180° versetzt zur Lastzone am Außenring an – dies ist für die in dieser Arbeit verwendete Einbaulage des Prüflagers zutreffend, kann aber für andere Anwendungen abweichen – und erzeugt dort eine zusätzliche Reibungsquelle, die die Temperatur ansteigen lässt.

5.3 Sondierung der angewandten Analysestrategie

Gegen Ende der durchgeführten Arbeit soll das gewählte Vorgehen Revue passiert werden lassen. Eine Zusammenfassung der Analysestrategie zeigt Bild 101.

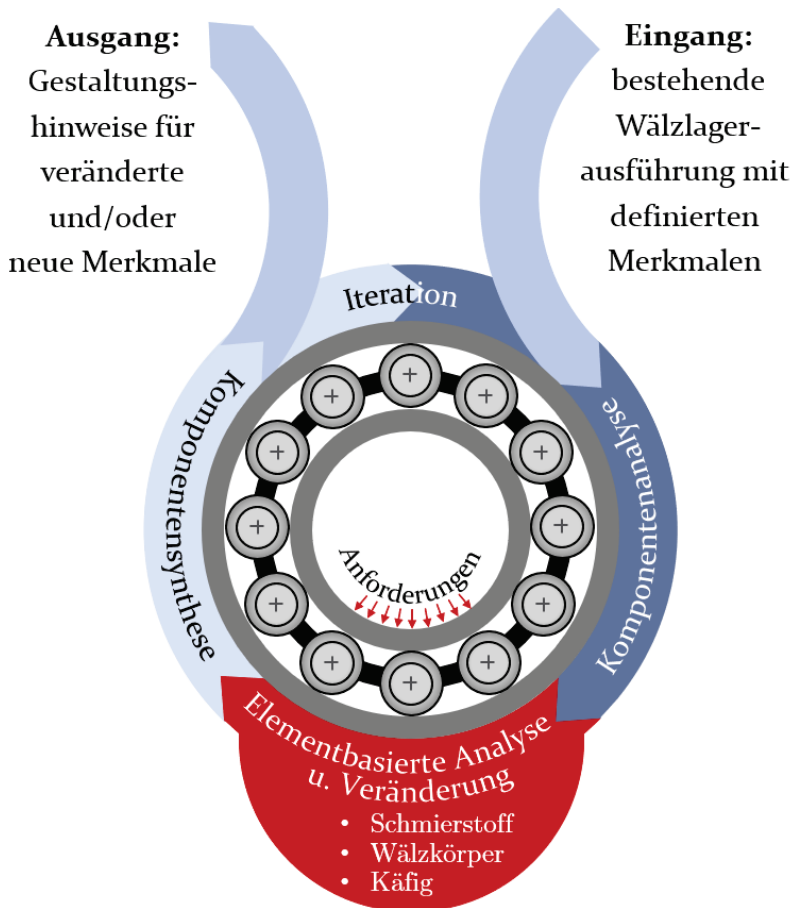


Bild 101: Abbild der angewandten Analysestrategie nach [P2, P4]

Für die Untersuchungen wurden handelsübliche Nadelkränze mit ihren typischen Produktmerkmalen verwendet. In einem ersten Schritt wurden hierzu in Form einer Komponentenanalyse für die besondere Randbedingung eines externen Beschleunigungsfeldes die Eigenschaften der Lagerung ermittelt, um ein besseres Verständnis für eine bislang wenig erforschte Problemstellung zu erlangen. Durch eine gezielte

Versuchsplanung wurden Einflussgrößen definiert und deren Effekt sowie der Effekt der einzelnen Wälzlagererelemente auf die Zielgrößen Reibmoment, Axial Schub und Temperatur ermittelt. Elementbasierte Analysen werden insbesondere durch die frequenzbasierte Messdatenauswertung ermöglicht, da so in einem einzigen Untersuchungsschritt Komponenten- und Elementuntersuchungen vereint werden können. Anhand der so erzielten Erkenntnisse werden die einzelnen Elemente und Einflussgrößen im Zuge der Komponentensynthese derart miteinander verbunden, dass dies für das Wälzlager im Rahmen der untersuchten Problemstellung in besseren Merkmalen und folglich Eigenschaften resultiert. Die für sinnvoll erachteten Veränderungen werden schließlich in Form von Gestaltungshinweisen dem Anwender und/oder Wälzlagerkonstrukteur zur Verfügung gestellt. Um diesen Endstatus zu erreichen, benötigt dieser Prozess unter Umständen mehrere Iterationen, wobei insgesamt zu bedenken ist, dass dieser Prozess im Grunde keinen finalen Zustand kennt, da es das ideale Produkt nicht gibt, auch wenn für definierte Anwendungen maßgeschneiderte Lösungen dem idealen Produkt sehr nahe kommen können. Das gezeigte Vorgehen entspricht im Wesentlichen dem in der VDI 2206 [2] beschriebenen Problemlösungszyklus. Die VDI 2206 beschreibt die Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme. Hier liegt zwar kein mechatronisches System vor, allerdings wird der Problemlösungszyklus auch für domänenspezifische Entwürfe angewandt und ist somit auch für mechanische Elemente geeignet. Die angewandte Analysestrategie steht folglich in Übereinstimmung mit dem anerkannten Stand der Technik der Entwicklungsmethodik. In Verbindung mit dem in Abschnitt 4.9 durchgeführten Abgleich mit den Berechnungsgleichungen nach LIANG [116] kann folglich davon ausgegangen werden, dass mit der vorgestellten Analysestrategie plausible Ergebnisse erzielt werden können.

Die Analysephase der Untersuchungsstrategie nach Bild 101 kann in unterschiedlicher Ausprägung durchgeführt werden. ALBERS et al. [21] differenzieren im Rahmen des Prozesses zur Antriebsstrangentwicklung zwischen Betriebs-, Gesamtsystem-, Teilsystem-, Komponenten- und Elementversuch. Diese Einteilung wird in erweiterter und genauer spezifizierter Form auch in Bild 102 wiedergegeben und als Basis zur Einschätzung der Aussagegüte der vorliegenden Analyse verwendet. Der Darstellung kann entnommen werden, dass mit zunehmender Abstraktion von der realen Anwendung die Modellgüte sinkt. Damit einher geht auch eine Reduktion des Aufwands für die jeweiligen Versuche. Die Simulation zeigt in der Regel stets eine geringere Modellgüte als der zugehörige reale Versuch, da Rahmenbedingungen wie Materialbeschaffenheit, Wärmebehandlungs-

einflüsse, Oberflächentopographie, etc. nicht in ausreichender Genauigkeit wiedergegeben werden können ohne die Vorteile der Simulation einzuschränken. Eine immer weiterführende Abstraktion von der realen Anwendung birgt aber nicht nur Nachteile, sondern zeigt in den Punkten Flexibilität (beispielsweise Variantenuntersuchung) und Eindeutigkeit (Zuordnung von Ursache und Wirkung) weitere wesentliche Vorteile.

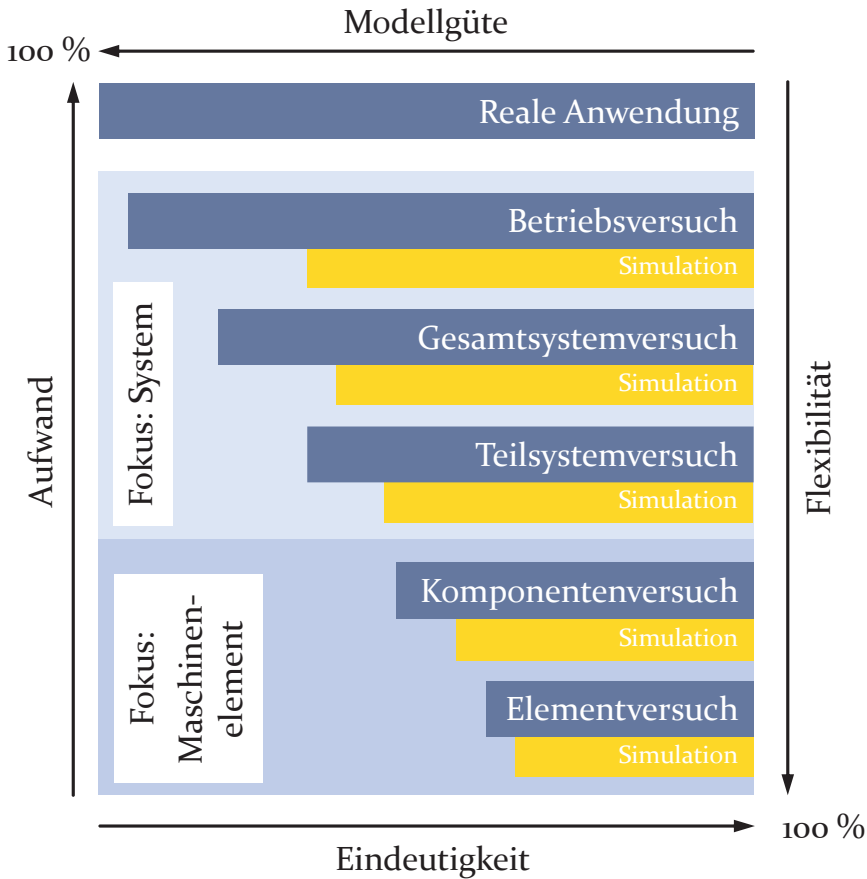


Bild 102: Zusammenfassung und Bewertung möglicher Analysemethoden nach [21]

Für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Analysen wurden ausschließlich experimentelle Komponentenversuche durchgeführt. Liegt der Fokus nicht auf dem technischen System in dem das Lager eingesetzt wird, sondern auf den resultierenden Eigenschaften des Maschinenelements selbst, so kann mit dieser Art der Untersuchung die beste Modellgüte erzielt werden. Insbesondere da durch die Erweiterung um die

Frequenzanalyse und die gezielte Anlage der Versuche zusätzlich auch Elementuntersuchungen ermöglicht werden, die die Aussagefähigkeit erweitern. Insgesamt ergibt sich so ein breites Analysespektrum. Aufgrund der verhältnismäßig hohen Modellgüte haben experimentelle Untersuchungen in Forschung und Entwicklung im Allgemeinen einen relativ hohen Stellenwert. Nicht selten wird das Ergebnis experimenteller Untersuchungen als „wahrer“ Wert angesehen und so das erzielte Resultat nicht richtig in den Gesamtzusammenhang eingeordnet. Dies kann unter Umständen zu Fehleinschätzungen führen. Denn egal ob nun das Systemverhalten oder das Maschinenelement als solches Untersuchungsobjekt ist und egal welche Modellgüte auch erreicht wird, eine wesentliche Aussage der Darstellung nach Bild 102 ist, dass jeder Versuch immer nur ein abweichungsbehaftetes Modell der Realität darstellt.

Trotz der vorgestellten Überlegungen sind nun nicht alle experimentell oder durch Simulation erhaltenen Ergebnisse grundsätzlich in Frage zu stellen. Die Arbeit mit Modellen zur Beschreibung der Realität gehört seit jeher zum Ingenieuralltag. An dieser Stelle seien nur beispielhaft die unterschiedlichen Festigkeitshypothesen oder die Beschreibung des elektrischen Stroms erwähnt. Eine Modellbildung ist also ein adäquates Hilfsmittel, um komplexe Sachverhalte und Zusammenhänge möglichst einfach zu beschreiben. Wichtig ist allerdings, dass dieser Umstand vor allem bei der Auswertung und Beurteilung der Ergebnisse berücksichtigt wird und das richtige Verständnis für die Anwendbarkeit und Aussagefähigkeit des jeweiligen Modells vorliegt. In diesem Sinne sind die erzielten Versuchsergebnisse dieser Arbeit nicht als einzig „wahre“ Absolutwerte zu verstehen. Vielmehr sind die Untersuchungen mit der Prüfanlage als Forschungs- und Entwicklungsversuche anzusehen, durch die ein besseres Verständnis vorliegender Zusammenhänge generiert werden kann. Die ermittelten Absolutwerte dienen somit lediglich zum Aufzeigen von Trends und zum Vergleich unterschiedlicher Einflüsse und Lösungen. Wird die erstellte Prüfanlage als eine Art Referenz angesehen, so lassen sich mit dem Prüfaufbau ermittelte Forschungs- und Entwicklungsergebnisse auf die reale Anwendung übertragen, wobei sich allerdings die wertbasierte Ausprägung der Ergebnisse durchaus unterscheiden kann. Dies ist bedingt durch den Zwiespalt zwischen Allgemeingültigkeit und maximaler Genauigkeit der erzielbaren Aussage. Die gemessenen Reibungswerte können dem Anwender folglich als eine Art Richtwert dienen.

Gerade für den Bereich der experimentellen Versuchsdurchführung gibt es einen weiteren Aspekt, der für die Beurteilung von Analysen im Gesamtzusammenhang zu berücksichtigen ist. Dies ist die Vergleichbarkeit von

Messwerten, die durch unterschiedliche Prüfanlagen ermittelt werden. Bereits in Abschnitt 4.1 wurde auf die verschiedenen Verfahren zur Reibungsmessung hingewiesen. Diese Vielfalt und die Problematik, dass das Reibungsmoment viele Faktoren beeinflussen, siehe Abschnitt 2, macht einen Vergleich der Ergebnisse unabhängiger Forscher und Entwickler schwierig, zumindest sofern dieser rein wertbasiert erfolgen soll. Zwar wird durch die Angabe der Randbedingungen versucht ein möglichst exaktes Bild der durchgeführten Untersuchungen zu geben, doch sind so längst nicht alle Rahmenbedingungen abbildbar. Fertigungsgenauigkeit, Laufgenauigkeit und Steifigkeit der Prüfanlage, der Einfluss von Sekundäraggregaten, Fremderwärmung/-kühlung, Schmierstoffverteilung, Montage der Prüflager, etc. sind nur schwer in vergleichbare Werte zu fassen und falls doch, so sind deren tatsächliche Auswirkungen auf den Messwert kaum zu beurteilen. Abhilfe könnte hier nur der Bezug auf eine gemeinsame Referenz schaffen. Eine Möglichkeit wäre die Darstellung der Wälzlagerreibung durch ein internationales Normal in Form eines sehr genau definierten Wälzlagers – inklusive exakt definierter Einbau- und Prüfbedingungen – ähnlich dem Urkilogramm [127]. Dieses internationale Normal kann dann über Primär-, Sekundär- und schließlich Gebrauchsnormale [127] bis in die einzelnen Forschungsstellen übertragen werden, sodass alle Prüfeinrichtungen zur Messung der Wälzlagerreibung auf ein internationales Normal rückführbar sind. Nachteil dieses Vorgehens ist der zeitliche sowie finanzielle Aufwand und die Problematik, dass es den Konsens aller Beteiligten benötigt. Einzelne Forscher können dies nicht leisten. Ein erster Schritt in diese Richtung ist die Kalibrierung des verwendeten Messsystems der Prüfvorrichtung mit einem Gebrauchsnormal, wie es für diese Anlage erfolgte. So kann zwar bezüglich der Vergleichbarkeit nicht die Genauigkeit wie mit dem beschriebenen Wälzlagnormal erreicht werden, doch ist zumindest das Messmittel auf ein internationales Normal rückführbar. Für Simulationen zeigt sich im Grunde auch kein wesentlich besseres Bild, da Simulationsprogramme meist mit realen Experimenten abgeglichen werden und sich so diese Problematik auf sie gleichermaßen überträgt. Auch aus dieser Sicht ist ein wertbasierter Vergleich schwierig und meist nur bedingt ziel führend. Dies verhindert jedoch nicht den Abgleich von Einflussfaktoren und deren Wirkung. Aus wissenschaftlicher Sicht sind die Vorteile eines exakt wertbasierten Vergleichs zum Aufbau einer gemeinsamen Wissensbasis klar ersichtlich. Für den Anwender ist zu berücksichtigen, dass ein sehr exakt bestimmter Reibungswert nur dann von Nutzen ist, wenn er sein eigenes System und die daraus resultierenden Anforderungen an das Wälzlager ebenfalls exakt beschreiben kann. Dies ist häufig nicht möglich,

sodass die Kenntnis des grundlegenden Verhaltens und der Einflussfaktoren häufig ausreichend ist.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass die vorliegende Analysestrategie durch die Anwendung einer anerkannten Entwicklungsmethodik und die Rückführung des Messmittels auf ein internationales Normal dem aktuellen Stand der Technik gerecht wird. Auch die experimentelle Modellbildung mit ihren Unzulänglichkeiten entspricht der guten wissenschaftlichen Praxis und ermöglicht die Beschreibung eines komplexen Systems. Hierbei gilt es auch zu berücksichtigen, dass die dargestellten Herausforderungen nicht nur speziell für die hier durchgeführten Analysen, sondern allgemein zutreffend sind.

5.4 Einordnung der Erkenntnisse in den Stand der Technik

Die im Verlauf der Abschnitte 4.9 bis 4.11 dargelegten Ergebnisse und Erkenntnisse wurden stets im Kontext der bereits bestehenden Wissensbasis diskutiert und bewertet. Insgesamt konnte so gezeigt werden, dass die überwiegenden Ergebnisse in Übereinstimmung mit dem vorhandenen Stand der Technik stehen und diesen geeignet erweitern. An einigen wenigen Stellen haben sich jedoch auch Abweichungen hiervon gezeigt. An dieser Stelle soll daher nochmals kurz Stellung zu den wichtigsten Aspekten genommen werden.

Für den Starvation-Effekt, der wie in Abschnitt 2.5 beschrieben aus anderen Untersuchungen wohl bekannt ist, zeigt sich in Abschnitt 4.9 ein etwas anderes Erscheinungsbild. Im Unterschied zu bisherigen Erfahrungen zeigt sich diese lokale Mangelschmierungserscheinung für geringe Lagerdrehzahlen in Verbindung mit hohen Führungsnormalbeschleunigungen und Schmierstofftemperaturen. Zurückgeführt wird dies auf die Beeinflussung des Schmierstoffs durch das Beschleunigungsfeld, sodass der Schmierstoff aus den Kontakten weggefördert wird. In bisherigen Betrachtungen des Starvation-Effekts lag die Rahmenbedingung eines separaten Beschleunigungsfeldes allerdings nicht vor, sodass diese Erscheinungsform nicht beobachtet werden konnte. Eine tatsächliche Abweichung vom aktuellen Wissensstand liegt somit nicht vor, sondern vielmehr eine situationsspezifische Erweiterung. Ob eine Mangelschmierungserscheinung für hohe Relativdrehzahlen, wie es aus der Literatur [43, 69, 192] bekannt ist, auch für Wälzlager unter dem Einfluss von Führungsnormalbeschleunigungen auftritt, konnte hier nicht geklärt werden und kann aufgrund der Gestaltung der Schmierstoffzufuhr durchaus hinterfragt werden. Sollte aber für diese

Betriebsbedingung tatsächlich keine Mangelschmierung auftreten, so würde eine wirkliche Abweichung vom aktuellen Stand der Technik vorliegen, woraus im Umkehrschluss allerdings auch Abhilfemaßnahmen gegen Mangelschmierungserscheinungen resultieren können.

