

FAU Studien aus dem Maschinenbau 464

**Matthias Müller**

Potenziale und Perspektiven  
eines Ringschmiersystems zur  
Schmierstoffversorgung von  
Wälz- und Gleitlagern





Matthias Müller

Potenziale und Perspektiven eines Ringschmiersystems zur  
Schmierstoffversorgung von Wälz- und Gleitlagern

# **FAU Studien aus dem Maschinenbau**

## **Band 464**

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. Sebastian Müller

Prof. Dr.-Ing. Michael Schmidt

Prof. Dr.-Ing. Sandro Wartzack

Matthias Müller

# **Potenziale und Perspektiven eines Ringschmiersystems zur Schmierstoffversorgung von Wälz- und Gleitlagern**

Dissertation aus dem Lehrstuhl für Konstruktionstechnik  
(KTmfk)

Prof. Dr.-Ing. Sandro Wartzack

Erlangen

FAU University Press

2025

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.

Kontakt: Matthias Müller, Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, ([ror https://ror.org/oof7hpc57](https://ror.org/oof7hpc57)), ORCID: 0009-0006-4201-1180

Bitte zitieren als

Müller, Matthias. 2025. *Potenziale und Perspektiven eines Ringschmiersystems zur Schmierstoffversorgung von Wälz- und Gleitlagern*. FAU Studien aus dem Maschinenbau Band 464. Erlangen: FAU University Press. DOI: 10.25593/978-3-96147-827-9

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 OPEN FAU der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg abrufbar: <https://open.fau.de/home>

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

Druck: docupoint GmbH

ISBN: 978-3-96147-826-2 (Druckausgabe)  
eISBN: 978-3-96147-827-9 (Online-Ausgabe)  
ISSN: 2625-9974  
DOI: 10.25593/978-3-96147-827-9

**Potenziale und Perspektiven  
eines Ringschmiersystems  
zur Schmierstoffversorgung  
von Wälz- und Gleitlagern**

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

zur  
Erlangung des Doktorgrades Dr.-Ing.

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Matthias Müller

aus Erlangen

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

Tag der mündlichen  
Prüfung: 18.04.2024

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Sandro Wartzack  
Prof. Dr. Michael Bader, TU Graz

## Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Konstruktionstechnik der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg. Nachfolgend möchte ich den Menschen meinen Dank aussprechen, die mich auf unterschiedliche Weise unterstützt und zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Herrn Prof. Sandro Wartzack, der diese Arbeit ermöglicht und mich dazu motiviert hat. Für sein entgegengebrachtes Vertrauen sowie dem mir gebotenen wissenschaftlichen Freiraum möchte ich mich sehr herzlich bedanken.

Bei Herrn Prof. Michael Bader, Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik der TU Graz, bedanke ich mich für das Interesse an meiner Arbeit und für die Übernahme der Funktion des Zweitgutachters. Mein weiterer Dank gilt Prof. Peter Weidinger für seine Bereitschaft, die Rolle des fachfremden Gutachters einzunehmen sowie Prof. Sebastian Müller als Prüfungsvorsitzenden.

Meinem ehemaligen Gruppenleiter Prof. Stephan Tremmel, mittlerweile Lehrstuhlinhaber an der Universität Bayreuth, danke ich für die wertvollen und lehrreichen fachlichen Diskussionen zu Themen in Wissenschaft und Lehre sowie die interessanten Dienstreisen, die mir zweifelsohne in Erinnerung bleiben werden.

Bei allen ehemaligen Kolleginnen und Kollegen möchte ich mich für die angenehme Zusammenarbeit und die positive Atmosphäre am Lehrstuhl und bisweilen auch außerhalb des Lehrstuhls bedanken. Explizit aufzuzählen sind an dieser Stelle Philipp Kestel, Christof Küstner, Prof. Thomas Sander, Thomas Rathert sowie die damaligen Teammitglieder der Arbeitsgruppe Wälzlagertechnik Fabian Halmos, Katrin Heider, David Hochrein, Michael Jüttner, Max Marian, Andreas Meinel, Martin Weschta und Andreas Winkler. Ferner bedanke ich mich bei den Kolleginnen und Kollegen des technisch-administrativen Lehrstuhlbereichs, welche durch ihre Unterstützung das Arbeiten am Lehrstuhl erleichtert haben.

Auch möchte ich auf diesem Wege bei den Mitarbeitenden der zentralen Mechanik- und Elektronikwerkstatt der Technischen Fakultät bedanken. Die qualitativ hochwertigen Arbeitsergebnisse in Form von Prüfstandskomponenten, Elektronik sowie Software bildeten eine wesentliche Säule für die Entstehung dieser Arbeit.

Schließlich möchte ich mich bei meiner Familie für ihre Unterstützung während der gesamten Zeit vom Studium bis zum Abschluss der Promotion bedanken. Hervorzuheben sind meine Eltern, die meine akademische Laufbahn durch gute Rahmenbedingungen ermöglicht und gefördert haben. Besonders großer Dank gilt meiner Frau, die mir in angespannten Zeiten bedingungslos den Rücken freigehalten hat und durch ihre motivierende Art und ihr großes Verständnis wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen hat.

Erlangen, Januar 2025

Matthias Müller

# Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen- und Abkürzungsverzeichnis .....	xi
<b>1 Einleitung .....</b>	<b>1</b>
1.1 Motivation.....	1
1.2 Hintergrund und Ausgangssituation .....	3
1.3 Kernfragen und Zielsetzung.....	5
1.4 Einsatz eines Ringschmiersystems – die Grundidee.....	8
1.5 Aufbau der Arbeit.....	11
<b>2 Grundlagen und Stand der Technik .....</b>	<b>15</b>
2.1 Die Schmierung von Wälzlagern .....	15
2.1.1 Aufgaben und Potenziale der Schmierung.....	15
2.1.2 Schmierstoffe.....	17
2.1.2.1 Mineralische Grundöle.....	18
2.1.2.2 Synthetische Grundöle .....	18
2.1.2.3 Additive .....	19
2.1.3 Fettschmierung .....	21
2.1.3.1 Überblick .....	21
2.1.3.2 Wesentliche Eigenschaften .....	22
2.1.3.3 Fettgebrauchsdauer .....	23
2.1.3.4 Schmierverfahren bei Fettschmierung .....	23
2.1.4 Ölschmierung.....	25
2.1.4.1 Wesentliche Eigenschaften und Einsatzbereiche .....	25
2.1.4.2 Ölwechselfrist .....	26
2.1.4.3 Schmierverfahren bei Ölschmierung.....	26
2.1.5 Betriebsinduzierte Schmierstoffveränderungen .....	30
2.1.5.1 Überblick.....	30
2.1.5.2 Thermisch-oxidative Alterung .....	32
2.2 Die Schmierstoffversorgung von Gleitlagern und Wälzlagern mittels loser Ölförderringe.....	34
2.2.1 Einsatz in Gleitlagerungen.....	34
2.2.1.1 Experimentelle Ansätze .....	34
2.2.1.2 Analytische Ansätze .....	38
2.2.1.3 Normative Regelung.....	40
2.2.2 Einsatz in Wälzlagerungen .....	41
<b>3 Fazit und Handlungsbedarf .....</b>	<b>45</b>

<b>4</b>	<b>Prüfstand und Prüflagerung .....</b>	<b>49</b>
4.1	Konstruktiver Aufbau der Prüfeinrichtung .....	49
4.1.1	Mechanischer Aufbau des Prüfstands .....	49
4.1.2	Mechanischer Aufbau der Prüflagerung .....	51
4.1.2.1	Rahmenbedingungen .....	52
4.1.2.2	Aufbau und Funktionsweise .....	52
4.1.3	Temperiereinrichtung .....	55
4.2	Technische Daten der Prüfeinrichtung .....	56
4.3	Strategien zur Erfassung der Messgrößen .....	57
4.3.1	Mechanische Messgrößen .....	58
4.3.1.1	Drehzahl der Hauptwelle $n_w$ .....	58
4.3.1.2	Motordrehmoment .....	58
4.3.1.3	Drehzahl des Ölförderrings .....	59
4.3.1.4	Radiallast .....	61
4.3.2	Geometrische Messgrößen .....	62
4.3.2.1	Ringauslenkung und daraus abgeleitete Systemgrößen .....	62
4.3.2.2	Ölvolumenstrom .....	67
4.3.2.3	Luftanteil im Öl .....	69
4.3.3	Thermische Messgrößen .....	72
4.3.4	Optische Analysen .....	74
<b>5</b>	<b>Experimentelle Untersuchungen zum Betriebsverhalten .....</b>	<b>75</b>
5.1	Betrachtung der zentralen Zielgrößen Ringdrehzahl und Ölvolumenstrom .....	75
5.1.1	Variation der Wellendrehzahl .....	75
5.1.1.1	Versuchsergebnisse .....	76
5.1.1.2	Diskussion und Fazit .....	78
5.1.2	Variation der Systemtemperatur .....	83
5.1.2.1	Ergebnisse .....	84
5.1.2.2	Diskussion und Fazit .....	86
5.1.3	Variation der dynamischen axialen Anlaufelemente .....	87
5.1.3.1	Ergebnisse .....	88
5.1.3.2	Diskussion und Fazit .....	90
5.1.4	Variation der Ringhöhe .....	94
5.1.4.1	Ergebnisse .....	95
5.1.4.2	Diskussion und Fazit .....	96
5.1.5	Variation des Ölsumpfgehäuses .....	98
5.1.5.1	Versuchsergebnisse .....	99
5.1.5.2	Diskussion und Fazit .....	100
5.2	Schmierstoffbeanspruchung durch Kontakt mit Luft .....	101
5.2.1	Untersuchungen zum Lufteintrag in den Schmierstoff .....	102
5.2.1.1	Versuchsmethodik .....	103

5.2.1.2	Versuchsergebnisse .....	104
5.2.1.3	Diskussion und Fazit .....	107
5.2.2	Oszillierende Bewegung des Ölförderrings .....	110
5.2.2.1	Versuchsmethodik .....	110
5.2.2.2	Ergebnisse .....	113
5.2.2.3	Diskussion und Fazit .....	114
5.2.3	Schleuderöl .....	117
5.2.3.1	Versuchsmethodik .....	117
5.2.3.2	Versuchsergebnisse .....	118
5.2.3.3	Diskussion und Fazit .....	119
5.3	Durchmischung des Öls im Reservoir .....	121
5.3.1	Versuchsmethodik .....	122
5.3.2	Versuchsergebnisse .....	123
5.3.3	Diskussion und Fazit .....	124
5.4	Thermische Betriebseigenschaften der Wälzlagerung mit Ringschmiersystem .....	125
5.4.1	Vorüberlegungen und Untersuchung zu den thermischen Randbedingungen .....	125
5.4.2	Eintauchtiefe des Wälzlagers in den Ölsumpf .....	130
5.4.2.1	Methode zur Ermittlung der Wälzlagertemperatur bei unterschiedlichen Eintauchtiefen .....	131
5.4.2.2	Ergebnisse .....	132
5.4.2.3	Diskussion und Fazit .....	134
5.4.3	Einfluss des Ölvolumenstroms auf das Wälzlager .....	137
5.4.3.1	Versuchsmethodik .....	138
5.4.3.2	Versuchsergebnisse .....	139
5.4.3.3	Ermittlung der axialen Durchflussgrenze .....	141
5.4.3.4	Diskussion und Fazit .....	142
5.4.4	Vergleich mit einem fettgeschmierten Lager .....	145
5.4.4.1	Versuchsmethodik .....	145
5.4.4.2	Versuchsergebnisse .....	147
5.4.4.3	Diskussion und Fazit .....	150
<b>6</b>	<b>Langzeittest .....</b>	<b>155</b>
6.1	Versuchsmethodik .....	155
6.1.1	Ölproben .....	156
6.1.2	Parameter zur Ermittlung des Ölzustands .....	157
6.2	Analyseergebnisse .....	158
6.2.1	Verschleißmetalle .....	158
6.2.2	Additive .....	160
6.2.3	Viskosität und Viskositätsindex .....	160
6.2.4	Oxidation und Neutralisationszahl .....	162

6.3	Diskussion der Analyseergebnisse .....	163
6.3.1	Verschleißmetalle .....	163
6.3.1.1	Kupfer, Zinn und Zink .....	163
6.3.1.2	Eisen und Chrom .....	164
6.3.2	Additive .....	165
6.3.3	Viskosität .....	166
6.3.4	Thermisch-oxidative Alterung .....	166
6.4	Diskussion eines erreichbaren Ölwechselintervalls .....	168
6.4.1	Ölwechselintervall unter Testbedingungen .....	168
6.4.2	Szenarien zur theoretisch erreichbaren Öllebensdauer .....	169
6.4.3	Vergleich mit einem Wälzlager mit Fettschmierung .....	171
6.5	Fazit .....	172
<b>7</b>	<b>Konzept einer „Smart Bearing Unit“ unter Einsatz eines radialen Anlaufelements .....</b>	<b>175</b>
7.1	Motivation .....	175
7.2	Konzept zur Beeinflussung der Betriebseigenschaften des Ringschmiersystems durch ein verstellbares Anlaufelement .....	176
7.2.1	Randbedingungen .....	176
7.2.2	Wirkprinzipien .....	177
7.2.3	Theoretische Analyse der Wirkung des Anlaufelements auf die Betriebseigenschaften des Ringschmiersystems .....	178
7.2.3.1	Physikalisches Modell .....	178
7.2.3.2	Mathematische Beschreibung .....	179
7.2.3.3	Rechnerische Analyse der Einflüsse und Effekte .....	180
7.2.4	Fazit zu den theoretischen Betrachtungen .....	183
7.2.5	Konstruktive Umsetzung in der Prüflagerung .....	183
7.3	Experimentelle Verifizierung und Untersuchung des Konzepts eines radialen Anlaufelements .....	184
7.3.1	Versuchsmethodik .....	184
7.3.2	Versuchsergebnisse unter Einsatz dynamischer axialer Anlaufelemente .....	186
7.3.2.1	Variation der Lage des radialen Anlaufelements bei Standard-Systemtemperatur .....	186
7.3.2.2	Variation der Systemtemperatur .....	190
7.3.3	Diskussion .....	194
7.3.3.1	Ringdrehzahl .....	194
7.3.3.2	Ölvolumenstrom .....	197
7.3.3.3	Temperatureinfluss .....	199
7.3.3.4	Fazit .....	202

7.4	Konzeptionelle Ansätze und Betrachtungen.....	202
7.4.1	Adaptive Positionierung.....	203
7.4.2	Genutete Kontaktfläche .....	203
7.4.3	Gefedertes radiales Anlaufelement .....	204
7.4.4	Weitere Potenziale.....	204
7.4.5	Fazit.....	206
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick.....</b>	<b>207</b>
<b>9</b>	<b>Summary and Outlook.....</b>	<b>211</b>
<b>A</b>	<b>Anhang.....</b>	<b>215</b>
A.1	Systematischer Fehler der gemessenen Ringauslenkung.....	215
A.2	Schallkeule des Ultraschallsensors .....	217
A.3	Mittelpunktbeschleunigung des Ölförderrings.....	217
A.4	Axialer Öldurchfluss .....	218
A.5	Mischungsverhältnis aus den Referenzölen FVA 2 und FVA 4 für $\nu = 80 \text{ mm}^2/\text{s}$ .....	219
A.6	Ringdrehzahl.....	220
A.7	Ölvolumenstrom .....	220
A.8	Ringoszillation.....	221
A.9	Ergebnisse unter Einsatz des radialen Anlaufelements .....	221
A.10	Statische axiale Anlaufelemente unter Variation der Lage des radialen Anlaufelements.....	222
	<b>Literaturverzeichnis.....</b>	<b>225</b>



# Formelzeichen- und Abkürzungsverzeichnis

## Formelzeichen

<i>Symbol</i>	<i>Einheit</i>	<i>Beschreibung</i>
$A$	mm <sup>2</sup>	Fläche
$a_A$	mm	Abstand axiale Anlaufelemente
$A_{LS}$	mm <sup>2</sup>	Lagersitzfläche
$A_W$	mm <sup>2</sup>	Wärmeübertragungsfläche
$b_R$	mm	Ringbreite
$c$	mg/kg	Konzentration
$c_{Luft}$	%	Luftanteil im Öl
$D_R$	mm	Außendurchmesser Ölförderring
$d_R$	mm	Innendurchmesser Ölförderring
$D_W$	mm	Wellendurchmesser
$f_0$	Hz	Eigenfrequenz
$F$	N	Kraft
$F_G$	N	Gewichtskraft
$F_N$	N	Normalkraft
$F_{NA}$	N	Normalkraft Anlaufelement
$F_{NW}$	N	Normalkraft Welle
$F_R$	N	Reibungskraft
$F_{rad}$	N	Radialkraft
$F_S$	N	Strömungswiderstand
$f_t$	Hz	Abtastfrequenz
$F_Z$	N	Zugkraft
$g$	m/s <sup>2</sup>	Erdbeschleunigung
$h$	mm	Abstand
$h_A$	mm	Höhe axiales Anlaufelement
$H_R$	mm	Eintauchtiefe Ölförderring
$h_R$	mm	Ringhöhe
$H_W$	mm	Eintauchtiefe Wälzlager

<b>Symbol</b>	<b>Einheit</b>	<b>Beschreibung</b>
$i$	-	Übersetzungsverhältnis
$k$	1/min	Abkühlkonstante
$M_C$	-	Geometrischer Hilfspunkt
$M_R$	-	Mittelpunkt Ölförderring
$M_W$	-	Mittelpunkt Welle
$N_M$	-	Magnetanzahl
$n_R$	1/min	Ringdrehzahl
$n_W$	1/min	Wellendrehzahl
$P$	-	Scheitelpunkt
$P_a$	N	Axiallast
$P_r$	N	Radiallast
$\dot{Q}_{ab}$	W	Abgeführter Wärmestrom
$\dot{Q}_{zu}$	W	Zugeführter Wärmestrom
$r_W$	mm	Radius Welle
$r_R$	mm	Radius Ölförderring
$S_R$	%	Ringschlupf
$t$	s	Zeit
$T_M$	Nm	Motordrehmoment
$T_w$	Nm	Drehmoment Hauptwelle
$U$	-	Umdrehung
$V_{min}$	mm <sup>3</sup>	Erreichbare Auflösung Volumen
$v_{nR}$	ml/U	Bezogenes Ölfördervolumen
$\dot{V}_{öl}$	ml/min	Ölvolumenstrom
$\bar{v}_{osz}$	mm/s	Mittlere Bahngeschwindigkeit
$V_R$	ml	Volumen Ölreservoir
$v_{rot}$	mm/s	Bahngeschwindigkeit
$x$	mm	Abstand
$x_S$	mm	Schwingungsbreite Ringauslenkung
$x_{mess}$	mm	Gemessener Abstand
$x_{min}$	mm	Erreichbare Auflösung Abstand

<b>Symbol</b>	<b>Einheit</b>	<b>Beschreibung</b>
$\alpha$	°	Auslenkwinkel
$\beta$	°	Winkel
$\gamma$	°	Stützwinkel
$\gamma_{\text{ÖL}}$	1/K	Volumenausdehnungskoeffizient Öl
$\delta$	°	Winkel
$\delta_{\text{S}}$	mm	Ölschichtdicke
$\eta$	Pa·s	Dynamische Viskosität
$\kappa$	-	Viskositätsverhältnis
$\mu$	-	Reibungszahl
$\nu$	mm <sup>2</sup> /s	Kinematische Viskosität
$\vartheta$	°C	Temperatur
$\vartheta_{\text{LS}}$	°C	Lagerschildtemperatur
$\vartheta_{\text{ÖL, M}}$	°C	Öltemperatur Messbehälter
$\vartheta_{\text{ÖL, R}}$	°C	Öltemperatur Reservoir
$\vartheta_{\text{ÖL, S}}$	°C	Öltemperatur Ölsumpf
$\vartheta_{\text{S}}$	°C	Systemtemperatur
$\vartheta_{\text{U}}$	°C	Umgebungstemperatur
$\vartheta_{\text{WL, LZ}}$	°C	Wälzlageraußenringtemperatur Lastzone
$\vartheta_{\text{WL, LfZ}}$	°C	Wälzlageraußenringtemperatur lastfreie Zone
$\vartheta_{\text{W}}$	°C	Wellentemperatur
$\psi$	°	Winkel
$\dot{\omega}_{\text{W}}$	rad/s <sup>2</sup>	Winkelbeschleunigung Hauptwelle

## Abkürzungen

<b>Abkürzung</b>	<b>Beschreibung</b>
CAD	Computer Aided Design
DMS	Dehnungsmessstreifen
FVA	Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V.
RT	Raumtemperatur
SPW	Systemprüfstand Wälzlager
UWZ	Umwälzzahl



# 1 Einleitung

## 1.1 Motivation

Tribologische Systeme sind in zahlreichen technischen Anwendungen anzutreffen und erfüllen eine große Bandbreite technischer Funktionen. Sie sind gekennzeichnet durch das Auftreten von Relativbewegungen von Oberflächen sowie den damit einhergehenden Systemeigenschaften in Form von Reibung und Verschleiß. Mit diesen verbunden ist einerseits eine zumeist unerwünschte, reibungsbedingte partielle Umwandlung von Bewegungsenergie in Wärme, andererseits verschleißbedingte Materialverluste beziehungsweise -schädigungen. [1] [2]

Reibung und Verschleiß haben eine immense ökonomische, ökologische und damit auch gesellschaftliche Bedeutung. Dies wird deutlich bei einem Blick auf den Anteil des durch diese Erscheinungen verursachten „blinden“ Energieanteils am globalen Gesamtenergiebedarf: Laut einer Studie wird nahezu ein Viertel des globalen Gesamtenergiebedarfs durch tribologische Kontakte sowie Begleiterscheinungen in Form von Instandhaltungsmaßnahmen zur Kompensation verschleißbedingter Ausfälle hervorgerufen [3]. Diese Zahl impliziert, dass Tribologische Systeme noch immer ein enormes Forschungs- und Entwicklungspotenzial aufweisen. Dieses gilt es, motiviert durch ökonomische und ökologische Intentionen, weiter zu erschließen. Das tribologische System ist sehr facettenreich und vereint verschiedene Disziplinen aus Naturwissenschaft und Technik [2]. Dadurch besitzt es auf der einen Seite zwar eine gewisse Komplexität, bietet auf der anderen Seite jedoch auch zahlreiche Anknüpfungspunkte und damit auch die nötigen Perspektiven für Verbesserungen.

Das Wälzlager, als eines der am häufigsten eingesetzten Maschinenelemente, vereint gleich mehrere Tribologische Systeme in sich. Bis heute durchläuft es einen stetigen, durch umfassende Forschungsanstrengungen getriebenen Verbesserungsprozess, mit dem auch eine fortschreitende Ausdehnung der möglichen Einsatzbereiche einhergeht. Das Motiv hierfür liegt in seiner Effizienz und auch seiner zukünftigen Bedeutung, da etwaige Substitutionskonzepte bis dato nicht auszumachen sind. Verbesserungen in diesem Themenkomplex des Maschinenbaus haben damit eine maßgebliche Bedeutung. [4]

Stoßrichtungen, um das Potenzial von Wälzlagern besser nutzbar zu machen, bieten zum einen auf der Nano- und Mikroebene mitunter neue Schmierstoff- und Werkstoffrezepturen sowie Beschichtungen, zum

anderen aber auch Maßnahmen auf der Makroebene, wie neuartige Schmierverfahren und mechatronische Systeme [5]. Ein Beispiel sind smarte Wälzlager, die mittels integrierter Sensorik Lasten-, Drehzahl- oder Temperaturänderungen detektieren und auf diese Weise Maßnahmen anstoßen können, um Wartungsintervalle zu verlängern und Folgeschäden zu vermeiden [6] [7]. Eng damit verwoben sind die Themenkomplexe Digitalisierung und Industrie 4.0, die ebenso Gegenstand von Forschung und Entwicklung in der Wälzlagertechnik darstellen [8]. Nicht zuletzt deshalb gewinnen auch Simulationsmethoden im Zuge effizienter Forschungs- und Entwicklungsaktivitäten mehr und mehr an Bedeutung [9].

Die Quantität und Qualität der im Wälzlager vorhandenen tribologischen Kontaktflächen machen es zu einem komplexen Tribologischem System. In Verbindung mit dem vorherrschenden Beanspruchungskollektiv können daraus hohe mechanische und thermische Anforderungen an den eingesetzten Schmierstoff resultieren. Ein bedeutender Ansatzpunkt für Verbesserungen liegt daher auch auf der Schmierungstechnologie als ein weiterer Leitbegriff der Tribologie [10].

Neben den elementaren Aufgaben in Form der Reibungs- und Verschleißminderung bestimmen der Schmierstoff und das Schmierverfahren maßgebliche Eigenschaften, wie das Leistungsvermögen, den Instandhaltungsaufwand und die Zuverlässigkeit von Wälzlagerungen. Diese technischen Aspekte schlagen sich wiederum in den Anschaffungs- sowie Betriebskosten und schlussendlich im Ressourcenbedarf nieder. Auf diese Weise kommt der Schmierung eine enorme technisch-wirtschaftliche Tragweite zu, wodurch Schmierstoff und Schmierverfahren im Zuge des Werdegangs einer Wälzlagerung als grundlegende Konstruktionselemente anzusehen und folglich frühzeitig bei Entwicklungs- und Entscheidungsprozessen zu berücksichtigen sind. [11] [12] [13] [14]

Im Zentrum der vorliegenden Arbeit steht ein Schmierverfahren, das sich durch den Einsatz eines Ölförderrings und dessen Zusammenwirken mit einem Wälzlager auszeichnet. Der Leitgedanke besteht darin, die Vorteile beider Systeme in einer Lagerung zu vereinen, um auf diese Weise positive Effekte auf den Wartungsaufwand und weitere Benefits zu erzielen. Hierzu fällt mitunter auch die Evolution der Lagerung hin zu einer „Smart Bearing Unit“. Diese bietet das Potenzial einer bedarfsgerechten Schmierstoffversorgung des Wälzlagers, ohne jedoch auf aufwändige und kostenintensive Geräte zur Schmierstoffversorgung zurückgreifen zu müssen.

## 1.2 Hintergrund und Ausgangssituation

Aus Sicht des Betreibers technischer Systeme nimmt die ganzheitliche Kostenbetrachtung von Investitionsgütern im Rahmen eines strategieorientierten Kostenmanagements einen sehr hohen Stellenwert ein. Diese Kostenbetrachtung erstreckt sich über den vollständigen Lebenszyklus des Produktes, also von der Beschaffung über den Betrieb bis hin zur Entsorgung. Diese Kosten werden daher auch unter dem Begriff „Life Cycle Costs“ beziehungsweise „Lebenszykluskosten“ subsummiert. So kann es im Rahmen des lebenszyklusbasierten Modells zu Beschaffungsentscheidungen kommen, die zwar erst einmal zu höheren Anschaffungskosten führen, über die gesamte Nutzungsdauer gesehen, jedoch die wirtschaftlichere Alternative darstellen. [15] [16]

Dieser Sachverhalt wird anhand des folgenden Zahlenbeispiels deutlich: Die durchschnittliche Lebensdauer von Elektromotoren im industriellen Umfeld und mit einer Leistung von über 75 kW beträgt 20 Jahre [17]. Eine weitere Quelle geht gar von 28 Jahren aus [18]. In diesem Zeitraum dominieren die Folgekosten in Form von Energie- und Wartungskosten gegenüber den Anschaffungskosten. Dies führt gar so weit, dass die Folgekosten eines Elektromotors häufig bereits im ersten Jahr die Anschaffungskosten übersteigen [17].