Aus dem Aspekt der Mangelschmierung ergibt sich unmittelbar ein weiterer Punkt dieser Arbeit, der sich vor allem in Bezug auf Arbeiten wie [85, 93, 110, 188], die Analysemethoden auf Basis von Simulationen anwenden, von üblichen Annahmen unterscheidet. Für die Simulation/Berechnung von Schmierfilmhöhen wird meist von einer ausreichenden Schmierfilmmenge ausgegangen. Diese Arbeit zeigt, dass diese Annahme zumindest für Betriebspunkte mit hohen Normalbeschleunigungen, hohen Schmierstofftemperaturen und geringen Relativedrehzahlen zu hinterfragen ist. Einen wirklichen Kontrast zum Stand der Technik stellt aber auch diese Feststellung nicht dar, da den meisten Autoren, die sich auf Simulationen beziehen, die Möglichkeit einer nicht ausreichenden Schmiermenge und dass ihre Annahme eine Vereinfachung widerspiegelt wohl bekannt ist, siehe [85, 110, 188]. Dies zeigt sich auch daran, dass es Ansätze gibt, siehe [70, 189, 190], diese Bedingung zu berücksichtigen. Diese Vorgehen sind aber keineswegs die Lösung dieses Sachverhalts, da die eigentliche Problematik, wie es auch KOCH [110] anmerkt, in der Frage, wann und in welchem Maß Schmierstoffmangel herrscht, liegt. Auch in dieser Arbeit konnte diese Frage nicht geklärt werden und es werden nur Anhaltswerte für ein mögliches Gebiet der Betriebsparameter gegeben innerhalb dessen mit lokalem Schmierstoffmangel zu rechnen ist.

In konsequenter Berücksichtigung der vorherigen genannten Punkte und weiterer Aspekte wird im Folgenden kurz Stellung zum Vorschlag von HEIDER [85], das von ihr entwickelte Simulationsprogramm durch den im Rahmen dieser Arbeit erstellten Prüfaufbau zu validieren, genommen. Ein Vergleich – an dieser Stelle soll diese allgemeine Bezeichnung verwendet werden, um nicht die Definition diverser Begrifflichkeiten zu verletzen – zwischen Simulationen und Versuchsdurchführungen wird von vielen Autoren wie [93, 110, 116, 170, etc.] angewandt und stellt ein übliches Vorgehen für die Entwicklung von Simulationsprogrammen im Bereich der Maschinenelemententwicklung dar. Eine Validierung des Programms aus [85] mit Hilfe der hier erstellten Prüfanlage ist jedoch aus Sicht dieser Arbeit nicht zielführend. Dies ist im Wesentlichen auf die Begriffsdefinition des Wortes Validierung und den damit verbundenen Erwartungen zurückzuführen. Eine Definition für den Begriff Validierung ist in der VDI 2206 [2] oder auch in der DIN EN ISO 9 000 [11] zu finden. Vereinfachend kann der Anspruch an eine Validierung als Überprüfung, ob ein Modell das reale

System geeignet abbildet [2] und folglich die richtigen Anforderungen an das Modell gestellt wurden [117], beschrieben werden. In [85] wird für die Erstellung des Simulationsprogramms auf einige getroffene Vereinfachungen wie Voraussetzung einer ausreichenden Schmierstoffmenge, Vernachlässigung der Elastizität zwischen Käfig und Wälzkörper, Annahme der Umgebungskonstruktion als starr hingewiesen. Diese oder ähnliche Randbedingungen finden sich auch bei anderen Autoren und sind keineswegs auf die Unkenntnis oder Ignoranz dieser Sachverhalte durch die jeweiligen Autoren zurückzuführen, sondern resultieren vielmehr aus Ansprüchen an die Rechenzeiteffizienz, dem Fehlen geeigneter Beschreibungsmodelle, mangelnder Definitionsschärfe möglicher Randbedingungen, etc. Sind allerdings bereits vor Durchführung einer Validierung derartige Abweichungen bekannt, die auch noch durch weitere Aspekte wie Berücksichtigung der Oberflächentopographie, Verwendung typischer Reibungszahlen, Beschreibung der Schmieröleigenschaften, etc. ergänzt werden können, so wird dies zu Unterschieden zwischen experimentellen und durch Simulation generierten Ergebnissen führen. Das Resultat einer Validierung wäre somit im Sinne der geeigneten Abbildung des realen Systems negativ, sofern eine genaue quantitative Beschreibung des Wälzlagerreibungsmomentes – die Anforderungen an eine qualitative Validierung sind weniger streng, sodass diese auch schon bei geringerer Modellgüte sinnvoll sein kann – gefordert ist und die Fehlerakzeptanzgrenze einer Validierung also klein ist. Soll folglich eine positive Validierung erfolgen, so müssen alle bekannten Vereinfachungen aufgehoben werden und erst im Folgenden ein Vergleich mit den experimentellen Werten durchgeführt werden. Es muss aber damit gerechnet werden, dass sich auch dann noch Abweichungen ergeben werden, die aus bislang unbekanntem Effekten resultieren können. Diese sind wieder zu analysieren und ebenfalls im Simulationsmodell zu integrieren, sodass eine Validierung kein einmaliges Ereignis darstellt, sondern vielmehr ein iterativer Prozess ist. Dieses Vorgehen ist sehr aufwendig und im Rahmen dieser Arbeit sowie für die praktische Anwendung meist nicht akzeptabel. Daher ist ein alternativer Weg zu empfehlen. Dieser kann beispielsweise aus der Messtechnik abgeleitet werden, siehe Abschnitt 4.6. Wird die Prüfanlage als Normal angesehen, so kann mit dieser das Simulationsmodell kalibriert werden und es ergeben sich die entsprechenden Abweichungen. Diese systematischen Abweichungen können durch eine Justage des Simulationsprogrammes aufgehoben werden. Die Justage kann durch Korrekturfaktoren erfolgen, die entweder separat eingeführt werden oder es werden bereits vorhandene feste Parameter wie Reibungszahl, Viskositätsmodell, etc. variiert. So liefert die Simulation zwar nur im kalibrierten und justierten Bereich sicher vertrauenswürdige Werte, kann aber

relativ schnell sehr genaue Berechnungen liefern. Dieses Vorgehen schließt im Übrigen den Validierungsprozess nicht aus, da durch die sukzessive genauere Beschreibung der Realität durch das Simulationsprogramm vorgenommene Korrekturen auch wieder entfallen können. Für beide Alternativen wird aber, um das Simulationsprogramm nach [85] in einem möglichst weit gefächerten Anwendungsraum allgemeingültig nutzen zu können, eine umfangreiche, möglichst viele Einflussfaktoren berücksichtigende sowohl simulative als auch experimentelle Wertebasis benötigt, die zum aktuellen Zeitpunkt für beide Bereiche noch nicht vorliegt. Daher erfolgt auch im Rahmen dieser Arbeit keiner der beiden Vorgänge.

5.5 Ableitung von Gestaltungshinweisen

Trotz der modellbedingten Abstraktion der durchgeführten Analyse ist es auf Basis der ermittelten Erkenntnisse möglich erste Gestaltungshinweise abzuleiten. Natürlich sind aufgrund des bisher durchgeführten, beschränkten Versuchsumfangs, die Hinweise im Detaillierungsgrad begrenzt. Die Empfehlungen sind daher für den Wälzlagerkonstrukteur als allgemeine Gestaltungsvorschläge gedacht oder können dem weniger erfahrenen Anwender als einfache Hilfsmittel zur „reibungs-, axialschub- und temperaturgerechteren“ und funktionssicheren Gestaltung seines Produkts in den frühen Phasen des Produktentstehungsprozesses dienen. So wird der Anwender während den Phasen der Gestaltfindung, die meist mit häufigen Änderungen einhergeht, befähigt diese besser selbstständig durchführen zu können, ohne ständig Rücksprache mit einem Wälzlagerspezialisten halten zu müssen. Für die Feingestaltung ist dies jedoch zu empfehlen. Die Hinweise können für Nadelkränze für einen Beschleunigungsbereich bis 1 000 g und einer Relativedrehzahl bis 4 000 min⁻¹ angewandt werden.

- Die Berechnungsgleichung (53) nach LIANG [116] eignet sich als konservative Abschätzung des zu erwartenden Lagerreibungsmomentes.
- Für die Wahl der Wälzkörperanzahl ist eine Abwägung zwischen notwendiger Lagerlebensdauer und Lagerreibung vorzunehmen. Eine geringere Anzahl an Wälzkörpern kann die vorliegende Reibung reduzieren.
- Um eine ausreichende Kühlung und Schmierung der Lager zu erreichen, sollte für einen Bohrungsdurchmesser von ca. 35 mm eine Ölzufuhr von 0,5 l/min bereitgestellt werden. Sind keine kritischen Temperaturen zu erwarten, kann durch Reduzierung der Ölmenge eine weitere Minderung der vorliegenden Reibung erreicht werden.

- Da gezeigt werden konnte, dass der Käfig einen entscheidenden Anteil an der Gesamtreibung aufweist, kann es für Betriebsbedingungen, die den Aufbau eines geeigneten Schmierfilms erschweren, sinnvoll sein für die Käfige eine reibungsreduzierende und verschleißmindernde Beschichtung vorzusehen.
- Die Ölzuführung sollte idealerweise in Richtung und parallel zum Beschleunigungsvektor erfolgen. So kann durch Beschleunigung des Schmierstoffs eine erhöhte Öleinspritzgeschwindigkeit und schließlich ein erhöhter Öldurchsatz durch das Wälzlager erzielt werden. Muss aus anderen Gründen hiervon abgewichen werden, so ist die Beschleunigung des Schmierstoffs zu berücksichtigen und der Zuführdruck entsprechend zu erhöhen.
- Die Ölzuführung unmittelbar in das Lager sollte bei Außenführung am Außenring erfolgen, um die Gefahr des Käfigfressens, wie es in [88] bei seitlicher Ölzufuhr beobachtet wurde, zu reduzieren.
- Zur Ausbildung eines tragfähigen Schmierfilms ist auf eine ausreichende Relativedrehzahl zu achten. Es sind Drehzahlen $> 2\,000\text{ min}^{-1}$ zu empfehlen. Niedrige Relativedrehzahlen sind zu vermeiden.
- Um überhöhte Axialschubkräfte und Reibungsmomente zu verhindern, sollten im Beschleunigungsfeld keine Bewegungen aus dem Ruhezustand (Relativedrehzahl: 0 min^{-1}) heraus erfolgen.
- Die zu erwartenden Axialschubkräfte können durch möglichst niedrige Wälzkörpermassen, der bereits festgelegten Wälzkörperkonfiguration, gering gehalten werden.
- Durch eine zum Lagermittelpunkt punktsymmetrische Gestaltung der Lagerung kann eine dauerhafte Vorzugsrichtung des entstehenden Axialschubs verhindert werden.

5.6 Diskussion der Forschungsfragen

In den nachfolgenden Textpassagen soll zusammenfassend geklärt werden, inwiefern durch die vorliegende Arbeit die Reibungs-, Axialschub- und Temperaturentstehung analysiert und so das Wälzlagerverhalten im Beschleunigungsfeld beschrieben werden kann.

Anhand der durchgeführten Prüfläufe kann der markante Einfluss des außengeführten Käfigs auf das Reibungsmoment für die reine Beschleunigungslast dargelegt werden. Im Gegensatz zu Wälzlager, die nicht im Beschleunigungsfeld betrieben werden, wird offensichtlich, dass der Mechanismus der Reibungserzeugung durch außengeführte Käfige hier eine

wesentlich stärkere Intensität aufweist und keineswegs wie üblich nur von geringerem Ausmaß ist. So können aus der Literatur bekannte Beobachtungen bestätigt werden, obgleich durch die Einführung eines neuen Kennwertes (Verhältnis: Reibschwingung Käfig zu Reibschwingung Relativedrehzahl) dieser Zusammenhang nun auch durch reale Messwerte quantitativ belegt werden kann. Basis hierfür war die hohe erzielte Analysetiefe der Untersuchungsumgebung. Durch die Temperaturmessung am Außenring, die erhöhte Temperaturen am Anlaufbereich des Käfigs zeigt, kann die Plausibilität der erzielten Erkenntnisse bestätigt werden.

Ein weiterer Mechanismus, auf dessen signifikanten Einfluss viele Aspekte hinweisen, ist die Beschleunigung der Schmierstoffelemente bei vorliegender Führungsbewegung. Dieser Mechanismus ist für Wälzlager unter gewöhnlichen Rahmenbedingungen nicht bekannt. Neben negativen Folgen – schlechterer Schmierfilmaufbau – zeigt sich in Bezug auf die Temperaturentwicklung am Lager – Temperaturkonstanz trotz steigendem Energieeintrag – auch ein positives Resultat. Weitere detaillierte Zusammenhänge zwischen den Einfluss- und Ergebnisgrößen, die speziell die situationsbedingte Wirkung einzelner Parameter innerhalb des Beschleunigungsfeldes wiedergeben, können den Abschnitten 4.9 – 4.11 entnommen werden. Es zeigt sich, dass sich aufgrund der vielfältigen Zusammenhänge der Parameter für das Wälzlagerverhalten keine allgemeingültigen Wirkungen der Einflussgrößen ableiten lassen. Dennoch haben sich die Führungsbeschleunigung, die Drehzahl und die Schmierstofftemperatur als besonders relevant erwiesen. Die erlangten Erkenntnisse leisten einen wichtigen Beitrag zur Auslegung und Gestaltung von Wälzlagerungen im Beschleunigungsfeld, der bislang so nicht zur Verfügung steht. Hierzu hat die vorgeschlagene Versuchsplanung einen maßgeblichen Beitrag leisten können. Letztlich konnte gezeigt werden, dass die anfängliche Vermutung, dass im Beschleunigungsfeld weitere Mechanismen und Parameter das Wälzlagerverhalten bestimmen, zutreffend ist. Entsprechend den aufgeführten Beispielen, konnten diese Vorgänge aber nicht nur identifiziert, sondern auch detailliert beschrieben werden. Im Rahmen dieser Arbeit wurden somit erste Antworten auf die eingangs gestellte Forschungsfrage – *Welche Mechanismen und Parameter bestimmen das Verhalten eines Wälzlagers im Beschleunigungsfeld?* – gegeben, auch wenn diese nicht abschließend geklärt werden konnte. Die flexible Variationsmöglichkeit der Randbedingungen, die nicht zuletzt Grundvoraussetzung für die erzielten Erkenntnisse ist und auf dem vorgeschlagenem Prüfkonzept basiert, bietet ausreichend Potential diese Frage in Zukunft weiter zu präzisieren.

Im Fokus steht außerdem, *inwieweit sich Reibung, Axialschub und Temperatur im Beschleunigungsfeld beeinflussen*. Das beobachtete Temperaturverhalten hat gezeigt, dass die typische Bindung zwischen Last, Reibung und Temperatur im Beschleunigungsfeld aufgelöst wird. Mit einer Last- und Reibungserhöhung geht nicht mehr automatisch ein Temperaturanstieg einher. Anhand der transienten Untersuchungen wird zudem die erhöhende Wirkung des Axialschubs auf die Reibung deutlich. Als besonders kritischer Bereich werden hieraus Anfahrvorgänge identifiziert. Auch die Abhängigkeit des Axialschubs von der Temperatur wird erkennbar, wobei sich aufgrund der Beeinflussung des Schmierstoffs nicht der aus der Literatur bekannte Zusammenhang ergibt, sondern dieser sich genau umkehrt, sodass der Axialschub mit zunehmender Temperatur steigt. Gemäß den Erwartungen, bleiben folglich auch die Wechselwirkungen der genannten Größen nicht unbeeinflusst. Vor allem hier wird der Vorteil der realisierten zeitsynchronen Erfassung wichtiger Ergebnisgrößen im Vergleich zu alternativen Untersuchungsumgebungen deutlich. Auch wird die Notwendigkeit einer unabhängigen Variationsmöglichkeit der Randbedingungen verständlich und zeichnet sich als besondere Stärke des vorliegenden Prüfkonzepts aus. In zukünftigen Untersuchungen ist zu prüfen, ob sich für zusätzliche Betriebspunkte mit noch größeren Führungsbeschleunigungen weitere besondere Abhängigkeiten ergeben.

Abschließend ist noch die Frage, *ob der Einfluss einzelner Wälzlager Elemente abgebildet werden kann*, zu klären. Die vorgeschlagene Analyse im Frequenzbereich macht die Verbindung von Komponenten- und Elementanalyse innerhalb einer einzigen Untersuchung möglich. Voraussetzung hierfür ist die lose Integration des Wälzlageraußenrings, sodass dieser einen rotatorischen Freiheitsgrad besitzt. Auf Basis ihres Anteils an der Schwingungserregung des Außenrings werden die Wälzlager Elemente hinsichtlich ihres Beitrags zur Entstehung der Reibung beurteilt. Mit Hilfe der entstehenden Frequenzspektren können alle Elemente (Beitragsleister) bestimmt werden, die eine Schwingung initiieren. Anhand der auftretenden Schwingamplituden kann schließlich auf die Intensität der einzelnen Elemente zurückgeschlossen werden. Am Beispiel des außengeführten Käfigs wird dieses Vorgehen im Rahmen der vorliegenden Arbeit gezeigt. Insofern lässt sich also durch die Auswertung im Frequenzbereich der Einfluss einzelner Lager Elemente abbilden. Diese Auswertemethodik verspricht zudem einerseits eine zeitoptimalere Analyse und andererseits eine realitätsnahe Abbildung der Wälzlager Elemente im Betrieb, die in dieser Form bislang fehlt. So kann davon ausgegangen werden, dass zukünftig durch den

neu erhaltenen Blick in die inneren Vorgänge des Wälzlagers weitere wichtige Erkenntnisse erzielt werden können.