Geringe Wartungskosten rücken immer mehr in den Fokus von Maschinenbetreibern [19]. Aufgrund der weiten Verbreitung und des hohen wirtschaftlichen Stellenwerts von industriell eingesetzten Elektromotoren sind deren erforderlichen Wartungsaufwände von besonderem Interesse [20]. Der mit Abstand am häufigsten in der Industrie ist eingesetzte Antrieb ist der Drehstromasynchronmotor, welcher sich durch seine konstruktive Einfachheit und Robustheit auszeichnet [21]. Einen bedeutenden Beitrag zur Wartungsfreundlichkeit leistet die Tatsache, dass dieser Motortyp zumeist keine Schleifkontakte besitzt und lediglich die Rotorlagerung tribologischen Prozessen und deren Konsequenzen in Form von Reibung und Verschleiß unterworfen ist.

Damit nimmt die Rotorlagerung im Hinblick auf die Wartungsfreundlichkeit und Zuverlässigkeit des Elektromotors eine Schlüsselrolle ein. Verbesserungen können hier besonders effektiv wirken und bergen gewisse Potenziale. Nicht zuletzt deshalb wird die Rotorlagerung eines großen Elektromotors im Rahmen der vorliegenden Arbeit als konkretes Einsatzbeispiel herangezogen. Eingesetzt werden diese Motoren beispielsweise zum Antrieb von Pumpen und Lüftern industrieller Anlagen (siehe Bild 1).

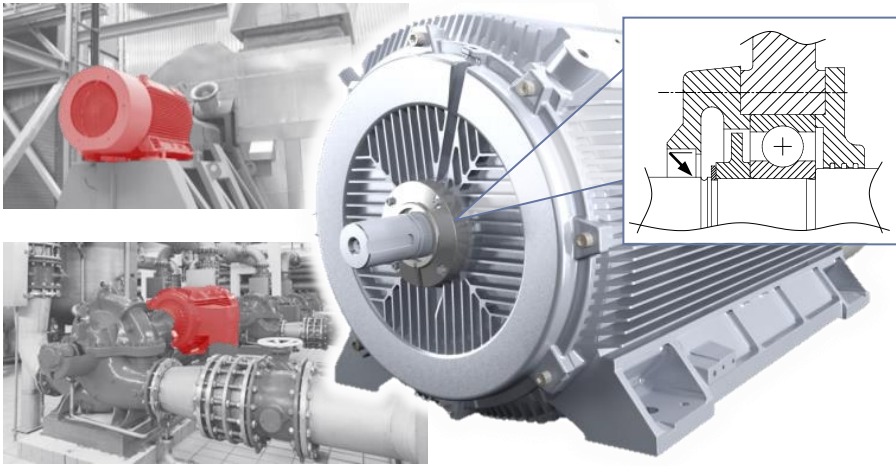


Bild 1: Die Rotorlagerung als zentrale Baugruppe großer Elektromotoren im industriellen Umfeld nach [P4].

Hintergrund ist die Senkung der Kosten für den Betreiber von großen Elektromotoren durch eine Verringerung der Wartungskosten und Stillstandszeiten. Leitgedanke ist hierbei die Berücksichtigung des Produktlebenszyklus im Sinne des Life Cycle Managements. Im vorliegenden Fall die Kosten für Anschaffung und Wartung des Elektromotors.

Zur Verdeutlichung dient das Diagramm in Bild 2. Dieses stellt die akkumulierten Anschaffungs- und Betriebskosten zwischen einer fettgeschmierten Wälzlagerung und einer ölgeschmierten Wälzlagerung gegenüber.

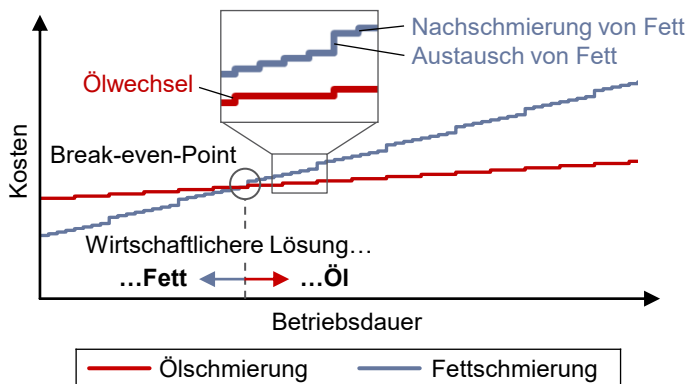


Bild 2: Schematischer qualitativer Vergleich zwischen einer Fett- und Ölschmierung im Hinblick auf die akkumulierten Anschaffungs- und Betriebskosten in Abhängigkeit der Betriebsdauer nach [P4].

Aufgrund des größeren konstruktiven Aufwands, weist die ölgeschmierte Wälzlagerung höhere Anschaffungskosten gegenüber einer fettgeschmierten Wälzlagerung auf. Im Betrieb fallen Wartungskosten an: Im Fall der ölgeschmierten Lagerung aufgrund des Ölwechsels, im Fall der fettgeschmierten Lagerung aufgrund der Nachschmierung [22]. Mitunter wird nach mehreren Nachschmiervorgängen gar ein aufwändigerer Fettwechsel empfohlen, um im Zuge der restlosen Entfernung von Altfett möglichen Lagerschäden vorzubeugen [23].

Mit zunehmender Betriebszeit werden die initialen Mehrkosten der ölgeschmierten Wälzlagerung gegenüber einer fettgeschmierten Lagerung aufgrund der geringeren Wartungskosten mehr und mehr ausgeglichen. Die vollständige Kompensation findet beim Break-even-Point statt. Nach dessen Überschreitung stellt die ölgeschmierte Wälzlagerung die insgesamt betrachtet wirtschaftlichere Lösung für den Betreiber dar.

Nicht zuletzt motiviert durch dieses Potenzial, entstand am Lehrstuhl für Konstruktionstechnik KTmfk im Rahmen einer Industriekooperation der CAD-Entwurf einer ölgeschmierten Wälzlagerung für große Elektromotoren. Zur Verifizierung, Abstimmung der Komponenten sowie Identifikation von Verbesserungspotenzial, wurde eine an den CAD-Entwurf angelehnte Prüflagerung und ein dazugehöriger Prüfstand konstruiert und realisiert. Der Prüfstand erlaubt umfassende Untersuchungen an der Prüflagerung unter Nachbildung möglichst realitätsgetreuer, in einem Elektromotor vorherrschender, Bedingungen. Wesentliche Bestandteile dieser Studien sind Gegenstand der vorliegenden Arbeit.

### **1.3 Kernfragen und Zielsetzung**

Der Entstehungsprozess einer Wälzlagerung ist gekennzeichnet durch das Aufeinandertreffen verschiedener technischer Disziplinen und Kompetenzfelder. So besteht das System Wälzlagerung neben dem Wälzlager aus vielen weiteren Komponenten. Mit dem Abdichtkonzept, der Umgebungs-konstruktion und dem Schmiersystem existieren weitere zentrale Bestandteile, die eine Wälzlagerung definieren und darüber hinaus teils miteinander in Beziehung stehen. Die möglichen Blinkwinkel auf das System Wälzlagerung und die damit verbundenen Zielgrößen sind entsprechend vielfältig und umfassend. Die technischen Dimensionen des Analyseobjektes spiegeln sich auch im großen Funktions- und Variationsumfang des Prüfstandes und der Prüflagerung wider. Gleiches gilt für die erfassbaren Regel- und Messgrößen.

Die prinzipielle Ausgestaltung, Dimensionierung und Konfiguration der Wälzlagerung beziehungsweise ihrer Komponenten, wie sie in der Arbeit behandelt und dargestellt werden, sind das Ergebnis umfassender vorangegangener theoretischer und experimenteller Studien. Die daraus entstandene Konfiguration mit ihren geometrischen und funktionalen Merkmalen sowie den Variationsmöglichkeiten bildet die Ausgangsbasis für die in der vorliegenden Arbeit behandelten Themenkomplexe und Versuche.

Wie zuvor erwähnt, vereint die Wälzlagerung mit ihren Komponenten vielfältige Kompetenzfelder, Eigenschaften und Anforderungen in sich. Unter dieser Vielfalt liegt der Betrachtungsschwerpunkt auf dem Ringschmiersystem und dessen Zusammenwirken mit dem Wälzlager. In diesem Kontext liegt der Fokus auf den Betriebseigenschaften und der Ölbeanspruchung als zentraler Indikator für das erreichbare Wartungsintervall.

Eine Auswahl zentraler Fragestellungen, zu deren Beantwortung die vorliegende Arbeit beitragen soll, sind im Folgenden aufgeführt.

Im Hinblick auf das Ringschmiersystem:

- *Wie kann eine Wälzlagerung mit Ringschmiersystem prinzipiell aufgebaut sein und was sind die daraus resultierenden Vorteile in Bezug auf die Schmierstoffbeanspruchung bei einer fettgeschmierten Wälzlagerung?*
- *Mit welchen Kenngrößen lassen sich die Betriebseigenschaften eines Ringschmiersystems charakterisieren?*
- *Wie lassen sich die Kenngrößen erfassen und messen?*
- *Welche Betriebsparameter beeinflussen die Kenngrößen und damit die Betriebseigenschaften des Ringschmiersystems?*
- *Welche konstruktiven Parameter beeinflussen die Kenngrößen und damit die Betriebseigenschaften des Ringschmiersystems?*

Im Zusammenspiel mit dem Wälzlager:

- *Welche Kenngrößen sind für die Abstimmung des Ringschmiersystems auf das Wälzlager relevant?*
- *In welcher Form beeinflussen die Kenngrößen die Betriebseigenschaften des Wälzlagers und wie lässt sich ein gegebenenfalls negativer Einfluss vermindern oder verhindern?*
- *Wie sind die Betriebseigenschaften im Vergleich zu einem fettgeschmierten Wälzlager einzuordnen?*

Im Hinblick auf das Wartungsintervall:

- *Welche Aspekte sind im Hinblick auf eine möglichst geringe Ölbeanspruchung relevant?*
- *Wie sollten Betriebsparameter und konstruktive Parameter für eine ölbeanspruchungsgerechte Auslegung gewählt werden?*
- *Welches Wartungsintervall kann mit der Prüflagerung in etwa erzielt werden?*
- *Welche Ölzustandsgröße ist limitierend im Hinblick auf die Ölgebrauchsdauer und entscheidet über das Wartungsintervall?*
- *Wie ist das Wartungsintervall im Vergleich zu dem eines fettgeschmierten Wälzlager einzuordnen?*
- *Welche Möglichkeiten bestehen, das Wartungsintervall weiter auszuweiten?*

Im Hinblick auf in die Zukunft gerichtetes Potenzial:

- *Wie lassen sich Nachteile und Restriktionen des Ringschmiersystems zukünftig in ihren Auswirkungen entschärfen oder möglicherweise eliminieren?*
- *Wie könnte die nächste Evolutionsstufe eines Ringschmiersystems aussehen?*
- *Welche Potenziale bietet das Ringschmiersystem im Kontext von Digitalisierung und Industrie 4.0?*

Antworten auf diese und weitere Fragen sollen dem Produktentwickler ein allgemeines und zugleich tieferes Verständnis für prinzipielle Zusammenhänge vermitteln. Ferner sollen sie dazu beitragen, erste Leitlinien zu schaffen sowie für die entscheidenden Aspekte zu sensibilisieren, indem die zentralen Systemparameter und die charakteristischen Betriebseigenschaften des Ringschmiersystems inklusive seiner Restriktionen und Potenziale vermittelt werden.

Darauf aufbauend kann eine erste Entscheidungsbasis entstehen, um die Eignung eines Ringschmiersystems als mögliche Option für die eigene Fragestellung beurteilen zu können. Die vorliegende Arbeit liefert daher grundsätzliche Gestaltungsempfehlungen, welche zur Orientierung für eine weitere Konkretisierung und Adaption im Rahmen des Entwicklungsprozesses dienen.

Aus den herausgearbeiteten und dargestellten Potenzialen werden Perspektiven abgeleitet, welche die Grundlage für weitere zukünftige Verbesserungsansätze des Ringschmiersystems bilden und Impulse für die weitere Ideenfindung geben.

Da das Systemdesign von der Vielzahl möglicher Randbedingungen abhängt und im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht alle erdenklichen Szenarien aus der Praxis berücksichtigt werden können, liegt ein weiterer Schwerpunkt auf der Vorstellung der erarbeiteten Messverfahren und der experimentellen Methoden zur Identifikation und Quantifizierung betriebsrelevanter Kenngrößen eines Ringschmiersystems. Diese Ansätze können in Forschung und Entwicklung, abhängig von den verfolgten Zielen, angewendet, angepasst sowie weiterentwickelt werden.

## 1.4 Einsatz eines Ringschmiersystems – die Grundidee

In den meisten Fällen erfolgt die Schmierung von Wälzlagern mithilfe von Fett [24]. Gleiches gilt für die Rotorlagerung industriell eingesetzter Elektromotoren. Insbesondere unter anspruchsvollen Betriebsbedingungen, wie hoher thermischer oder mechanischer Beanspruchungen, kann eine Fettschmierung jedoch zu empfindlich kurzen Nachschmierintervallen führen und somit einen hohen Wartungsaufwand bedingen [23] [25] [26].

Entschärft werden kann diese Situation durch den Einsatz von Öl als Schmiermedium, welches dem Wälzlager gefiltert und bei Bedarf gekühlt aus einem Ölreservoir mittels aktiver Ölumlaufschmierung zugeführt wird. Der deutlich höhere Geräteaufwand schlägt sich jedoch in höheren Anschaffungskosten nieder [22]. Aus diesen konträren Anforderungen heraus ist es nur konsequent, Verbesserungspotenzial durch ein alternatives, die Nachteile kompensierendes Schmierungskonzept zu suchen, um eine Verringerung der Lebenszykluskosten zu erreichen.

Dabei bildet die Substitution von Fett durch Öl grundsätzlich eine vielversprechende Herangehensweise, die ein gewisses Potenzial in sich birgt, wie folgende Beispiele zeigen: So kann bei tribologischen Systemen, wie lebensdauer geschmierten Schnecken- und Planetengetrieben, mit einem derartigen Ansatz die drei- oder sogar fünffache Lebensdauer gegenüber Fettschmierung erreicht werden. Gleichzeitig kann das Spannungsdreieck aus Leistungsvermögen, Bauraum und Lebensdauer gelöst werden. Auch bei den vorangegangenen Beispielen galt als zentrale Randbedingung, den konstruktiven Mehraufwand gegenüber einer Fettschmierung auf ein Minimum zu reduzieren. [27] [28] [29]

Um den Spagat aus niedrigen Anschaffungskosten und geringen Betriebskosten zu bewerkstelligen, bietet sich der Einsatz eines Ringschmiersystems in Verbindung mit Öl als Schmiermedium an. Das Grundprinzip des

Ringschmiersystems hat sich bisweilen insbesondere zur Schmierstoffversorgung von hydrodynamischen Gleitlagern bewährt [30].

Ausgehend von chemisch-physikalischen Zusammenhängen und Mechanismen, die im Rahmen der Schmierstoffalterung wirken, ermöglicht dessen vorteilhafter konstruktiver Aufbau eine geringere mechanische und thermische Beanspruchung des Schmierstoffes gegenüber der Fettschmierung. Gleichzeitig ist der Umfang der Komponenten und deren Komplexität lediglich geringfügig größer als bei einer fettgeschmierten Wälzlagerung, jedoch erheblich geringer als bei einer aktiven Ölumlaufschmierung.

Der Einsatz eines Ringschmiersystems erlaubt zudem die Verwendung eines größeren Ölreservoirs als dies bei einer reinen Ölbadschmierung der Fall ist. Dies ist zum einen darauf zurückzuführen, dass der vertikal verfügbare Bauraum besser genutzt werden kann. Zum anderen ist das gesamte verfügbare Öl am Schmierprozess beteiligt, da der Ölförderring für eine gewisse Durchmischung des Öls im Reservoir sorgt. Durch die größere verfügbare Ölmenge sinkt die spezifische mechanische Beanspruchung des Öls.

Im Reservoir kann das Öl zunächst abkühlen, bevor es erneut dem Lager zugeführt wird. Die thermische Beanspruchung des Öls wird auf diese Weise verringert. Während der Verweilzeit können sich auch Schaum beziehungsweise im Öl befindliche Luftblasen lösen. Durch die Ausführung mit zwei räumlich separaten Ölreservoirs wird zudem eine etwaige gegenseitige Beeinträchtigung des Wälzlagers und des Ölförderrings ausgeschlossen.

Für den erfolgreichen Betrieb eines Ringschmiersystems sind jedoch auch einige Voraussetzungen zu erfüllen. Schließlich geht mit dem Einsatz eines Ringschmiersystems ein weiteres tribologisches System einher, welches zusätzlich zum Lager besteht. Von diesem tribologischem System ausgehende schädliche Effekte auf den Schmierstoffzustand sind nach Möglichkeit zu vermeiden. Zu berücksichtigende Parameter sind hierbei der Verschleiß des Ringschmiersystems, die Ölfördermenge und die Ringdynamik. Diese Aspekte werden wiederum von der konstruktiven Gestaltung und den Umgebungsbedingungen beeinflusst.

Eine Einordnung des Ringschmiersystems im Vergleich zur Fettschmierung und aktiven Ölumlaufschmierung erfolgt in Bild 3. Ergänzend sind die zentralen erfolgskritischen Aspekte in Form einer Minimierung schädlicher Einflüsse durch das Ringschmiersystem und eines geringen

konstruktiven Aufwands aufgeführt. Beide Aspekte bilden die Voraussetzungen für den effektiven Einsatz eines Ringschmiersystems.

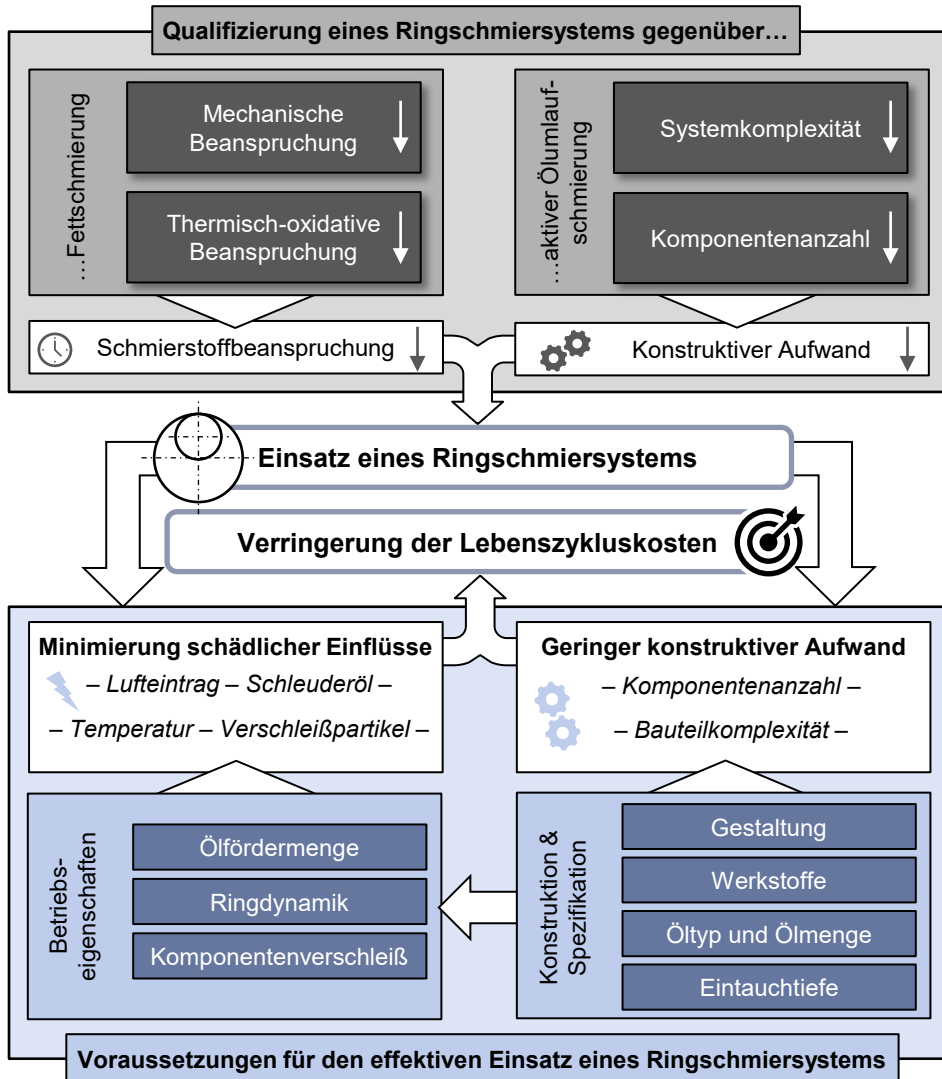


Bild 3: Qualifizierung des Ringschmiersystems gegenüber Fettschmierung und aktiver Ölumlaufschmierung (oben) sowie erfolgskritische Faktoren bezüglich des effektiven Einsatzes eines Ringschmiersystems (unten).

## 1.5 Aufbau der Arbeit

Nachfolgend werden der Aufbau der vorliegenden Arbeit und die zugrundeliegende Herangehensweise kurz erläutert. Der Aufbau der Arbeit ist in Bild 4 unter Einbeziehung einiger der behandelten Themenkomplexe und Schlagworte skizziert.

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>
	– Motivation – Ausgangssituation – Kernfragen – Zielsetzung –
<b>2</b>	<b>Stand der Forschung und Technik</b>
	– Schmierung von Wälzlagern – Ringschmiersystem – – Einsatz in Wälzlagerungen – Einsatz in Gleitlagerungen –
<b>3</b>	<b>Fazit und Handlungsbedarf</b>
<b>4</b>	<b>Prüfstand und Prüflagerung</b>
	– Mechanischer Aufbau – Messtechnik – Messstrategien –
<b>5</b>	<b>Prüfstandsversuche</b>
	– Prinzipielles Betriebsverhalten – Einflüsse auf den Lufteintrag – – Durchmischung Reservoir – Thermisches Betriebsverhalten –
<b>6</b>	<b>Langzeittest am Prüfstand</b>
	– Ölanalysen – Ölwechselintervall – – Vergleich mit fettgeschmiertem Wälzlager –
<b>7</b>	<b>Konzept einer Smart Bearing Unit</b>
	– Motivation und Hypothese – Verifizierung – – Konzeptionelle Ansätze und Erweiterungsmöglichkeiten –
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>

Bild 4: Überblick zu Aufbau und Inhalten der vorliegenden Arbeit.

**Kapitel 1** gibt eine grundlegende Einführung sowie einen Überblick zu dem Thema der Arbeit und behandelt unter anderem die Ausgangssituation, die zentralen Fragestellungen und die Zielsetzung.

In **Kapitel 2** werden Veröffentlichungen behandelt, die sich mit den Themenkomplexen Schmierung von Wälzlagern und den entsprechenden Schmierverfahren sowie dem Ringschmiersystem auseinandersetzen. Von Interesse sind dabei vor allem die jeweiligen Schwerpunkte und

Herangehensweisen im Kontext der vielen Facetten eines Ringschmiersystems. Dabei erfolgt eine Unterscheidung zwischen Veröffentlichungen, die Ringschmiersysteme für Gleitlager zum Gegenstand haben und denjenigen, die das Ringschmiersystem in Verbindung mit Wälzlager behandeln.

**Kapitel 3** greift die Inhalte des Stands der Technik auf, verdichtet diese und arbeitet basierend darauf den Handlungsbedarf im Zuge der vorliegenden Arbeit heraus. Berücksichtigt werden hierbei maßgeblich die in Abschnitt 1.3 definierten Fragestellungen und Ziele.

In **Kapitel 4** erfolgt die Beschreibung der für die Arbeit zentralen Prüfsysteme in Form der Prüflagerung sowie des ebenfalls für das Vorhaben neu entwickelten und aufgebauten Prüfstandes. Neben dem mechanischen Aufbau werden in diesem Zusammenhang die eingesetzte Messtechnik, die betrachteten Messgrößen und die zugehörigen Messstrategien behandelt. Zudem wird der vorhandene Funktionsumfang und dessen Umsetzung näher erläutert.

In **Kapitel 5** werden das Ringschmiersystem charakterisierende Kenngrößen abgeleitet und im Hinblick auf deren Einfluss auf die Ölbeanspruchung diskutiert. Vorerst theoretische Vorüberlegungen werden durch Versuche am Prüfstand verifiziert. Die Ergebnisse der am Prüfstand durchgeführten Parameterstudien werden unter Variation von Geometrie- und Betriebsparametern gewonnen und anschließend diskutiert. Basierend darauf erfolgen Empfehlungen zur vorteilhaften Wahl dieser Parameter zugunsten einer geringen Ölbeanspruchung.

Die Reihenfolge der Untersuchungen geht dabei zur Entwicklung eines gewissen Grundverständnisses zunächst von Analysen zum prinzipiellen Betriebsverhalten des Ringschmiersystems aus. Danach werden weitere Kenngrößen betrachtet, die Indikatoren für die Ölbeanspruchung darstellen. So beispielsweise die Durchmischung des Öls im Reservoir und der Lufteintrag beziehungsweise Luftanteil im Öl. In diesem Zuge erfolgt auch eine Betrachtung des Zusammenwirkens von Ringschmiersystem und Wälzlager. Dabei wird in erster Linie der Einfluss des Ringschmiersystems auf das thermische Verhalten des Wälzlagers betrachtet und auf experimenteller Grundlage mit demjenigen eines fettgeschmierten Wälzlagers verglichen.

**Kapitel 6** entspricht einer Art Proof of Concept in Form eines Langzeittests am Prüfstand über eine Betriebszeit von 6 000 Stunden. Dabei wird das Langzeitverhalten der ölgeschmierten Wälzlagerung im Allgemeinen und von zwei unterschiedlichen Konfigurationen des Ringschmiersystems im

Speziellen untersucht. Dies dient einerseits dazu, grundsätzliche Erfahrungswerte mit der ölgeschmierten Wälzlagerung über diese lange Betriebszeit zu gewinnen. Andererseits, um bereits frühzeitig verschiedene konstruktive Merkmale im Hinblick auf ihre Langzeitqualitäten und ihre prinzipielle Eignung zu testen und zu vergleichen. Auf Basis der Ergebnisse wird ein erreichbares Ölwechselintervall abgeleitet. Die Datengrundlage für dieses Kapitel beruht maßgeblich auf Analyseergebnissen von Ölproben, ergänzt durch optische Analysen an den Bauteilen. Die Ölproben wurden in bestimmten Zeitabständen während des Langzeittests aus beiden Prüflagerungen entnommen und in einem Labor analysiert. Eine ergänzende Einordnung des experimentell ermittelten Ölwechselintervalls erfolgt durch den Vergleich mit dem berechneten Nachschmierintervall eines fettgeschmierten Wälzlagers.

**Kapitel 7** stellt eine Hypothese zu einem Wirkmechanismus auf, der die wesentlichen Nachteile des Ringschmiersystems entschärfen soll. Grundlage hierfür bilden Erfahrungen und Erkenntnisse, die bis dato mit der Prüflagerung gesammelt wurden und auf diese Weise im Zuge der Identifikation von Verbesserungsmöglichkeiten wieder zurückfließen. Dabei stehen verschiedene Anforderungen im Vordergrund, wie eine minimale Verschleißgefahr des Ringes und dessen Peripherie ebenso wie ein geringer konstruktiver Aufwand. Die Verifizierung der Hypothese erfolgt anhand von Prüfstandversuchen. Wesentlich ist dabei die Integration eines radialen Anlaufelements für den Ölförderring. Dieses bildet das entscheidende Funktionselement zur Realisierung des Wirkmechanismus. Es wirkt auf den Ölförderring ein und verändert dessen Betriebscharakteristik. Aus den Ergebnissen werden Perspektiven für weitere Ausbaustufen des radialen Anlaufelements und zusätzliche Funktionalitäten abgeleitet, die sich positiv auf die Ölbeanspruchung auswirken. Die Idee einer letzten Ausbaustufe reicht bis hin zu einer sich selbst optimierenden, adaptiven Wälzlagerung, deren Ringschmiersystem sich vornehmlich im möglichst günstigen Betriebsbereich befindet.