Die vorliegende Arbeit erlaubt eine Betrachtung des Wälzlagers im Beschleunigungsfeld wie sie bislang nicht möglich war. Auch wenn für die einzelnen Fragestellungen noch Aspekte ungeklärt bleiben, kann durch die erzielten Erkenntnisse das Verhalten eines Wälzlagers im Beschleunigungsfeld nun einerseits besser verstanden und nachvollzogen werden und andererseits durch die Kenntnis relevanter Parameter und Mechanismen auch besser beeinflusst werden. Folglich wurden Grundlagen für die Weiterentwicklung bestehender Simulationsprogramme zur besseren Abbildung der vorliegenden Anwendung und Hilfestellungen für die Auslegung von Wälzlager im Beschleunigungsfeld geschaffen.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Das Wälzlager als „Mobilitätsträger“ nimmt unter den Maschinenelementen hinsichtlich Energieeffizienz und Leistungsdichte von technischen Systemen eine Schlüsselstellung ein. Das ursprünglich auch als *antifriction bearing* [82] bezeichnete Lager gerät trotz seiner grundsätzlich positiven Reibungscharakteristik dennoch immer stärker unter Druck. Aufgrund der stetig vorangeschrittenen technischen Entwicklung verursacht die Wälzgerreibung heute einen signifikanten Anteil an der Gesamtreibung vieler Systeme und rückt folglich immer deutlicher in den Fokus von Anwender und Entwickler. Typische Anwendungen, für die Energieeffizienz und Leistungsdichte von besonderer Bedeutung sind, sind in Bezug auf die Antriebstechnik der Verbrennungsmotor und in Bezug auf die Getriebetechnik die Planetengetriebe. Während aus historischer Sicht das Wälzlager im Verbrennungsmotor eine eher wechselhafte Geschichte durchlebt hat, ist es in der Lagerung von Planetengetrieben wohl etabliert. Gerade das wälzgelagerte Pleuel und die Planetenradlagerung bieten einerseits aufgrund ihrer extremen Belastungssituation sowie aufgrund des Mehrfachaufkommens der jeweiligen Lagerstelle ein großes Einsparpotential. Die Lastbedingung dieser Lager ist als besonders zu bewerten, da aufgrund der Bewegung auf einer Kreisbahn die Lager zusätzlichen Führungsnormalbeschleunigungen, also externen Beschleunigungen, ausgesetzt sind. Daher standen Wälzlager, die in den genannten Anwendungen Verwendung finden, in der Geschichte der Wälzlagerforschung bereits immer wieder im Fokus der Untersuchungen. Die durchgeführten Analysen beschränkten sich allerdings entweder auf simulative Betrachtungen oder auf experimentelle Testbedingungen für anwendungsspezifische Lagerungen. Im Rahmen der genannten Untersuchungen wurde zudem das Augenmerk vermehrt auf einzelne Eigenschaftsparameter des Wälzlagers gelegt. Um die Vorgänge im Lager besser verstehen und um die richtigen Schlussfolgerungen ziehen zu können, ist jedoch die Betrachtung des Gesamtverhaltens dringend zu empfehlen. Idealerweise kann durch experimentelle Versuche auch ein Einblick in die inneren Vorgänge des Wälzlagers ermöglicht werden, so dass eine weitere Erkenntnissteigerung erreicht werden kann. Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass die bisherigen Ergebnisse und Erkenntnisse aufgrund stetig zunehmender und anspruchsvoller Anforderungen nicht mehr ausreichen und ein tieferes Verständnis der Vorgänge im Wälzlager für die Anwendung im Beschleunigungsfeld notwendig machen. Dementsprechend war das Ziel dieser Arbeit durch eine

ganzheitliche und anwendungsunabhängige Betrachtung des realen Wälzlagers im Beschleunigungsfeld Erkenntnisse über das für diese Einsatzbedingung besondere Verhalten der Reibungs-, Axial Schub- und Temperaturentstehung gewinnen zu können, anhand derer dem Wälzlagerkonstrukteur und Anwender Gestaltungshinweise zur Verfügung gestellt werden. Um diesen Fragestellungen gerecht zu werden, musste eine Analysestrategie erstellt werden, die die folgenden Elemente enthält.

- Realisierung einer Untersuchungsumgebung im Beschleunigungsfeld
- Exakte Beschreibung der Untersuchungsumgebung (Erfassen der Einfluss- und Ergebnisgrößen)
- Handhabung von Fehlereinflüssen
- Empfehlung einer Methodik zur zielgerichteten Durchführung der Untersuchungen
- Bereitstellung einer Auswertemethodik
- Interpretation der Ergebnisse und Ableitung von Handlungsempfehlungen

Im Rahmen dieser Arbeit konnte gezeigt werden, dass der für diese Bestrebungen neu entwickelte Prüfaufbau die direkte Messung von Reibungsmoment, Axialschub und Temperatur am Einzellager erlaubt und durch die zeitsynchrone Analysemöglichkeit aller genannten Messgrößen die Forderung nach einer ganzheitlichen Betrachtung des Systems Wälzlager erfüllt wird. Durch die besondere Konzeption des Prüfstands können zudem die Randbedingungen der Lagerungsumgebung derart flexibel variiert werden, dass eine anwendungsunabhängige Untersuchungsumgebung geschaffen werden kann, die anhand der Messung zusätzlicher Kenndaten akkurat beschrieben wird. Im Vergleich zu bekannten alternativen Prüfaufbauten scheint die beschriebene Anlage den Ansprüchen an die Untersuchungsumgebung besser gerecht zu werden, da sie umfassendere Analysemöglichkeiten am Wälzlager bereitstellt, als sie bisher bekannt sind. Mit Hilfe eines Versuchsplans, der die besonderen Rahmenbedingungen der Untersuchungen berücksichtigt und auf vorkonfektionierte Vorgehen verzichtet, konnten gezielt Parametervariationen wichtig erscheinender Einflussgrößen durchgeführt werden. Eine weitere wichtige Voraussetzung hierfür war die Beurteilung möglicher Fehlereinflüsse, die durch die Prüfanlage bedingt sind. Zur Behandlung dieser Problematik wird die Bewertung

entsprechend dem Verfahren nach [3] als geeignet angesehen. Auf dieser Grundlage können die Störeinflüsse als akzeptabel eingestuft werden.

Die Interpretation der Ergebnisse erfolgt beispielhaft für einen Nadelkranz. Es werden die Ergebnisgrößen Reibungsmoment, Axialschub und Temperatur evaluiert. Hierzu werden die Betriebsparameter Führungsbeschleunigung, Relativdrehzahl, Schmierstofftemperatur, Schmierstoffvolumenstrom und die Gestaltungsparameter Wälzkörpermasse und Wälzkörperanzahl variiert. Es wird deutlich herausgearbeitet, dass der Käfigbewegung und der Beeinflussung des Schmierstoffs durch das Beschleunigungsfeld in Zukunft eine größere Aufmerksamkeit beigemessen werden sollte. Hierauf aufbauend konnte weiter dargestellt werden, dass typische Wechselwirkungen zwischen Reibung, Axialschub und Temperatur für die hier beschriebene Anwendung ihre Gültigkeit verlieren können.

Ein interessanter Einblick in die Vorgänge im Lagerinnern wird aufgrund der frequenzbasierten Reibungsauswertung ermöglicht. Durch dieses Verfahren konnte beispielsweise der signifikante Anteil der Käfigreibung am Gesamtlagerreibungsmoment bestätigt werden. Dieses Auswerteverfahren basiert auf der Fourier-Transformation und bietet ohne zusätzlichen messtechnischen Aufwand, der oftmals mit einer Beeinflussung des zu untersuchenden Objekts einhergeht, einen tiefergehenden Erkenntnisgewinn über die an der Reibungsentstehung beteiligten Prozesse und deren Intensität.

Dieses Verfahren hat natürlich auch Grenzen, sodass nicht jeder beliebige Einfluss erfasst werden kann. Die Anwendungsgrenzen dieses Verfahrens weiter zu schärfen und ein größeres Erfahrungswissen hinsichtlich der Anwendung dieses Vorgehens aufzubauen, können mögliche Schritte für weitergehende Untersuchungen sein. Abgesehen von der frequenzbasierten Auswertung verbleiben weitere Aspekte, durch die die erarbeitete Analysestrategie und somit auch die bestehende Wissensbasis sinnvoll ergänzt werden kann. Da im Rahmen dieser Arbeit die Erweiterung zum WSP^{plus} bereits fertiggestellt wurde, allerdings aus zeitlichen Gründen nicht mehr zum Einsatz kommen konnte, bietet die Nutzung dieser Zusatzeinrichtung die Möglichkeit zu weiteren Forschungsaktivitäten, die beispielsweise den direkten Zusammenhang zwischen beschleunigungsinduziertem Reibungsanteil und Grundreibungsmoment herstellen können. Letztlich kann durch die flexible Konzeption des Prüfaufbaus der Einfluss zusätzlicher Parameter bestimmt werden. Denkbar wären die Auswirkungen

- unterschiedlicher Käfigbeschichtungen,
- unterschiedlicher Schmierstoffe,
- unterschiedlicher Baugrößen,
- unterschiedlicher Lagertypen,
- etc.

Ist ein gewisser Forschungsstand erreicht, kann es nützlich sein, die in dieser Arbeit bewusst vollzogene Abstraktion von speziellen Anwendungen hin zu einer allgemeinen Analyse wieder aufzuheben und die allgemein erzielten Erkenntnisse auf besondere Anwendungen zu übertragen, sodass das Zusammenwirken allgemeiner und anwendungsbezogener Vorgänge hergestellt werden kann. Trotz der noch anliegenden Fragestellungen kann anhand der erzielten Erkenntnisse dieser Arbeit festgehalten werden, dass Wälzlager auch unter extremen Einsatzbedingungen bei richtiger Anwendung eine zuverlässige und variable Lagerungsmöglichkeit darstellen.

7 Summary and Outlook

The roller bearing as „mobility provider” has a key position among the machine elements concerning energy efficiency and power density of technical systems. The roller bearing, originally also known as *antifriction bearing* [82], is under increasing pressure despite its basically good friction characteristic. Due to the continuously advancing technical development, the frictional moment of roller bearings is today causing a significant impact on the overall friction of many systems and is therefore becoming increasingly important for users and designers. Typical applications that are particularly affected by the energy efficiency and power density are, in terms of the drive technology, the combustion engine and, in terms of the transmission technology, the planetary gears. Roller bearings are well established in bearing arrangements of planetary gears whereas the use of roller bearings for combustion engines shows a unsteady history. In particular the roller bearing supported connecting rod and planet bearing provide a huge saving potential on the one hand based on their extreme load condition and on the other hand due to their frequent presence in a single system. Due to the movement along a circular path, these bearings are exposed to additional guiding normal accelerations and thus external accelerations. Therefore, the load condition of these bearing arrangements is special. So the bearings, used for the mentioned applications, have already been several times in the scope of research works. However, the analyses already carried out were restricted to simulative investigations or to experimental tests for application specific conditions. Furthermore these analyses were increasingly focused on individual property parameters of the roller bearing. To generate a better understanding of the processes inside a roller bearing and to be able to draw the appropriate conclusions the consideration of the overall bearing behaviour is strongly recommended. Ideally, experimental tests can also enable an insight into the processes inside a roller bearing to generate an additional increase of knowledge. In conclusion, the results and findings achieved so far are no longer sufficient due to steadily increasing and more challenging requirements. Therefore, a deeper understanding of the processes inside bearings exposed to an acceleration field is necessary. Accordingly, the scope of this research work was a holistic and application-independent approach of a realistic roller bearing within an acceleration field. In this context, insights into the specific behaviour of friction, axial thrust and temperature generation for the mentioned operating condition should be achieved. On the basis of these

results design notes for bearing designers and users should be made available. In order to address these issues, a new analysis strategy was developed. This strategy includes the following elements.

- realisation of a test environment in the acceleration field
- exact description of the test environment (recording the influencing variables and the result parameters)
- handling of errors
- recommendation of a procedure for the targeted realisation of analysis
- providing an evaluation methodology
- evaluation of the results and determination of recommendations for action

In the scope of this work, it was found that the test rig developed for these analyses allows the direct examination of the frictional moment, axial thrust and temperature behaviour of a single bearing and meets the requirement for an overall approach of the bearing system by a synchron measurement of all mentioned parameters. Based on the special design of the test rig, the boundary conditions of the bearing environment can be varied flexible, to enable an application-independent test environment that can be precisely described by measuring further parameters. Compared to known alternative test rigs, the system described above seems to meet the needs of the test environment better, as it offers a more comprehensive range of analysis possibilities for roller bearings than so far known. Focused parameter variations of possibly important influencing variables were carried out by the means of an experimental plan which takes into account the special constraints of the investigations and does not use preconceived procedures. A further important prerequisite for this procedure was the evaluation of the error effects of the test rig. In order to address this aspect, the evaluation based on the procedure according to [3] is regarded as suitable. On this basis the error effects can be considered as acceptable.

The interpretation of the results is performed exemplary for needle rollers and cage assemblies. The result parameters frictional moment, axial thrust and temperature are evaluated. For this purpose, the operating parameters guiding acceleration, rotational speed, lubricant temperature, lubricant flow rate and the design parameters mass and number of the rolling elements are varied. It is clearly stated that greater attention should be paid in the future to the movement of the cage and the influence of the

acceleration field on the lubricant. Furthermore, it could be shown that typical interactions between frictional moment, axial thrust and temperature may lose their validity for the application described above.

The frequency analysis of the frictional moment gives an interesting insight into the processes inside a roller bearing. Due to this analytical method the significant percentage of the overall frictional moment induced by the bearing cage could be verified. This evaluation procedure is based on the Fourier-Transformation and enables a deeper knowledge of the processes involved in the friction generation and their intensity without additional measuring effort, which often includes influencing the analysed objects.

Of course, this method also has its limits, so it is not possible to consider any influencing variables. Therefore, possible steps for additional analyses may be further clarifying the application limits of the mentioned method and gaining a greater knowledge of its usage. Despite the frequency analysis further aspects, which can supplement the analysis strategy and thus the existing knowledge base, are remaining. Since the upgrade to the WSP^{plus} has already been completed during this research work, but could not be used for reasons of time, the use of this additional unit offers the possibility for further research activities. For example, it is possible to establish the link between the percentage of the frictional moment induced by the acceleration field and the basic frictional moment. Finally, the influence of additional parameters can be determined by the flexible design of the test rig. Possible parameters could be

- varying cage coatings,
- varying lubricants,
- varying design sizes,
- varying roller bearing types,
- etc.

Once a certain level of research is reached, it can be beneficial to reverse the targeted abstraction from specific applications to a general analysis, realized in this work. So, the general knowledge achieved can be transferred to specific applications and the interaction between general and application specific procedures can be established. Despite the remaining research questions, the findings achieved show that roller bearings are reliable and variable bearing approaches, even under extreme operating conditions, if applied correctly.

8 Anhang

Im Rahmen des Anhangs sollen ergänzende Informationen zur Verfügung gestellt werden, die zwar keine weiteren Forschungsergebnisse beinhalten, aber die Randbedingungen der Versuchsdurchführung weiter präzisieren. Für den engagierten Leser stellen sie so eventuell interessante Detailspekte zur Verfügung.

8.1 Ausführung Laufbahnen Prüflager

Die konstruktive Gestaltung der Laufbahnen erfolgte gemäß den Herstellerangaben der Nadelkränze [153]. Die Wellen- und Bohrungstoleranz kann Tabelle 18 entnommen werden.

Tabelle 18: Lagersitztoleranzen

Laufbahn	Toleranz
Welle	j5
Bohrung	G6

8.2 Kenndaten Prüföl

Zur Schmierung der Prüflager, Stützlager und Zahnräder wird ein einheitliches Schmieröl verwendet. Für die hier vorliegenden Untersuchungen wurde das Getriebeöl *Shell Spirax S2 ATF AX* [5] verwendet. In Tabelle 19 sind die maßgeblichen Kenndaten aufgelistet.

Tabelle 19: Technische Kenndaten Prüföl nach [5]

Kennwert	Referenztemperatur	Einheit	Wert
kinematische Viskosität	40 °C	mm ² /s	34,6
kinematische Viskosität	100 °C	mm ² /s	7,1
Viskositätsindex			174
Dichte	15 °C	kg/m ³	874
Flammpunkt		°C	180
Pourpoint		°C	-45

8.3 Lastverhältnisse am Prüflager

Wie in Abschnitt 4.2 ausführlich beschrieben, wird die Lagerlast des Prüflagers durch die Beschleunigung der Außenringmaße im Beschleunigungsfeld erzeugt. In der Arbeit wird meist nur die Beschleunigung als Lagerlast angegeben. Anhand Tabelle 20 wird die Möglichkeit gegeben der Beschleunigungslast eine konkrete Radiallast beziehungsweise ein konkretes Lastverhältnis zuzuordnen.

Tabelle 20: Lasttabelle Prüflager

Beschleunigung in g	Lagerlast in N	Lastverhältnis: C/P
1,6	5,5	5068,2
6,3	22,1	1265,0
14,0	49,8	561,9
25,0	88,6	316,1
39,1	138,4	202,3
56,3	199,3	140,5
76,6	271,3	103,2
100,1	354,4	79,0
126,6	448,5	62,4
156,3	553,7	50,6
190,0	672,9	41,6
200,0	708,3	39,5
300,0	1062,4	26,4
400,0	1416,6	19,8
500,0	1770,7	15,8
600,0	2124,8	13,2
700,0	2479,0	11,3
750,0	2656,1	10,5
800,0	2833,1	9,9
850,0	3010,2	9,3
900,0	3187,3	8,8
950,0	3364,3	8,3
1 000,0	3541,4	7,9

8.4 Diagramme zum Messunsicherheitsverlauf nach Abschnitt 4.6

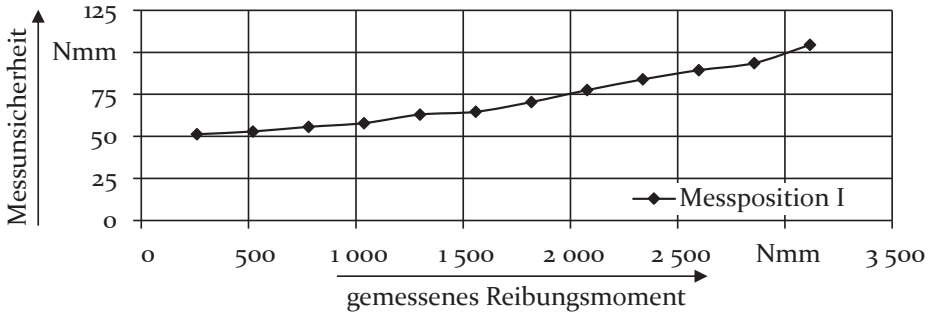


Bild 103: Messunsicherheitsverlauf Reibungsmoment Messposition I

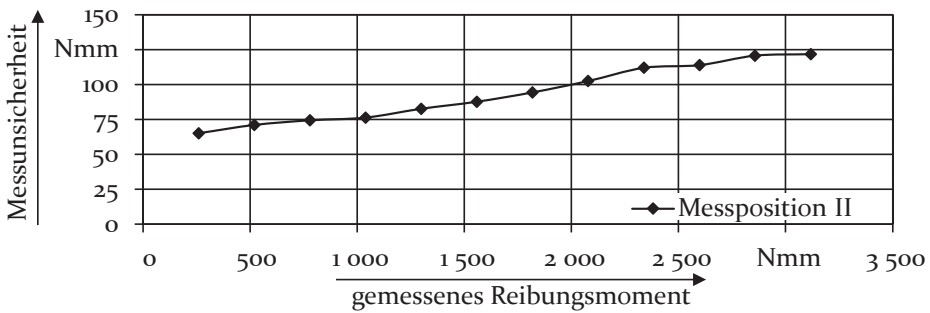


Bild 104: Messunsicherheitsverlauf Reibungsmoment Messposition II

8.5 Einfluss der Messverfahren

In Abschnitt 3 wurde auf die Relevanz einer eventuellen gegenseitigen Beeinflussung der Messverfahren zur Detektion der unterschiedlichen Messgrößen hingewiesen. Inwiefern dies für den vorliegenden Prüfaufbau wichtig ist, wurde anhand eingehender Untersuchungen überprüft. Die Ergebnisse wurden in einem unveröffentlichten Abschlussbericht [P8] zusammengestellt und werden im Folgenden nochmals kurz dargestellt.