In **Kapitel 8** erfolgt abschließend die Zusammenfassung der Arbeit und ein Ausblick.



## 2 Grundlagen und Stand der Technik

### 2.1 Die Schmierung von Wälzlagern

Die Schmierung hat entscheidenden Einfluss auf die Leistungsfähigkeit, die möglichen Einsatzbereiche und die Lebens- beziehungsweise Gebrauchsdauer von Wälzlagern. Diese bedeutsamen Eigenschaften lassen der Schmierungstechnologie eine Schlüsselrolle bei der Entwicklung und Konstruktion von Wälzlagerungen zukommen. [31]

Zugleich stellt die Schmierung von Wälzlagern ebenso ein komplexes sowie herausforderndes Themengebiet der Wälzlagertechnik dar. Dies verdeutlicht nicht zuletzt Bild 5. Demnach stehen 55 % vorzeitiger Lagerausfälle im Zusammenhang mit Unzulänglichkeiten der Schmierung. Berücksichtigt man noch Verunreinigungen, die indirekt mit dem Schmierstoff in Zusammenhang gebracht werden können, steigt dieser Anteil gar auf 80 % [11].

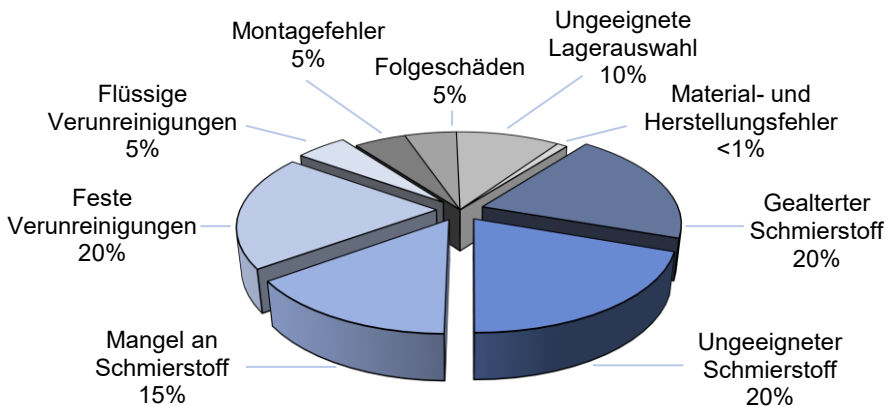


Bild 5: Ursachen für vorzeitigen Lagerausfall nach [11].

#### 2.1.1 Aufgaben und Potenziale der Schmierung

Die Hauptaufgabe der Schmierung besteht in der Minimierung von Reibung und Verschleiß, indem die Oberflächen relativ zueinander bewegter Komponenten durch einen Schmierfilm getrennt werden. Bei Wälzlagern zählt hierzu vor allem der Kontakt zwischen Rollkörper und Laufbahn. Dieser Kontakt ist gekennzeichnet durch einen elasto-hydrodynamischen Schmierfilm, der sich durch die lastinduzierte elastische Verformung der

Kontaktpartner in der Berührzone ausbildet. Aber auch deutlich weniger belastete, jedoch stärker dynamisch beanspruchte Kontakte im Wälzlager bedürfen eines trennenden Schmierfilms. Dies gilt beispielsweise für den hydrodynamischen Kontakt zwischen Rollkörper und Käfig. [32]

Aus diesen zwei Beispielen geht bereits hervor, dass der Schmierstoff sowohl bei hohen Drücken als auch hohen Gleitgeschwindigkeiten zuverlässig seine Funktion erfüllen muss. Eine zentrale Eigenschaft, um dies zu gewährleisten, stellt die Viskosität  $\eta$  dar. Neben der Oberflächentrennung besitzt der Schmierstoff, teilweise abhängig vom Einsatzbereich und dem Schmierverfahren, noch weitere bedeutende Aufgaben und Eigenschaften. [1]

Diese sind beispielsweise [22] [33]:

- Korrosionsschutz,
- Geräuschdämpfung,
- chemische Verträglichkeit gegenüber Konstruktionswerkstoffen,
- geringe Flüchtigkeit,
- günstiges Schaumverhalten,
- lange Lebensdauer.

Ausschließlich bei Fettschmierung gilt zusätzlich:

- Unterstützung der Dichtwirkung durch Fettkragan.

Ausschließlich bei Ölschmierung gilt zusätzlich:

- Wärme abführen,
- Verschleiß- und Schmutzpartikel aufnehmen und abführen.

Eine bedarfsgerechte sowie auf die Anwendung abgestimmte Schmierung birgt damit enormes Potenzial für den Betreiber und führt zu Benefits mit großer Tragweite (siehe Bild 6).

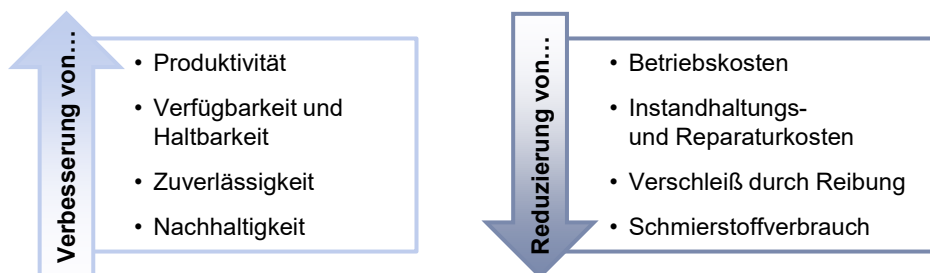


Bild 6: Benefits durch den Einsatz einer auf die Anwendung abgestimmten Schmierung nach [34].

### 2.1.2 Schmierstoffe

Grundsätzlich existiert eine große Vielfalt an Schmierstoffen, die jeweils aufgrund ihrer Eigenschaften für bestimmte Anwendungen und Einsatzbereiche in Frage kommen [32]. Im Fokus stehen hierbei nicht nur technische und ökonomische Aspekte, sondern zunehmend auch Fragestellungen im Hinblick auf Ökologie und Nachhaltigkeit von Schmierstoffen [35] [36]. Einige Kriterien, die für die Schmierstoffauswahl von Relevanz sind, gehen aus Bild 7 hervor.



Bild 7: Einige Kriterien für die Auswahl des Schmierstoffs nach [24] [37].

Die Beschaffenheit von Schmierstoffen reicht von fest oder konsistent bis hin zu flüssig oder gasförmig [38]. Nachfolgende Auflistung gibt das Spektrum verfügbarer Schmierstoffarten wieder [33]:

- Schmieröle,
- Schmierfette,
- Festschmierstoffe (beispielsweise Pasten und Gleitlacke),
- Haftschmierstoffe (beispielsweise Sprühhaftschmierstoffe),
- Emulsionen (beispielsweise Öl-in-Wasser oder Wasser-in-Öl-Emulsionen),
- Flüssigkeiten (beispielsweise Wasser oder flüssige Metalle),
- Gase (beispielsweise Luft).

An Wälzlagerungen werden zumeist Anforderungen gestellt, die eine Schmierung mit Fett oder Öl erforderlich machen. Dementsprechend werden diese beiden Schmierstoffarten bei Wälzlagern mit Abstand am meisten eingesetzt. Wesentliche Bestandteile beider Schmierstoffarten sind in der Regel mineralische oder synthetische Grundöle. [32]

Sofern erforderlich, können auch biogene Grundöle pflanzlichen Ursprungs zum Einsatz kommen. Einen typischen Anwendungsbereich hierfür stellen technische Geräte der Landwirtschaft dar. [1]

Aus der unterschiedlichen Konsistenz von Öl und Fett resultieren wiederum verschiedene Schmierverfahren, mit denen das Medium in den Wälzkontakt gebracht wird.

### 2.1.2.1 Mineralische Grundöle

Die Basis für Mineralöle stellt Rohöl dar. Durch Destillation und Raffination entsteht ein komplexes Gemisch aus ketten- und ringförmigen Kohlenwasserstoffen, die sich wiederum aus den Elementen Kohlenstoff und Wasserstoff zusammensetzen. Die Moleküle setzen sich zu langen Molekülketten zusammen, die das Grundöl ausmachen. Die kettenförmigen Moleküle sind sogenannte Paraffine, die ringförmigen Moleküle sind Naphthene. Je nach Art der überwiegenden Molekülstruktur im Öl spricht man von naphthenbasischen oder paraffinbasischen Mineralölen. [33] [39]

Naphthenbasische Öle haben zwar einen niedrigeren Pourpoint als paraffinbasische Öle, weisen im Allgemeinen jedoch eine höhere Temperaturabhängigkeit der Viskosität auf. Darüber hinaus zeigen paraffinbasische Öle gemeinhin eine bessere Verträglichkeit gegenüber gebräuchlichen Konstruktionswerkstoffen, wie beispielsweise Dichtungsmaterialien. Naphthenbasische Öle werden für gewöhnlich nur eingesetzt, wenn ein geringer Pourpoint gefordert wird und lediglich geringe Temperaturänderungen im Betrieb auftreten. [40]

### 2.1.2.2 Synthetische Grundöle

Syntheseöle besitzen einen mitunter erheblich höheren Preis als Mineralöle, wobei die relativen Kosten einen dreistelligen Faktor erreichen können [41]. Nicht zuletzt deshalb werden Syntheseöle in der Regel erst eingesetzt, wenn ein mineralisches Öl den Betriebsanforderungen selbst unter Einsatz von Additiven nicht mehr gerecht wird [22].

Die Herstellung synthetischer Öle erfolgt auf Grundlage chemischer Reaktionen, die eine gezielte Einstellung einzelner Schmierstoffeigenschaften erlauben. Dabei lassen sich nicht alle Eigenschaften eines Schmierstoffes gleichzeitig beliebig einstellen. Vielmehr sind auch Kompromisse einzugehen: So kann ein Syntheseöl zwar eine sehr hohe thermische Beständigkeit aufweisen, jedoch geht diese Eigenschaft unter Umständen auf Kosten der Schmierwirkung. [39]

Die Ausgangsstoffe des Syntheseprozesses sind zumeist Ethylen oder Propylen. Aus diesen entsteht im Zuge eines mehrstufigen Prozesses und mehreren Zwischenreaktionen der gewünschte Schmierstoff. Vor allem aufgrund seiner guten thermischen Eigenschaften qualifiziert sich synthetisches Öl für Hochleistungsanwendungen. So zeigen beispielsweise Polyalphaolefine (PAO) als wichtigste Vertreter der synthetischen Öle ein gutes Viskositäts-Temperatur-Verhalten bei einem breiten thermischen

Einsatzbereich von  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$  bis  $+200\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Durch die gute Oxidationsstabilität kann etwa die vierfache Öllebensdauer verglichen zu mineralischem Öl erreicht werden. Diesen Eigenschaften gegenüber steht jedoch der vier- bis fünfzehnfache Preis mineralischer Öle. [33] [37] [41]

Neben Polyalphaolefin existieren weitere relevante Syntheseöle [37]:

- Esteröle (E),
- Polyglykol (PG),
- Silikonöle (Si),
- Alkoxyfluoröl (PFAE)

In Tabelle 1 werden einige Vor- und Nachteile von Synthese- gegenüber Mineralölen aufgezählt, die es bei der Schmierstoffauswahl zu berücksichtigen gilt. Je nach gewähltem Öl sind diese Eigenschaften mehr oder weniger ausgeprägt und für den konkreten Fall zu beurteilen.

Tabelle 1: Einige Vor- und Nachteile von Syntheseölen gegenüber Mineralölen nach [33].

Vorteile	Nachteile
Geringe Oxidationsneigung	Preis
Hoher Viskositätsindex	Verträglichkeit mit Metallen und Dichtungen
Fließigenschaften bei hohen Temperaturen	Beständigkeit gegenüber Wasser
Hoher Einsatztemperaturbereich	Löslichkeit von Additiven

### 2.1.2.3 Additive

Schmieröle können mit Additiven versetzt werden, um bestimmte Eigenschaften für eine bessere Abstimmung auf die Applikation zu verändern oder den Einsatzbereich zu erweitern. Ziel ist es, die ungünstigen Eigenschaften des Schmieröls abzuschwächen, die gewünschten Eigenschaften zu verstärken oder das Grundöl mit Eigenschaften zu versehen, über die es zuvor noch nicht verfügt hat. [33]

Die Zugabemenge von Additiven zum Grundöl beläuft sich in der Regel auf 0,1 – 10 Gewichtsprozent [42]. Man unterscheidet zwei Gruppen von Additiven [43]: Einerseits Additive, welche das Grundöl in seinen chemischen und physikalischen Eigenschaften beeinflussen, wie beispielsweise Antioxidantien und Viskositätsindexverbesserer. Andererseits Additive, die auf die physikalischen und chemischen Eigenschaften der Kontaktflächen einwirken. Beispiele hierfür sind AW- (**anti wear**) und EP- (**extreme pressure**) Additive.

Beispielsweise besitzen oberflächenaktive Additive einen charakteristischen Molekülaufbau, der durch zwei Hauptbestandteile charakterisiert ist: Einen öllöslichen Teil aus Kohlenwasserstoffen einerseits, und einer polaren funktionellen Gruppe, die den eigentlichen Wirkstoff bildet, andererseits. Die funktionelle Gruppe tritt in Wechselwirkung mit den Kontaktflächen und bildet eine Reaktionsschicht an der Oberfläche der Reibpartner aus. Diese zeichnet sich durch eine Schutzwirkung vor Verschleiß, Fressen oder Korrosion aus. Angestoßen wird die Schichtbildung mitunter durch mechanische Beanspruchung, welche weitere chemisch-physikalische Schichtbildungsprozesse initiiert. [42]

Einen Überblick zu verschiedenen Additiven gibt Tabelle 2.

Tabelle 2: Überblick zu verschiedenen Additiven nach [1] [42] [44].

Bezeichnung	Wirkungsweise/Zweck	Wirkstoffe (Auswahl)
Fressschutzwirkstoffe (EP-Zusätze)	Reaktionsprodukte an Metalloberflächen zum Schutz vor Mikroverschleißungen an den Oberflächen	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Geschwefelte Kohlenwasserstoffe</li> <li>• Alkarylphosphate</li> <li>• Metall-Dialkyldithiophosphate</li> </ul>
Verschleißschutzwirkstoffe (Anti-Wear)	Oberflächenreaktionsschichten zur Herabsetzung von Verschleiß an Metalloberflächen	Neutrale und saure Phosphor- und Thiophosphorsäureester
Korrosionsinhibitoren	Schutz von Metalloberflächen vor Korrosion	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Petroleumsulfonate</li> <li>• Fettsäureamide</li> </ul>
Reibungsveränderer (Friction Modifier)	Reibungssenkender Oberflächenfilm	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Gesättigte Fettsäuren</li> <li>• Molybdänverbindungen</li> </ul>

Darüber hinaus können weitere Additive zur Verwendung kommen, wie beispielsweise Viskositätsindexverbesserer und Additive zur Hemmung von Oxidationsvorgängen (Oxidationsinhibitoren) oder katalytischer Reaktionen (Metalldesaktivatoren).

Bei der Vielfalt an verfügbaren Additiven ist zu beachten, dass diese auch untereinander wechselwirken können. Dadurch besteht Gefahr, dass die Wirksamkeit eingeschränkt ist. Zudem können Additive bei Keramiken und Nichteisenmetallen wirkungslos sein. Bei einigen Kunststoffen ist unter Umständen die Verträglichkeit kritisch und zu prüfen. [1]

### 2.1.3 Fettschmierung

#### 2.1.3.1 Überblick

Schmierfett ist eine Suspension aus dem Grundöl (flüssige Phase) und dem Verdicker (feste Phase), der das Grundöl einschließt und dem Fett seine typische Konsistenz verleiht [24]. In der Regel gehen 5 bis 30 % des Gewichts eines Fettes auf den Verdicker zurück, während das Grundöl einen Gewichtsanteil von 65 bis 95 % besitzt und von Additiven bis zu fünf Gewichtsprozent zugegeben werden [45].

Das im und am Lager befindliche Fett beziehungsweise der Verdicker scheidet im Betrieb kontinuierlich Öl ab. Die Ölabgaberate ist dabei abhängig von verschiedenen fettspezifischen und äußeren Faktoren, wie beispielsweise der Art des Verdickers, der Grundölviskosität, der Temperatur, der mechanischen Belastung und der ölabgebenden Fläche [32]. Die vom Verdicker abgegebene, verhältnismäßig kleine Ölmenge gelangt in die Kontakte und erfüllt auf diese Weise die Schmierfunktion. Mitunter hat auch der Verdicker eine gewisse Schmierwirkung, insbesondere bei Betrieb des Lagers im Mischreibungsgebiet [37].

Für das Grundöl kommen sowohl mineralische als auch synthetische Schmieröle in Frage. Für den Verdicker wird zumeist auf Metall- oder Metallkomplexeifen zurückgegriffen. Die in erster Linie vom Verdicker abhängige Fettkonsistenz wird auf Basis von NLGI-Klassen unter Bestimmung der Walkpenetration gemäß DIN ISO 2137 ermittelt. Neben der NLGI-Klasse nach DIN 51818 ist ein Schmierfett von vielen weiteren betriebsrelevanten Eigenschaften gekennzeichnet und wird über ein umfangreiches Normenwerk geprüft und spezifiziert. Hierzu unter anderem [46]:

- Grundölviskosität (DIN 51562),
- Tropfpunkt (DIN ISO 2176),
- Verhalten gegenüber Wasser (DIN 51807),
- Gebrauchsdauer (DIN 51821, Wälzlagerfett-Prüfgerät FE 9),
- Fließdruck (DIN 51805).

Wesentliche Kriterien zur Auswahl eines auf die Anwendung abgestimmten Schmierfettes werden maßgeblich von den Betriebsbedingungen bestimmt. Dabei sind folgende Aspekte von besonderer Bedeutung [45]:

- Temperatur,
- Belastungsverhältnis,
- Drehzahlkennwert.

Des Weiteren entscheiden Einbauverhältnisse (Lagerachse senkrecht oder schräg), Umweltverhältnisse (beispielsweise Spritzwasser), Anforderungen an die Wartung (Nachschmierung oder for-life-Schmierung) und Forderungen an die Laufeigenschaften (beispielsweise Laufgeräusch) über die Auswahl des Fettes [37].

### 2.1.3.2 Wesentliche Eigenschaften

Ein frisch befettetes Lager (Erstbefettung oder Nachschmierung) weist hinsichtlich Reibungsmoment- und Temperaturentwicklung ein charakteristisches Verhalten auf: Unmittelbar nach dem Start wird im Lager befindliches Fett sukzessive aus den Kontakten verdrängt. Dabei entstehen gewisse Walkverluste, die zu einem erhöhten Reibungsmoment und damit verbunden zu einem Temperaturanstieg führen. Erst nach einer gewissen Einlaufzeit wird der Temperaturpeak bei gleichzeitig weiter abnehmendem Reibungsmoment erreicht. Anschließend fällt die Temperatur, während das Reibungsmoment weiterhin abnimmt, um nach einer gewissen Zeit schließlich den Beharrungszustand zu erreichen. Sowohl Reibungsmoment als auch Temperatur nehmen dabei ein konstant niedriges Niveau ein. Dauer und Ausprägung der Einlaufphase sind stark von der Fettmenge und dem eingesetzten Fett abhängig. [11]

Werden Vorgaben hinsichtlich dieser Parameter im Rahmen der Nachschmierung nicht strikt beachtet, kann es beispielsweise durch zu viel Schmierfett aufgrund der Walkverluste zu schädlich hohen Temperaturen des Schmierfetts und damit letztlich zum Lagerausfall kommen [24] [47]. Bei geeigneter Fettauswahl sowie bedarfsgerechter Fettmenge in Verbindung mit ausreichend Freiraum für verdrängtes Fett, liegt nach der Einlaufphase jedoch in der Regel Minimalmengenschmierung vor [21]. Diese zeichnet sich durch ein geringes Reibungsmoment mit entsprechend geringer Temperaturentwicklung aus [48].

Bei adäquater Befettung bietet die Fettschmierung eine hohe Betriebssicherheit, da zumeist keine zusätzlichen Aggregate benötigt werden, deren möglicher Ausfall die Schmierstoffzufuhr unterbricht. Auch eine Missachtung der Schmierstoffintervalle führt nicht zum plötzlichen Ausfall des Wälzlagers. Aus der noch vorhandenen Restschmierfähigkeit ergibt sich eine gewisse Zeitspanne, bis das Lager ausfällt. Zwischenzeitlich können Gegenmaßnahmen ergriffen werden, um Folgeschäden zu vermeiden. [37]

Ein großer Vorteil bei Fettschmierung liegt im simplen konstruktiven Aufbau der Wälzlagerung. Nicht zuletzt deshalb werden etwa 90 % aller

Wälzlager mit Fett geschmiert [37]. Da herstellerseitig auch vorbefettete und abgedichtete Lager erhältlich sind, führt dies zu weiteren Vereinfachungen in der konstruktiven Gestaltung. Letzterer kommt auch die dichtende Wirkung des Fettes zugute. So kann Fett die Wirkung von Spaltdichtungen verbessern, indem es den Luftspalt ausfüllt und somit eine Barriere für Feuchtigkeit und Schmutz bildet [49].

### 2.1.3.3 Fettgebrauchsdauer

Die vorhandenen Betriebsbedingungen und systembedingte Einflussgrößen fließen auch in die Berechnung der Fettgebrauchsdauer  $t_{fG}$  ein. Diese gibt an, über welche Zeit das Fett seine Schmierfunktion hinreichend erfüllt und entscheidet damit auch über den Wartungsaufwand einer Wälzlagerung mit Fettschmierung. Ausgehend von einer Grundfettgebrauchsdauer  $t_f$ , die vom Lagertyp und dem Drehzahlkennwert  $n \cdot d_M$  abhängig ist, existieren weitere Minderungsfaktoren, welche die Fettgebrauchsdauer reduzieren [11]:

$$t_{fG} = t_f \cdot K_T \cdot K_P \cdot K_R \cdot K_U \quad (1)$$

Neben den bereits genannten Aspekten Minderung durch Temperatureinfluss  $K_T$  und Belastung  $K_P$  zählt hierzu gegebenenfalls noch Minderung durch oszillierende Bewegung des Lagers  $K_R$ . Diese bewirkt, dass immer wieder das identische Fettvolumen beansprucht wird und auf diese Weise die Schmierwirkung nachlässt. Zuletzt gibt es noch einen Korrekturfaktor  $K_U$ , der Umgebungseinflüsse in Form möglicher moderater Vibrationen und Feuchtigkeit berücksichtigt.

Im Fall nachschmierbarer Lagerungen kann basierend auf der errechneten Fettgebrauchsdauer die Nachschmierfrist  $t_{fR}$  ermittelt werden. Nach dieser Zeit, die erfahrungsgemäß für die meisten Anwendungen der Hälfte der Fettgebrauchsdauer entspricht, ist eine Ergänzung oder Erneuerung des Schmierfettes erforderlich (siehe Gleichung (2)). [11]

$$t_{fR} = 0,5 \cdot t_{fG} \quad (2)$$

### 2.1.3.4 Schmierverfahren bei Fettschmierung

Wie bereits zuvor erwähnt, zeichnet sich die Fettschmierung durch einen verhältnismäßig geringen konstruktiven Aufwand aus. Dies liegt vor allem darin begründet, dass der Schmierstoff, gebunden im Verdicker, unmittelbar im Bereich der zu schmierenden Kontakte verbleibt. Eine aktive

Zuführung ist somit nicht zwingend erforderlich. Exemplarisch lassen sich folgende Verfahren bei Fettschmierung anführen [37]:

**Lebensdauerschmierung:** Der konstruktive Aufwand kann mit der Lebensdauer-Schmierung auf ein Minimum reduziert werden. Dies gilt insbesondere bei Einsatz von herstellereitig befetteten und abgedichteten Lagern. Allerdings dürfen aus den Betriebsbedingungen nur moderate Anforderungen hervorgehen.

**Nachschmierung:** Durch regelmäßige Nachschmierung kann die Leistungsfähigkeit des Wälzlagers verbessert und dessen Einsatzgrenzen erweitert werden. Aus konstruktiver Sicht sind dann jedoch entsprechende Kanäle für die Fettzufuhr sowie ein Auffangraum für verbrauchtes Fett vorzusehen. Der Fetteintrag kann manuell oder automatisiert über Schmierstoffgeber erfolgen. Je nach Beanspruchung des Lagers muss mit vergleichsweise kurzen Nachschmierfristen gerechnet werden. Mitunter ist nach mehreren Nachschmierprozessen ein Fettwechsel vorgesehen [23].

**Fettwechsel:** Durch einen Fettwechsel ergeben sich längere Wartungsintervalle, da das Schmierfett, anders als beim Nachschmierverfahren, bis zum Zeitpunkt des Wechsels auch bereits etwas verhärtet sein darf [21]. Mit dem Fettwechsel gehen allerdings Stillstandzeiten einher, da das Lager demontiert, gereinigt, neu befettet und wieder eingebaut werden muss. Da keine Schmierkanäle erforderlich sind, ist der Fettwechsel aus Sicht des konstruktiven und geräteseitigen Aufwands zwischen der Lebensdauerschmierung und der Nachschmierung anzusiedeln.

**Sprühschmierung:** Gegenüber den zuvor genannten Verfahren, ist bei diesem Schmierverfahren der weitaus höchste konstruktive und geräte-technische Aufwand erforderlich. Entsprechend selten ist das Verfahren in der Praxis anzutreffen. Die Zuführung des Schmierfetts zum Lager erfolgt aktiv in Form eines Sprühnebels aus Luft und Fett. Für die Bereitstellung des Schmiermediums werden unter anderem Zusatzgeräte in Form einer Luftdruckquelle und einer Fördereinrichtung für das Schmierfett benötigt. Düsen und Ventile ermöglichen in Verbindung mit einem Steuergerät die genaue Dosierung des Schmiermediums. Im Zuge der konstruktiven Gestaltung der Lagerung und deren Peripherie muss die Zugänglichkeit des Sprühnebels zum Lager sichergestellt werden. Des Weiteren ist eine Vorrichtung zum Auffangen von verbrauchtem Fett vorzusehen. Dem hohen konstruktiven und apparativen Aufwand steht ein geringer Wartungsaufwand gegenüber, da die Schmierstoffversorgung vollautomatisch erfolgt. Zudem begrenzt der feinverteilte Sprühnebel die Walkverluste.

## 2.1.4 Ölschmierung

### 2.1.4.1 Wesentliche Eigenschaften und Einsatzbereiche

Für ölgeschmierte Wälzlager werden – analog zu Schmierfetten – Grundöle synthetischen oder mineralischen Ursprungs eingesetzt. In vielen Fällen ist die Verwendung eines mineralischen Öls mit entsprechender Additivierung jedoch ausreichend. [37]

Ölschmierung erweist sich als vorteilhaft, wenn folgende Anforderungen an die Wälzlagerung gestellt werden beziehungsweise folgende Randbedingungen in der Anwendung herrschen [37] [49] [50]:

**Wärmeabfuhr:** Ein wesentliches Kriterium, das die Ölschmierung von der Fettschmierung unterscheidet, stellt die Möglichkeit der Wärmeabfuhr aus dem Lager dar. Gerade bei hoch beanspruchten Lagern kommt daher meist nur eine Ölschmierung in Frage. Die Beanspruchung kann dabei aus einer hohen Drehzahl, einer hohen Belastung, einer hohen Umgebungstemperatur oder einer Kombination dieser Faktoren resultieren. Das Kühlprinzip beruht darauf, dass das Öl von einem niedrigeren Temperaturniveau aus zum Lager gelangt. Dort findet ein Wärmeübergang vom Lager auf das Öl statt. Dieses fließt anschließend zurück und kühlt in einem Ölbehälter ab, bevor es erneut zum Lager gefördert wird.