Der genannte mögliche Fehlereinfluss kann in der Messunsicherheitsbetrachtung nur sehr schwer berücksichtigt werden, weil keine festen Abhängigkeiten der Untersuchungsgrößen vorliegen und so für die kombinierte Messung keine Standards zur Ermittlung zufälliger Fehler für die vorhandene Prüfanlage vorliegen. Das Messverfahren des vorliegenden

Prüfaufbaus sieht die gleichzeitige Messung der drei Messgrößen Reibungsmoment, Axial Schub und Temperatur vor. Daher ergeben sich die folgenden möglichen Beeinflussungsbeziehungen:

- *Reibungsmessung* = $f(\text{Axialschubmessung})$
- *Reibungsmessung* = $f(\text{Temperaturmessung})$
- *Reibungsmessung* = $f(\text{Axialschub-, Temperaturmessung})$
- *Axialschubmessung* = $f(\text{Reibungsmessung})$
- *Axialschubmessung* = $f(\text{Temperaturmessung})$
- *Axialschubmessung* = $f(\text{Reibungs-, Temperaturmessung})$
- *Temperaturmessung* = $f(\text{Reibungsmessung})$
- *Temperaturmessung* = $f(\text{Axialschubmessung})$
- *Temperaturmessung* = $f(\text{Reibungsmessung, Axialschubmessung})$

Durch die konstruktive Gestaltung, die einen Anschluss der im Außenring integrierten Temperatursensoren über ein flexibles Verbindungskabel, das keinen Bewegungsfreiheitsgrad des Außenrings einschränkt, vorsieht, konnte sichergestellt werden, dass die Temperaturmessung keinen Einfluss auf die beiden anderen Messungen ausübt, siehe Bild 36. Somit können die vier Beeinflussungsbeziehungen bei denen die Temperaturmessung als Parameter auftritt unberücksichtigt bleiben. Weiterhin wird anhand der Beschreibung der Messverfahren nach Bild 36 klar, dass auch die Temperaturmessung durch keines der zwei weiteren Messverfahren beeinflusst wird. Einerseits kann die Messung von Reibungsmoment und Axial Schub aufgrund der geometrischen Trennung der Messpunkte keinen Einfluss auf die Lagertemperatur nehmen und andererseits ist eine taktile Messung des Reibungsmomentes beziehungsweise des Axialschubs in der Ausführung nach Bild 36 mit keinem maßgeblichen Energieeintrag verbunden. Folglich müssen auch alle Beeinflussungsbeziehungen, bei denen die Temperaturmessung eine Funktion einer der anderen Messungen ist, nicht berücksichtigt werden. Es verbleiben somit noch die folgenden zwei Beeinflussungsbeziehungen

- *Reibungsmessung* = $f(\text{Axialschubmessung})$ und
- *Axialschubmessung* = $f(\text{Reibungsmessung})$,

die eine Relevanz für die Beeinflussung der Messwerte aufweisen. Für den Betrieb der Anlage und für das weitere Vorgehen wurde in einem ersten Schritt, wie dies in Abschnitt 3 in der Anforderungsliste gefordert wird, eine Priorisierung vorgenommen. Für die geplanten Untersuchungen ist primär das Reibungsmoment die wichtigere Messgröße und die Axialschubmessung ist eher als sekundäre Messgröße zu betrachten. Dieses Vorgehen ist der Problematik geschuldet, dass jede reale Messung nicht ohne jeglichen äußeren Einfluss realisierbar ist und somit unter Umständen eine gegenseitige Beeinflussung nicht vollständig verhindert werden kann. Dass eine mögliche Beeinflussung des Reibungsmomentes durch die Axialschubmessung vorliegen kann, wird anhand der möglichen Positionen des Lageraußenrings in Bild 105 ersichtlich.

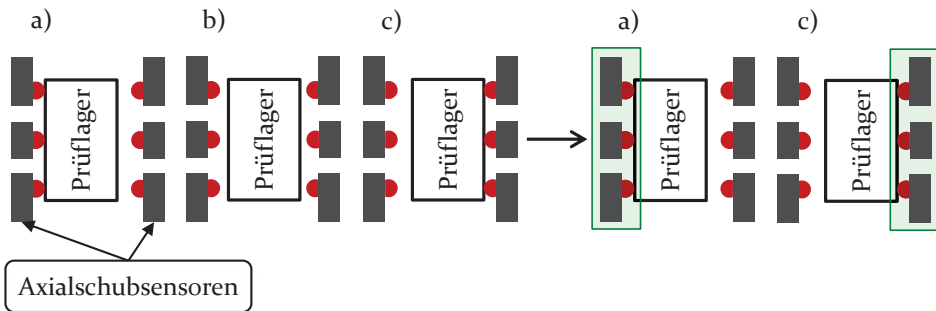


Bild 105: Mögliche Positionen des Lageraußenrings: a) links anlaufend; b) mittig schwebend; c) rechts anlaufend

Liegt der Lageraußenring an den Axialschubsensoren wie in Bild 105 a) und Bild 105 c) zu sehen an, so kann die koaxiale Verdrehung des Lageraußenrings, die durch das vorliegende Reibungsmoment verursacht und zu dessen Messung verwendet wird, beeinflusst werden. Schwebt der Lageraußenring hingegen zwischen den beiden Positionen, wie in Bild 105 b) zu sehen, so kann eine Beeinflussung sicher ausgeschlossen werden. Daher sind die in Bild 105 a) und Bild 105 c) dargestellten Positionen, siehe grüne Markierung, genauer zu betrachten. Eine detaillierte Betrachtung zeigt Bild 106.

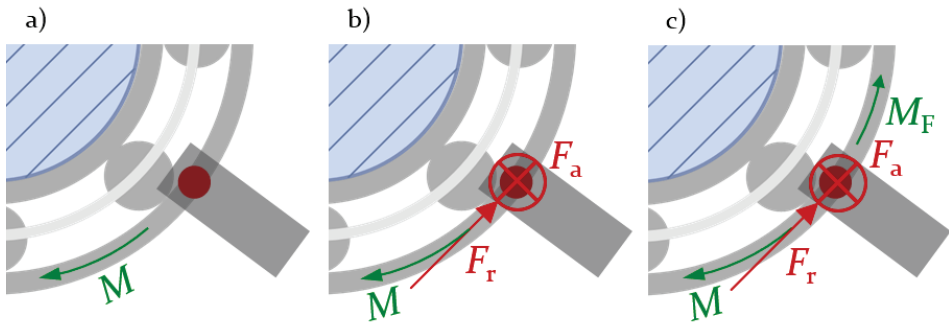


Bild 106: Möglicher Fehlereinfluss durch den Axialschub

Wie in Bild 106 a) dargestellt, liegt bei der Prüfung eines Lagers ein definiertes Lagerreibungsmoment M vor. Tritt zusätzlich Axialschub auf und der Lagerring nimmt eine Position, wie in Bild 105 a) und Bild 105 c) dargestellt, ein, so wirkt die Axialschubkraft als Normalkraft auch auf den Außenring des Prüflagers. Bedingt durch die Reibung zwischen Ring und Sensor resultiert hieraus eine Reibungskraft F_r , siehe Bild 106 b). Aufgrund der zum Prüflagermittelpunkt exzentrischen Lage des Berührungspunkts zwischen Außenring und Axialschubsensor induziert diese Reibungskraft ein Fehlermoment M_F , das dem Lagerreibungsmoment entgegengesetzt ist. Dieser Fehlereinfluss ist einerseits wie beschrieben nur situations- beziehungsweise zeitabhängig und andererseits auch nur prüfverfahrensabhängig vorhanden. Findet eine stirnseitige Anlage des Außenrings gemäß Bild 105 a) und c) statt, ohne dass eine koaxiale Verdrehung des Außenrings vorhanden ist, also keine Reibungsmomentenänderung vorliegt, ergibt sich durch die axiale Anlage des Außenrings an den Axialschubsensoren kein Fehlereinfluss. Ein Einfluss dieses möglichen Fehlers ergibt sich damit nur, falls der Außenring dauerhaft an den Axialschubsensoren zum Anliegen kommt und sich das Reibungsmoment ändert. Aufgrund der vorliegenden Bedingungen wurde das zeitliche Verhalten des Außenrings und der auftretenden Axialschubkräfte untersucht. Ein Auszug aus Axialschubmessungen wurde bereits in Bild 80 gezeigt. Das Axialschubverhalten erweist sich grundsätzlich über den Zeitbereich betrachtet als nicht konstant. Typisch ist ein ständiger Wechsel zwischen vorhandenem und nicht vorhandenem Axialschub. In Bild 107 sind die Zeitbereiche, in denen der Außenring gemäß Bild 105 c) an den Axialschubsensoren anliegt, beispielhaft blau hinterlegt.

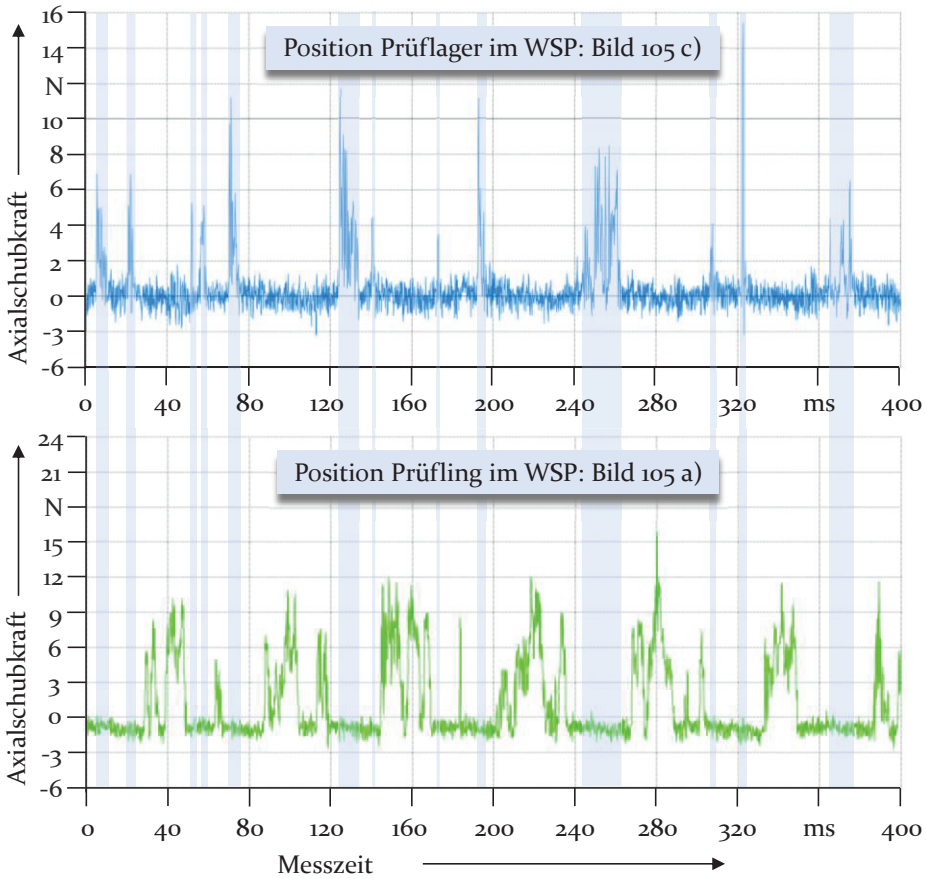


Bild 107: Auszug aus einer Axialschubmessung bei einer Normalbeschleunigung von 156 g und einer Relativdrehzahl von $4\,000\text{ min}^{-1}$

Es zeigt sich, dass es hierbei keine Überschneidungen mit den Zeitbereichen gibt an denen der Außenring gemäß Bild 105 a) an den Axialschubsensoren anliegt. Der Außenring liegt also entweder auf der einen oder der gegenüberliegenden Seite an den Axialschubsensoren an. Ein übermäßiges Verkippen des Außenrings zeigt sich folglich nicht. Somit kann ein möglicher Fehlereinfluss auch immer nur von einer Stirnseite des Außenrings resultieren. Bereits in Bild 107 deutet sich weiter an, dass es auch Zeitbereiche gibt, in denen der Außenring weder auf der einen noch auf der gegenüberliegenden Seite an den Axialschubsensoren anliegt. In Bild 108 wurde das Signal der Reibungsmessung um die Zeitbereiche reduziert – grauen Flächen –, in denen der Außenring Kontakt zu Axialschubsensoren hat. Es wird bestätigt, dass es während der Messung Bereiche gibt an denen der

Außenring keinen Kontakt zu den Axialschubsensoren hat. Dies ist der Zustand den Bild 105 b) darstellt. Hier schwebt der Außenring zwischen beiden Seiten der Axialschubmessung und kann sich ungestört koaxial verdrehen. Eine Beeinflussung der Reibungsmessung durch die Axialschubmessung in diesen Zeitbereichen kann daher sicher ausgeschlossen werden.

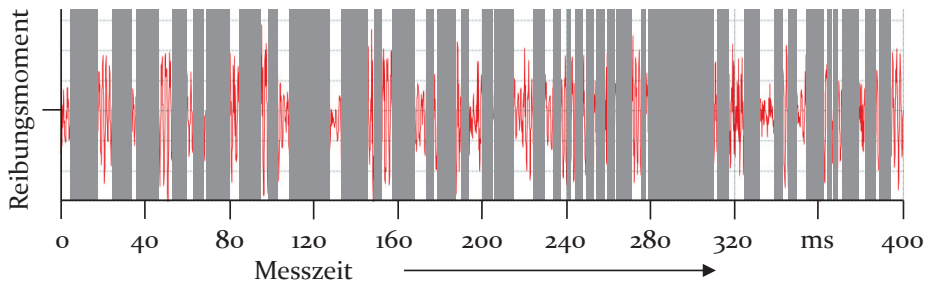


Bild 108: Auszug aus einem Signal der Reibungsmessung, das um die Zeitbereiche mit Berührung der Axialschubsensoren reduziert wurde;
Normalbeschleunigung: 156 g ; Relativdrehzahl: 4 000 min⁻¹

Für die Auswertung des Reibungssignals bleibt konsequenter Weise die Frage bestehen, ob die Bereiche in denen der Außenring an den Axialschubsensoren anliegt bei der Auswertung des Messsignals ausgespart werden müssen. Um diese Frage beantworten zu können, wurden die Auswertungen mehrerer Messpunkte mit dem Ursprungssignal und mit dem reduzierten Signal durchgeführt. Die Auswertung ist in Tabelle 21 zu sehen.

Tabelle 21: Vergleich des Reibungsmomentes bei ursprünglichem und reduziertem Signal

Messpunkte (Normal- beschleunigung: 156 g)	Reibungsmoment in Nmm (ursprüngliches Signal)	Reibungsmoment in Nmm (reduziertes Signal nach Bild 108)
Relativdreh.: 4 000 min ⁻¹	248,4	244,9
Relativdreh.: 3 000 min ⁻¹	210,1	214,0
Relativdreh.: 2 000 min ⁻¹	181,3	189,9
Relativdreh.: 1 000 min ⁻¹	155,9	158,3

Anhand der Reibungsmomente wird ersichtlich, dass der Unterschied im Messwert zwischen ursprünglichem und reduziertem Signal im einstelligen Nmm Bereich liegt und somit vernachlässigbar ist. Neben dem größeren Auswerteaufwand gehen bei Anwendung des reduzierten Signals auch die zusätzlichen Informationen aus der Frequenzauswertung verloren. Es wird daher empfohlen zur Auswertung das ursprüngliche Messsignal heranzuziehen. Als Ergebnis dieser Betrachtungen kann festgehalten werden, dass die Beeinflussungsbeziehung $\text{Reibungsmessung} = f(\text{Axialschubmessung})$ vorliegen kann und auch nicht verhindert werden kann, aber aufgrund der Dynamik des Prüflagers keinen Einfluss auf die Reibungsmessung hat.

Letztlich verbleibt noch die Beeinflussungsbeziehung $\text{Axialschubmessung} = f(\text{Reibungsmessung})$. Diese Beziehung resultiert daraus, dass für die Reibungsmessung die Verbindung von Biegebalken (Sensor: Reibungsmoment) und Außenring nach Bild 36 als Schubgelenk ausgebildet ist. Natürlich ist auch dieses Schubgelenk reibungsbehaftet und kann so das axiale Wandern des Außenrings hin zu den Axialschubsensoren erschweren und die am Sensor resultierende Axialschubkraft mindern. Da das Reibungsmoment wie es Bild 108 zeigt ein schwingungsbehaftetes Signal ist, unterliegt auch das Schubgelenk der koaxialen Drehschwingung des Außenrings. Durch diese Schwingung kommt es zwischen den Gleitelementen des Schubgelenks ähnlich wie zwischen Außenring und Axialschubsensoren nicht zu einer dauerhaften Berührung und so kann der Außenring nahezu unbeeinflusst gegen die Axialschubsensoren anlaufen, sofern ein ausreichend großer Zeitschritt betrachtet wird.

8.6 Messdaten

Tabelle 22: Ergebnistabelle Versuchsplan I: Reibungsmoment

Normal- beschleunigung	Relativedreh- zahl	Relativedreh- zahl	Relativedreh- zahl
	2 000 min ⁻¹	3 000 min ⁻¹	4 000 min ⁻¹
in g	Reibungsmoment in Nmm		
1,6	38,3	29,5	61,0
6,3	6,6	10,3	53,7
14,0		7,7	24,4
25,0	53,4	40,4	31,6
39,1	52,0	60,0	57,0
56,3	108,5	115,0	121,8
76,6	140,5	158,7	167,7
100,1	156,0	182,5	198,9
126,6	163,5	196,7	220,9
156,3	181,3	210,1	248,4
190,0	214,7	238,5	264,6
200,0	200,3	227,4	258,7
300,0	255,5	273,2	295,5
400,0	300,3	149,3	343,2
500,0	396,2	390,0	396,7
600,0	549,0	594,0	698,0
700,0	862,0	891,0	939,0
750,0	696,0	849,0	902,0
800,0	966,0	1 009,0	1 036,0
850,0	961,0	1 012,0	1 115,0
900,0	928,0	976,0	1 026,0
950,0	810,0	1 019,0	1 069,0
1 000,0	1 007,0	1 040,0	1 101,0

Alle Werte wurden auf eine Dezimalstelle gerundet

Tabelle 23: Ergebnistabelle Versuchsplan I: Prüflagertemperatur

Normal- beschleunigung	Relativ- drehzahl 2 000 min ⁻¹		Relativ- drehzahl 3 000 min ⁻¹		Relativ- drehzahl 4 000 min ⁻¹	
	Prüflagertemperatur in °C					
in g	LZ	LFZ	LZ	LFZ	LZ	LFZ
1,6	41	44	46	49	51	56
6,3	49	52	56	59	61	65
14,0	50	53	57	60	64	67
25,0	52	54	58	61	67	69
39,1	48	51	55	57	63	66
56,3	49	51	56	58	62	64
76,6	48	50	54	56	61	63
100,1	49	51	52	54	59	62
126,6	46	48	52	54	58	60
156,3	41	43	53	55	58	61
190,0	48	50	54	56	59	61
200,0	51	52	56	58	61	63
300,0	46	48	53	55	57	59
400,0	49	51	54	55	59	61
500,0	52	54	57	59	62	64
600,0	54	56	59	61	64	66
700,0	58	60	63	66	68	70
750,0	62	65	58	61	64	67
800,0	60	62	65	68	71	74
850,0	65	67	69	72	75	78
900,0	55	57	59	62	64	67
950,0	56	58	57	59	62	64
1 000,0	53	55	57	59	62	65

Alle Werte wurden auf 0 Dezimalstellen gerundet

LZ = Lastzone; LFZ = lastfreie Zone (180° versetzt zu LZ)

Tabelle 24: Ergebnistabelle Versuchsplan I: Schwingungsamplitude des Reibungsmoment; Käfiganteil

Normal- beschleunigung	Relativ- drehzahl	Relativ- drehzahl	Relativ- drehzahl
	2 000 min ⁻¹	3 000 min ⁻¹	4 000 min ⁻¹
in g	Reibungsmoment in Nmm		
1,6	0	0	0
6,3	0	0	0
14,0	0	7	0
25,0	5	6	4
39,1	5	5	1
56,3	5	6	6
76,6	4	7	7
100,1	6	6	6
126,6		6	7
156,3	10	5	7
190,0	8	8	7
200,0	7	9	8
300,0	8	9	7
400,0	10	14	9
500,0	10	8	
600,0	26	18	14
700,0	44	24	14
750,0	27	24	17
800,0	45	26	15
850,0	48	33	27
900,0	36	21	25
950,0	36	16	22
1 000,0	30	18	24

Alle Werte wurden auf 0 Dezimalstellen gerundet

Tabelle 25: Ergebnistabelle Versuchsplan I: Schwingungsamplitude des Reibungsmoment; Relativedrehzahlanteil

Normal- beschleunigung	Relativ- drehzahl 2 000 min ⁻¹	Relativ- drehzahl 3 000 min ⁻¹	Relativ- drehzahl 4 000 min ⁻¹
in g	Reibungsmoment in Nmm		
1,6	1	2	5
6,3	1	2	5
14,0		2	4
25,0	6	4	1
39,1	9	8	5
56,3	10	8	5
76,6	10	8	6
100,1	11	9	8
126,6	13	13	11
156,3	25	20	16
190,0	53	39	35
200,0	48	31	32
300,0	77	46	41
400,0	102	96	50
500,0	116	117	105
600,0	129	121	123
700,0	163	125	115
750,0	100	98	95
800,0	144	119	127
850,0	83	95	86
900,0	90	89	99
950,0	117	115	125
1 000,0	142	110	139

Alle Werte wurden auf 0 Dezimalstellen gerundet

Tabelle 26: Ergebnistabelle Versuchsplan II: Prüflagertemperatur

Normal- beschleunigung	Relativdrehzahl 3 000 min ⁻¹		Relativdrehzahl 4 000 min ⁻¹	
	Prüflagertemperatur in °C bei einem Ölvolumenstrom von 0 l/min			
in g	LZ	LFZ	LZ	LFZ
156,3	69,4	71,7	78,2	80,7
400,0	83,5	88,8	87,8	93,3
750,0	93,6	102,1	107,0	116,5

Alle Werte wurden auf eine Dezimalstelle gerundet

Tabelle 27: Ergebnistabelle Versuchsplan IV: Reibungsmoment

Ölvolu- menstrom	Relativdreh- zahl 2 000 min ⁻¹		Relativdreh- zahl 3 000 min ⁻¹		Relativdrehzahl 4 000 min ⁻¹	
	Reibungsmoment in Nmm					
in l/min	156 g	750 g	156 g	750 g	156 g	750 g
0	22,8	131,8	51,2	209,9	67,1	278,4
0,05	33,24	135,7	61,5	208,6	75,6	268,4
0,1	66,0	172,4	92,2	258,9	109,7	334,0
0,175	100,1	191,4	141,0	287,2	173,0	378,6
0,25	111,3	204,0	150,0	297,5	182,0	389,5
0,375	113,4	216,1	154,7	311,4	186,7	404,2
0,5	106,5	204,1	156,9	310,9	194,2	439,5
0,6	106,6	222,7	159,9	328,2	200,0	454,1
0,75	113,3	228,3	163,8	334,4	199,4	457,4
1,0	118,5	246,3	172,1	347,6	201,9	463,8

Alle Werte wurden auf eine Dezimalstelle gerundet

Tabelle 28: Ergebnistabelle Versuchsplan IV: Reibungsmoment

Ölvolumenstrom	200 g	400 g	550 g
in l/min	Reibungsmoment in Nmm bei einer Relativedrehzahl von 3 000 min⁻¹		
0	55,8	95,6	120,5
0,05	67,1	104,3	144,9
0,1	94,4	118,1	178,3
0,175	150,0	161,2	220,7
0,25	167,4	198,5	244,0
0,375	169,2	209,8	262,8
0,5	172,8	212,5	260,0
0,6	174,1	229,6	288,3
0,75	179,4	238,5	291,7
1,0	184,4	240,0	296,4

Alle Werte wurden auf eine Dezimalstelle gerundet

Tabelle 29: Ergebnistabelle Versuchsplan IV: Prüflagertemperatur

Ölvolumenstrom	Relativedrehzahl 3 000 min⁻¹		Relativedrehzahl 4 000 min⁻¹	
in l/min	Prüflagertemperatur in °C bei einer Normalbeschleunigung von 750 g			
	LZ	LFZ	LZ	LFZ
0	80,4	84,0	90,0	93,9
0,05	80,5	84,1	90,2	94,3
0,1	72,6	76,0	79,8	83,8
0,175	63,6	66,1	69,5	72,3
0,25	58,3	60,2	64,6	66,8
0,375	54,9	56,6	60,6	62,2

0,5	53,1	54,6	57,7	59,6
0,6	51,1	52,5	54,7	56,6
0,75	50,2	51,4	53,6	55,3
1,0	49,7	50,9	53,0	54,6

Alle Werte wurden auf eine Dezimalstelle gerundet

Tabelle 30: Ergebnistabelle Versuchsplan IV: Schwingungsamplitude des Reibungsmoment; Käfiganteil

Relativdrehzahl 4 000 min⁻¹										
Reibungsmoment in Nmm										
Ölvolu- men- strom	0	0,05	0,1	0,175	0,25	0,375	0,5	0,6	0,75	1,0
	l/min	l/min	l/min	l/min	l/min	l/min	l/min	l/min	l/min	l/min
Normal- beschleu- nigung 75° g	26	28	30	29	26	30	21	29	27	31

Tabelle 31: Ergebnistabelle Versuchsplan IV: Schwingungsamplitude des Reibungsmoment; Käfiganteil

Ölvolu- menstrom	Relativdrehzahl 3 000 min⁻¹				
	Reibungsmoment in Nmm				
in l/min	156,3 g	200 g	400 g	550 g	750 g
0,1	4	5	9	10	21
0,75	3	4		12	25

Tabelle 32: Ergebnistabelle Versuchsplan IV: Axialschub

Ölvolumen- strom	Relativdreh- zahl 2 000 min ⁻¹		Relativdreh- zahl 3 000 min ⁻¹		Relativdreh- zahl 4 000 min ⁻¹	
	Axialschub in N					
in l/min	156 g	750 g	156 g	750 g	156 g	750 g
0	30,7	181,8	29,2	170,3	35,6	165,8
0,05	30,1	180,6	26,8	170,5	36,8	158,1
0,1	28,5	175,2	28,4	169,1	32,6	155,8
0,175	22,8	171,6	22,8	163,6	27,0	153,5
0,25	24,5	171,8	23,9	164,3	28,1	153,6
0,375	26,3	169,1	23,5	163,6	28,4	156,4
0,5	26,1	172,5	24,6	164,3	28,4	161,9
0,6	26,8	173,8	23,9	163,3	26,3	159,4
0,75	27,3	173,1	25,2	165,6	28,0	157,4
1,0	24,6	172,6	24,3	166,6	29,1	159,0

Alle Werte wurden auf eine Dezimalstelle gerundet

Tabelle 33: Ergebnistabelle Versuchsplan V: Reibungsmoment

Prüflager- tempera- tur	Relativ- drehzahl 2 000 min ⁻¹		Relativ- drehzahl 3 000 min ⁻¹		Relativ- drehzahl 4 000 min ⁻¹	
	Reibungsmoment in Nmm					
in °C	0,1 l/min	0,5 l/min	0,1 l/min	0,5 l/min	0,1 l/min	0,5 l/min
156 g	32	66,0		92,2		109,7
	44	22,3		51,7		71,6
	51	70,0		87,8		113,2
	58	55,9		33,0		58,7
	64	2,8		17,34		36,2

156 g	35	106,5	156,9	194,2
	50	56,1	96,8	129,2
	60	98,4	128,1	164,3
	70	23,9	57,4	95,0
	80	1,1	33,2	64,3
400 g	32	59,1	118,1	182,5
	44	85,4	119,8	150,5
	51	112,7	155,0	180,5
	58	31,5	44,7	87,4
	64	54,5	88,7	129,5
	35	95,7	212,5	290,2
	50	117,2	153,5	219,7
	60	141,6	181,3	238,5
	70	35,6	70,5	137,2
	80	57,6	83,3	126,8
750 g	32	172,4	258,9	334,0
	44	163,8	215,0	290,7
	51	258,1	256,2	357,0
	58	146,7	153,3	184,1
	64	223,5	251,6	279,8
	35	204,1	310,9	439,5
	50	182,5	266,4	341,3
	60	304,0	258,5	401,4
	70	155,6	181,8	231,9
	80	226,9	225,5	257,8

Alle Werte wurden auf eine Dezimalstelle gerundet

Tabelle 34: Ergebnistabelle Versuchsplan V: Axialschub

Prüflager- tempera- tur	Relativ- drehzahl		Relativ- drehzahl		Relativ- drehzahl	
	2 000 min ⁻¹		3 000 min ⁻¹		4 000 min ⁻¹	
in °C	Axialschub in N					
	0,1 l/min	0,5 l/min	0,1 l/min	0,5 l/min	0,1 l/min	0,5 l/min
400 g	32	100,1	89,2		91,3	
	44	110,6	103,4		97,5	
	51	123,3	110,3		111,1	
	58	133,8	116,6		118,1	
	64	141,1	121,2		120,0	
	35		97,4	82,1		81,9
	50		108,5	95,8		91,0
	60		124,1	109,2		98,7
	70		131,3	118,1		109,6
	80		136,9	119,0		114,3
750 g	32	175,2	169,1		155,8	
	44	203,3	181,2		169,2	
	51	209	197,8		175,2	
	58	231,4	214,8		188,0	
	64	236,9	220,0		200,0	
	35		172,5	164,3		161,9
	50		189,8	178,7		165,0
	60		206,0	192,1		177,6
	70		221,4	201,1		181,1
	80		233,8	218,0		190,7

Alle Werte wurden auf eine Dezimalstelle gerundet

Tabelle 35: Ergebnistabelle Versuchsplan VI: Reibungsmoment

	Normalbeschleunigung	Relativdrehzahl		Relativdrehzahl		Relativdrehzahl	
		2 000 min ⁻¹	3 000 min ⁻¹	3 000 min ⁻¹	4 000 min ⁻¹	4 000 min ⁻¹	4 000 min ⁻¹
		Reibungsmoment in Nmm					
in g		0,1	0,5	0,1	0,5	0,1	0,5
		l/min	l/min	l/min	l/min	l/min	l/min
Schweres Lager	156,3	61,8	105,6	80,1	133,2	93,8	166,5
	750,0	197,7	323,5	261,2	376,6	287,1	414,2
Leichtes Lager	156,3	32,3	84,6	64,5	126,5	74,6	163,2
	750,0	28,0	87,1	70,5	117,8	72,1	143,9

Alle Werte wurden auf eine Dezimalstelle gerundet

Tabelle 36: Ergebnistabelle Versuchsplan VI: Schwingungsamplitude des Reibungsmoment; Käfiganteil

Ölvolumenstrom	Relativdrehzahl 3 000 min ⁻¹				
	Reibungsmoment in Nmm				
in l/min	156,3 g	200 g	400 g	550 g	750 g
Schweres Lager	5	2	10	8	18

Tabelle 37: Ergebnistabelle Versuchsplan VI: Axialschub

	Normalbeschleunigung	Relativdrehzahl		Relativdrehzahl		Relativdrehzahl	
		2 000 min ⁻¹	3 000 min ⁻¹	3 000 min ⁻¹	4 000 min ⁻¹	4 000 min ⁻¹	4 000 min ⁻¹
		Axialschub in N					
in g		0,1	0,5	0,1	0,5	0,1	0,5
		l/min	l/min	l/min	l/min	l/min	l/min
Schweres Lager	156,3	194,6	175,2	214,3	195,9	207,3	206,0
	750,0	291,5	306,8	317,5	309,3	321,4	302,0

Alle Werte wurden auf eine Dezimalstelle gerundet

Tabelle 38: Ergebnistabelle Versuchsplan VII: Reibungsmoment

	Normal- beschleu- nigung	Relativ- drehzahl		Relativ- drehzahl		Relativ- drehzahl	
		2 000 min ⁻¹		3 000 min ⁻¹		4 000 min ⁻¹	
		Reibungsmoment in Nmm					
	in g	0,1 l/min	0,5 l/min	0,1 l/min	0,5 l/min	0,1 l/min	0,5 l/min
14 %-Lager	156,3	9,0	24,1	14,2	59,5	28,1	93,4
	750,0	116,8	157,0	167,2	215,7	193,3	244,6
33 %-Lager	156,3	16,0	30,1	30,2	62,4	41,4	85,8
	750,0	83,2	110,6	135,2	162,8	176,4	210,0

Alle Werte wurden auf eine Dezimalstelle gerundet

Tabelle 39: Ergebnistabelle Versuchsplan VII: Axialschub

	Normal- beschleu- nigung	Relativ- drehzahl		Relativ- drehzahl		Relativ- drehzahl	
		2 000 min ⁻¹		3 000 min ⁻¹		4 000 min ⁻¹	
		Axialschub in N					
	in g	0,1 l/min	0,5 l/min	0,1 l/min	0,5 l/min	0,1 l/min	0,5 l/min
14 %-Lager	156,3	32,3	37,0	42,5	32,3	49,6	51,3
	400,0	99,6	101,8	94,0	93,7	89,9	96,2
	750,0	175,3	173,5	159,9	167,8	157,0	161,8
33 %-Lager	156,3	45,7	43,8	48,9	52,0	53,5	52,2
	400,0	90,0	98,8	98,2	98,0	97,6	102,8
	750,0	170,4	170,0	161,4	162,7	106,0	156,8

Alle Werte wurden auf eine Dezimalstelle gerundet

Literaturverzeichnis

- [1] VDI 2204 Blatt 1:1992-09: Auslegung von Gleitlagerungen – Teil 1: Grundlagen. Berlin: Beuth.
- [2] VDI 2206:2004-06: Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme. Berlin: Beuth.
- [3] JCGM 100:2008-09: Evaluation of Measurement Data – Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement. Joint Committee for Guides in Metrology (JCGM).
- [4] DIN EN ISO 4287:2010-07: Geometrische Produktspezifikation (GPS) – Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren – Benennungen, Definitionen und Kenngrößen der Oberflächenbeschaffenheit. Berlin: Beuth.
- [5] Shell Spirax S2 ATF AX:2014-07: Getriebeöl für Automatikgetriebe. Hamburg: Shell Deutschland Oil GmbH.
- [6] DIN 31652-1:2017-01: Gleitlager – Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb – Teil 1: Berechnung von Kreiszyllindern. Berlin: Beuth.
- [7] ASME Rolling-Elements Committee Engineering Design Guide:1971: Life Adjustment Factors for Ball and Roller Bearings. An Engineering Design Guide. Written and Compiled by Bamberger, E. N. et al.. New York: American Society of Mechanical Engineers.
- [8] DIN ISO 10816-3:2018-01: Mechanische Schwingungen – Bewertung der Schwingungen von Maschinen durch Messungen an nicht-rotierenden Teilen – Teil 3: Industrielle Maschinen mit einer Nennleistung über 15 kW und Nenndrehzahlen zwischen 120 min^{-1} und $15\,000 \text{ min}^{-1}$ bei Messungen am Aufstellungsort. Berlin: Beuth.
- [9] DIN ISO 20816-1:2017-03: Mechanische Schwingungen – Messung und Bewertung der Schwingungen von Maschinen – Teil 1: Allgemeine Anleitung. Berlin: Beuth.
- [10] DIN 51563:2011-04: Prüfung von Mineralölen und verwandten Stoffen – Bestimmung des Viskosität-Temperatur-Verhaltens – Richtungskonstante m . Berlin: Beuth.