**Verunreinigungen:** Ist im Betrieb mit größeren Verunreinigungen des Lagers zu rechnen, so bietet sich ebenfalls eine Ölschmierung an. Auf diese Weise kann die Lebensdauer des Lagers erhöht werden. Gegenüber einer Fettschmierung können Schmutz- und Verschleißpartikel mit dem Ölstrom aus dem Lager geschwemmt werden. Verunreinigungen können sich am Reservoirboden absetzen oder das Öl wird vor erneuter Zuführung zum Lager gefiltert, wodurch sich der Effekt nochmals verstärkt.

**Ölschmierung umliegender Maschinenelemente:** Im Fall von Anwendungen, bei denen umliegende Maschinenelemente ohnehin mit Öl geschmiert werden, ist auch die Schmierung der Lager mit Öl naheliegend. Ein Beispiel hierfür sind Getriebe mit Ölschmierung. Von den Zahnflanken wird das Öl verwirbelt und gelangt somit zu den Wälzlagern.

**Lange Wartungsintervalle:** Auch bei Lagerungen, die lange Schmierstoffwechselintervalle erfordern, ist der Einsatz einer Ölschmierung vorteilhaft. Gegenüber Fettschmierung wird eine Verlängerung des Wartungsintervalls durch ein größeres Ölvolument erreicht. Bei der Ölschmierung ist grundsätzlich mehr Schmierstoff am Schmierprozess beteiligt als es bei

Fettschmierung der Fall ist. Zurückzuführen ist dies auf die unterschiedliche Konsistenz der beiden Schmierstoffe. Während bei entsprechender konstruktiver Gestaltung ein Großteil des Ölvolumens aufgrund seines flüssigen Zustands immer wieder an die Schmierstelle gelangt, erreichen Teile des pastösen Fettes nie den Wälzkontakt und tragen somit nicht zum wirksamen Schmierstoffvolumen bei.

#### **2.1.4.2 Ölwechselfrist**

Für die Ölwechselfrist einer ölgeschmierten Lagerung gibt es – verglichen zur Nachschmierfrist bei Fettschmierung – nur weniger detaillierte Richtwerte. Die Ölwechselfrist ist demnach unter normalen Bedingungen lediglich von der Öltemperatur und dem Öltyp (Mineral- oder Syntheseöl) abhängig (siehe auch Bild 62). [11] [26] [51]

Dennoch beeinflussen neben dem thermischen Einfluss auch Schmutzpartikel und Feuchtigkeit sowie Abriebpartikel und Lufteintrag die Ölgebrauchsdauer (siehe hierzu auch Abschnitt 2.1.5). Beispielsweise kann bereits ein geringer Wassergehalt den Aufbau des Schmierfilms im Wälzkontakt stören, wodurch die Lagerlebensdauer sinkt. Es ist daher ratsam, die Ölwechselfrist auf Basis von regelmäßigen Ölanalysen zur Bestimmung des Schmierstoffzustands festzulegen (siehe hierzu auch Abschnitt 6).

#### **2.1.4.3 Schmierverfahren bei Ölschmierung**

Im Fall von Ölschmierung existiert eine große Auswahl an Schmierverfahren. Die Ölschmierverfahren unterscheiden sich auf der einen Seite hinsichtlich der Ölmenge, die zum Lager gefördert wird. Andererseits lassen sie sich dahingehend charakterisieren, ob das Öl durch eine aktive oder passive Fördermethode zum Lager gelangt.

Größere Ölmengen werden im Allgemeinen eingesetzt, um Wärme vom Lager abzuführen [22]. Eine geringere Ölmenge, auch Minimalmengenschmierung genannt, findet bevorzugt Verwendung, wenn der durch Planschverluste hervorgerufene Anteil des Lagerreibungsmoments niedrig gehalten werden soll [32]. Ist für die Ölversorgung ein aktives Förderprinzip vorgesehen, so wird der gerätetechnische Aufwand durch Pumpe, Regleinrichtungen und Leitungen deutlich höher als bei Einsatz eines passiven Förderprinzips. Bei Letzterem wird das Öl durch die Förderwirkung des Lagers oder mithilfe eines zusätzlichen Förderelementes zur Schmierstelle gebracht.

Das für die Anwendung zu bevorzugende Schmierverfahren ist beispielsweise von den jeweiligen Betriebsbedingungen, wie beispielsweise des Drehzahlkennwertes und den konstruktiven Gegebenheiten der Peripherie abhängig. Einen Überblick gängiger Ölschmierverfahren gibt Tabelle 3.

Tabelle 3: Auswahl an Schmierverfahren bei Ölschmierung nach [37].

Ölmenge	Fördermethode	Schmierverfahren
Größere Ölmenge	Passiv	Ölumpfschmierung
		Ölumlaufschmierung
	Aktiv	Ölumlaufschmierung
		Öleinspritzschmierung
Minimalmenge	Aktiv	Tropfölschmierung
		Öl-Luft-Schmierung

Im Folgenden wird näher auf das Funktionsprinzip einzelner Schmierverfahren eingegangen.

### Ölbad schmierung

Die Ölbad- oder auch Ölumpfschmierung stellt die einfachste Möglichkeit der Ölschmierung für Wälzlager dar (siehe Bild 8a). Für die Ölförderung sind keine zusätzlichen Aggregate oder Fördererlemente notwendig. Allein die Wälzkörper, die zu einem gewissen Teil in das Öl eintauchen, verteilen den Schmierstoff auf den Laufflächen. Da sich die Wälzkörper teilweise im Ölbad befinden, entstehen Planschverluste, die zu einer Lagererwärmung führen. Dieser Effekt führt dazu, dass mit der Ölumpfschmierung im Vergleich zu anderen Ölschmierverfahren der geringste Drehzahlkennwert erreicht wird. Die Verluste sind umso stärker, je tiefer das Lager in das Öl eintaucht. Aus diesem Grund sollte der Ölstand nicht über die Mitte des untersten Wälzkörpers reichen. Wird dieser Ölstand überschritten, ist neben einem stärkeren Temperaturanstieg auch mit Schaumbildung im Öl zu rechnen. Sind lange Ölwechselintervalle erforderlich, so ist ein großes Öl-volumen vorteilhaft, da auf diese Weise unter anderem die Konzentration von Verunreinigungen und die mechanische Beanspruchung des Schmierstoffes zurückgeht. [37]

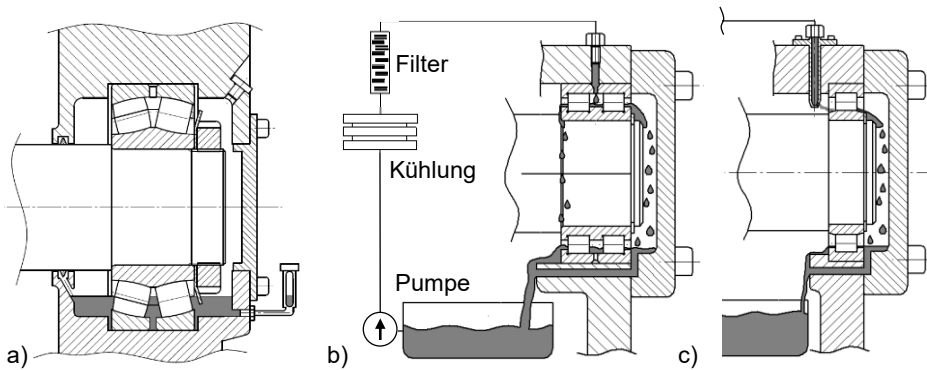


Bild 8: Ölschmierverfahren nach [11]: a) Ölbad-schmierung; b) Ölumlaufschmierung; c) Öleinspritzschmierung.

### Ölumlaufschmierung

Wie bereits aus Tabelle 3 hervorgeht, kann eine Ölumlaufschmierung mit passivem oder aktivem Fördererelement realisiert werden. Weiterhin ist für dieses Schmierverfahren charakterisierend, dass das Öl in einem Kreislauf zirkuliert, in dem es meist nach einer Abkühl- und Beruhigungsphase immer wieder der Schmierstelle zugeführt wird.

Das **aktive Förderprinzip** bringt einen vergleichsweise großen apparativen Aufwand mit sich (siehe Bild 8 b). Abhängig von der geforderten Betriebssicherheit, sind neben den Grundkomponenten, wie Pumpenaggregat, Behälter und Regelungseinrichtungen, noch ein Filter, Manometer, Thermometer und eine Ölstandskontrolle vorzusehen. Optional kann das Öl auch aktiv gekühlt werden. Abhängig vom eingestellten Ölvolumenstrom besteht bei diesem Schmierverfahren die Möglichkeit, das Lager mit mehr Öl zu versorgen als für die eigentliche Schmierung notwendig ist. Auf diese Weise kann überschüssige Wärme vom Lager abgeführt werden. Die andere Option zeichnet sich dadurch aus, dass dem Lager gerade so viel Öl zugeführt wird, wie für die Schmierung noch ausreichend ist (Minimalmengenschmierung). Mit dieser Methode kann die Reibung gesenkt werden, sofern Drehzahl und Belastung diese geringe Schmiermenge aufgrund der fehlenden Wärmeabfuhr zulassen. [32]

Das **passive Förderprinzip** ist dadurch gekennzeichnet, dass der Ölkreislauf ursächlich durch die Drehung der Welle in Bewegung gesetzt wird. Durch ein Fördererelement, das über die Welle angetrieben wird, gelangt das Öl zum Lager. Hierbei bestimmen Faktoren wie beispielsweise Drehzahl und konstruktive Gegebenheiten die Ölmenge, die zum Lager gefördert wird. Der große Vorteil dieses Verfahrens liegt in seiner Einfachheit und

den geringeren Anschaffungskosten gegenüber der aktiven Ölumlaufschmierung.

Als Fördererelement kommt ein Ölförderring, auch bezeichnet als Schmierring, in Frage. Dieser kann sowohl fest mit der Welle verbunden sein als auch lose auf dieser aufliegen [21]. Die Übertragung der Drehbewegung von der Welle auch den Ölförderring erfolgt dann reibschlüssig.

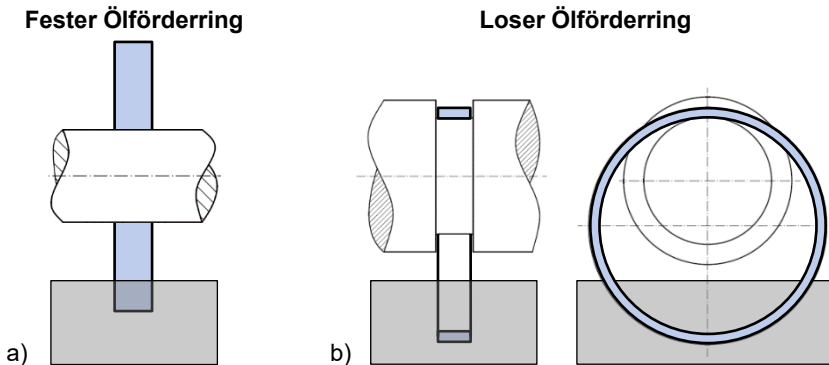


Bild 9: Passive Ölförderverfahren, schematisch nach [21]: a) Fester Ölförderring; b) loser Ölförderring.

### Öleinspritzschmierung

Der Grundaufbau einer Einspritzschmierung entspricht dem einer aktiven Ölumlaufschmierung (siehe Bild 8 c). Der Unterschied liegt jedoch in der Stelle und der Art der Schmierstoffzufuhr. Während bei einer Ölumlaufschmierung das Öl nahezu drucklos dem Lager zugeführt wird, ist für die Einspritzschmierung ein Öldruck von mehreren bar kennzeichnend. Darüber hinaus wird der Schmierstoff durch eine Düse gezielt zwischen den Käfig und den Lagerinnenring eingespritzt. Der hohe Druck liefert in Verbindung mit der Düse eine hohe Ölaustrittsgeschwindigkeit. Diese wird bei schnell laufenden Lagern benötigt, um das den Käfig umgebende Luftpolster zu durchbrechen und die Kontaktflächen zu erreichen. Wie damit bereits angedeutet, eignet sich dieses Verfahren bei besonders hohen Drehzahlkennwerten in Verbindung mit einer hohen Lagertemperatur. Bei der Konstruktion einer Lagerung mit Öleinspritzschmierung muss vor allem darauf geachtet werden, dass ausreichend große Abflussbohrungen für das Öl vorhanden sind. Sich anstauendes Öl könnte dazu führen, dass das Lager in einem Ölbad läuft, wodurch mit erheblichen Planschverlusten zu rechnen ist. [37]

## **Tropfölschmierung**

Die Tropfölschmierung stellt ein sehr einfaches Schmierverfahren dar, bei dem das Lager über einen sogenannten Tropföler tropfenweise mit Öl versorgt wird. Der Tropföler besteht im Wesentlichen aus einem oberhalb vom Lager angebrachten Ölbehälter mit Dosiermechanik und einer entsprechenden Schnittstelle zum Lagergehäuse. Die Dosiermechanik ermöglicht eine manuelle Verstellung der Tropfgeschwindigkeit und damit der Ölmenge, die dem Lager zugeführt wird. Die Tropfgeschwindigkeit wird hierbei visuell überprüft. Öl, welches bereits am Schmiervorgang teilgenommen hat, wird nicht mehr erneut zugeführt (Verlustschmierung). [52]

## **Öl-Luft-Schmierung**

Die Öl-Luft-Schmierung ist eine typische Minimalmengenschmierung. Sie erfordert deutlich größeren Geräteaufwand als die Tropfölschmierung. Dafür lassen sich höhere Drehzahlen und niedrigere Lagertemperaturen erreichen [49]. Das Grundprinzip beruht darauf, dass dem Lager ein kontinuierlicher, gefilterter Luftstrom zugeführt wird, in den periodisch Öl eingespritzt wird. Das Öl bewegt sich dann im Luftstrom entlang der Leitungswandung bis zur Lagerstelle. Durch dieses Prinzip lässt sich die Ölmenge fein dosieren. Aus dem Luftstrom resultiert darüber hinaus ein Kühleffekt für das Lager und der entstehende Überdruck hält Verunreinigungen vom Lager fern. Wie bei der Tropfölschmierung handelt es sich auch bei diesem Schmierverfahren um eine Verlustschmierung. [52]

### **2.1.5 Betriebsinduzierte Schmierstoffveränderungen**

#### **2.1.5.1 Überblick**

Schmierfette und -öle sind im Betrieb Alterungsmechanismen ausgesetzt, die zu einer Veränderung von deren chemischer Zusammensetzung und Eigenschaften führen. Durch thermisch-oxidative Beanspruchung sowie mechanische Belastung werden chemisch-physikalische Prozesse angestoßen, die zu einer Viskositätsänderung sowie zur Bildung von Säuren, Alkoholen und Aldehyden führen. Zudem können gummi- sowie lackartige Ablagerungen und Schlamm entstehen. Diese unlöslichen Produkte gefährden die Betriebssicherheit, indem sie den Schmierstofffluss und die Schmierstoffzufuhr beeinträchtigen. Entstehende Säuren begünstigen Korrosionsvorgänge und bergen die Gefahr, auch Kunststoffe anzugreifen. Entscheidend beeinflusst werden diese Vorgänge durch die vorherrschenden Umgebungs- und Betriebsbedingungen. [42] [53] [40] [54]

Auch die im Schmierstoff enthaltene Menge an Additiven zur Verbesserung der Schmierstoffeigenschaften nimmt während der Einsatzzeit ab. So werden beispielsweise Antioxidantien abgebaut, indem diese freie Radikale neutralisieren (siehe Abschnitt 2.1.5.2). Auch Verschleißschutzadditive, die sogenannte Triboschichten auf den Kontaktflächen ausbilden, werden durch mechanische sowie thermische Beanspruchung verbraucht. Im Fall der Elemente Schwefel und Phosphor, als typische Bestandteile von Verschleißschutzadditiven, nimmt deren Gehalt im Schmierstoff messbar ab. Auf diese Weise können zugesetzte Additive nicht mehr im ursprünglichen Umfang ihre Wirkung entfalten, wodurch deren Schutz- beziehungsweise Schmierfunktion abnimmt. [55] [56]

Neben der mechanischen und thermisch-oxidativen Schmierstoffbeanspruchung in Form von Temperatur und Sauerstoffeintrag existieren weitere Faktoren, die zu schädlichen Veränderungen des Schmierstoffs führen können. Hierzu zählen [45] [55]:

- UV-Strahlung,
- Feuchtigkeit,
- Fremdstoffe, wie beispielsweise Schmutz- und Abriebpartikel.

Abgesehen von der schädlichen abrasiven Wirkung von Fremdstoffen, können Abriebpartikel in Form von Metallen auch als Katalysator fungieren. Vor allem Kupfer kann auf diese Weise Oxidationsvorgänge im Schmierstoff beschleunigen [54] [57] [58]. Verschärft wird dieser Sachverhalt durch die große Oberfläche der gemeinhin sehr feinen metallischen Abriebpartikel [59].

Typische Verläufe einzelner Zustandsgrößen des Schmierstoffs über die Betriebszeit gibt Bild 10.

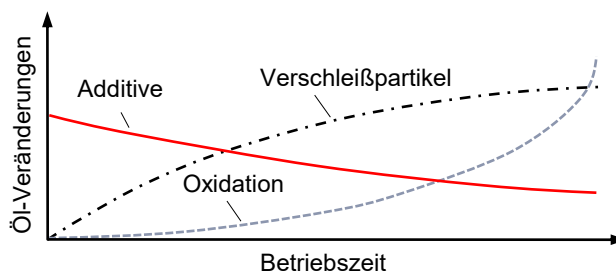


Bild 10: Typische Verläufe einiger Zustandsgrößen des Schmierstoffes über die Betriebszeit nach [33].

### 2.1.5.2 Thermisch-oxidative Alterung

Die Oxidation des Schmierstoffs stellt den bedeutendsten Alterungseffekt dar [54]. Aus diesem Grund wird hierauf im Folgenden nochmal explizit eingegangen. Die wesentlichen Treiber des Oxidationsprozesses sind [57]:

- Temperatur,
- Alterungsprodukte,
- Katalysatoren,
- Wasser,
- Verfügbarkeit von Sauerstoff.

Im Hinblick auf den letztgenannten Aspekt beschleunigt ein zusätzlicher Luftstrom durch das Lager die Alterung aufgrund des erhöhten Sauerstoffangebots zusätzlich [43].

Die Relevanz der thermisch-oxidativen Alterung eines Schmierstoffs spiegelt sich auch in der Vielfalt von Prüfverfahren zur Bestimmung der Oxidationsbeständigkeit wider. Einige genormte Oxidationstests sind:

- Sauerstoff-Verfahren (DIN 51 808) [60],
- Koksrückstand nach CONRADSON (DIN 51 352) [61],
- TOST-Test (DIN EN ISO 4263) [62].

Charakteristisch für diese Testmethoden sind die gezielte Beaufschlagung der Schmierstoffprobe mit Luft beziehungsweise Sauerstoff sowie eine definierte Temperaturbeanspruchung. Teilweise läuft der Oxidationsprozess in Gegenwart eines metallischen Katalysators ab.

Bei der Schmierstoffoxidation handelt es sich um eine Radikalkettenreaktion, deren Ausprägung mit ansteigender Reaktionszeit zunimmt. Diese, auch als Autoxidation bezeichnete Reaktion, ist gekennzeichnet durch die energetisch und katalytisch initiierte Bildung von freien Alkylradikalen, die wiederum mit Sauerstoff zu Peroxidradikalen reagieren. Durch die Aufnahme von Wasserstoff aus dem Schmierstoff erfolgt die Reaktion zu Hydroperoxid. Dieses zersetzt sich unter Gegenwart von Temperatur, Sauerstoff und metallischer Katalysatoren. Letztere bewirken, dass der Zerfall auch deutlich unterhalb einer Temperatur von 120 °C einsetzt. Weitere Reaktionen zu Polymeren und Carbonsäuren führen schlussendlich zu den Endprodukten in Form öllunlöslicher Stoffe und saurer Produkte. Schlamm- und Neutralisationsbildung sind Indikatoren hierfür. Die Kettenreaktion stoppt, wenn zwei Radikale miteinander reagieren. Als Ergebnis können längere Schmierstoffmoleküle entstehen, wodurch die Viskosität ansteigt [42] [53].

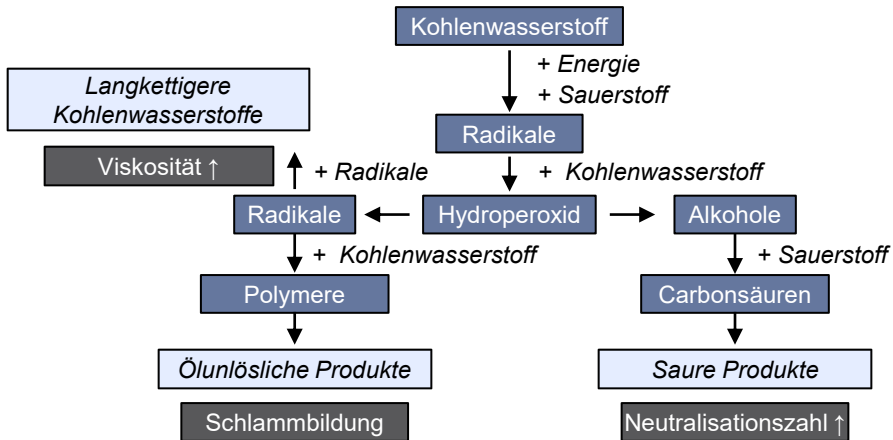


Bild 11: Autoxidation von Kohlenwasserstoffen, schematisch nach [53] [63].

Die Ausprägung der thermisch-oxidativen Alterungsprozess ist vom eingesetzten Schmierstoff abhängig. So weisen Syntheseöle eine schwächere Oxidationsneigung als Mineralöle auf. [33] [51]

Der Einfluss der Temperatur auf die Alterung eines Schmierstoffes ist unter 70 °C tendenziell niedrig. Danach zeigt sich jedoch eine deutliche Zunahme. Als grobe Faustregel kann eine Halbierung der Öllebensdauer bei einer Temperaturzunahme um 10 °C angenommen werden [64]. Dieser Zusammenhang geht auch aus Bild 62 in Abschnitt 6.4.2 hervor.

Beschrieben wird der exponentielle Zusammenhang zwischen Reaktionsgeschwindigkeit und Temperatur durch die ARRHENIUS-Gleichung [65]:

$$k(T) = k_{\infty} \cdot e^{-W_A/RT} \quad (3)$$

Dabei entspricht  $k(T)$  dem Geschwindigkeitskoeffizienten,  $k_{\infty}$  dem Frequenzfaktor für  $(T \rightarrow \infty)$ ,  $W_A$  der Aktivierungsenergie,  $R$  der Gaskonstanten und  $T$  der Temperatur.

## 2.2 Die Schmierstoffversorgung von Gleitlagern und Wälzlagern mittels loser Ölförderringe

Folgender Abschnitt liefert einen Überblick zu Forschungsarbeiten, die sich mit dem Einsatz von Ölförderringen zur Schmierstoffversorgung von Wälz- und Gleitlagern auseinandersetzen. Ein überwiegender Teil der Veröffentlichungen beschäftigt sich mit dem Einsatz von Ölförderringen zur Schmierstoffversorgung von hydrodynamischen Gleitlagern. Auf diese wird zuerst eingegangen, bevor im Anschluss Bezug auf Publikationen genommen wird, die Wälzlagerungen zum Gegenstand haben.

### 2.2.1 Einsatz in Gleitlagerungen

Der Einsatz von Ölförderringen zur Schmierstoffversorgung von Gleitlagern reicht zurück bis in das Jahr 1848. Einige Jahrzehnte später erst, werden unter anderem auf Basis der Arbeiten von REYNOLDS und SOMMERFELD zur Theorie der hydrodynamischen Schmierung und deren Anwendung in der Lagertechnik, fundierte Erkenntnisse zum Schmierstoffbedarf von Gleitlagern gewonnen. Dieses Wissen stellt eine bedeutende Säule für die Dimensionierung eines Ringschmiersystems dar. [30] [66]

Mit diesen Grundlagen beginnen tiefergehende sowie auch kombinierte experimentelle Analysen zum Betriebsverhalten sowie dem Leistungsvermögen von Gleitlagern, deren Schmierstoffversorgung mittels loser Ölförderringen realisiert wird.

#### 2.2.1.1 Experimentelle Ansätze

Vor dem Hintergrund des Wissens um die Bedeutung eines tragfähigen Schmierfilms zur Gewährleistung der Betriebssicherheit eines Gleitlagers, veröffentlicht KARELITZ [30] im Jahr 1930 Ergebnisse zur Ölfördercharakteristik eines Ringschmiersystems und zum thermischen Verhalten eines Gleitlagers. Unter anderem beinhalten seine Untersuchungen Parameterstudien zum Einfluss der Ringabmessungen, der Eintauchtiefe, der Ölviskosität sowie des Ringwerkstoffs auf die Ringdrehzahl und die Ölfördermenge. Anhand der Ergebnisse werden zudem Empfehlungen zum Erreichen hoher Ölvolumenströme gegeben. So wird der Einsatz von Ringwerkstoffen mit hoher Dichte empfohlen, wie es beispielsweise bei Messing der Fall ist. Auch eine Vergrößerung der Ringbreite wird anhand der Versuche als effektives geometrisches Merkmal des Ölförderrings ausgemacht, um den geförderten Ölvolumenstrom in etwa proportional zu dieser ansteigen zu lassen. Ferner wird die Integration von Vorrichtungen

zum Auffangen von Schleuderöl angeraten, um dieses als zusätzlichen Ölvolumenstrom dem Lager zur Verfügung zu stellen. Die experimentellen Ansätze und Betrachtungen von KARELITZ dienen auch als Vorbild für Folgestudien anderer Autoren.

Die Verwendung von Ölförderringen ist um das Jahr 1930 herum bereits sehr etabliert und stellt die am weitesten verbreitete Methode zur Schmierstoffversorgung von Gleitlagern dar [67]. Zeitgenössische und anwendungsnahe Fachliteratur, wie „Grundzüge der Schmiertechnik“ von FALZ [68] begleitet diese Entwicklung und bietet einen umfassenden Blick auf Themenkomplexe zur Schmierung von Gleitlagern. Das Ringschmiersystem wird hierin mitunter als die kosteneffizienteste Art der Umlaufschmierung bei gleichzeitig größter Betriebssicherheit beschrieben.