- [11] DIN EN ISO 9000:2015-11: Qualitätsmanagementsysteme – Grundlagen und Begriffe. Berlin: Beuth.
- [12] ISO/TR 1281-2:2008-12: Rolling Bearings – Explanatory Notes on ISO 281 – Teil 2: Modified Rating Life Calculation, Based on a Systems Approach of Fatigue Stresses. Berlin: Beuth.
- [13] VDI 2202:1970-11: Schmierstoffe und Schmierungseinrichtungen für Gleit- und Wälzlager. Berlin: Beuth.
- [14] VDI/VDE 3511 Blatt 2:1996-04: Technische Temperaturmessungen – Teil 2: Berührungsthermometer. Berlin: Beuth.
- [15] DIN ISO 281:2010-09: Wälzlager – Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer. Berlin: Beuth.
- [16] DIN ISO 15312:2019-04: Wälzlager – Thermische Bezugsdrehzahl – Berechnung. Berlin: Beuth.
- [17] DIN 732:2010-05: Wälzlager – Thermisch zulässige Betriebsdrehzahl – Berechnung und Beiwerte. Berlin: Beuth.
- [18] DIN ISO 13373-2:2016-11: Zustandsüberwachung und -diagnostik von Maschinen – Schwingungs-Zustandsüberwachung – Teil 2: Verarbeitung, Analyse und Darstellung von Schwingungsmesswerten. Berlin: Beuth.
- [19] AFFENZELLER, J.; GLÄSER, H.: Lagerung und Schmierung von Verbrennungsmotoren. Die Verbrennungskraftmaschine. Nr. 8. Wien: Springer, 1996.
- [20] ALBERS, A.: Ein Verfahren zur Bestimmung zulässiger Drehzahlen von Wälzlagerungen. Dissertation, Universität Hannover, 1987.
- [21] ALBERS, A.; MÜLLER-GLASER, K.; SCHYR, C.; KÜHL, M.: Modellbasierte Antriebsstrangentwicklung. Durchgängige Werkzeugkette vom Entwurf bis zur Validierung. ATZ. Bd. 109 (2007) Nr. 2, S. 134–139.
- [22] ANDREASON, S.; SNARE, B.: Adjusted Rating Life of Rolling Bearings. Ball Bearing Journal Bd. 184 (1975), S. 1–6.
- [23] BAALMANN, K.: Ein Verfahren zur Bestimmung der stationären Betriebstemperatur von Wälzlagerungen. Dissertation, Universität Hannover, 1994.

- [24] BAIR, S.; WINER, W. O.: Shear Strength Measurements of Lubricants at High Pressure. J. Lubr. Technol. Bd. 101 (1979) Nr. 3, S. 251–257.
- [25] BAIR, S.; WINER, W. O.: Some Observations in High Pressure Rheology of Lubricants. J. Lubr. Technol. Bd. 104 (1982) Nr. 3, S. 357–364.
- [26] BARNBECK, A.; SAHL, H., THIEL, A.: Schmiermittelzuführung für ein Planetengetriebe. Patent, EP 1 319 871 B1, 27.05.2009.
- [27] BARTEL, D.: Simulation von Tribosystemen. Grundlagen und Anwendungen. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2010.
- [28] BARTZ, W.: Einführung in die Tribologie und Schmierungstechnik. Tribologie – Schmierstoffe – Anwendungen. Renningen: Expert, 2010.
- [29] BASSHUYSEN, R. v.; SCHÄFER, F.: Handbuch Verbrennungsmotor. Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven. 8. überarbeitete Auflage. Wiesbaden: Springer, 2017.
- [30] BATTLOGG, E.: Zukunft Elektroauto. Die Geschichte der Elektrofahrzeuge von ihren Anfängen bis in die heutige Zeit. Norderstedt: Books on Demand, 2009.
- [31] BAUER, P.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen zu tribologisch relevanten Betriebsgrößen an verkanteten Zylinderrollenlagern. Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 1987.
- [32] BAUR, E.; KONRAD, H.; POHLENZ, J.: Planetengetriebe. Patent, Deutschland, DE 199 45 089 A 1, 22.03.2001.
- [33] BEGLEIT- UND WIRKUNGSFORSCHUNG SCHAUFENSTER ELEKTROMOBILITÄT (BUW): Schaufenster-Programm Elektromobilität. Abschlussbericht der Begleit- und Wirkungsforschung 2017. Frankfurt am Main: BuW, 2017.
- [34] BIERMANN, T.: Der Innovative Schaeffler E-Achsenkonfigurator. In: Schaeffler Technologies AG & Co. KG (Hrsg.): Mobility for tomorrow. Schaeffler Kolloquium 2018. 12.04. – 13.04.2019, Baden-Baden. Herzogenaurach: Schaeffler Technologies AG & Co. KG, 2018, S. 360–373.

- [35] BOWDEN, F. P.; TABOR, D.: The Friction and Lubrication of Solids. Part 2. The International Series of Monographs on Physics. Nr. 33. Oxford: Clarendon Press, 1964.
- [36] BRÄNDLEIN, J.; ESCHMANN, P.; HASBARGEN, L.; WEIGAND, K.: Die Wälzlagerpraxis. Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen. Dritte Auflage, neu bearbeitet von J. Brändlein. Mainz: Vereinigte Fachverlage, 2002.
- [37] BROWN, R.: A brief Account of Microscopical Observations made in the Months of June, July and August 1827, on the Particles contained in the Pollen of Plants; and on the general Existence of active Molecules in Organic and Inorganic Bodies. The Philosophical Magazine Bd. 4 (1828) Nr. 21, S. 161–173.
- [38] BUNDESANSTALT FÜR GEOWISSENSCHAFTEN UND ROHSTOFFE (BGR): Energiestudie 2013. Reserven, Ressourcen, und Verfügbarkeit von Energierohstoffen. 17. Auflage. Hannover: BGR, 2013.
- [39] BUNDESMINISTERIUM FÜR UMWELT, NATURSCHUTZ, BAU UND REAKTORSICHERHEIT (BMUB): Umweltbewusstsein in Deutschland 2016. Ergebnisse einer repräsentativen Bevölkerungsumfrage. Berlin: BMUB, 2017.
- [40] CANN, P.; IOANNIDES, E.; JACOBSON, B.; LUBRECHT, A. A.: The Lambda Ratio – a Critical Re-examination. Wear Bd. 175 (1994) Nr. 1–2, S. 177–188.
- [41] CANN, P.; LUBRECHT, A. A.: An Analysis of the Mechanisms of Grease Lubrication in Rolling Element Bearings. Lubr. Sci. Bd. 11 (1999) Nr. 3, S. 227–245.
- [42] CARTER, F. W.: On the Action of a Locomotive Driving Wheel. Proc. R. Soc. A Bd. 112 (1926) Nr. 760, S. 151–157.
- [43] CHIU, Y. P.: An Analysis and Prediction of Lubricant Film Starvation in Rolling Contact Systems. ASLE. Trans. Bd. 17 (1974) Nr. 1, S. 22–35.
- [44] CHIU, Y. P.; MYERS, M.: A Rational Approach for Determining Permissible Speed for Needle Roller Bearings. Paper 982030. SAE Trans. Bd. 107 (1998), S. 330–337.
- [45] COUSSEAU, T.; GRACA, B.; CAMPOS, A.; SEABRA, J.: Experimental Measuring Procedure for the Friction Torque in Rolling Bearings. Lubr. Sci. Bd. 22 (2010) Nr. 4, S. 133–147.

- [46] CZICHOS, H.; HABIG, K. H. : Tribologie-Handbuch. Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik. 4., vollständig überarbeitete und erweiterte Auflage. Wiesbaden: Springer, 2015.
- [47] DAHLKE, H.: Handbuch Wälzlager-Technik. Bauarten, Gestaltung, Betrieb. Braunschweig: Vieweg, 1994.
- [48] DENGLER, K.: Temperaturverteilung in Rillenkugellagern und ihr Einfluss auf die Lagerluft. Dissertation, Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, 1970.
- [49] DOWNSON, D; HIGGINSON, G. R.: Elasto-Hydrodynamic Lubrication. SI edition. Materials Science and Technology. Nr. 23. Second Edition. Oxford: Pergamon Press, 1977.
- [50] DOWNSON, D.; HIGGINSON, G. R.: The Effect of Material Properties on the Lubrication of Elastic Rollers. J. Mech. Eng. Sci. Bd. 2 (1960) Nr. 3, S. 188–194.
- [51] DOWSON, D.: Elastohydrodynamics. Proc. – Inst. Mech. Eng., Part 3A Bd. 182 (1967) Nr. 1, S 151–167.
- [52] DRESIG, H.; HOLZWEIßIG, F.: Maschinendynamik. 8., neu bearbeitete Auflage. Berlin: Springer, 2007.
- [53] DRUTOWSKI, R. C.: Energy Losses of Balls Rolling on Plates. J. Basic Eng. Bd. 81 (1959) Nr. 2, S. 233–238.
- [54] DÜSER, E.: Forschungsvorhaben Nr. 22/II. Planetenrad-Wälzlagerkäfige. Tragfähigkeit von Blech- und Massivkäfigen in Zylinderrollenlagern für Planetenräder. FVA-Forschungsheft Nr. 136. Frankfurt/Main: Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 1983.
- [55] EGLINGER, M.: Einfluß des Schmierstoffes und der Rollenbeschaffenheit auf die Entstehung von Anschmierungen. Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg, 1995.
- [56] EICHLER, J.; MODLER, A.: Physik für das Ingenieurstudium. 6., überarbeitete Auflage. Wiesbaden, 2018.
- [57] EINSTEIN, A.: Über die von der molekularkinetischen Theorie der Wärme geforderte Bewegung von in ruhenden Flüssigkeiten suspendierten Teilchen. Ann. Phys. Bd. 322 (1905) Nr. 8, S. 549–560.
- [58] ESCHMANN, P.: Das Leistungsvermögen der Wälzlager. Eine Beurteilung nach neuen Gesichtspunkten. Berlin: Springer, 1964.

- [59] ESCHMANN, P.; HASBARGEN, L.; WEIGAND, K.: Die Wälzlagerpraxis. Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen. Zweite Auflage, neu bearbeitet von L. Hasbargen und J. Brändlein. München: Oldenbourg, 1978.
- [60] EYRING, H.: Viscosity, Plasticity, and Diffusion as Examples of Absolute Reaction Rates. *J. Chem. Phys.* Bd. 4 (1936) Nr. 4, S. 283–291.
- [61] FAG KUGELFISCHER GEORG SCHÄFER KGAA: Wälzlager auf dem Weg des technischen Fortschritts. München: Oldenbourg, 1984.
- [62] FELDHUSEN, J.; GROTE, K. H.: Pahl/Beitz. Konstruktionslehre. Methoden und Anwendung erfolgreicher Produktentwicklung. 8., vollständig überarbeitete Auflage 2013. Berlin: Springer Vieweg, 2013.
- [63] FEYNMAN, R. P.; LEIGHTON, R. B.; SANDS, M. L.; GOTTLIEB, M.: The Feynman Lectures on Physics. Volume I. Mainly Mechanics, Radiation, and Heat. New Millennium Edition. Pasadena: California Institute of Technology, 2013.
- [64] FLÜGGEN, F.: Untersuchungen zum Reibungsverhalten von Axialwälzlagern. Dissertation, Universität Hannover, 1990.
- [65] FOURIER, J. B. J.: Analytische Theorie der Wärme. Deutsche Ausgabe v. B. Weinstein. Berlin: Springer, 1884.
- [66] FRANKE, E.; LUBENOW, K.: Literaturrecherche T 765. Reibmomentmessung und -berechnung an Wälzlagern. Frankfurt/Main: Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 1998.
- [67] GAFITANU, M. D.; CRETU, S.; HANTELMANN, M.; BEJENARU, I.; ASMARANDEI, V.: The Friction Torque of Rolling Bearings. Factor in Design. *Buletinul Institutului Politehnic DIN IASI Sectia IV Mechanica Technica* Bd. XXIV (XXVIII) (1978) Nr. 1–2, S. 57–64.
- [68] GASCH, R.; KNOTHE, K.; LIEBICH, R.: Strukturdynamik. Diskrete Systeme und Kontinua. 2., neu bearbeitete Auflage. Berlin: Springer, 2012.
- [69] GERSTENBERGER, J.: Wälzlagerschmierung mit Fett bei niedrigen Temperaturen. Dissertation, Universität Hannover, 2000.
- [70] GOKSEM, P. G.; HARGREAVES, R. A.: The Effect of Viscous Shear Heating on Both Film Thickness and Rolling Traction in an EHL Line Contact. Part II: Starved Conditions. *J. Lubr. Technol.* Bd. 100 (1978) Nr. 3, S. 353–358.

- [71] GROTE, K. H.; FELDHUSEN, J.: *Dubbel. Taschenbuch für den Maschinenbau*. 23., neu bearbeitete und erweiterte Auflage. Berlin: Springer, 2011.
- [72] GUANGTENG, G.; SPIKES, H. A.: An Experimental Study of Film Thickness in the Mixed Lubrication Regime. In: DOWSON, D et al. (Hrsg.): *Elastohydrodynamics- '96. Fundamentals and Applications in Lubrication and Traction. Proceedings of the 23rd Leeds-Lyon Symposium on Tribology*. 10.09. – 13.09.1996, Leeds. Amsterdam: Elsevier, 1997, S 159–166.
- [73] GUANGTENG, G. CANN, P. M.; OLVER, A. V.; SPIKES, H. A.: Lubricant Film Thickness in Rough Surface. Mixed Elastohydrodynamic Contact. *J. Tribol. Bd. 122 (2000) Nr. 1*, S. 65–76.
- [74] GUPTA, P. K.: *Advanced Dynamics of Rolling Elements*. Berlin: Springer, 1984.
- [75] HAMPP, W.: *Bewegungsverhältnisse in Rollenlagern*. *Ing.-Arch. Bd. 12 (1941) Nr. 1*, S. 6–30.
- [76] HAMPP, W.; HUBER, L.: *Bewegungsverhältnisse in Rollenlagern*. *Jahrbuch der deutschen Luftfahrtforschung Bd. 2 (1937)*, S. 79–84.
- [77] HAMROCK, B.; DOWSON, D.: Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts. Part III–Fully Flooded Results. *J. Lubr. Technol. Bd. 99 (1977) Nr. 2*, S. 264–275.
- [78] HANSBERG, G.: *Forschungsvorhaben Nr. 22/V. Vollrollige Wälzlager. Freßtragfähigkeit vollrolliger Planetenradwälzlager*. FVA-Forschungsheft Nr. 366. Frankfurt/Main: Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 1992.
- [79] HARRIS, T. A.: The Endurance of Modern Rolling Bearings. AGMA Paper 269.01. In: AMERICAN GEAR MANUFACTURERS ASSOCIATION (AGMA) (Hrsg.): *Proceedings of the American Gear Manufacturers Association Roller Bearing Symposium*. 26.10. – 27.10.1964, Chicago. Pittsburgh: AGMA, 1964.
- [80] HARRIS, T. A.; AARONSON, S. F. : An Analytical Investigation of Cylindrical Roller Bearings Having Annular Rollers. *ASLE Trans. Bd. 10 (1967) Nr. 3*, S. 235–242.
- [81] HARRIS, T. A.; KOTZALAS, M. N.: *Essential Concepts of Bearing Technology. FIFTH EDITION*. Boca Raton: CRC Press, 2007.

- [82] HARRIS, T. A.; KOTZALAS, M. N.: Advanced Concepts of Bearing Technology. FIFTH EDITION. Boca Raton: CRC Press, 2007.
- [83] HEATHCOTE, H. L.: The Ball Bearing. Proc., Inst. Automob. Eng. Bd. 15 (1920) Nr. 1, S. 569–702.
- [84] HEEMSKERK, R.: EHD Lubrication in Rolling Bearings – Review of Theory and Influence on Fatigue Life. Stratto da Tribologia e Lubrificazione Bd. 4 (1980), S. 3–7.
- [85] HEIDER, K.: Berücksichtigung der Schmierstoffhydrodynamik und der Käfigverformung in der Wälzlagerdynamiksimulation unter hohen Zentripetalbeschleunigungen. Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg, 2019.
- [86] HILLMANN, R.: Ein Verfahren zur Ermittlung von Bezugsdrehzahlen für Wälzlager. Dissertation, Universität Hannover, 1984.
- [87] HILTSCHER, G.: Ansmierungen bei Wälzlagern. Ein Beitrag zur theoretischen und experimentellen Lösung des Problems. Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg, 1989.
- [88] HOCH, P. G.: Arbeit des SFB 117 zum Forschungsvorhaben Nr. 22. Planetenrad-Wälzlagerkäfige. FVA-Forschungsheft Nr. 171. Frankfurt/Main: Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 1984.
- [89] HOFFMANN, N.: Forschungsvorhaben Nr. 22. Einfluß von Massenkraften auf die Gebrauchsdauer gleichförmig umlaufender Planetenrad-Wälzlager. FVA-Forschungsheft Nr. 57. Frankfurt/Main: Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 1978.
- [90] HOLLAND, J.: Beitrag zur Erfassung der Schmierverhältnisse in Verbrennungskraftmaschinen. Dissertation. VDI-Forschungs-Heft Nr. 475. Düsseldorf: VDI, 1959.
- [91] HOLLAND, J.; SCHWARZE, H.: Öldurchflussbilanz eines Pleuellagers. Ölverbrauch und Ölversorgung unter Berücksichtigung der Lager-schalenverformung. Tribol. Schmierungstech. Bd. 41 (1994) Nr. 1, S. 34–40.
- [92] HOLLATZ, J.: Start- und Reibungsverhalten von ölgeschmierten Wälzlagern bei Umgebungstemperaturen bis -40 Grad. Dissertation, Universität Hannover, 1984.
- [93] HOLLEN, J. v.: Reibung von Kurbelwellen-Wälzlagern. Dissertation, Universität Hannover, 2013.

- [94] HORWITZ, H. T.: Die Entwicklung der Traglager. Samt einer Geschichte der Schmiermittel, der Schmiervorrichtungen und der Reibungstheorien. Berlin: Fr. Zillesen, 1916.
- [95] JEDRZEJEWSKI, J.; KWASNY, W.; POTRYKUS, J.: Beurteilung der Berechnungsmethoden für die Bestimmung der Energieverluste in Wälzlagern. Schmierungstechnik Bd. 20 (1989) Nr. 8, S. 243–244.
- [96] JÜRGENSMEYER, W.: Die Wälzlager. Berlin: Springer, 1937.
- [97] JURKSCHAT, T.; OTTO, M.; LOHNER, T.; STAHL, K.: Bestimmung des Verlustverhaltens und der Wärmebilanz von Wälzlagern. In: VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.): VDI-Berichte 2308. 12. VDI-Fachtagung. Gleit- und Wälzlagerungen 2017. Gestaltung – Berechnung – Einsatz. 27.06. – 28.06.2017, Schweinfurt. Düsseldorf: VDI, 2017, S. 197–206.
- [98] KALENBORN, M.: Vollwälzgelagerter Kurbeltrieb für einen PKW-Ottomotor zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs. Dissertation, Technische Hochschule Aachen, 2009.
- [99] KANETA, M.; SAKAI, T.; NISHIKAWA, H.: Effects of Surface Roughness on Point Contact EHL. Tribol. Trans. Bd. 36 (1993) Nr. 4, S. 605–612.
- [100] KEBLER, A.: Schiefstellung und Axialschubverhalten von Zylinderrollenlagern. Dissertation, Universität Hannover, 2010.
- [101] KIEKBUSCH, T.; LIEBRECHT, J.; SAUER, B.: Dynamiksimulation von Wälzlagern unter Berücksichtigung der Plansch- und Schleppverluste. In: VDI WISSENSFORUM GMBH (Hrsg.): VDI-Berichte 2308. 12. VDI-Fachtagung. Gleit- und Wälzlagerungen 2017. Gestaltung – Berechnung – Einsatz. 27.06. – 28.06.2017, Schweinfurt. Düsseldorf: VDI, 2017, S. 207–217.
- [102] KIENE, K.: Zulässige Verlustleistungen von Planetenzahnrad-Wälzlagern an Temperaturgrenzen. Dissertation. Schriftenreihe Nr. 95.6. Bochum: Institut für Konstruktionstechnik der Ruhr-Universität Bochum, 1995.
- [103] KINGSBURY, E.: Parched Elastohydrodynamic Lubrication. J. Tribol. Bd. 107 (1985) Nr. 2, S. 229–232.
- [104] KIRNER, J.: Rollenlager. Patent, Österreich, Nr. 54931, 26.08.1912.

- [105] KIRNER, J.: Kinematik und Dynamik der in Pleuelköpfe eingebauten Wälzlager. Automobil- und Flugtechnische Zeitschrift. Der Motorwagen. Zeitschrift für Automobil – Industrie und Motorenbau Bd. XXVI Nr. 14, S. 213–220.
- [106] KISPERT, K.: Das SU-Lager – ein axial hochbelastbares Radial-Zylinderrollenlager. VDI-Z Bd. 123 (1981) Nr. 1/2, S. 31–34.
- [107] KISPERT, K.: Entwicklung und Anwendung axial hochbelastbarer Radial-Zylinderrollenlager. Schmiertech. Tribol. Bd. 28 (1981) Nr. 1, S. 23–24.
- [108] KLEIN, U.: Schwingungsdiagnostische Beurteilung von Maschinen und Anlagen. 3., überarbeitete Auflage. Düsseldorf: Verl. Stahleisen, 2003.
- [109] KLEPPMANN, W.: Versuchsplanung. Produkte und Prozesse optimieren. 9., überarbeitete Auflage. München: Hanser, 2016.
- [110] KOCH, O.: Dreidimensionale Simulation von kombiniert belasteten Radialzylinderrollenlagern. Dissertation. Schriftenreihe Nr. 08.1. Bochum: Institut für Konstruktionstechnik der Ruhr-Universität Bochum, 2008.
- [111] KORRENN, H.; MAUDERER, V.: Axialschübe in verkantet eingebauten Radial-Zylinderrollenlagern. Klepzig-Fachber. Bd. 78 (1970) Nr. 9, S. 485–489.
- [112] KORYCIAK, J.: Einfluss der Ölmenge auf das Reibungsmoment von Wälzlagern mit Linienberührung. Dissertation. Schriftenreihe Nr. 07.1. Bochum: Institut für Konstruktionstechnik der Ruhr-Universität Bochum, 2007.
- [113] KRIMPMANN, M.; VESSELINOV, V.; WEBER, J.: Numerische und experimentelle Analyse der Kinematik von Rollenlagern. In: VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE (Hrsg.): VDI-Berichte 1706. Gleit- und Wälzlagerungen. 10.09. – 11.09.2002, Fulda. Düsseldorf: VDI, 2002, S. 377–398.
- [114] KUTTNER, T.: Praxiswissen Schwingungsmesstechnik. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015.
- [115] LANG, O. R.; STEINHILPER, W.: Gleitlager. Berechnung und Konstruktion von Gleitlagern mit konstanter und zeitlich veränderlicher Belastung. Konstruktionsbücher Nr. 31. Berlin: Springer, 1978.

- [116] LIANG, B.: Berechnungsgleichungen für Reibmomente in Planetenradwälzlagern. Dissertation. Schriftenreihe Nr. 92.3. Bochum: Institut für Konstruktionstechnik der Ruhr-Universität Bochum, 1992.
- [117] LINDEMANN, U.: Handbuch Produktentwicklung. München: Hanser, 2016.
- [118] LUBENOW, K.: Axialtragfähigkeit und Bordreibung von Zylinderrollenlagern. Dissertation. Schriftenreihe Nr. 02.2. Bochum: Institut für Konstruktionstechnik der Ruhr-Universität Bochum, 2002.
- [119] MAREK, R.; NITSCHKE, K.: Praxis der Wärmeübertragung. Grundlagen – Anwendungen – Übungsaufgaben. 4., neu bearbeitete Auflage. München: Fachbuchverlag Leipzig, 2015.
- [120] MATTHIES, H. J.; RENIUS, K. T.: Einführung in die Ölhydraulik. Für Studium und Praxis. 8., überarbeitete und erweiterte Auflage. Wiesbaden: Springer, 2014.
- [121] MAYR, M.: Technische Mechanik. Statik. Kinematik – Kinetik – Schwingungen. Festigkeitslehre. 6., überarbeitete Auflage. München: Hanser, 2008.
- [122] MERKER, G. P.; EIGLMEIER, C.: Fluid- und Wärmetransport. Wärmeübertragung. Stuttgart: Teubner, 1999.
- [123] MERTINS, A.: Signaltheorie. Grundlagen der Signalbeschreibung, Filterbänke, Wavelets, Zeit-Frequenz-Analyse, Parameter- und Signalschätzung. 2., überarbeitete und erweiterte Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2010.
- [124] MEZGER, T. G.: Das Rheologie-Handbuch. Für Anwender von Rotations- und Oszillations-Rheometern. 2., überarbeitete Auflage. Hannover: Vincentz Network, 2006.
- [125] MINDLIN, R. D.: Compliance of Elastic Bodies in Contact. J. Appl. Mech. Bd. 71 (1949), S. 259–268.
- [126] MORALES-ESPEJEL, G. E.; GABELLI, A.; IOANNIDES, E.: Micro-Geometry Lubrication and Life Ratings of Rolling Bearings. Proc. Inst. Mech. Eng., Part C Bd. 224 (2010) Nr. 12, S. 2610–2626.
- [127] MÜHL, T.: Einführung in die Messtechnik. Grundlagen, Messverfahren, Anwendungen. 4., aktualisierte und erweiterte Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014.

- [128] MUHS, D.; WITTEL, H.; JANNASCH, D.; VOBIEK, J.: Roloff/Matek Maschinenelemente. Normung Berechnung Gestaltung. 18., vollständig überarbeitete Auflage. Wiesbaden: Vieweg, 2007.
- [129] NEESE, G.; COLLANI, U. v.: Kurbelzapfen-Wälzlager in Verbrennungsmotoren. Motortech. Z. Bd. 36 (1975) Nr. 7/8, S. 212–215.
- [130] NELIAS, D.; SAINOT, P., FLAMAND, L.: Power Loss of Gearbox Ball Bearing Under Axial and Radial Loads. Tribol. Trans. Bd. 37 (1994) Nr. 1, S. 83–90.
- [131] NEWTON, I.: Mathematische Grundlagen der Naturphilosophie. Philosophiae naturalis principia mathematica. Übersetzt und herausgegeben von Ed Dellian. 4. Ausgabe. Sankt Augustin: Academia Verlag, 2016.
- [132] NATIONALE PLATTFORM ELEKTROMOBILITÄT (NPE): Fortschrittsbericht 2018. Markthochlaufphase. Berlin: Gemeinsame Geschäftsstelle Elektromobilität der Bundesregierung (GGEMO), 2018.
- [133] NYPAN, L. J.: Roller Skewing Behavior in Roller Bearings. J. Lubr. Technol. Bd. 104 (1982) Nr. 3, S. 311–320.
- [134] OH, K. P.: Analysis of a Needle Bearing. Trans. ASME, J. Tribol. Bd. 106 (1984) Nr. 1, S. 78–87.
- [135] PABST, A.; BEECK, F.: Increasing the Performance of Planetary Bearings for Modern Automatic Transmissions. In: VDI WISSENSFORUM GMBH (Hrsg.): VDI-Berichte 2158. Getriebe in Fahrzeugen 2012. Leicht-kompakt-effizient. 19.06. – 20.06.2012, Friedrichshafen. Düsseldorf: VDI, 2012, S. 357–372.
- [136] PALEU, V.; DAMIAN, I.; STIRBU, C.: Friction Torque Measurement in Partial Hybrid S-C Angular Contact Ball Bearings. Appl. Mech. Mater. Bd. 658, S. 339–344.
- [137] PALMGREN, A.: Neuere Untersuchungen über Energieverluste in Wälzlagern. In: VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE (Hrsg.): VDI-Berichte Band 20. Reibung und Schmierung. Vorträge der VDI - Tagung Darmstadt 1956. 20.03. – 22.03.1956, Darmstadt. Düsseldorf: VDI, 1957, S. 117–121.
- [138] PALMGREN, A.: Grundlagen der Wälzlagertechnik. 3., neubearbeitete Auflage. Stuttgart: Franckh, 1964.

- [139] PATIR, N.; CHENG, H.: Effect of surface roughness orientation on the central film thickness in EHD contacts. In: DOWSON, D. et al. (Hrsg.): *Elastohydrodynamics and Related Topics. Proceedings of the 5th Leeds-Lyon Symposium on Tribology.* 19.09. – 22.09.1978, Leeds. London: Mechanical Engineering Publications, 1979, S. 15–21.
- [140] PETROW, N.: Neue Theorie der Reibung. In: HOPF, L. (Hrsg.): *Ostwald's Klassiker der exakten Wissenschaften Nr. 218. Abhandlungen über die hydrodynamische Theorie der Schmiermittelreibung.* Leipzig: Akademische Verlagsgesellschaft, 1927.
- [141] PLOTE, H.: Zur Berechnung thermo-elasto-hydrodynamischer Kontakte. Dissertation, Technische Universität Clausthal, 1997.
- [142] POPOV, V. L.: *Kontaktmechanik und Reibung. Von der Nanotribologie bis zur Erdbebendynamik.* 3., aktualisierte Auflage. Berlin: Springer Vieweg, 2015.
- [143] PORITSKY, H.: Stresses and Deflections of Cylindrical Bodies in Contact with Application to Contact of Gears and of Locomotive Wheels. *Trans. ASME, J. Appl. Mech.* Bd. 17 (1950) Nr. 2, S. 191–201.
- [144] POTRYKUS, J.: Reibungsmoment radialer Wälzlager mit negativem Betriebsspiel. *Konstr.* Bd. 27 (1975) Nr. 3, S. 92–95.
- [145] POTTHOFF, H.: Forschungsvorhaben Nr. 22/III. Vollrollige Zylinderrollenlager. Anwendungsgrenzen vollrolliger Planetenrad-Wälzlager. FVA-Forschungsheft Nr. 238. Frankfurt/Main: Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 1987.
- [146] PRANDTL, L.: Ein Gedankenmodell zur kinetischen Theorie der festen Körper. *Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik* Bd. 8 (1928) Nr. 2, S. 85–106.
- [147] PROFOS, P.: *Meßfehler. Eine Einführung in die Meßtheorie.* Stuttgart: Teubner, 1984.
- [148] PROFOS, P.: *Handbuch der industriellen Meßtechnik.* 5., völlig überarbeitete und erweiterte Auflage. München: Oldenbourg, 1992.
- [149] RAPHAEL, E.: Forschungsvorhaben Nr. 136. Planetenrad-Nadellager. Kritische Betriebszustände von Planetenrad-Nadellagern. FVA-Forschungsheft Nr. 307. Frankfurt/Main: Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 1990.

- [150] REYNOLDS, O.: On the Theory of Lubrication and Its Application to Mr. Beauchamp Tower's Experiments. Including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil. Philos. Trans. R. Soc. London Bd. 177 (1886), S. 157–234.
- [151] ROELANDS, C. J. A.: Correlational Aspects of the Viscosity-Temperature-Pressure Relationship of Lubricating Oils. Dissertation, Technische Universität Delft, 1966.
- [152] RUß, A. G.: Wälzlagertechnik Teil 2. Berechnung von Lagerungen und Gehäusen in der Antriebstechnik. Kontakt & Studium Nr. 248. Ehningen: Expert, 1988.
- [153] SCHAEFFLER KG: Wälzlager. 1., überarbeitete und erweiterte Auflage. Herzogenaurach: Schaeffler KG, 2008.
- [154] SCHAEFFLER TECHNOLOGIES GMBH & CO. KG: Planetenradlagerungen in Industriegetrieben. Technische Grundlagen. Produkte und Anwendungen. Ausgabe: 2011, März. Herzogenaurach: Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG, 2011.
- [155] SCHAEFFLER TECHNOLOGIES AG & CO. KG: Wälzlagerpraxis. Handbuch zur Gestaltung und Berechnung von Wälzlagerungen. 4. Auflage 2015. Mainz: Vereinigte Fachverlage, 2015.
- [156] SCHERB, B. J.: Prediction and Measurement of the Frictional Torque Characteristics of Radially and Axially Loaded Radial Cylindrical Roller Bearings. Dissertation, University of Glamorgan, 1999.
- [157] SCHIEHLEN, W.; EBERHARD, P.: Technische Dynamik. 5., überarbeitete und aktualisierte Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2017.
- [158] SCHLECHT, B.: Maschinenelemente 2. Getriebe, Verzahnungen, Lagerungen. München: Pearson, 2010.
- [159] SCHÜBEL, R.; GEGNER, M.; BEECK, F.: Turning New Directions: Surprising Potential in Planetary Transmissions. Part 1: Planetary gear set. In: SCHAEFFLER TECHNOLOGIES GMBH & CO. KG (Hrsg.): Solving the Powertrain Puzzle. 10th Schaeffler Symposium. 03.04. – 04.04.2014, Baden-Baden. Wiesbaden: Springer, 2014, S. 257–269.

- [160] SCHWADERLAPP, M.; DOHMEN, J.; HAUBNER, F.: Reibungsminde-
rung – Konstruktive Beiträge zur Kraftstoff einsparung. In:
LEHRSTUHL FÜR VERBRENNUNGSKRAFTMASCHINEN AACHEN (VKA)
et al. (Hrsg.): 11. Aachener Kolloquium. Fahrzeug- und Motoren-
technik. 07.10. – 09.10.2002, Aachen. Aachen: VKA et al., 2002,
S. 909–920.
- [161] SCHWARZE, H.: Die Auslegung von Ölversorgungssystemen in Ver-
brennungsmotoren. Tribol. Schmierungstech. Bd. 40 (1993) Nr. 5,
S. 283–288.
- [162] SEILER, K.; STADLER, M.; TREMMEL, S.; HAHN, B.; WARTZACK, S.;
GRAF-GOLLER, O.: Modellierung der Käfigführung für Wälzkörper-
dynamiksimulationsprogramme – Ein Beitrag zur betriebssicheren
Lagerauslegung. Tribol. Schmierungstech. Bd. 60 (2013) Nr. 6,
S. 29–36.
- [163] SEILER, K.; HAHN, B.; PLOGMANN, M.; TREMMEL, S.; GRAF-
GOLLER, O.; WARTZACK, S.: Dynamics Simulation of Rolling Element
Bearings Considering Elastohydrodynamic Cage Contacts. In:
POLL, G.; GRUNAU, A.; HAGEMANN, B. (Hrsg.): Proceedings of the
Bearing World Conference. 12.04. – 13.04.2016, Hannover. Frankfurt
am Main: VDMA Verlag GmbH, 2016, S. 75–85.
- [164] SIBLEY, L. B.; ORCUTT, F. K.: Elasto-Hydrodynamic Lubrication of
Rolling-Contact Surfaces. ASLE Trans. Bd. 4 (1961) Nr. 2,
S. 234–249.
- [165] SIEBERTZ, K.; BEBBER, D. v.; HOCHKIRCHEN, T.: Statistische Ver-
suchsplanung. Design of Experiments (DoE). Berlin: Springer, 2010.
- [166] SIEPMANN, T.: Forschungsvorhaben Nr. 22/IV. Planetenrad-Wälzla-
ger. Reibmomente in Planetenradwälzlagern. FVA-Forschungsheft
Nr. 270. Frankfurt/Main: Forschungsvereinigung Antriebstechnik
e. V., 1989.
- [167] SKF GRUPPE: Hauptkatalog. Das Wälzlagerhandbuch für Studenten.
Druckschrift 6000/I DE. Göteborg: SKF Gruppe, 2008.
- [168] SKURKA, J. C.: Elastohydrodynamic Lubrication of Roller Bearings.
J. Lubr. Technol. Bd. 92 (1970) Nr. 2, S. 281–288.
- [169] SÖNDGEN, S.: Verlustleistung und Tragfähigkeit belasteter Borde
von Zylinderrollenlagern. Dissertation. Schriftenreihe Nr. 09.5. Bo-
chum: Institut für Konstruktionstechnik der Ruhr-Universität Bo-
chum, 2009.