Auch im weiteren zeitlichen Verlauf erfreuen sich Gleitlager mit Ringschmiersystem aufgrund ihrer Wirtschaftlichkeit einer anhaltenden Beliebtheit. Folglich sind Anstrengungen, deren Anwendungsbereich zu höheren Drehzahlen hin zu erweitern, nur konsequent. Im Zentrum steht daher die Problematik, dass der vom Ring geförderte Ölvolumenstrom mit ansteigender Temperatur erheblich abnimmt. Gerät das Lager dadurch in Mangelschmierung, erhöht sich die Öltemperatur zunehmend und es setzt sich ein selbst verstärkender Prozess in Gang, der zu einem unvermittelten und raschen Versagen des Lagers führt. Maßgeblich ist demnach die Sicherstellung einer ausreichenden Ölfördermenge. BAUDRY und TICHVINSKY stellen 1937 eine konstruktive Möglichkeit vor, um dieser Forderung gerecht zu werden. Die Maßnahme besteht darin, den Ölförderring an dessen Innenfläche mit umlaufenden Nuten zu versehen. Die mit einem Messaufbau nachgewiesene und mit der Anzahl der Nuten zunehmende Reibung zwischen Welle und Ölförderring führt zu einer höheren Ringdrehzahl. Diese ist im Rahmen der begleitenden Versuche primär für die höhere Ölfördermenge verantwortlich. [69]

Empirische Gleichungen zur Ermittlung der Ringdrehzahl und des darauf basierenden geförderten Ölvolumenstroms gehen auf experimentelle Untersuchungen von LEMMON und BOOSER zurück [70] [71]. Deren Ergebnisse wurden im Jahr 1960 veröffentlicht. Die Gleichungen für die Ringdrehzahl berücksichtigen die drei Reibungsbereiche, die der Kontakt zwischen Welle und Ölförderring mit ansteigender Wellendrehzahl durchläuft (siehe auch Abschnitt 5.1.1.2). Im Fall des Ölvolumenstroms erfolgt ebenso eine Differenzierung bezüglich niedriger und hoher Ringdrehzahlen, um den Fliehkrafteinfluss auf den Schmierstoff zu berücksichtigen. Der abschließende Vergleich mit Ergebnissen früherer Untersuchungen anderer

Autoren ergibt bei der Ringdrehzahl eine maximale relative Abweichung von +15 % und beim Ölvolumenstrom von +40 %. Während die Ringdrehzahl laut Autor recht gut abgebildet wird, weicht der Ölvolumenstrom teils erheblich ab.

Die anhaltende Bedeutung von Ringschmiersystemen im industriellen Umfeld führt vor allem in den 1980er-Jahren zu Veröffentlichungen, welche Methoden und Ansätze zum besseren Verständnis und zur genaueren rechnerischen Vorhersagbarkeit des Betriebsverhaltens von Gleitlagern mit Ringschmiersystem liefern sollen. Die primären Zielgrößen sind dabei nach wie vor der für die Betriebssicherheit essentielle Ölvolumenstrom und das thermische Verhalten des Gleitlagers. Arbeiten hierzu gehen zurück auf FRANCO und BROZEK [72], DOWSON et al. [73] [74] sowie HESHMAT und PINKUS [75]. Neben Empfehlungen bezüglich der vorzusehenden Ölviskosität, des Ringdesigns und des Lagerspiels wird auch die Herausforderung zuverlässiger Vorhersagen aufgrund der vielen Einflussparameter deutlich.

Im Rahmen von Untersuchungen durch HESHMAT und PINKUS [76] sowie BROCKWELL und KLEINBUB [77] wird eine bereits bekannte Designmaßnahme am Ölförderring zur Erhöhung des Ölvolumenstroms aufgegriffen. Hierbei handelt es sich um die Profilierung der Innenfläche des Ölförderrings, wie sie bereits BAUDRY und TICHVINSKY vorgeschlagen haben. Es werden neben der Anzahl der umlaufenden Nuten auch die Querschnittsgeometrie der Ölförderringe verändert. Erstgenannte Autoren variieren zusätzlich die Tiefe und Orientierung der Nuten. Beide Studien kommen zu dem Schluss, dass mit mehreren umlaufenden Nuten und einem trapezförmigen Ringquerschnitt höchste Ölvolumenströme realisiert werden können. Auf Basis der positiven Resultate erfolgt eine Patentierung verschiedener Ringkonfigurationen [78].

Ferner beobachten HESHMAT und PINKUS das Auftreten von instabilem Verhalten des Ölförderrings in Form oszillierender Bewegungen. Letztere können die drei Schwingungsformen gemäß Bild 12 a) einnehmen. Vor allem das Auftreten von oszillierenden Bewegungen um die Wellenachse wird mit einem stark abnehmendem Ölvolumenstrom in Verbindung gebracht. Die Drehzahl des Ölförderrings nimmt dabei nur unwesentlich ab. Die anderen beiden Schwingungsformen treten erst bei sehr hohen Wellendrehzahlen auf.

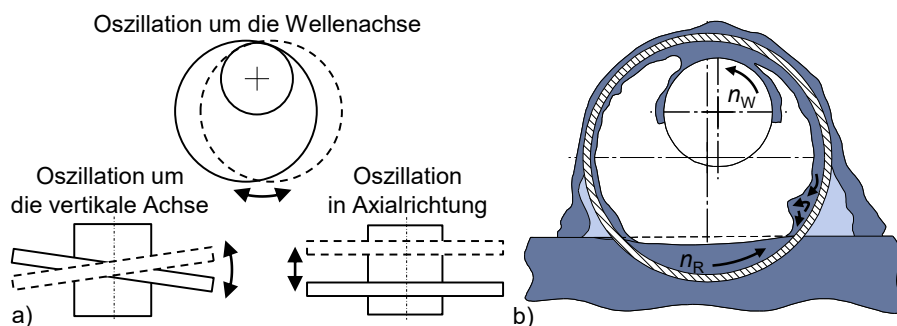


Bild 12: a) Schwingungsformen bei instabilem Betriebsverhalten des Ölförderrings nach [76]; b) Schematische Ölverteilung bei mäßiger Ringdrehzahl nach [76].

Um die Oszillationen und deren negative Auswirkungen auf den Ölvolumenstrom zu entschärfen, schlagen die Autoren den Einsatz einer eigens hierfür erarbeiteten und patentierten Vorrichtung vor [79]. Diese besteht im Wesentlichen aus einer Blattfeder, deren eines Ende an der Lagerschale befestigt ist. Die freie Seite erstreckt sich bis knapp vor den Kontakt zwischen Ring und Welle und berührt unter Vorspannung die Innenfläche des Ölförderrings. Dies sorgt einerseits für einen gewissen Abstreifeffekt des Öls vom Ring, andererseits entfalten die federnde Funktion in Verbindung mit dem sich aufbauenden hydrodynamischen Schmierfilm zwischen der Feder und dem Ring eine stabilisierende Wirkung.

Ferner heben die Autoren hervor, dass sich am Ölförderring ein von der Drehzahl abhängiges, komplexes Strömungsbild ergibt (siehe Bild 12 b). Dieses ist geprägt von am Ring zurückfließendem und sich vom Ring radial ablösendem Öl. Dessen jeweilige Ausprägung steht in engem Zusammenhang mit der Drehzahl des Rings. Je höher die Drehzahl, desto turbulenter und volatiler erscheint das sich einstellende Strömungsbild, welches letztendlich wiederum den Ölvolumenstrom beeinflusst. Die vom Ring im Reservoir induzierte Strömung führt zu Rückkopplungen, welche sich in Ringoszillationen widerspiegeln und damit wiederum auf das Strömungsbild einwirken. Zudem lässt sich beobachten, dass nicht das gesamte an der Ringinnenfläche anhaftende Öl von der Welle abgestreift wird und zum Ölvolumenstrom beiträgt. Sofern die Ringdrehzahl gering ist, kann im Gegenzug jedoch auch Öl, welches sich an den Seitenflächen des Rings befindet und schwerkraftbedingt auf die Welle gelangt, einen Beitrag zum Ölvolumenstrom leisten.

Ende der 1980er Jahre bewerten ELWELL und BOOSER [80] die bisherigen Gestaltungsrichtlinien für Ringschmiersysteme immer noch als unscharf. Sie diskutieren die Eigenschaften von Gleitlagern mit Ringschmiersystem

und geben in diesem Zusammenhang eine Reihe von Empfehlungen für Betriebsbedingungen und Gestaltung ab. So sollte beispielsweise die maximale Umfangsgeschwindigkeit der Welle 45 ft/s (ca. 13,7 m/s) nicht überschreiten, da andernfalls ein stark abnehmender Ölvolumenstrom resultiert und die Gefahr von Mangelschmierung besteht. Im Hinblick auf die Gestaltung des Ölförderrings wird eine sich mit anderen Autoren [76] widersprechende Empfehlung abgegeben: Für die typischen Anwendungen wird von umlaufenden Nuten auf der Ringinnenseite abgeraten, da diese zu Verschleiß auf der Wellenoberfläche führen können. Zudem entfalten die Nuten ihre gewünschte Wirkung lediglich im Grenz- und Mischreibungsbereich beziehungsweise dehnen diese Bereiche nur geringfügig aus. Im darauffolgenden hydrodynamischen Bereich ist von keiner relevanten Erhöhung des Ölvolumenstroms mehr auszugehen. Weitere Empfehlungen beinhalten unter anderem maximale Lagerlasten, geeignete Schmierstoffviskositäten, den Werkstoff des Ölförderrings sowie dessen Innendurchmesser. Letzterer wird mit einem Faktor von 1,5 bis 1,9 des Wellendurchmessers angegeben. Als Ringwerkstoff wird der Einsatz von Messing aufgrund seiner guten Gleiteigenschaften mit Stahl und seiner hohen Dichte angeraten. Im Zuge dieser Angaben wird zugleich die Notwendigkeit von begleitenden Tests betont, um das vorgesehene Design zu verifizieren.

### 2.2.1.2 Analytische Ansätze

Das Streben nach fundierten Vorhersagemethoden des Ölvolumenstroms führt auch zur Entwicklung von analytischen Berechnungsmodellen. Auf die Publikation von FRITZSCHE [71] im Jahr 1986 folgt gut zehn Jahre später die Veröffentlichung von INNES et al. [81]. Letztere entsteht offenbar losgelöst von FRITZSCHEs Arbeit. Die prinzipiellen Herangehensweisen gleichen sich jedoch und bestehen aus den folgenden zwei Kernschritten:

1. Berechnung der Ringdrehzahl  $n_R$  in Abhängigkeit der Wellendrehzahl  $n_W$  mithilfe der im Betrieb am Ölförderring angreifenden Kräfte und Momente. Aus den Gleichgewichtsbedingungen resultieren Gleichungssysteme, die numerisch gelöst werden können.
2. Berechnung der an der Innenfläche des Rings anhaftenden Ölschichtdicke  $\delta_s$  auf Basis der zuvor berechneten Ringdrehzahl.

Mittels der Ringdrehzahl und der Ölschichtdicke lässt sich schließlich der Ölvolumenstrom berechnen. Neben den Ringabmessungen  $b_R$ ,  $h_R$ ,  $r_R$  fließen in die Berechnung auch die Masse des Ölförderrings, die Eintauchtiefe des Rings in das Reservoir  $H_R$  sowie die Schmierstoffviskosität  $\eta$  ein.

Relevante Parameter und das grundsätzliche Prinzip der Modellerstellung sind in Bild 13 skizziert.

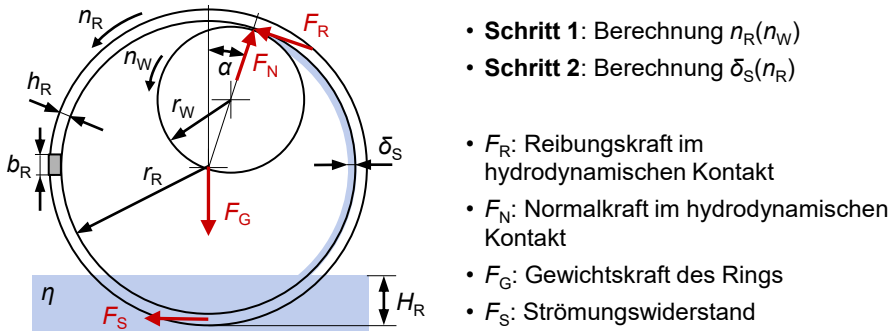


Bild 13: Prinzip der Modellerstellung auf Basis der am Ring angreifenden Kräfte und weiterer relevanter Parameter nach [71] [81].

Die Modelle beider Autoren unterscheiden sich vorwiegend hinsichtlich der verwendeten Gleichungen zur Ermittlung der Kräfte am Ring und der am Ring anhaftenden Ölschichtdicke. Es werden die folgenden Vereinfachungen getroffen:

- Ausschließliche Betrachtung des hydrodynamischen Reibungsbereichs zwischen Welle und Ölförderring,
- Effekte durch die Zentripetalbeschleunigung und dynamische Vorgänge in Form oszillierender Ringbewegungen bleiben unberücksichtigt,
- die vom Ring induzierte Strömung im Reservoir bleibt unberücksichtigt,
- isotherme Betrachtung des Ringschmiersystems und damit identische Schmierstoffeigenschaften innerhalb der Systemgrenzen,
- Auftrieb des Ölförderrings im Reservoir wird vernachlässigt.

Beide Autoren vergleichen Resultate ihrer Berechnungsmodelle mit Ergebnissen aus Experimenten.

FRITZSCHE steht für diesen Vergleich ein eigens aufgebauter Prüfstand zur Verfügung. Er kommt zu dem Schluss, dass die Anwendbarkeit der Berechnungsmethode zur Beurteilung des Betriebsverhaltens loser Ölförderringe grundsätzlich gegeben ist. An dieser Stelle ist anzumerken, dass die Vergleichsversuche mit einer Abstreifvorrichtung für das Öl und bei einer verhältnismäßig geringen maximalen Wellendrehzahl von  $1\,600\text{ min}^{-1}$  (Wellenumfangsgeschwindigkeit  $5,4\text{ m/s}$ ) durchgeführt wurden. Wesentliche

Einflüsse durch Fliehkräfte oder oszillierende Bewegungen des Ölförderrings sind daher nicht zu erwarten.

INNES et al. vergleichen mit Versuchsergebnissen von KEYSSELL [82] und MANGLES [83]. Die betrachteten Gleitlager und Ringschmiersysteme weisen Unterschiede in Bezug auf geometrische Merkmale und konstruktive Gegebenheiten auf. Hierunter fallen unter anderem die Methoden zum Auffangen des geförderten Öls. Der Vergleich der Ringdrehzahl über die Wellendrehzahl ergibt eine maximale Abweichung von kleiner als +5 %. Der Ölvolumenstrom wird von dem Berechnungsmodell weitaus deutlicher überschätzt. Hier ergeben sich Abweichungen von +100 % und mehr. Die Unterschiede gegenüber den Daten von MANGLES fallen dabei gemeinhin geringer aus als gegenüber KEYSSELLs Ergebnissen. Dies ist nicht verwunderlich, wenn man sich vor Augen führt, dass MANGLES zusätzliche Vorrichtungen einsetzt, um auch Schleuderöl aufzufangen. Letzteres leistet einen Beitrag zum geförderten Ölvolumenstrom.

Die Autoren betrachten die Berechnungsmodelle als einen ersten elementaren Ansatz auf Basis physikalischer Gesetze, der jedoch insbesondere im Hinblick auf die Vorhersage des Ölvolumenstroms Verbesserungsbedarf aufweist. Verschiedene Ansatzpunkte für Verbesserungen werden genannt: So beispielsweise die Berücksichtigung thermischer Einflüsse in Form unterschiedlicher Schmierstofftemperaturen im Ring-Welle-Kontakt und im Reservoir. Ebenso wird vorgeschlagen, durch eine modellseitige Abbildung des Fliehkrafteffektes, die damit einhergehende Abnahme des Ölvolumenstroms zu berücksichtigen, und das Realsystem auf diese Weise besser abzubilden.

### 2.2.1.3 Normative Regelung

In der DIN 322 „Gleitlager – Lose Schmierringe für die allgemeine Anwendung“ [84] werden Abmessungen für geteilte und ungeteilte Ölförderringe in Abhängigkeit des Wellendurchmessers festgeschrieben. Eingesetzt werden können die Ölförderringe in gleichfalls genormten Gleitlagerungen. So beispielsweise in Stehlagern gemäß DIN 31 690 [85] oder in Seitenflanschlagern gemäß DIN 31693 [86]. Gleitlagerungen dieser Normen kommen neben Turbomaschinen vor allem in Elektromotoren und Generatoren zum Einsatz.

Die Innendurchmesser der Ölförderringe gemäß DIN 322 erstrecken sich über einen Bereich von 45 mm bis zu 1 200 mm. Diese sind Wellendurchmessern des Gleitlagers von 20 mm bis 900 mm zugeordnet. Ferner macht

die Norm Angaben zu möglichen Ringwerkstoffen in Form von Messing oder Stahl sowie deren Oberflächenrauheit. Ergänzt werden diese Vorgaben durch eine Empfehlung zur Eintauchtiefe des Ölförderrings. Diese sollte je nach Lagerkonstruktion, Ringschlupf und Ölfördermenge 10 % bis 40 % des Ringinnendurchmessers betragen. Konkretere Begründungen oder weitere Erläuterungen zu den Angaben sind der Norm nicht zu entnehmen.

### 2.2.2 Einsatz in Wälzlagerungen

Mit der Schmierstoffversorgung von Wälzlagern mittels loser Ölförderringe setzen sich weniger Publikationen auseinander als dies in Verbindung mit Gleitlagern der Fall ist. Die im Folgenden behandelten Arbeiten von BRADSHAW und BLOCH beschäftigen sich ausschließlich mit der Applikation des Ölförderrings in Prozesspumpen für die Verfahrenstechnik. Zwar werden lose Ölförderringe beispielsweise auch in Stehlagergehäusen eingesetzt, entsprechende Publikationen, wie [87] [88] [89], gehen allerdings nicht tiefer auf dieses Schmierverfahren ein.

BRADSHAW berichtet in [90] von einem Phänomen in Form des sogenannten „Black Oil“, welches bei Prozesspumpen schon mehrmals beobachtet wurde. Dabei nimmt das eingesetzte Öl bereits nach verhältnismäßig kurzer Betriebszeit eine dunkle Färbung an. Dies kann bereits innerhalb einer Betriebsstunde geschehen oder nach mehreren Wochen. Die Verfärbung ist ein Indikator für Verunreinigungen und einen negativ beeinflussten Ölzustand, der nach gewisser Zeit zu Schäden führen kann. Zur Identifikation möglicher Ursachen der Ölverfärbung werden verschiedene Testreihen mit Einzelkomponenten oder am Gesamtsystem durchgeführt. Die Tests lassen sich hinsichtlich der möglichen Entstehungsursachen folgendermaßen klassifizieren:

- Verschleißinduzierte Ursachen,
- chemische Reaktionen,
- Verunreinigungen.

Der Autor nutzt verschiedene Ansätze und Methoden zur Identifizierung der Einflüsse. So erfolgen Untersuchungen an Pumpen aus dem Feldbetrieb ebenso wie Analysen auf Basis von Prüfstandsversuchen. Zur Evaluierung des Ölzustands wird neben dem Farbvergleich mit Frischöl auch auf Ölanalysen zurückgegriffen. Mittels dieser wird das Öl beispielsweise auf Verunreinigungen aus der Umgebung als möglicher Beitragsleister für „Black Oil“ überprüft. Ferner werden potenzielle Ursachen aufgrund chemischer

Reaktionen des Öls mit Korrosionsschutzschichten oder Dichtmitteln untersucht. Im Hinblick auf potenzielle verschleißinduzierte Einflüsse werden Ölviskosität und Additivierung, die axiale Lagervorspannung sowie die Lagerbauarten variiert. Zudem erfolgen Betrachtungen zu möglichen Einflüssen aufgrund oszillierender Bewegungen des Ölförderrings und der zum Lager geförderte Ölmenge.

Im Zusammenhang mit dem Betriebsverhalten des aus einer Bronzelegierung bestehenden Ölförderrings beobachtet der Autor im Rahmen von Prüfstandsversuchen unregelmäßige oszillierende Bewegungen um die Wellenachse und in Axialrichtung (vergleichbar zu Bild 12 a)). Diese sind derart ausgeprägt, dass der Ring teils mit dem Gehäuse und den axialen Führungsflächen kollidiert. Begleitende Analysen des Öls weisen Bronzeartikel nach, deren Entstehung auf die zuvor beschriebenen Sachverhalte zurückgeführt werden. Nachdem auch die Variation der Eintauchtiefe keinen positiven Einfluss auf das Betriebsverhalten des Ölförderrings zeigt, wird der Metallring durch einen Polymerring ersetzt. Durch diese Maßnahme resultiert ein ruhigeres Laufverhalten, welches auf die geringere Masse des Rings in Verbindung mit dem Dämpfungseffekt durch das Öl zurückgeführt wird. Auch die Entstehung von Verschleißpartikeln wird nicht mehr beobachtet.

Auf Basis der Untersuchungen werden als Einflussfaktoren auf die Entstehung von „Black Oil“ Verschleißpartikel des Ölförderrings identifiziert. Von diesen wird vermutet, dass sie den Ölzustand verschlechtern und eine verschleißfördernde Wirkung auf die Lager haben. Zudem haben die Lagervorspannung und die Viskosität des Öls einen Einfluss. Als Abhilfemaßnahme wird die Substitution des Bronzerings durch den bereits erwähnten Polymerring ausgemacht. Ferner eine Vergrößerung der axialen Vorspannung der Lager und eine Erhöhung der Viskositätsklasse des Öls von ISO VG 32 auf ISO VG 46. Die Maßnahmen zielen darauf ab, den Lagerverschleiß zu vermindern, indem der Wälzkörperschlupf verringert und die Schmierfilmdicke erhöht wird. Genannte Maßnahmen werden implementiert und zunächst auf Laborebene erfolgreich verifiziert. Im Anschluss finden sie auch Einzug in den Feldbetrieb. Berichte, die das „Black Oil“-Phänomen zum Gegenstand haben, sind laut Autor seitdem um 90 bis 95 % zurückgegangen.

Eine weitere Publikation von BRADSHAW et al. [91] behandelt die beiden klassischen Verfahren zur Schmierstoffversorgung von Wälzlager in Prozesspumpen. Kerninhalt ist die Gegenüberstellung loser und fester Ölförderringe hinsichtlich ihrer Ölfördercharakteristik. Ein Augenmerk wird

dabei auch auf die Zuverlässigkeit der Ölversorgung bei einer Neigebewegung der Welle um die Längs- und Querachse gelegt. Dem liegt die Motivation zugrunde, dass die Pumpen auch mobil auf Schiffen eingesetzt werden, und somit dem Seegang unterworfen sind. Die Ermittlung der Ölvolumenströme erfolgt im Rahmen von Versuchen an einem Prüfstand, der die Neigebewegungen ermöglicht und dessen relevante Designmerkmale an ein Serienegehäuse angelehnt sind. Die Tests erfolgen in einem Drehzahlbereich von  $1\,000\text{ min}^{-1}$  bis  $6\,000\text{ min}^{-1}$ . Es werden zwei lose Ölförderringe mit unterschiedlichen Werkstoffen eingesetzt. Einerseits ein Ring aus Bronze, andererseits ein Polymerring mit identischen Abmaßen. Die Ringdurchmesser belaufen sich auf 109 mm (Außendurchmesser fester Ölförderring) und 108 mm (Innendurchmesser der losen Ölförderringe). Der Wellendurchmesser beträgt etwa 67 mm.

Parameterstudien zum Ölvolumenstrom in Abhängigkeit der Wellendrehzahl ergeben für den festen Ölförderring einen über die Drehzahl sehr stark abfallenden Verlauf. Der zu Beginn noch darunter liegende Ölvolumenstrom der losen Ölförderringe übersteigt diesen bereits ab einer Drehzahl von  $1\,500\text{ min}^{-1}$ . Dabei fällt der Ölvolumenstrom des Bronzerings aufgrund seines höheren Gewichts und der dadurch bedingt höheren Ringdrehzahl etwas höher aus als beim Polymerring.

Die Variation der Eintauchtiefe ergibt beim Bronzering größere Änderungen im Ölvolumenstrom als beim Polymerring. Dies ist in erster Linie auf die oszillierenden Bewegungen des Bronzerings zurückzuführen, die bereits in [90] diskutiert wurden. Der Ölvolumenstrom des festen Ölförderrings reagiert sehr empfindlich auf eine Änderung der Eintauchtiefe, weshalb der Ölstand im Betrieb sehr genau eingehalten werden muss, um Schmierstoffmangel zu vermeiden.

Unter den Neigebewegungen der Welle liefert der Bronzering, über den gesamten Drehzahlbereich betrachtet, den gleichmäßigsten und gemeinhin höchsten Ölvolumenstrom. Die Autoren schlussfolgern, dass Pumpen mit derartigen Schmiersystemen bei entsprechender Gestaltung auch in mobilen Anwendungen, wie beispielsweise auf Schiffen, eingesetzt werden können.

Die Autoren betonen die gute prinzipielle Eignung von losen Ölförderringen für die Anwendung in Pumpen, da der geförderte Ölvolumenstrom verhältnismäßig unempfindlich auf Änderungen der Eintauchtiefe und der Drehzahl reagiert. Zudem gewährt die Charakteristik des Ölvolumenstroms auch bei hohen Drehzahlen noch eine ausreichende Ölmenge. Für

Drehzahlen oberhalb von  $3\ 600\ \text{min}^{-1}$  wird der Polymerring aufgrund seines stabileren Laufverhaltens empfohlen.

Während vorangegangene Autoren dazu tendieren, lose Ölförderringe in Pumpen einzusetzen, rät BLOCH im Rahmen seiner Publikationen [92] [93] zur Verwendung fest auf der Welle angebrachter Ölförderringe. Diese ermöglichen laut Autor eine höhere Zuverlässigkeit, vor allem, wenn keine idealen Rahmenbedingungen vorherrschen. So wie beispielsweise eine horizontal ausgerichtete Welle oder die vorgesehene Eintauchtiefe des Ölförderrings. Sind diese Bedingungen nicht gegeben, weist der lose Ölförderring starke Oszillationsbewegungen auf und beginnt zu verschleifen. BLOCH stellt sogar die Aussage von BRADSHAW et al. in Frage, dass sich lose Ölförderringe für mobile Anwendungen eignen. Ferner weist er darauf hin, dass ein Polymerring, wie ihn BRADSHAW gerade zur Vermeidung von „Black Oil“ vorschlägt, die Entstehung des Phänomens nicht verhindern kann.

### 3 Fazit und Handlungsbedarf

Die Einflüsse auf die Ölalterung in Form von Kontakt mit Luft, thermischer Beanspruchung und Verunreinigungen, werden durch das Ringschmiersystem mittel- oder unmittelbar beeinflusst. Diese Einflüsse gilt es möglichst zu minimieren, um das Potenzial des Ringschmiersystems im Hinblick auf lange Ölwechselintervalle und einen nachhaltigen Umgang mit Ressourcen auszuschöpfen. In Verbindung mit Letzterem steht nicht nur der Bedarf an Schmierstoff im Vordergrund, sondern auch die Gebrauchsdauer und Leistungsfähigkeit von Wälzlagern. Beide Eigenschaften werden maßgeblich von der Schmierung beeinflusst [22] [94] [95]. Dadurch bietet der Themenkomplex Schmierung einen vielversprechenden Ansatzpunkt für Verbesserungen von Maschinen und Anlagen im industriellen Umfeld. Nicht zuletzt wird das Nutzenpotenzial durch die Vielzahl der dort eingesetzten Wälz- und Gleitlager im Allgemeinen, sowie durch die Vielzahl und Bedeutung großer Elektromotoren im Speziellen, untermauert.

Bild 14 stellt die Wirkkette, ausgehend von Gestaltungsparametern und Spezifikationen, über die beeinflussten Eigenschaften, bis hin zur Ölgebrauchsdauer als Kernaspekt dar. Die in der vorliegenden Arbeit durchgeführten Studien orientieren sich an den Bausteinen dieser Wirkkette und werden in den jeweiligen Abschnitten näher behandelt.

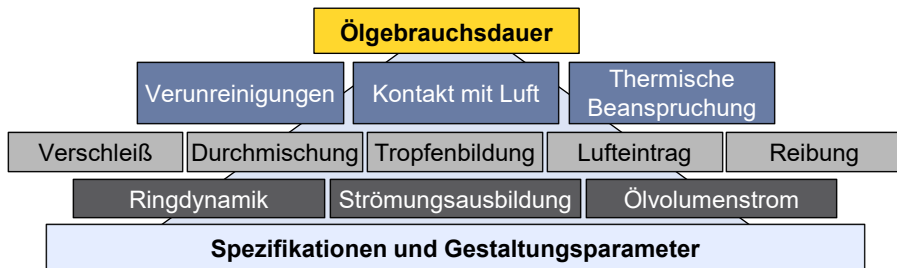


Bild 14: Wirkkette und Einflussparameter auf die Ölgebrauchsdauer unter Einsatz eines Ringschmiersystems nach [P4].

In Anlehnung an die Publikationen, die das Ringschmiersystem zum Gegenstand haben, lassen sich folgende Aspekte hervorheben und zusammenfassen:

- In Verbindung mit der Schmierstoffversorgung von hydrodynamischen Gleitlagern zielen primäre Bestrebungen darauf ab, den geförderten Ölvolumenstrom möglichst zu maximieren, um Mangelschmierung und damit Schäden am Lager zu vermeiden.

Im Fall von Wälzlager sind jedoch deutlich geringere Ölmengen für einen sicheren Betrieb ausreichend. Eine große Ölmenge kann sogar zu erheblichen Planschverlusten und damit zu Temperaturerhöhung und Schaumbildung führen [22] [96]. Diese Effekte sind jedoch entscheidende Treiber der Ölalterung und haben demnach einen negativen Einfluss auf die Ölgebrauchsdauer. Entsprechend sind Ansätze zur Maximierung der Ölfördermenge im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht zielführend.

- Bisweilen erfolgen Analysen hinsichtlich des thermischen Verhaltens von Gleitlagerungen mit Ringschmiersystem. Diese sind dadurch motiviert, im Betrieb eine gewisse Mindest-Schmierfilmdicke sicherzustellen, indem hohe Temperaturen und daraus folgend eine geringe Schmierstoffviskosität vermieden werden. Analog zum vorangegangenen Gesichtspunkt geht es demnach um die Vermeidung von Mangelschmierung bei hydrodynamischen Gleitlagern. Betrachtungen im Kontext der thermischen Beanspruchung des Schmierstoffs oder weiterer schädlicher Einflüsse auf die Ölgebrauchsdauer, wie Lufteintrag und Verschleiß, erfolgen auch in diesen Fällen nicht.
- Zwar existieren empirische und analytische Ansätze zur Vorhersage des Ölvolumenstroms als zentrale Kenngröße eines Ringschmiersystems. Es gibt jedoch keine universelle Berechnungsmethode, die verlässliche Ergebnisse über eine zufriedenstellende Drehzahlspanne liefert. In Anlehnung an die beiden in [71] und [81] vorgestellten Verfahren, wurde bereits ein derartiges Berechnungsmodell auf Basis von MATLAB erarbeitet [S1] [S2]. Auch dessen Ergebnisse bestätigen nach einem Abgleich mit Prüfstandsversuchen, dass sich die Ringdrehzahl gemeinhin zufriedenstellend abbilden lässt. Der Ölvolumenstrom weicht jedoch, insbesondere bei höheren Drehzahlen, erheblich ab. Somit werden zwar die Ergebnisse der Veröffentlichungen nochmals bestätigt, eine hinreichende Vorhersage des Ölvolumenstroms ist jedoch auch bei der in der vorliegenden Arbeit behandelten Wälzlagerung auf diese Weise nicht möglich.
- Es existieren keine Veröffentlichungen mit fundierten Erkenntnissen im Hinblick auf eine vorteilhafte Gestaltung der Peripherie im Bereich um den Ölförderring. Als Beispiel hierfür kann die Methode und Gestaltung der axialen Führung des Ölförderrings genannt werden. Bezüglich dessen wird im weiteren Verlauf der vorliegenden Arbeit jedoch deutlich, dass gerade konstruktive Merkmale maßgeblich über zentrale Eigenschaften, wie die Ringdrehzahl, die Ölfördermenge und das Auftreten von Verschleiß entscheiden können.

- Aus den Veröffentlichungen in Verbindung der Schmierstoffversorgung von Wälzlagern geht hervor, dass der Mechanismus des Öltransports im Fall der Prozesspumpen gegenüber dem in der vorliegenden Arbeit behandelten Konzept deutlich abweicht. Bei Prozesspumpen wird Schleuderöl des Rings, welches sich in Rinnen an der Gehäuseinnenwand sammelt, dem Lager zugeführt.  
Zugunsten einer geringen Ölbeanspruchung gilt es jedoch, die Entstehung von Schleuderöl zu vermeiden und die Ringdrehzahl, auch zugunsten eines geringen Lufteintrags in das Öl, niedrig zu halten. In erster Linie sollte daher möglichst das von der Welle abgestreifte Öl zur Schmierung genutzt werden.
- Teils werden von den Autoren widersprüchliche Empfehlungen gegeben. Dies gilt für das Ringdesign und die prinzipielle Eignung eines losen Ölförderrings für bestimmte Anwendungsfälle. Während einerseits umlaufenden Nuten an der Ringinnenseite zugunsten höherer Ölvolumenströme empfohlen werden, wird andererseits aufgrund erhöhter Verschleißgefahr im Ring-Welle-Kontakt davon abgeraten. Uneinigkeit herrscht auch darin, ob ein Ringschmiersystem für den Einsatz auf nicht stationären Applikationen, wie Schiffen geeignet ist.  
Die vorliegende Arbeit behandelt ausschließlich Konfigurationen des Ringschmiersystems ohne umlaufende Nuten am Ölförderring. Deren Effekt in Form eines größeren Ölvolumenstroms ist für Wälzlager nicht zielführend. Zudem begrenzt sich die Betrachtung auf stationär betriebene Lagerungen.
- Die in der DIN 322 genormten Ölförderringe sind für die Anwendung in Gleitlagern dimensioniert und generieren somit einen für Wälzlager unnötig hohen und somit möglicherweise gar schädlichen Ölvolumenstrom.  
Dieser Sachverhalt führt dazu, dass im Rahmen der Arbeit Ölförderringe mit geringerer Breite eingesetzt werden. Alle übrigen Merkmale entsprechen der Norm.

Einerseits geht aus den Arbeiten hervor, dass sich das Ringschmiersystem zur Schmierstoffversorgung von hydrodynamischen Gleitlagern bewährt hat und etabliert ist. Dabei untermauert nicht zuletzt die Existenz einer normativen Regelung die große Bedeutung dieses Verfahrens zur Schmierstoffversorgung von Gleitlagern.

Andererseits ist festzustellen, dass bisherige Themenschwerpunkte primär auf theoretischen und experimentellen Studien zur Schmierstofffördermenge in Verbindung mit hydrodynamischen Gleitlagern beruhen. Grundsätzlich setzt sich keine Publikation tiefergehend und umfassend mit einer

in Bezug auf die Ölbeanspruchung vorteilhaften Gestaltung des Ringschmiersystems auseinander. Dies gilt vor allem auch für den Einsatz eines Ölförderrings in Verbindung mit der Schmierstoffversorgung von Wälzlagern und der damit einhergehenden Diskrepanz zur Schmierstoffversorgung von hydrodynamischen Gleitlagern. Darüber hinaus besitzt das Ringschmiersystem eine Vielzahl an Einflussparametern, die auf dessen Eigenschaften wirken. Auch die sich am Ring einstellende Ölströmung, sowohl am getauchten Ringsegment als auch außerhalb, stellt sich vergleichsweise komplex und mitunter instationär dar. Analytische Verfahren stoßen dabei an ihre Grenzen. Verschärfend kommt hinzu, dass die Gestaltungsmöglichkeiten der Peripherie kaum thematisiert werden, gleichzeitig jedoch wesentlich über die Eigenschaften des Ringschmiersystems entscheiden.

Eine bedarfsgerechte Gestaltung und Abstimmung der Komponenten ist allerdings die Voraussetzung für den erfolgreichen Einsatz eines Ringschmiersystems. Zudem gilt es, mögliches Potenzial auszuschöpfen und nutzbar zu machen. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird das bewährte Grundprinzip Ringschmiersystem neu gedacht und aus einem anderen Blickwinkel betrachtet: Einerseits in Bezug auf die Ölgebrauchsdauer als die zentrale Zielgröße, andererseits hinsichtlich der damit verbundenen Merkmale und Eigenschaften des Ringschmiersystems, insbesondere für die Schmierstoffversorgung eines Wälzlagers.

Auf Basis zuvor genannter Aspekte und Herausforderungen lassen sich folgende zentrale Forschungsfrage und damit verbundene Unterfragen ableiten:

- **Welches Potenzial bietet ein Ringschmiersystem zur Schmierstoffversorgung eines Wälzlagers im Hinblick auf die erreichbare Ölgebrauchsdauer, ferner auch im Vergleich zu einem fettgeschmierten Wälzlager?**
- Welche Voraussetzungen seitens der Eigenschaften des Ringschmiersystems sowie der Merkmale sollten gegeben sein, um schädliche Einflüsse auf die Ölgebrauchsdauer gering zu halten?
- Welche experimentellen Methoden und Ansätze ermöglichen die praxisnahe Ermittlung und Bewertung ölzustandskritischer Eigenschaften des Ringschmiersystems?
- Wie kann das Ringschmiersystem durch konstruktive Maßnahmen robuster hinsichtlich seiner Eigenschaften gemacht werden?
- Wie kann eine weiterführende technologische Evolutionsstufe des Ringschmiersystems geartet sein, sodass Potenziale im Kontext von Digitalisierung und Industrie 4.0 gehoben werden können?

## 4 Prüfstand und Prüflagerung

Die Versuche mit der Prüflagerung werden auf einem eigens zu diesem Zweck errichteten Prüfstand durchgeführt. Die Entwicklung und Konstruktion des Prüfstandes erfolgten durch den Autor der vorliegenden Dissertation. Der Systemprüfstand für Wälzlager (SPW) erlaubt Untersuchungen an allen Kernbausteinen einer Wälzlagerung. Neben dem Wälzlager zählen hierzu das Schmierkonzept, die dynamische und statische Abdichtung der Wälzlagerung und die Gestaltung des Gehäuses und der Anschlusskonstruktion.

In der vorliegenden Arbeit liegt der Schwerpunkt auf dem Schmierkonzept als solches und seine Einflüsse auf das Betriebsverhalten des Wälzlagers. Im Rahmen der Planung und Konzeptionierung des Prüfstands lag der Fokus vor allem darauf, die in einem Elektromotor vorherrschenden Bedingungen möglichst realitätsgetreu abbilden und betriebsrelevante Kenngrößen, wie beispielsweise die Schmierstoffviskosität, gezielt einstellen zu können. Um dies zu gewährleisten, wurden verschiedene Funktionen realisiert, welche eine Variation und eine definierte Einstellung der relevanten mechanischen und thermischen Betriebsparameter zulassen. Zu diesem Zweck und um die Einflüsse der Betriebsparameter beziehungsweise Stellgrößen auf die Zielgrößen erfassen und analysieren zu können, wird auf diverse Messverfahren und -strategien zurückgegriffen.

### 4.1 Konstruktiver Aufbau der Prüfeinrichtung

#### 4.1.1 Mechanischer Aufbau des Prüfstands

Einen Überblick zum Aufbau des Prüfstandes und seinen wesentlichen Komponenten gibt Bild 15. Anzahl und Anordnung der Prüflagerungen (1) und (2) sind am Aufbau eines Elektromotors angelehnt. Es existieren zwei Prüflagerungen, welche sich jeweils an den stirnseitig angeordneten Lagerschilden (3) des Grundaufbaus und auf einer gemeinsamen Hauptwelle (4) befinden. Die Außenringe der Wälzlager der Prüflagerungen ruhen zentral in den Lagerschilden.

Symmetrisch zwischen den beiden Prüflagerungen ist die Supportlagerung (5) angeordnet. Diese dient zur Einleitung einer Radialkraft auf die Hauptwelle. Diese Kraft wird als jeweils identische, nach unten wirkende Radiallast  $P_r$  von den beiden Prüflagern aufgenommen und dient zur

Nachbildung der Belastung der Motorwelle. Die Aktorik zur Erzeugung der Radiallast (6) befindet sich zentrisch unterhalb der Supporttlagerung und stützt sich an der Grundplatte ab. Das Funktionsprinzip des mechanischen Lastaktors beruht auf dem Gewindeprinzip. Hierbei wird eine Mutter manuell gegen ein elastisches Tellerfederpaket verspannt. Die Spannkraft wird über die Gewindespindel auf die Supporttlagerung übertragen.

Die Hauptwelle ist über eine elastische Kupplung mit der Stützwelle (7), welche von der Stützlagerung (8) getragen und geführt wird, verbunden. Unterhalb der Stützlagerung befindet sich ein Synchron-Servomotor (9), dessen Antriebsleistung über einen Zahnriementrieb (10) auf die Stützwelle und somit letztlich auf die Hauptwelle übertragen wird.

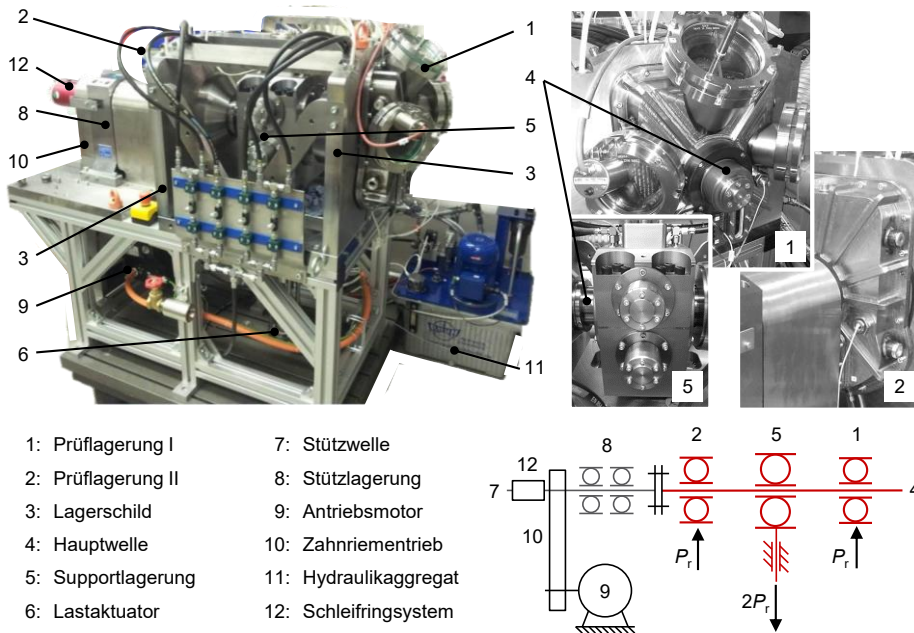


Bild 15: Prüfstand mit Kennzeichnung der wesentlichen Komponenten.

Die Supporttlagerung beinhaltet drei symmetrisch auf der Hauptwelle angeordnete Zylinderrollenlager. Die beiden äußeren Wälzlager dienen zur Einleitung der Radiallast auf die Hauptwelle. Der Außenring des mittigen Zylinderrollenlagers ist in vertikale und horizontale Richtung freigestellt und wird im Lagergehäuse mit Schraubendruckfedern in horizontale Richtung radial vorgespannt. Die daraus resultierende, zusätzliche horizontale Last auf die beiden äußeren Zylinderrollenlager dient dazu, auch bei geringer Radiallast die nötige Mindestbelastung in der Supporttlagerung sicherzustellen und schlupfinduzierte Lagerschäden zu vermeiden.

Um die Wärmeentwicklung zu Gunsten einer höheren Lebensdauer der Supportlagerung zu verringern und thermische Einflüsse auf die Umgebungskonstruktion niedrig zu halten, werden die Zylinderrollenlager mittels einer Einspritzschmierung mit Öl versorgt. Den zur Schmierung und Wärmeabfuhr erforderlichen Ölstrom liefert ein Hydraulikaggregat (11). Ein zusätzlicher Wasser-Öl-Wärmetauscher erhöht die Effektivität der Wärmeabfuhr, indem das Öl vor Eintritt in die Einspritzdüsen heruntergekühlt wird.

Das Schleifringssystem (12) an der Stützwelle dient zur Übertragung der erforderlichen elektrischen Leistung für die Heizpatrone in der Hauptwelle. Am Schleifringssystem befindet sich zudem ein berührungsloses Übertragungssystem, mit welchem das Temperatursignal des sich ebenfalls in der Hauptwelle befindlichen Temperatursensors abgegriffen wird.

#### 4.1.2 Mechanischer Aufbau der Prüflagerung

Für die experimentellen Untersuchungen am Prüfstand kommt die in Bild 16 a) skizzierte und daraus abgeleitete Prüflagerung gemäß Bild 16 b) zum Einsatz.

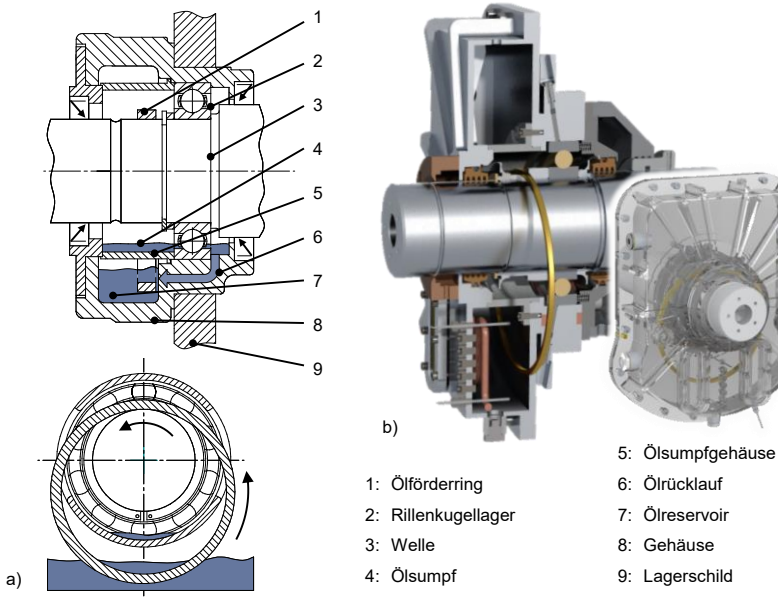


Bild 16: Konzeptskizze und daraus abgeleiteter CAD-Entwurf der Prüflagerung.

#### 4.1.2.1 Rahmenbedingungen

Neben der eigentlichen Umsetzung und Integration des Ringschmiersystems, wurden im Rahmen der Entstehung der Prüflagerung weitere Aspekte berücksichtigt. Darunter auch die Erfüllung von Anforderungen, die sich gemeinhin nur schwierig miteinander in Einklang bringen lassen.

So wurde einerseits Wert auf einen großen Umfang möglicher Variationsparameter und Messgrößen gelegt, um das System und dessen Einflussgrößen umfassend untersuchen zu können. Andererseits wurde auf die prinzipielle Umsetzbarkeit des Konzepts im Rahmen einer möglichen Industrialisierung der Wälzlagerung geachtet.

Dies wurde bewerkstelligt, indem unter anderem geometrische Merkmale, wie beispielsweise Hauptabmessungen und Schnittstellen an existierende Rotorlagerungen großer Elektromotoren angelehnt sind. Neben der bauraumgerechten Ausführung, finden weitere praxisrelevante Aspekte, wie Montage-, Funktions- und Fertigungsgerechtheiten, Berücksichtigung. Gehäusekomponenten und Trennebenen sind derart ausgeführt, dass nur noch vergleichsweise geringe Modifikationen für eine industrialisierte Ausführung erforderlich sind. Weitere funktionale Aspekte, wie die statische und dynamische Abdichtung der Wälzlagerung sind an Serienlösungen angelehnt oder beruhen auf bereits am Markt verfügbaren Komponenten.

#### 4.1.2.2 Aufbau und Funktionsweise

Die Kernkomponenten der Lagerung werden gemäß Bild 16 vom Ölförderring (1) und dem Rillenkugellager (2) gebildet. Der Ölförderring liegt lose auf der Welle (3) auf und taucht zu einem gewissen Teil in das Öl im darunterliegenden Reservoir (7) ein. Durch die Rotation der Welle wird auch der Ölförderring aufgrund von Reibschluss in eine Drehbewegung versetzt. Am Ring anhaftender Schmierstoff wird auf diese Weise vom Ölreservoir in ein darüberliegendes, zweites Reservoir (4) gefördert. Dieses nachfolgend als Ölsumpf bezeichnete Reservoir wird maßgeblich vom Ölsumpfgehäuse (5) gebildet und ist koaxial zum Wälzlager angeordnet. Zwei seitliche Aussparungen in der Gehäusewand ermöglichen den für den Schmierstofftransport erforderlichen Durchtritt des Ölförderrings.

Analog zur klassischen Ölbadschmierung tauchen die unteren Wälzkörper zu einem gewissen Anteil in den Ölsumpf ein. Von dort nehmen die Wälzkörper gemeinsam mit dem Käfig Schmierstoff mit und verteilen diesen über den Umfang der Laufbahnen. Symmetrisch angeordnete Bohrungen, deren Unterkante jeweils oberhalb des inneren Durchmessers des

Lageraußenrings angeordnet ist, führen das geförderte Öl wieder in das Reservoir zurück und ermöglichen damit ein konstantes Niveau im Ölsumpf. Um einen ungewollten Anstieg des Ölniveaus sicher zu vermeiden, ist der Querschnitt des Ölrücklaufs derart dimensioniert, dass ein Volumenstrom von bis zu 1 000 ml/min drucklos passieren kann. Durch diesen Kreislauf entsteht ein permanenter Schmierstoffaustausch zwischen Ölreservoir und Ölsumpf. Das in der Prototyp-Lagerung eingesetzte Schmierkonzept stellt damit in gewisser Weise die Synthese einer Ölumlaufschmierung und einer Ölbadschmierung dar.

Neben den Einflüssen von Betriebsparametern auf die Betriebscharakteristik der Lagerung stehen auch die Einflüsse konstruktiver Parameter im Zentrum der Untersuchungen. Da Auslegungskriterien und deren Einfluss auf das Betriebsverhalten einer Wälzlagerung mit Ringschmiersystem nur unzureichend vorhanden sind, können an der Prüflagerung konzeptionelle und gestalterische Aspekte näher untersucht werden. Durch die modulare Austauschbarkeit einzelner Komponenten und variabel anpassbare Baugruppen können verschiedene konstruktive Parameter konfiguriert und kombiniert werden. Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit genutzten Modifikationsmöglichkeiten sind in Bild 17 skizziert.

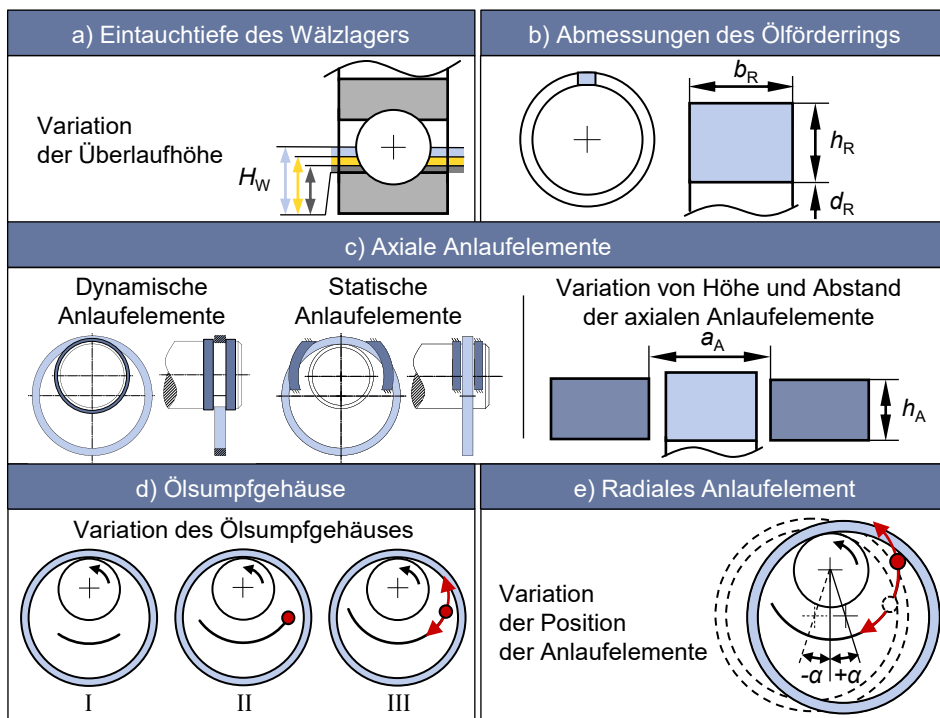


Bild 17: Konstruktive Variationsparameter an der Prüflagerung.

Nachfolgend werden die verschiedenen konstruktiven Variationsparameter der Prüflagerung beschrieben:

- a) Die Variation der Eintauchtiefe  $H_W$  des Wälzlagers in den Ölsumpf ist mittels Einlegeteilen realisiert, die im Rahmen des Rüstvorgangs eingebaut werden. Die Einlegeteile definieren die vertikale Position der beidseitig vom Wälzlager angeordneten Ablaufkanten, über welche das Öl in das Reservoir zurückfließt.
- b) Die Einbauumgebung des Ölförderrings erlaubt die Integration von Ringen mit unterschiedlichen Abmessungen. Sowohl die Ringbreite  $b_R$  als auch der Innendurchmesser  $d_R$  sowie die Ringhöhe  $h_R$  lassen sich über eine gewisse Spanne variieren, ohne dass die Gefahr einer Kollision des Ringes mit umliegenden Komponenten besteht.
- c) Die axiale Führung des Ölförderrings lässt sich wahlweise mittels dynamischen oder statischen Anlaufelementen realisieren. Die beiden dynamischen Anlaufelemente befinden sich auf der Welle, sind ringförmig ausgebildet und lassen sich axial verschieben. Der Ölförderring ist zwischen den beiden Anlaufelementen positioniert. Der Abstand  $a_A$  zwischen den Anlaufelementen lässt sich variabel einstellen. Die Variation der Höhe erfolgt mittels verschiedener Anlaufelemente. Die statischen Anlaufelemente sind mit dem Ölsumpfgehäuse verschraubt. Die Variation des Abstandes  $a_A$  der statischen Anlaufelemente zueinander erfolgt mittels Distanzhülsen, welche sich zwischen den Auflageflächen der Anlaufelemente und dem Ölsumpfgehäuse befinden.
- d) Bei den Versuchen kommen drei verschiedene Ölsumpfgehäuse zum Einsatz. Diese unterscheiden sich in erster Linie im Hinblick auf das Vorhandensein eines radialen Anlaufelementes und der Möglichkeit, dessen Position zu variieren.
  - I: Ölsumpfgehäuse ohne radiales Anlaufelement: Die beiden seitlichen Aussparungen im Ölsumpfgehäuse sind in dessen Umfangsrichtung so groß gewählt, dass der Ring frei auslenken und oszillieren kann. Der Ölförderring hat im Stillstand und im Betrieb lediglich Kontakt zur Welle.
  - II: Ölsumpfgehäuse mit feststehendem radialem Anlaufelement: Das radiale Anlaufelement ist im Ölsumpfgehäuse integriert. Die Position erlaubt eine freie Auslenkung des Ölförderrings, bis dieser ab einem Auslenkwinkel von  $\alpha = -8,8^\circ$  das radiale Anlaufelement berührt. Im Bereich der freien Auslenkung steht der Ölförderring lediglich in Kontakt mit der Welle. Der angegebene maximale Auslenkwinkel gilt für den vorrangig betrachteten Ölförderring der Dimension

- 210x6x6 mm. Das Anlaufelement ist mit einem Radius versehen, auf dem der Ring bei Berührung mit seiner Innenseite gleiten kann.
- III: Ölsumpfgehäuse mit verstellbarem radialem Anlaufelement: Der wesentliche Unterschied zum Ölsumpfgehäuse II besteht darin, dass das radiale Anlaufelement eine separate Komponente zum Ölsumpfgehäuse darstellt. Das Anlaufelement ist derart ausgeführt, dass es in Umfangsrichtung des Ölsumpfgehäuses verschoben und an gewünschter Position arretiert werden kann.
- e) Das Ölsumpfgehäuse III kommt im Rahmen der Untersuchungen zum adaptiven Systemverhalten zum Einsatz (siehe Abschnitt 7). Über den Verstellweg des radialen Anlaufelements besteht die Möglichkeit, die Auslenkung  $\alpha$  des Ringes im Betrieb zu limitieren ( $\alpha \leq 0^\circ$ , passives Anlaufelement) oder bereits im Stillstand eine gewisse Auslenkung vorzugeben ( $\alpha > 0^\circ$ , aktives Anlaufelement). Im letztgenannten Fall wird unmittelbar die zwischen Welle und Ölförderring wirkende Kontaktkraft beeinflusst.