- [170] STAHL, T.: Einfluss von Drehzahl- und Lastkollektiven auf die Entwicklung von Reibmoment und Temperatur in Wälzlagern. Dissertation. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 1 Nr. 412. Düsseldorf: VDI, 2011.
- [171] STEINERT, T.: Das Reibmoment von Kugellagern mit bordgeführtem Käfig. Dissertation. Berichte aus der Produktionstechnik Nr. 3/96. Aachen: Shaker, 1996.
- [172] STEINERT, T.: Neues Verfahren zur Berechnung der Reibung von Kugellagern. Konstr. Bd. 48 (1996) Nr. 9, S. 269–274.
- [173] STOWASSER, J. M.; PETSCHENIG, M.; SKUTSCH, F.: Stowasser. Lateinisch – deutsches Schulwörterbuch. Auflage 2004. München: Oldenbourg, 2004.
- [174] STRIBECK, R.: Kugellager für beliebige Belastungen. VDI Z. Bd. 45 (1901) Nr. 3, S. 73–79 und Nr. 4, S. 118–125.
- [175] STRIBECK, R.: Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager. VDI Z. Bd. 46 (1902) Nr. 36, S. 1341–1348 und Nr. 38, S. 1432–1438 und Nr. 39, S. 1463–1470.
- [176] STÜBER, H. G. A.: Reibungs- und Verschleißverhalten von Axial-Zylinderrollenlagern im Mischreibungsgebiet. Dissertation, Technische Hochschule Aachen, 1987.
- [177] TALLIAN, T. E.: The Theory of Partial Elastohydrodynamic Contacts. Wear Bd. 21 (1972) Nr. 1, S. 49–101.
- [178] TALLIAN, T. E.; CHIU, Y. P.; HUTTENLOCHER, D. F.; KAMENSHINE, J. A.; SIBLEY, L. B.; SINDLINGER, N. E.: Lubricant Films in Rolling Contact of Rough Surfaces. ASLE Trans. Bd. 7 (1964) Nr. 2, S. 109–126.
- [179] TIEMANN, C.; KALENBORN, M.; ORLOWSKY, K.; STEFFENS, C.; BICK, W.: Ein effektiver Weg zur Verbrauchsreduktion. Wälzlagerung im Verbrennungsmotor. Motortech. Z. Bd. 68 (2007) Nr. 4; S. 286–293.
- [180] TREMMEL, S.: Ein Beitrag zur Auslegung beschichteter Bauteile unter zyklischer Beanspruchung im Wälz-Gleit-Kontakt. Dissertation. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 1 Nr. 406. Düsseldorf: VDI, 2010.
- [181] UBBELOHDE, L.: Zur Viskosimetrie. Mit Umwandlungs- und Rechentabellen. 7., völlig neu bearbeitete Auflage. Stuttgart: Hirzel, 1965.

- [182] ULEZELSKI, J. C.; EVANS, D. G.; HAKA, R. J.; MALLOY, J. D.: Needle Bearing Axial Thrust Study. SAE Trans. Bd. 92 (1983) Nr. 2, S. 832–877.
- [183] VIERNEUSEL, B.: Verschleiß- und feuchteresistente MoS₂-Festschmierstoffschichten für den Gleit- und Wälzkontakt. Dissertation. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 1 Nr. 440. Düsseldorf: VDI, 2017.
- [184] VOGELPOHL, G.: Betriebssichere Gleitlager. Berechnungsverfahren für Konstruktion und Betrieb. 2. neubearbeitete Auflage. Berlin: Springer, 1967.
- [185] WADEWITZ, M.: Ursachen der Ansmierungen im Wälz-Gleitkontakt. Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg, 1993.
- [186] WALTHER, C.: Anforderungen an Schmiermittel. Maschinenbau Bd. 10 (1931) Nr. 21, S. 670–675.
- [187] WARTZACK, S.: Predictive Engineering – Assistenzsystem zur multi-kriteriellen Analyse alternativer Produktkonzepte. Dissertation. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 1 Nr. 336. Düsseldorf: VDI, 2001.
- [188] WESCHTA, M. F.: Untersuchungen zur Wirkungsweise von Mikrotexturen in Elasto-Hydrodynamischen Gleit/Wälz-Kontakten. Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg, 2017.
- [189] WIJNANT, Y.H.: Contact Dynamics in the Field of Elastohydrodynamic Lubrication. Dissertation, Universität Twente, 1998.
- [190] WISNIEWSKI, M.: Ölversorgung bei der Zahnradschmierung. Einfluss eines begrenzten Ölangebotes auf die elastohydrodynamische Schmierung von Zahnrädern. Tribol. Schmierungstech. Bd. 30 (1983) Nr. 5, S. 270–277.
- [191] WISSENSCHAFTLICHER DIENST DES DEUTSCHEN BUNDESTAGES (WD): Aktuelle Klimaschutzziele auf internationaler, europäischer und nationaler Ebene. Nominale Ziele und Rechtsgrundlagen. Berlin: WD, 2018.
- [192] WOLVERIDGE, P. E.; BALGIN, K. P.; ARCHARD, J. F.: The Starved Lubrication of Cylinders in Line Contact. Proc. – Inst. Mech. Eng. Bd. 185 (1970) Nr. 1, S. 1159–1169.
- [193] ZF FRIEDRICHSHAFEN AG (ZF): Effizient und dynamisch. Getriebe-technologie von ZF. 09/2017. Saarbrücken: ZF, 2017.

- [194] ZHOU, R. S.; HOEPRICH, M. R.: Torque of Tapered Roller Bearings. J. Tribol. Bd. 113 (1991) Nr. 3, S. 590–597.

Nicht öffentlich zugängliche Quellen:

- [195] SCHAEFFLER KG: Prüfstand für Lagerreibmoment unter Zentrifugalbeschleunigung. Unveröffentlichtes Pflichtenheft, 2009.

Verzeichnis promotionsbezogener, eigener Publikationen

- [P1] HOCHREIN, D.; TREMMEL, S.; GRAF-GOLLER, O.; WARTZACK, S.: A New Test Rig for the Investigation of Rolling Bearings in the Centrifugal Field. In: SOCIETY OF TRIBOLOGISTS AND LUBRICATION ENGINEERS (STLE) (Hrsg.): The 71st Annual Meeting & Exhibition. 15.05. – 19.05.2016, Las Vegas. Abrufbar über: https://www.stle.org/images/pdf/stle_org/am2016_presentations/rolling_element_bearings/stle2016_rolling_element_bearings_IV_session_6d_d.hochrein_a_new_test_rig_for_the_investigation_of_rolling_bearings.pdf. Abgerufen am 30.08.2019.
- [P2] HOCHREIN, D.; GRAF-GOLLER, O.; TREMMEL, S.; WARTZACK, S.: Vorstellung einer neuen Prüfstandsgruppe zur Untersuchung des Fliehkrafteinflusses auf das Reibungsmoment von Wälzlagern. In: GESELLSCHAFT FÜR TRIBOLOGIE E.V. (GfT) (Hrsg.): 57. Tribologie-Fachtagung. Reibung, Schmierung und Verschleiß. Forschung und praktische Anwendungen. Band II. 26.09. – 28.09.2016, Göttingen. Aachen: GfT e.V., 2016, S. 50/1–50/10.
- [P3] HOCHREIN, D.; TREMMEL, S.; GRAF-GOLLER, O.; WARTZACK, S.: Untersuchung des Reibungsverhaltens von Wälzlagern unter dem Einfluss von Zentripetalbeschleunigungen zur energieeffizienten Gestaltung von Lagerungen. In: VDI WISSENSFORUM GMBH (Hrsg.): VDI-Berichte 2308. 12. VDI-Fachtagung. Gleit- und Wälzlagerungen 2017. Gestaltung – Berechnung – Einsatz. 27.06. – 28.06.2017, Schweinfurt. Düsseldorf: VDI, 2017, S. 347–351.
- [P4] HOCHREIN, D.; GRAF-GOLLER, O.; TREMMEL, S.; WARTZACK, S.: Vorstellung einer neuen Prüfstandsgruppe zur Untersuchung des Fliehkrafteinflusses auf das Reibungsmoment von Wälzlagern. Tribol. Schmierungstech. Bd. 64 (2017) Nr. 5, S. 47–54.
- [P5] HOCHREIN, D.; TREMMEL, S.; GRAF-GOLLER, O.; HAHN, B.; WARTZACK, S.: Experimental Investigations of Rolling Element Bearings Exposed to Centrifugal Load at a Centripetal Acceleration up to 3 000 Times Gravity. In: Chinese Tribology Institute (CMES) (Hrsg.): 6th World Tribology Congress. 17.09. – 22.09.2017, Beijing. Auf USB-Stick.

- [P6] HOCHREIN, D.; TREMMEL, S.; WARTZACK, S.: Temperature Behavior of Rolling Bearings Exposed to Centripetal Acceleration. In: FVA – Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA e.V.) (Hrsg.): Bearing World 2018. International Bearing Conference. 06.03. – 07.03.2019, Kaiserslautern. Frankfurt: FVA e.V., 2018, S. 15–18.
- [P7] HOCHREIN, D.; TREMMEL, S.; WARTZACK, S.: The Influence of the Centripetal Acceleration on the Temperature Behavior of Rolling Bearings. Bearing World Journal Bd. 3 (2018) S. 57–69.
- [P8] HOCHREIN, D.; TREMMEL, S.; WARTZACK, S.: Reibungspotential von Wälzlagern unter Zentripetalbeschleunigung I. Teil II – Experimentelle Untersuchungen. Unveröffentlichter interner Abschlussbericht, 2018.

Verzeichnis promotionsbezogener, studentischer Arbeiten

Die folgenden studentischen Arbeiten wurden von dem Autor und dem Lehrstuhlinhaber betreut:

- [S1] HAHN, S.: Konstruktion einer Vorrichtung zur statischen Reibmomentmessung an einem Wälzlagerschleuderprüfstand. Unveröffentlichte Bachelorarbeit, Universität Erlangen-Nürnberg, 2014.

Reihenübersicht

Koordination der Reihe (Stand 2021):
Geschäftsstelle Maschinenbau, Dr.-Ing. Oliver Kreis, 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:

FAPS	Lehrstuhl für Fertigungsautomatisierung und Produktionssystematik
FMT	Lehrstuhl für Fertigungsmesstechnik
KTmfk	Lehrstuhl für Konstruktionstechnik
LFT	Lehrstuhl für Fertigungstechnologie
LPT	Lehrstuhl für Photonische Technologien
REP	Lehrstuhl für Ressourcen- und Energieeffiziente Produktionsmaschinen

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 CO₂-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
CO₂-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
CO₂-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
Zweistrahltechnik
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
CO₂-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
CO₂-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 Schuberth
Regelung der Fokusslage beim Schweißen
mit CO₂-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
Demontagetechnologien 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 CO₂-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 wissenschaftlicher 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
Lebensdauervorhersage 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 105: Thomas Hennige
Flexible Formgebung von Blechen
durch Laserstrahlumformen
LFT, 119 Seiten, 50 Bilder. 2001.
ISBN 3-87525-140-7.

Band 106: Thomas Menzel
Wissenschaftliche 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 Prozessebene 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 Eßler
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 Nегendandck
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 Lötten 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 Laserdurchstrahlschweißen 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 einsatzgerechten 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 Schwerpunktslagebestim-
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
Laserdurchstrahlenschweißen
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
LPT, 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 Betaung 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 Laserstrahlsintern 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, Prozess-
simulation 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 Kaupper
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 Elektrofahr-
zeugen
FAPS, 148 Seiten, 138 Bilder, 4 Tab. 2014.
ISBN 978-3-87525-362-7.

Band 248: Sebastian Rösler
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 Karosseriebau-
teile 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 Prozess
simulation von Biegeumform- und Falz-
verfahren
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 Laserstrahltiefschweißprozesses 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
LFT, 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
zwischen geschalteten 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 Böning
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
diskret 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
Großorientaugliche 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 Wärmebehandlungssimulation
LFT, xiv u. 189 Seiten, 75 Bilder, 32 Tab.
2019. ISBN 978-3-96147-209-3.

Band 326: Tobias Gnihl
Modellbasierte Prozesskettenabbildung rührreibgeschweißter Aluminiumhalbzeuge zur umformtechnischen Herstellung höchstfester Leichtbauteile
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 Aluminiumblechwerkstoffen mit ultrafeinkörnigem Gefüge
LFT, ix u. 160 Seiten, 88 Bilder, 14 Tab.
2019. ISBN 978-3-96147-227-7.

Band 329: Stefan Landkammer
Grundsatzuntersuchungen, mathematische 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 Materialeigenschaften bei der Ultrakurzpuls-Lasermaterialbearbeitung
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 Kontext 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 laserdirektstrukturierter 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 Zahnrädern
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.

Band 356: Hannah Riedle
Haptische, generische Modelle weicher anatomischer Strukturen für die chirurgische Simulation
FAPS, xxx u. 179 Seiten, 82 Bilder, 35 Tab. 2020. ISBN 978-3-96147-367-0.

Band 357: Maximilian Landgraf
Leistungselektronik für den Einsatz dielektrischer Elastomere in aktorischen, sensorischen und integrierten sensomotorischen Systemen
FAPS, xxiii u. 166 Seiten, 71 Bilder, 10 Tab. 2020. ISBN 978-3-96147-380-9.

Band 358: Alireza Esfandiyari
Multi-Objective Process Optimization for Overpressure Reflow Soldering in Electronics Production
FAPS, xviii u. 175 Seiten, 57 Bilder, 23 Tab. 2020. ISBN 978-3-96147-382-3.

Band 359: Christian Sand
Prozessübergreifende Analyse komplexer
Montageprozessketten mittels
Data Mining
FAPS, XV u. 168 Seiten, 61 Bilder, 12 Tab.
2021. ISBN 978-3-96147-398-4.

Band 360: Ralf Merkl
Closed-Loop Control of a Storage-Sup-
ported Hybrid Compensation System for
Improving the Power Quality in Medium
Voltage Networks
FAPS, xxvii u. 200 Seiten, 102 Bilder, 2
Tab. 2021. ISBN 978-3-96147-402-8.

Band 361: Thomas Reitberger
Additive Fertigung polymerer optischer
Wellenleiter im Aerosol-Jet-Verfahren
FAPS, xix u. 141 Seiten, 65 Bilder, 11 Tab.
2021. ISBN 978-3-96147-400-4.

Band 362: Marius Christian Fechter
Modellierung von Vorentwürfen in der
virtuellen Realität mit natürlicher
Fingerinteraktion
KTmfk, x u. 188 Seiten, 67 Bilder, 19 Tab.
2021. ISBN 978-3-96147-404-2.

Band 363: Franziska Neubauer
Oberflächenmodifizierung und Entwick-
lung einer Auswertemethodik zur Ver-
schleißcharakterisierung im Presshär-
teprozess
LFT, ix u. 177 Seiten, 42 Bilder, 6 Tab.
2021. ISBN 978-3-96147-406-6.

Band 364: Eike Wolfram Schäffer
Web- und wissensbasierter Engineering-
Konfigurator für roboterzentrierte Auto-
matisierungslösungen
FAPS, xxiv u. 195 Seiten, 108 Bilder, 25
Tab. 2021. ISBN 978-3-96147-410-3.

Band 365: Daniel Gross
Untersuchungen zur kohlenstoffdioxid-
basierten kryogenen Minimalmengen-
schmierung
REP, xii u. 184 Seiten, 56 Bilder, 18 Tab.
2021. ISBN 978-3-96147-412-7.

Band 366: Daniel Junker
Qualifizierung laser-additiv gefertigter
Komponenten für den Einsatz im Werk-
zeugbau der Massivumformung
LFT, vii u. 142 Seiten, 62 Bilder, 5 Tab.
2021. ISBN 978-3-96147-416-5

Band 367: Tallal Javied
Totally Integrated Ecology Management
for Resource Efficient and Eco-Friendly
Production
FAPS, xv u. 160 Seiten, 60 Bilder, 13 Tab.
2021. ISBN 978-3-96147-418-9

Band 368: David Marco Hochrein
Wälzlager im Beschleunigungsfeld – Eine
Analysestrategie zur Bestimmung des
Reibungs-, Axialschub- und Temperatur-
verhaltens von Nadelkränzen –
KTmfk, xiii u. 279 Seiten, 108 Bilder,
39 Tab. 2021. ISBN 978-3-96147-420-2.

Abstract

Despite the basically good friction behaviour roller bearings are increasingly in the focus of the product development departments with the aim of further reducing the frictional moment. Bearing arrangements as connecting rod bearings and planetary wheel supports offer a high reduction potential because of their complex load condition and because of their multiple use in a single system. Therefore, an analysis strategy for a holistic and application-independent description of the roller bearing behaviour within an acceleration field is developed.

For this purpose a new test rig was developed, with which it is possible to measure the frictional moment and the variables associated with friction like axial thrust and bearing temperature of a single roller bearing.

The complex behaviour of frictional moment, axial thrust and bearing temperature was demonstrated by interpreting the findings achieved. In particular, the impact of the cage friction on the total frictional moment and the influence of the accelerated lubricant was presented in detail. Furthermore, due to the use of the frequency analysis of the frictional moment on the basis of the Fourier Transformation also experimental investigations offer a view into the inner processes of a roller bearing. This evaluation procedure provides the possibility to judge the involved internal effects and their impact on the frictional moment.

The findings make it possible to provide design notes to bearing designers and users for roller bearings exposed to an acceleration field.

Das Wälzlager steht trotz seiner im Grunde sehr guten Reibungscharakteristik immer stärker im Fokus der Produktentwicklung mit dem Ziel das Reibungsmoment weiter zu senken. Lagerungen wie Pleuel und Planetenradlagerungen bieten aufgrund ihrer besonderen Belastungssituation und wegen ihrer Mehrfachanwendung in einem einzelnen System ein hohes Einsparpotential. Im Rahmen dieser Arbeit wird daher eine Analysestrategie zur ganzheitlichen und anwendungsunabhängigen Beschreibung des Wälzlagerverhaltens im Beschleunigungsfeld erarbeitet.

Hierzu wurde eine neue Prüfvorrichtung entwickelt, mit der es möglich ist, das Reibungsmoment und die ebenfalls mit der Reibung in Verbindung stehenden Größen Axialschub und Lagertemperatur am Einzellager zu messen.

Im Zuge der Interpretation der erzielten Erkenntnisse konnte das komplexe Verhalten von Reibungsmoment, Axialschub und Lagertemperatur gezeigt werden. Insbesondere der maßgebende Beitrag der Käfigreibung am Gesamtlagerreibungsmoment und der Einfluss der Schmierstoffbeschleunigung konnte herausgearbeitet werden. Durch die Anwendung der frequenzbasierten Reibungsauswertung auf Basis der Fourier-Transformation ist auch bei experimentellen Untersuchungen ein Blick in die inneren Vorgänge des Wälzlagers möglich. So bietet dieses Vorgehen die Möglichkeit die im Lagerinnern an der Reibungsentstehung beteiligten Einflüsse und deren Wirkung zu beurteilen.

Anhand der erzielten Erkenntnisse können dem Wälzlagerkonstrukteur und Anwender erste Gestaltungshinweise für Wälzlager, die in einem Beschleunigungsfeld Anwendung finden, an die Hand gegeben werden.