### 4.1.3 Temperiereinrichtung

Neben den mechanischen Betriebsparametern in Form der Radiallast und der Wellendrehzahl erweitern thermische Betriebsparameter die einstellbaren Randbedingungen. Im Hinblick auf die Praxisanwendung dienen diese einerseits zur Nachbildung verschiedener Umgebungstemperaturen, andererseits zur Modellierung der bei Elektromotoren prinzipbedingt auftretenden Verluste. Durch die gezielte Temperierung wird neben einer umfassenden Untersuchung des Einflusses der temperaturinduzierten Viskositätsänderung des Schmierstoffes auf die Betriebscharakteristika auch eine Analyse der Temperaturverteilung zwischen einzelnen Komponenten und dem Schmiermedium ermöglicht. Einen Überblick zu den beheizbaren Komponenten liefert Bild 18.

Zu den temperierbaren Komponenten am Prüfstand zählen das Lagerschild beider Prüflagerungen sowie die Welle im Bereich der Prüflagerung I. Die Beheizung von Lagerschild und Welle erfolgt jeweils mittels Widerstandsheizelementen in Form von Heizpatronen, die in den genannten Komponenten integriert sind.

Ein Rohrheizkörper bietet die Option, das im Reservoir der Prototyp-Lagerung befindliche Öl zu erwärmen. Dieses Widerstandsheizelement ist charakterisiert durch eine individuell an die Reservoirform angepasste, mäanderförmige Gestalt, durch welche eine große Heizfläche realisierbar ist. Dadurch wird eine ausreichende Heizleistung bei gleichzeitig niedriger

spezifischer Heizleistung ermöglicht. Durch die moderate Flächenheizleistung, welche auf das Öl einwirkt, wird eine lokale Überhitzung und damit Schädigung des Schmierstoffes vermieden.

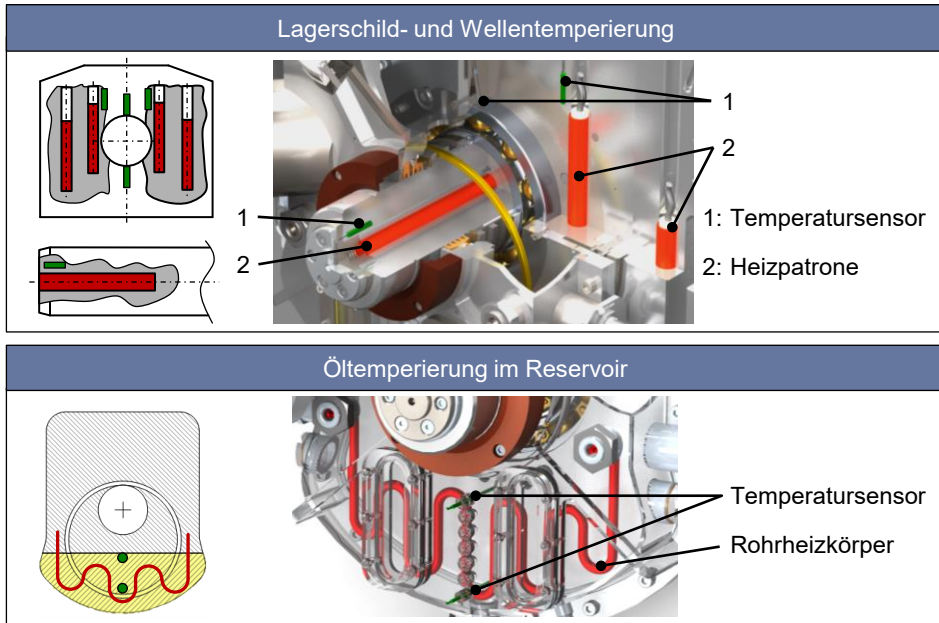


Bild 18: Temperiereinrichtung und Temperatursensoren am Prüfstand.

## 4.2 Technische Daten der Prüfeinrichtung

Tabelle 4 gibt einen Überblick über die wichtigsten mechanischen und thermischen Einstellgrößen und deren realisierbaren Variationsbereich.

Tabelle 4: Einstellgrößen am Prüfstand und deren Variationsbereich.

	Einstellgröße		Variationsbereich
mechanisch	Drehzahl der Hauptwelle	$n_W$	0 bis 4 500 $\text{min}^{-1}$
	Winkelbeschleunigung der Hauptwelle	$\dot{\omega}_W$	0 bis 75 $\text{rad/s}^2$
	Radiallast je Prüflager	$P_r$	0 bis 10 kN
thermisch	Lagerschildtemperatur	$\vartheta_{L,S}$	RT bis 120 °C
	Wellentemperatur	$\vartheta_W$	RT bis 120 °C
	Öltemperatur im Reservoir	$\vartheta_{\text{Öl,R}}$	RT bis 120 °C

### 4.3 Strategien zur Erfassung der Messgrößen

Im Rahmen der experimentellen Versuche bildet der Prüfstand mit seiner Messtechnik die Basis für die Analyse des Systemverhaltens und der Betriebseigenschaften der Wälzlagerung. Die Ergebnisse aus Messungen und Beobachtungen bilden den Ausgangspunkt zum Verständnis von Systemzusammenhängen und der Ableitung von Erkenntnissen. In den folgenden Abschnitten soll auf einige der Systeme und Strategien zur Erfassung der Messgrößen eingegangen werden.

In Tabelle 5 sind die mechanischen, geometrischen und thermischen Messgrößen mit dem jeweils zugehörigen Messprinzip aufgelistet.

Tabelle 5: Messgrößen und Messmethoden am Prüfstand.

	Messgröße		Messprinzip
mechanisch	Drehzahl der Hauptwelle	$n_W$	Resolver
	Winkelbeschleunigung der Hauptwelle	$\dot{\omega}_W$	Resolver
	Motordrehmoment	$T_M$	Motorstrom
	Drehzahl des Ölförderrings	$n_R$	Magnetfeldsensor
	Radiallast	$P_r$	DMS-Kraftaufnehmer
geometrisch	Ringauslenkung	$x$	Ultraschallsensor
	Eintauchtiefe des Ölförderrings	$H_R$	Optische Messskala
	Ölfördermenge	$\dot{V}_{Öl}$	Ultraschallsensor
	Luftanteil im Öl	$c_{Luft}$	Ultraschallsensor
thermisch	Lagerschildtemperatur	$\vartheta_{LS}$	Platinmesswiderstand
	Wellentemperatur	$\vartheta_W$	Platinmesswiderstand
	Wälzlageraußenringtemperatur, belastete Zone	$\vartheta_{WL, LZ}$	Platinmesswiderstand
	Wälzlageraußenringtemperatur, lastfreie Zone	$\vartheta_{WL, LFZ}$	Platinmesswiderstand
	Öltemperatur im Reservoir	$\vartheta_{Öl, R}$	Platinmesswiderstand
	Öltemperatur im Ölsumpf	$\vartheta_{Öl, S}$	Platinmesswiderstand
	Öltemperatur im Messzylinder	$\vartheta_{Öl, M}$	Platinmesswiderstand
Umgebungstemperatur	$\vartheta_U$	Platinmesswiderstand	

Die Messgrößen lassen sich grundsätzlich hinsichtlich Regel- und Zielgrößen klassifizieren. Die Regelgrößen werden als Randbedingungen für die Versuche vorgegeben. Eine Zielgröße (beispielsweise Schaumgehalt im Öl),

kann von Regelgrößen (beispielsweise Wellendrehzahl) und auch anderen Zielgrößen (beispielsweise Ringdrehzahl) beeinflusst werden. Je nach Zielsetzung eines Versuches kann eine Messgröße auch Einstell- oder Zielgröße sein. Ein Beispiel hierfür stellt die Öltemperatur im Reservoir dar.

### 4.3.1 Mechanische Messgrößen

#### 4.3.1.1 Drehzahl der Hauptwelle $n_W$

Die Drehzahl der Hauptwelle ist eine zentrale Stellgröße und wird über einen im Antriebsmotor integrierten Resolver gemessen und geregelt. Da die Drehzahl der Motorwelle schlupffrei über ein einstufiges Zahnriementriebe geändert wird, ergibt sich die Drehzahl der Hauptwelle unter Berücksichtigung des Übersetzungsverhältnisses  $i$  des Riementriebs gemäß folgendem Zusammenhang:

$$n_W = \frac{1}{i} \cdot n_M \quad (4)$$

Die Motorsteuerung erlaubt darüber hinaus eine definierte, zeitliche Drehzahländerung beziehungsweise Winkelbeschleunigung der Welle. Auf diese Weise kann der Anlaufvorgang des Motors nachgestellt werden, um beispielsweise dessen Einfluss auf die Ringdynamik bis zum Erreichen der Solldrehzahl näher betrachten zu können.

#### 4.3.1.2 Motordrehmoment

Das Motordrehmoment  $T_M$  wird steuerungsintern mithilfe der Stromaufnahme und der motorspezifischen Drehmomentkonstante des Synchron-Servomotors ermittelt. Das an der Hauptwelle wirkende Drehmoment  $T_W$  berechnet sich zu:

$$T_W = i \cdot T_M \quad (5)$$

Aufgrund der Tatsache, dass dieser Wert neben den Momenten an den Prüflagerungen auch die Reibungsmomente sämtlicher übriger Wälzlager und des Zahnriementriebs beinhaltet, kann dem Motordrehmoment im besten Fall ein vergleichender Charakter bei unterschiedlichen Konfigurationen der Prüflagerungen beigemessen werden. Eine Auflösung im Hinblick auf das absolute Reibungsmoment einer einzelnen Prüflagerung ist demnach nicht möglich. Für genauere Betrachtungen dieser

physikalischen Größe wäre sowohl aus konstruktiver als auch aus messtechnischer Sicht ein andersartiges Prüfstandskonzept vorzusehen.

### 4.3.1.3 Drehzahl des Ölförderrings

Ein zentrales Kriterium, das ein Messverfahren zur Ermittlung der Drehzahl des Ölförderrings erfüllen muss, besteht in der berührungslosen Messung. Dies rührt daher, dass aus der Messmethode keine Rückwirkung in Form einer Kraft auf den Ring resultieren darf, welche die Ringdynamik beeinflusst. Das Messverfahren sollte zudem unempfindlich gegenüber Öl sein, das sich im Erfassungsbereich zwischen Sensor und Ölförderring befindet. Ebenso sollte das Messsystem eine gewisse Auslenkbewegung beziehungsweise Pendelbewegung des Ölförderrings tolerieren. Modifikationen am Ölförderring, mit denen eine Änderung seiner geometrischen Beschaffenheit oder Masse einhergeht, sollten gering ausfallen.

Unter Berücksichtigung dieser Voraussetzungen erweist sich der Einsatz eines Magnetfeldsensors, mithilfe dessen am Umfang des Ölförderrings eingelassene Magnete erfasst werden können, als geeignete Messmethode. Passiert ein Magnet den Erfassungsbereich, gibt der Sensor einen Schaltimpuls an die Auswerteelektronik. Diese Schaltimpulse werden über ein gewisses Zeitintervall  $t_i$  aufsummiert, woraus sich eine bestimmte Anzahl an Schaltimpulsen  $z_i$  ergibt. In Verbindung mit der Anzahl der Magnete  $N_M$  resultiert die über das Zeitintervall  $t_i$  gemittelte Drehzahl des Ölförderrings  $n_R$ . Gemäß der gebräuchlichen Angabe der Drehzahl in Umdrehungen pro Minute lautet somit der mathematische Zusammenhang:

$$n_R = \frac{z_i \cdot 60}{t_i \cdot N_M} \text{ mit } z_i, N_M = 1, 2, 3 \dots \quad (6)$$

Die zeitliche Auflösung der Ringdrehzahl ist neben dem betrachteten Zeitintervall  $t_i$  auch von der Anzahl der Magnete abhängig, die am Ölförderring angebracht sind. Eine dynamische Ermittlung der Ringdrehzahl über kurze Zeiträume, wie beispielsweise einem Hochlaufvorgang, ist damit nicht möglich. Andernfalls müsste die Anzahl der Magnete deutlich erhöht werden, wodurch sich wiederum die physikalischen Eigenschaften des Ringes merklich ändern würden. Aus diesem Grund beschränken sich die in der vorliegenden Arbeit vorgestellten Ergebnisse der Drehzahl des Ölförderrings ausschließlich auf Messungen im stationären Betriebszustand.

Die folgende Kombination aus Anzahl der Magnete und Zeitintervall der Summation von Schaltimpulsen hat sich im Rahmen diverser Vorversuche

als geeignet erwiesen: Anzahl der Magnete  $N_M = 4$ , Zeitintervall der Summation  $t_i = 8$  s.

Die vier Neodym-Magnete sind in radiale Bohrungen in den Ölförderring eingeklebt und schließen bündig mit der Ringmantelfläche ab. Dadurch bleiben die zentralen Funktionsflächen des Ölförderrings, die mit anderen Komponenten in Kontakt stehen und das Systemverhalten mitbestimmen können, unberührt. Bild 19 skizziert die beschriebene Messmethode und verdeutlicht, wie das Messsystem in die Prüflagerung integriert ist.

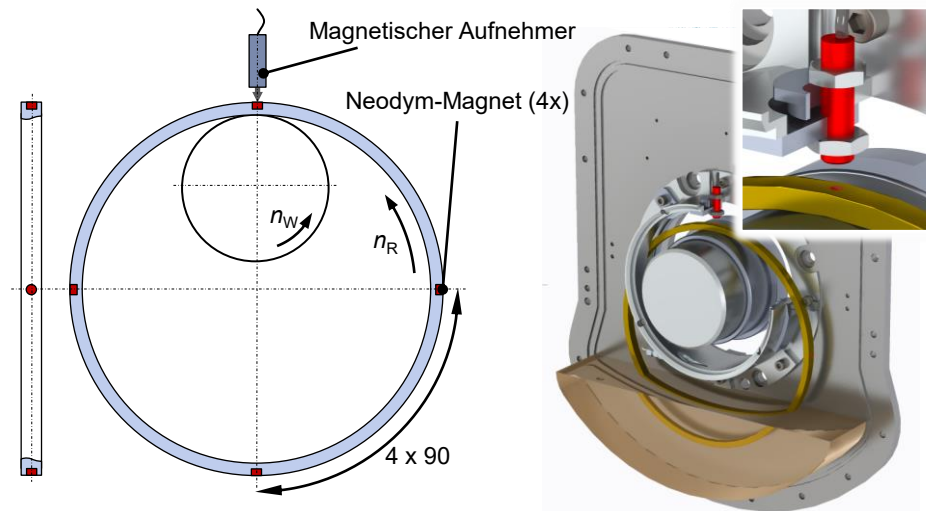


Bild 19: Messmethode zur Bestimmung der Ringdrehzahl.

Aus der Ringdrehzahl kann in Verbindung mit der Wellendrehzahl eine weitere Kenngröße zur Charakterisierung des Systemzustands abgeleitet werden: Der Ringschlupf  $S_R$  ist ein Maß für die zwischen der Welle und dem Ölförderring auftretende relative Gleitgeschwindigkeit. Die Berechnung des Ringschlupfs erfolgt in Abhängigkeit der Wellendrehzahl  $n_W$  und der Ringdrehzahl  $n_R$  sowie unter Berücksichtigung des jeweiligen Durchmessers der Lauffläche gemäß der Formel [97]:

$$S_R = 1 - \frac{n_R \cdot d_R}{n_W \cdot D_W} \quad (7)$$

Das folgende Diagramm zeigt einen exemplarischen Messverlauf der Drehzahlgrößen und des sich daraus ergebenden Ringschlupfs. Die Messaufzeichnung beinhaltet die Hochlaufphase, den stationären Betrieb, bei dem die eigentliche Messung der Ringdrehzahl erfolgt, sowie die Abbremsphase bis zum Stillstand.

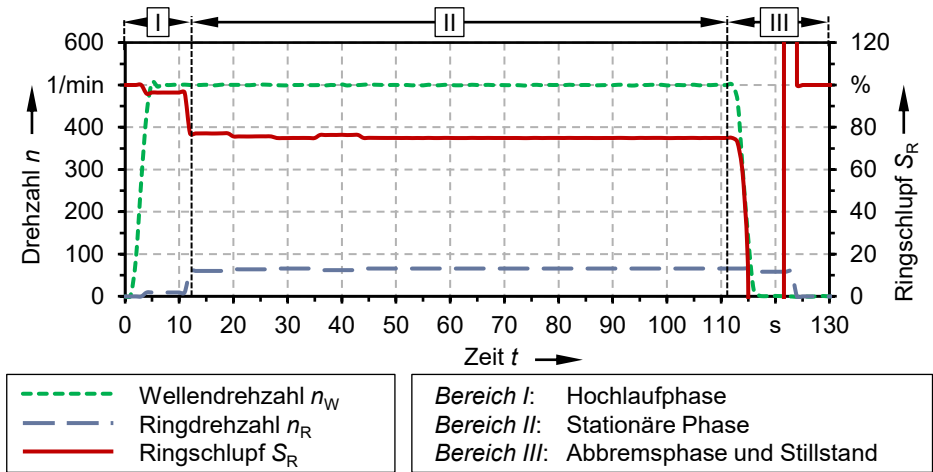


Bild 20: Exemplarischer Messverlauf der Wellendrehzahl und Ringdrehzahl sowie des Ringschlupfs.

Wie aus den Verläufen zu erkennen ist, eilt das Messergebnis der Ringdrehzahl dem der Wellendrehzahl nach. Dies liegt in erster Linie an der Mittelung der Ringdrehzahl über das achtsekündige Messintervall  $t_i$ . Durch die ausschließliche Betrachtung des stationären Zustands spielt dieser Sachverhalt im Rahmen der Messungen jedoch keine Rolle. Gleiches gilt für die Daten des Ringschlupfs in Bereich III. Durch die in den Messwerten noch vorhandene Ringdrehzahl, obwohl die Welle bereits stillsteht, kommt es zu unplausiblen Werten, die jedoch nicht weiter von Relevanz sind.

#### 4.3.1.4 Radiallast

Die Messung der Radiallast erfolgt mittels eines Kraftaufnehmers, dessen Funktion auf Basis von Dehnungsmessstreifen (DMS) beruht. Der Kraftaufnehmer befindet sich im Kraftfluss zwischen dem Tellerfederpaket und der Supportlagerung. Die beiden Anbindungsstellen des Kraftaufnehmers sind jeweils mit einem Gelenkkopf versehen, um eine querkraftfreie Lastübertragung zu gewährleisten. Schäden am Kraftaufnehmer und ein Verspannen des Zugsystems werden durch diese Maßnahme vermieden. Bedingt durch den symmetrischen konstruktiven Aufbau, entspricht der vom Kraftaufnehmer ausgegebene Messwert für die Zugkraft  $F_Z$  dem Zweifachen der Radiallast  $P_r$  eines Prüflagers. Die von einem Prüflager aufgenommene Radiallast ergibt sich damit zu:

$$P_r = \frac{1}{2} \cdot F_Z \quad (8)$$

### 4.3.2 Geometrische Messgrößen

#### 4.3.2.1 Ringauslenkung und daraus abgeleitete Systemgrößen

##### Messmethodik

Analog zur Messung der Drehzahl des Ölförderrings erfolgt auch die Messung der Ringauslenkung berührungslos, um etwaige Rückwirkungen auf das dynamische Verhalten des Rings auszuschließen. Um die Ringposition und die daraus abgeleiteten Systemgrößen wie Geschwindigkeit und Beschleunigung messtechnisch erfassen zu können, muss mit dem Messprinzip eine gewisse zeitliche Auflösung einhergehen. Darüber hinaus darf auch eine mögliche Kontamination der aktiven Sensorfläche mit einem Ölfilm die Funktionsfähigkeit nicht einschränken.

Um diesen Anforderungen Rechnung zu tragen, erweist sich die Abstandsmessung mithilfe von Ultraschallwellen als geeignetes Messprinzip. Hierbei misst ein radial vom Ölförderring angeordneter Ultraschall-Distanzsensor gemäß Bild 21 rückwirkungsfrei den Abstand zwischen der aktiven Sensorfläche und dem Scheitelpunkt  $P$  des Ölförderrings [98]. Das Messprinzip beruht auf der Laufzeitmessung eines vom Sensor ausgesendeten Schallimpulses, welcher nach Reflexion am Messobjekt wiederum vom Sensor empfangen wird. Die Laufzeitmessung liefert in Verbindung mit der Schallgeschwindigkeit die Distanz zwischen Sensor und Messobjekt.

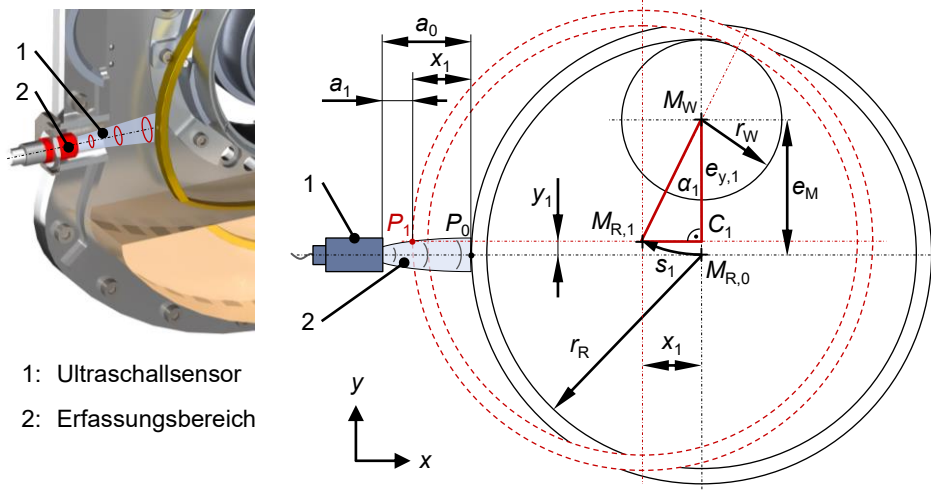


Bild 21: Geometrische Größen zur Ermittlung der Ringauslenkung mithilfe eines Ultraschallsensors zur Abstandsmessung.

Zur genaueren Erläuterung der Messstrategie werden im Folgenden die zwei Zeitpunkte  $t_0$  und  $t_1$  mit jeweils unterschiedlichen Ringpositionen betrachtet. Zum Zeitpunkt  $t_0$  befindet sich der Ring in der Ruheposition. Ausgehend von dem Sensormesswert für den Abstand  $a$  zwischen aktiver Sensorfläche und dem Ringscheitelpunkt  $P$ , wird der horizontale Anteil ( $x$ -Richtung) der Auslenkung des Ringmittelpunkts bestimmt. Hierbei gilt für die Auslenkung  $x_1$  des Ringmittelpunktes zum Zeitpunkt  $t_1$ :

$$x_1 = a_0 - a_1 \quad (9)$$

Basierend auf dem horizontalen Anteil lässt sich bei Bedarf der vertikale Anteil ( $y$ -Richtung) der Auslenkung  $y_1$  mithilfe des Satzes von PYTHAGORAS berechnen:

$$\begin{aligned} y_1 &= e_M - e_{y,1}, \\ \text{mit } e_M &= \overline{M_W M_{R,1}} = r_R - r_W, \\ e_{y,1} &= \overline{M_W C_1} = \sqrt{e_M^2 - x_1^2} \end{aligned} \quad (10)$$

Der Winkel  $\alpha_1$ , um welchen der Ölförderring ausgelenkt wird, ergibt sich aus dem trigonometrischen Zusammenhang:

$$\alpha_1 = \sin^{-1} \left( \frac{x_1}{e_M} \right) \quad (11)$$

Der Mittelpunkt des Ölförderrings beschreibt einen Kreisbogen mit dem Radius  $e_M$  um den Mittelpunkt  $M_W$  der Welle. Zwischen den zwei Zeitpunkten  $t_0$  und  $t_1$  folgt damit für den zurückgelegten Weg  $s_1$  des Ringmittelpunkts:

$$s_1 = e_M \cdot \alpha_1 \quad (12)$$

Mit dem Ultraschallsensor können oszillierende Ringbewegungen messbar gemacht werden. Diese oszillierende Ringbewegung tritt durch sich ändernde auf den Ring einwirkende Kräfte auf. Hervorgerufen werden können diese beispielsweise durch Beschleunigen oder Abbremsen der Welle sowie durch instationäre Bedingungen in den Kontaktzonen zur Welle und den axialen Führungsflächen. Des Weiteren kommen auch strömungsinduzierte Kräfte im Ölreservoir als Ursache infrage. Bild 22 zeigt beispielhaft die auftretende Ringoszillation anhand der Mittelpunktauslenkung  $x$ , beginnend beim Hochlauf der Welle über eine stationäre Phase, bis zum Abbremsen der Welle zum Stillstand. Wie anhand des zusätzlich gezeigten Verlaufs der Wellendrehzahl erkennbar ist, sind die höheren Amplituden

der Auslenkung auf den Beschleunigungs- und Abbremsvorgang der Welle zurückführen.

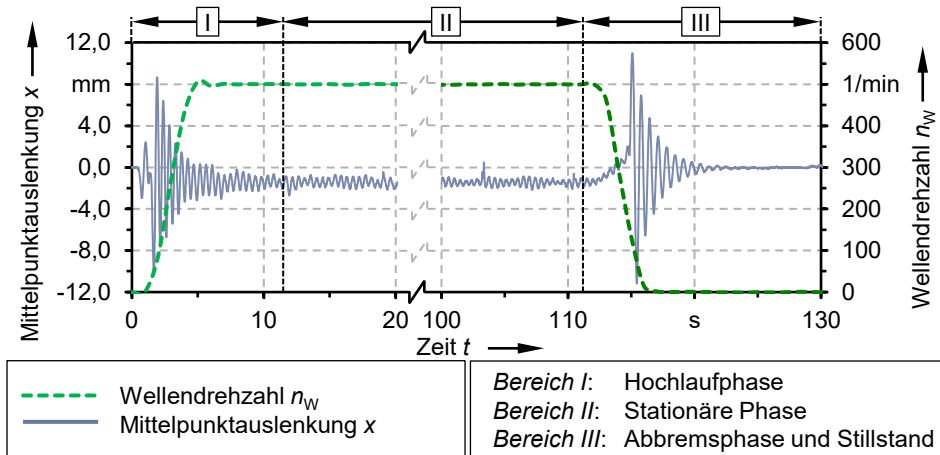


Bild 22: Exemplarischer Messerverlauf der aus dem Abstandssignal des Ultraschallsensors ermittelten Mittelpunktauslenkung  $x$  des Ölförderrings über den Betriebszustand der Welle.

Der stationäre Bereich ist charakterisiert durch deutlich schwächere Oszillationen. Diese können unter anderem von Strömungseffekten im Ring-Welle-Kontakt sowie im Reservoir hervorgerufen werden. Hierbei findet die Oszillation nicht um die Nulllinie herum statt, sondern geringfügig unterhalb. Zurückzuführen ist dies auf zwei Effekte: Einerseits führt der auf den Ölförderring einwirkende Strömungswiderstand im Reservoir zu einer gewissen quasistatischen Ringauslenkung. Letztere verringert den Abstand der Ringaußenfläche zur aktiven Sensorfläche. Andererseits führt auch die an der Ringaußenfläche anhaftende Schmierstoffschicht zu einer Verringerung des Messabstands. Es wird demnach die Summe aus statischer Auslenkung, dynamischer Auslenkung und Dicke der Schmierstoffschicht erfasst.

Durch den Einsatz eines zweiten, auf der gegenüberliegenden Seite des Ölförderrings angeordneten Ultraschallsensors, können die statische Ringauslenkung und die Dicke der Schmierstoffschicht unter gewissen Voraussetzungen, wie einer moderaten Ringdrehzahl, differenziert betrachtet werden. Auf diese Weise lässt sich der Informationsgehalt der Versuche weiter steigern. Die genannte Erweiterung des Messsystems stellt eine mögliche Ergänzung dar. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden ausschließlich Resultate auf Basis der Messwerte von einem auf der Eintauchseite des Ölförderrings positionierten Ultraschallsensor betrachtet.

Der Ultraschallsensor bietet noch eine weitere Möglichkeit zur Systemanalyse. Ab einer gewissen Drehzahl des Ölförderrings beginnt sich, bedingt durch die Zentripetalbeschleunigung, Schmierstoff von diesem zu lösen. Schmierstoff, der den Erfassungsbereich des Ultraschallsensors passiert, führt zu Unstetigkeiten im Messignal. Diese dienen als Indikator für die Entstehung von Schleuderöl. Auf diese Weise kann eine Übergangsdrehzahl identifiziert werden, bis zu welcher sich kein oder nur wenig Schmierstoff vom Ring ablöst. Diese Informationen dienen zum einen als Indikator für die Effizienz des Ölfördervorgangs zum Lager, zum anderen lässt sich die Oxidationsneigung des Schmierstoffs evaluieren. Letzteres basiert auf der Tatsache, dass sich lösender Schmierstoff die Kontaktfläche zur Umgebungsluft vergrößert und damit Alterungsreaktionen fördert.

### Abgeleitete Systemgrößen

Unter Berücksichtigung der zeitlichen Änderung des Abstandswertes können Geschwindigkeit und Beschleunigung in die jeweiligen Koordinatenrichtungen und die Tangentialrichtung des Ringmittelpunkts bestimmt werden. Zu beachten ist hierbei, dass die errechneten Werte jeweils den Durchschnittswert über ein endliches Zeitintervall, welches der für die Versuche gewählten Messzykluszeit  $\Delta t = t_n - t_{n-1} = 10$  ms entspricht, darstellen. Daraus folgt für die Messfrequenz, welche aus dem Kehrwert der Messzykluszeit resultiert, ein Wert von 100 Hz. Da diese Messfrequenz im Vergleich zum dynamischen Verhalten des Ölförderrings, welcher aufgrund seiner Eigenmasse eine gewisse Trägheit aufweist, vergleichsweise hoch ist, wird der gemittelte Wert im Intervall  $[t_{n-1}, t_n]$  als Momentanwert zum Zeitpunkt  $t_n$  definiert. Beispielhaft für die mittlere Geschwindigkeit  $\bar{v}_{x,n}$  und Beschleunigung  $\bar{a}_{x,n}$  des Ringschwerpunkts in  $x$ -Richtung erfolgen die Berechnungen über das Zeitintervall  $[t_{n-1}, t_n]$  gemäß Formel (13) beziehungsweise Formel (14):

$$\bar{v}_{x,n} = \frac{x_n - x_{n-1}}{t_n - t_{n-1}} \quad (13)$$

$$\bar{a}_{x,n} = \frac{\bar{v}_{x,n} - \bar{v}_{x,n-1}}{t_n - t_{n-1}} \quad (14)$$

Bild 23 zeigt beispielhaft die aus dem zeitabhängigen Abstandssignal des Sensors ermittelten Werte der Geschwindigkeit  $v_x$  und Beschleunigung  $a_x$  des Ringmittelpunkts in  $x$ -Richtung. Analog zum vorangegangenen Abschnitt erfolgt die Darstellung des Verlaufs über die drei Phasen vom

Hochlauf über die stationäre Phase bis zur Abbremsphase mit anschließendem Stillstand.

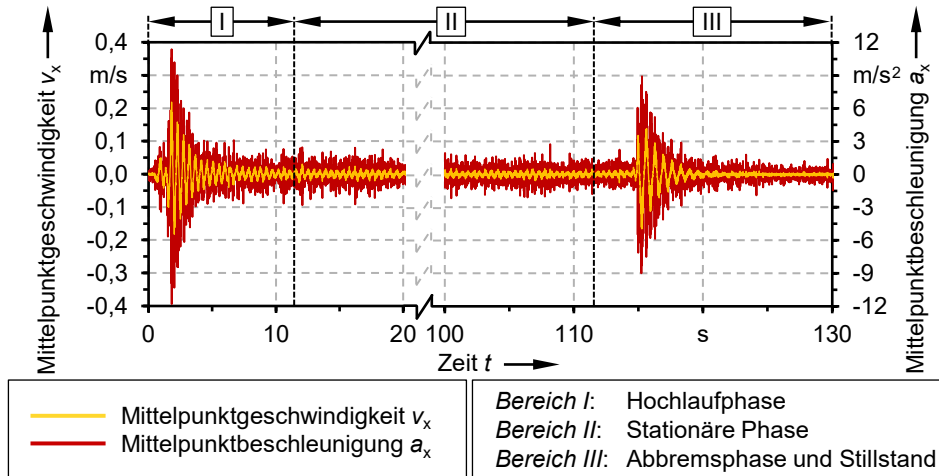


Bild 23: Exemplarischer Messerverlauf der aus dem zeitabhängigen Abstandssignal des Ultraschallsensors ermittelten Mittelpunktgeschwindigkeit  $v_x$  und Mittelpunktbeschleunigung  $a_x$  des Ölförderrings.

Charakteristisch sind wiederum Hochlauf- und Abbremsphase, welche sich im Vergleich zur stationären Phase durch deutlich höhere Amplitude der Geschwindigkeit und Beschleunigung des Ringmittelpunkts auszeichnen.

### Abtastfrequenz

Zur Erfassung der oszillierenden Bewegung des Ölförderrings, muss die Abtastfrequenz des Ultraschallsensors einen gewissen Wert überschreiten. Als Referenzwert wird die Eigenfrequenz  $f_0$  der Oszillationsbewegung des Ölförderrings herangezogen. Die erforderliche Abtastfrequenz  $f_t$  ergibt sich gemäß dem SHANNON'schen Abtasttheorem zu [21] :

$$f_t > 2f_0 \quad (15)$$

Zur Abschätzung der Eigenfrequenz des Ölförderrings wird sich vereinfachend der Gleichung zur Ermittlung der Eigenfrequenz eines mathematischen Pendels bedient. Hierbei entspricht die Aufhängung des Pendels dem Kontakt zwischen Welle und Ölförderring, wobei die sich mit dem Auslenkwinkel ändernde Kontaktstelle als statisch angenommen wird. Der Massepunkt des Pendels entspricht dem Mittel- und damit auch Schwerpunkt des Ölförderrings.

Unter diesen Annahmen ergibt sich für die Eigenfrequenz  $f_0$  der Oszillation nach [21]:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{l}} = 1,54 \text{ Hz}, \quad (16)$$

mit  $g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ ,  $l = r_R = 0,105 \text{ m}$  (Referenz-Ölförderring)

Ein vergleichender Versuch am Prüfstand, bei dem der Ölförderring bei stillstehender Welle auspendelt, ergibt eine über fünf Perioden gemittelte Periodendauer von 642 ms. Dies entspricht einer Frequenz von 1,56 Hz und deckt sich somit sehr gut mit der überschlägigen Berechnung gemäß Gleichung (16).

Anhand von Gleichung (15) ergibt sich für die Abtastfrequenz  $f_t > 3,08 \text{ Hz}$  auf Basis der Berechnung beziehungsweise  $f_t > 3,12 \text{ Hz}$  auf Basis des Versuchs. Die beiden Eigenfrequenzen gelten unter dem ausschließlichen Einfluss des Schwerfeldes. Im Betrieb greifen am Ölförderring jedoch noch weitere Kräfte an, welche das Schwingungsverhalten beeinflussen können. So beispielsweise Kontaktkräfte zwischen Welle und Ölförderring sowie Fluid-Struktur-Interaktionen am getauchten Ringsegment und an den sich oberhalb des Ölniveau befindlichen Ringabschnitten. Letztere werden im Reservoir durch die Bewegung des Ölförderrings hervorgerufen und wirken auf das eingetauchte Ringsegment. Im Gegensatz zur Schwerkraft, welche im Hinblick auf Betrag und Richtung konstant ist, können die ferner genannten Kräfte einen instationären Charakter aufweisen. Das instationäre Verhalten kann zu einer abrupten Auslenkung des Ringes führen. Um zur Analyse der Betriebseigenschaften auch derartig höherdynamische Ereignisse erfassen zu können, wird eine deutlich größere Abtastfrequenz von 100 Hz für das Messsignal des Ultraschallsensors gewählt.

#### 4.3.2.2 Ölvolumenstrom

Der Ölvolumenstrom entspricht der Ölmenge pro Zeiteinheit, die durch die Förderwirkung des Rings in den Ölsumpf zum Wälzlager gelangt und von dort wiederum über die Ablaufbohrungen in das Reservoir zurückfließt.

Zur Messung dieser Zielgröße wird das vom Ölsumpf zurückfließende Öl in einen Messbehälter geleitet (siehe Bild 24). Die Messung erfolgt sensorbasiert. Gegenüber einem manuellen Ablesen kann auf diese Weise zum einen die Messgenauigkeit erhöht werden, zum anderen kann das

ansteigende Füllniveau im Messbehälter mittels der Software zur Messdatenerfassung zeitaufgelöst und in einen Ölvolumenstrom umgerechnet werden.

Durch eine entsprechende Kombination und Anordnung von Leitungen und Absperrhähnen kann während des Prüfstandsbetriebs zwischen dem regulären Zirkulationsbetrieb und dem Messbetrieb umgeschaltet werden. Restriktionen, die bei anderen Messverfahren eventuell aufgrund der Viskosität oder einer geringen Fließgeschwindigkeit beziehungsweise eines geringen Fluiddruckes entstehen können, sind bei diesem Messkonzept nicht vorhanden. Insbesondere der aufgrund des geringen Höhenunterschieds druckarme Rückfluss des Öls macht die Verwendung dieses Messverfahrens erforderlich.

Zur Messung des Füllstandes im Messbehälter kommt ein Ultraschallsensor, der sich im Deckel des Messbehälters befindet, zum Einsatz. Das zylindrische Füllvolumen des Messbehälters ist länglich und schlank ausgeführt, um einerseits ein gewisses Fassungsvermögen zu gewährleisten und andererseits eine bedarfsgerechte Messauflösung sicherzustellen. Die erreichbare Auflösung  $V_{\min}$  in Bezug auf das Ölvolumen ergibt sich dabei aus der Auflösung des Ultraschallsensors  $x_{\min}$  und dem Durchmesser des Messbehälters  $d_G$ . Gemäß Formel (17) resultiert daraus eine Volumenauflösung von 0,0276 ml. Die erreichbare Volumenauflösung erlaubt es überdies, auch den Luftgehalt im Öl zu bestimmen (siehe Abschnitt 4.3.2.3).

$$V_{\min} = x_{\min} \cdot \left(\frac{d_G}{2}\right)^2 = 0,069 \text{ mm} \cdot \left(\frac{40 \text{ mm}}{2}\right)^2 = 27,6 \text{ mm}^3 \quad (17)$$

Der vom Ring geförderte Ölvolumenstrom  $\dot{V}_{\text{Öl}}$  lässt sich mithilfe des vom Sensor ausgegebenen Messabstandes  $a$  folgendermaßen berechnen:

$$\dot{V}_{\text{Öl}} = \left(\frac{d_G}{2}\right)^2 \cdot \pi \cdot \frac{a_0 - a_1}{t_1 - t_0} \quad (18)$$

Eine charakteristische Messkurve, die im Rahmen der Messungen der Ölfördermenge gewonnen wird, ist in Bild 24 dargestellt.

Nach dem Öffnen des Absperrventils zum Zeitpunkt  $t_{\text{auf}}$  fließt das in den Leitungen befindliche Öl zunächst schlagartig in den Messbehälter. Nach der Entleerung des Leitungsvolumens stellt sich ein linearer Messverlauf ein. Aufgrund des Totvolumens in den Leitungen beginnt die Messung erst nach dem Eintritt des linearen Verlaufs zum Zeitpunkt  $t_0$ . Ab diesem Zeitpunkt ist der Verlauf mit der tatsächlichen Ölförderwirkung des Rings

gleichzustellen und entspricht unter Berücksichtigung der Messintervalls dem Ölvolumenstrom  $\dot{V}_{\text{Öl}}$ . Nach dem Schließen des Absperrhahns zum Zeitpunkt  $t_{\text{zu}}$  fließt noch ein letzter Ölrest aus den Leitungen in den Messbehälter. Um auch diesen Einfluss auf das Messergebnis auszuschließen, ist das Ende  $t_1$  des Messintervalls  $[t_0, t_1]$  kurz vor dem Schließen des Absperrhahns zu wählen.

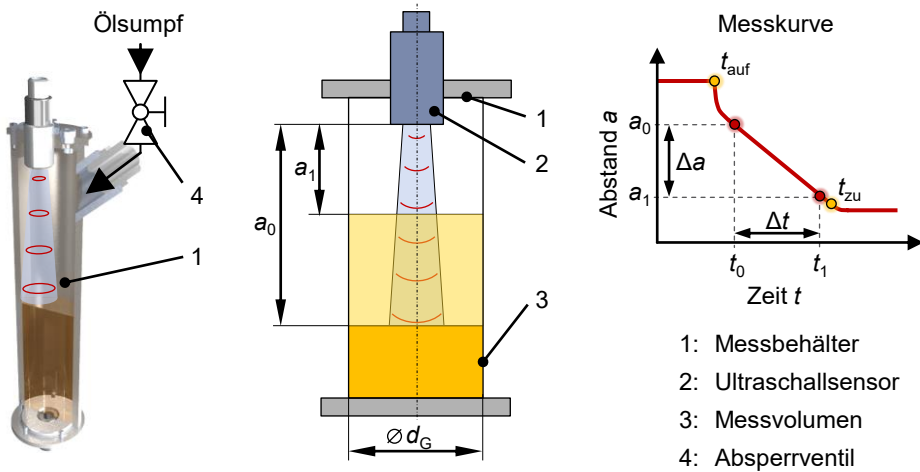


Bild 24: Methode zur Messung des Ölvolumenstroms.

Eine vom Ölvolumenstrom abgeleitete Kenngröße ist das bezogene Ölfördervolumen  $v_{\text{nR}}$ . Dieses liefert eine Information darüber, welches Schmierstoffvolumen je Ringumdrehung in den Ölsumpf gefördert wird. Nimmt das bezogene Ölfördervolumen beispielsweise mit zunehmender Drehzahl ab, kann dies ein Indikator für Fliehkräfte sein, die ein partielles Abschleudern des Schmierstoffs vom Ölförderring oder der Welle bedingen, bevor dieser das Wälzlager erreicht. Das bezogene Ölfördervolumen  $v_{\text{nR}}$  lässt sich mithilfe der Messwerte des Ölvolumenstroms  $\dot{V}_{\text{Öl}}$  und der Ringdrehzahl  $n_{\text{R}}$  folgendermaßen ermitteln:

$$v_{\text{nR}} = \frac{\dot{V}_{\text{Öl}}}{n_{\text{R}}} \quad (19)$$

#### 4.3.2.3 Luftanteil im Öl

Die Messung des Luftanteils im Öl erfolgt – analog zur Messung der Ölfördermenge – mithilfe des Messbehälters und des Ultraschallsensors zur Bestimmung des darin enthaltenen Füllvolumens gemäß Bild 25.

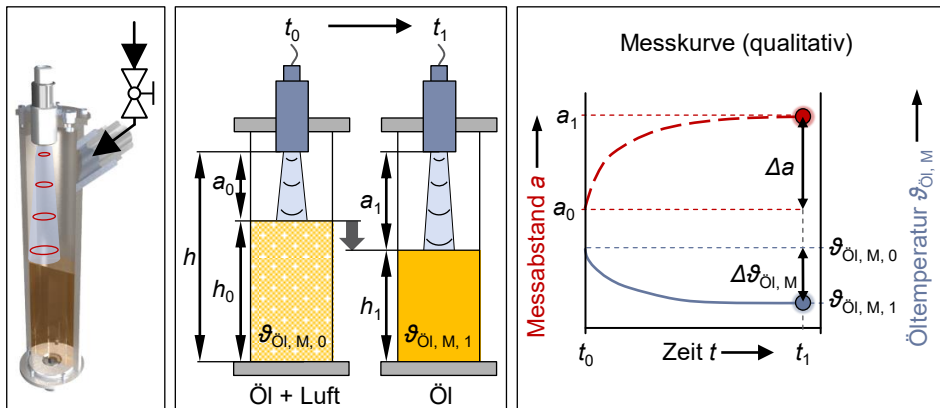


Bild 25: Methode zur Messung des Luftanteils im Öl.

Ähnlich zu dem nach [99] genormten FLENDER-Schaumtest, wird der Schmierstoff über eine definierte Zeit einer mechanischen Beanspruchung ausgesetzt. Bei diesem Vorgang wird Luft in den Schmierstoff eingebracht. Nach Ablauf der Beanspruchungszeit wird die Volumenänderung des Öls gemessen. Im Rahmen des FLENDER-Schaumtestes erfolgt die Vermischung von Öl und Luft mithilfe eines genormten Zahnradpaares. Ziel dieses Prüfverfahrens ist es, Getriebeöle hinsichtlich ihres Schaumverhaltens und Luftabscheidevermögens zu beurteilen.

Bei der vorliegenden Arbeit liegt der Fokus auf der Beurteilung des Einflusses verschiedener Betriebsparameter des Ringschmiersystems auf den Eintrag von Luft in den Schmierstoff. Zu den untersuchten Betriebsparametern zählen beispielsweise die Wellendrehzahl und die Eintauchtiefe des Ölförderrings. Die Vermischung von Schmierstoff und Luft erfolgt dabei in erster Linie durch die Bewegung des Ölförderrings und des Wälzlagers. Nach dem Beanspruchungszyklus kann der Schmierstoff für die Analyse des Luftertrags mithilfe der Leitungsarmaturen wahlweise vom Ölreservoir oder dem Ölsumpf entnommen werden.

Eingebrachte Luft äußert sich in Form von im Schmierstoff dispergierter Luft und gegebenenfalls durch die Bildung von Oberflächenschaum. Beide Phänomene gilt es bei einer Analyse des Luftgehalts differenziert zu betrachten [100]. Nach der Beanspruchung verringert sich der im Öl dispergierte Luftanteil allmählich und der Oberflächenschaum zerfällt.

Bei den vorliegenden Versuchen war keine Bildung von Oberflächenschaum im Messbehälter festzustellen. Folglich beschränken sich die Messungen ausschließlich auf die Volumenänderung, welche durch die Entgasung einer Öl-Luft-Dispersion hervorgerufen wird. Dass nur dieses

Phänomen vorliegt, ist zum einen darauf zurückzuführen, dass die Messung nicht direkt im Beanspruchungsraum, also dem Ölsumpf oder Ölreservoir erfolgt, sondern in einem separaten Messbehälter. Weiterhin kann dazu beitragen, dass es sich bei dem eingesetzten Schmierstoff um ein Getriebeöl handelt, welches grundsätzlich eine geringe Schaumneigung aufweist [101].

Der dem Messvorgang vorausgehende Betrieb der Lagerung führt neben der Lufteinbringung auch zu einer Erwärmung des Öls im Reservoir. Dieser Tatsache wird durch eine zusätzliche Temperaturmessung des Öls im Messbehälter Rechnung getragen. Durch die Berücksichtigung des Temperaturunterschiedes des Öls zu Beginn der Messung  $\vartheta_{\text{ÖIM},0}$  und am Ende der Messung  $\vartheta_{\text{ÖIM},1}$ , wird die temperaturbedingte Volumenänderung des Öls kompensiert. Der Vergleich zwischen dem Öl-Luft-Volumen bei Messbeginn zum Zeitpunkt  $t_0$  und dem temperaturkompensierten Ölvolumen bei Messende zum Zeitpunkt  $t_1$  liefert die gewünschte Zielgröße in Form des Luftanteils. Dieser lässt sich basierend auf den Ausgabewerten  $a_0$  und  $a_1$  des Sensors und dem konstruktiv vorgegebenem Abstand  $h$  zwischen Messgefäßboden und der aktiven Sensorfläche berechnen:

$$\text{Vol-\%} = \frac{(h - a_0) - (h - a_{1,\text{komp.}})}{h - a_{1,\text{komp.}}} = \frac{h_0}{h_{1,\text{komp.}}} - 1 \quad (20)$$

Für den temperaturkompensierten Messwert  $a_{1,\text{komp}}$  gilt unter Berücksichtigung des Volumenausdehnungskoeffizienten des Öls  $\gamma_{\text{ÖI}}$ :

$$a_{1,\text{komp.}} = a_1 + \Delta h_{\vartheta}, \text{ mit } \Delta h_{\vartheta} = h_1 \cdot \gamma_{\text{ÖI}} \cdot \Delta \vartheta_{\text{ÖIM}} \quad (21)$$

Folglich ist die temperaturkompensierte Volumenänderung aufgrund der abkühlungsbedingten Volumenverringern geringfügig als die ermittelte Volumenänderung auf Basis des Messwertes  $a_1$ . Das Diagramm in Bild 25 zeigt exemplarisch die qualitativen Verläufe des Messabstandes  $a$  und der Öltemperatur  $\vartheta_{\text{ÖI}}$  während eines Messintervalls.

Durch das Messverfahren können verschiedene Betriebsparameter und Konfigurationen des Ringschmiersystems im Hinblick auf den beim Betrieb entstehenden Luftanteil im Öl verglichen werden. Um zu überprüfen, ob die gewonnenen Messergebnisse auch zur allgemeineren quantitativen Bewertung des Luftgehalts herangezogen werden können, wurden zusätzliche Versuche durchgeführt. Diese bestehen aus einer Messreihe zur Ermittlung der temperaturbedingten Volumenänderung sowie des davon abgeleiteten Volumenausdehnungskoeffizienten des Öls. Zu diesem Zweck wurde das Ölvolumen in einem Ofen auf etwa 40 °C aufgewärmt und im Messbehälter bei Umgebungstemperatur auf etwa 23 °C abgekühlt.

Während der Abkühlung wurden die Öltemperatur und das Ölvolumen erfasst. Über die jeweiligen Messwerte zu Beginn und am Ende der Messung wurde ein mittlerer Volumenausdehnungskoeffizient berechnet und mit dem vom Schmierstoffhersteller angegebenen, über den betrachteten Temperaturbereich konstanten Wert gemäß [102] verglichen. Die aus vier Wiederholversuchen gewonnenen Ergebnisse sind in der nachfolgenden Tabelle aufgelistet.

Tabelle 6: Vergleich des gemessenen und des vom Hersteller angegebenen Volumenausdehnungskoeffizienten  $\gamma_{\text{Öl}}$  für den eingesetzten Schmierstoff KLÜBEROIL GEM 1-46 N.

Nr.	Messwert $\gamma_{\text{Öl}}$	Mittelwert	Herstellerangabe	Relative Abweichung zur Herstellerangabe
1	$735 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$			
2	$746 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$			
3	$736 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$	$741 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$	$739 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$	+0,27 %
4	$745 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$			

Die ermittelte Abweichung zwischen dem gemessenen und dem vom Hersteller angegebenen Volumenausdehnungskoeffizienten beläuft sich auf +0,27 %. Vergleichend hierzu kann beim FLENDER-Schaumtest eine Volumenabweichung von unter 0,5 % vernachlässigt werden [103].

Für die Ziele der vorliegenden Arbeit besitzt die vorgestellte Messmethode damit eine hinreichende Genauigkeit, die neben der relativen Vergleichbarkeit auch eine quantitative Bestimmung des Luftetrags zulässt. Es besteht somit auch die Möglichkeit, die gewonnenen Messdaten beispielsweise mit Angaben aus der Literatur zu vergleichen, um die Schädlichkeit des Luftgehalts im Hinblick auf die Funktionserfüllung bewerten zu können.

### 4.3.3 Thermische Messgrößen

Alle zur Temperaturmessung eingesetzten Sensoren folgen dem thermoresistiven Messprinzip, welches auf der Temperaturabhängigkeit der elektrischen Leitfähigkeit beruht. Zum Einsatz kommen Platin-Widerstandsthermometer in einer jeweils auf die Messaufgabe zugeschnittenen geometrischen Ausführung. Der Sensortyp eignet sich sehr gut für den vorherrschenden Temperaturbereich und zeichnet sich durch seine hohe Genauigkeit aus [104] [105].

Die Lagerschildtemperatur  $\vartheta_{\text{LS}}$  wird mit je zwei symmetrisch zur Längsachse des Prüfstands angeordneten Temperatursensoren gemessen (siehe

Bild 18). Auf diese Weise wird eine inhomogene Temperaturverteilung, welche beispielsweise durch den Ausfall einer Heizpatrone hervorgerufen werden kann, sicher erkannt.

Ebenso wie die Stromversorgung der Heizpatrone in der Welle, muss auch die Übertragung des Messsignals für die Wellentemperatur  $\vartheta_W$  zwischen einem bewegten und einem stationären System erfolgen. Zur Erfüllung dieser Funktion wird ein induktiver Koppler eingesetzt, welcher eine berührungslose und damit verschleißfreie und verschleißunabhängige Signalübertragung ermöglicht. Der induktive Koppler besteht aus zwei Modulen in Form der feststehenden Base Unit und der bewegten Remote Unit. Die Remote Unit ist am freien Ende der Riemenwelle eingeschraubt und mit dem Sensor zur Ermittlung der Wellentemperatur verbunden. Die Base Unit ist koaxial mit einem gewissen axialen Abstand zur Remote Unit positioniert und empfängt die Signale berührungslos.

Informationen zum thermischen Verhalten des Wälzlagers liefern Sensoren, welche die Temperatur analog [106] am Umfang des feststehenden Lageraußenrings erfassen. Die Verwendung von zwei Sensoren je Lager ermöglicht die Temperaturmessung in der belasteten Zone  $\vartheta_{WL,LZ}$  und der lastfreien Zone  $\vartheta_{WL,LZ}$ . Zur Temperaturermittlung in der belasteten Zone ist ein Messfühler an der tiefsten Position des Lageraußenrings angebracht.

Vorversuche haben gezeigt, dass die Öltemperatur im Ölsumpf  $\vartheta_{\text{Öl},S}$  bereits nach kurzer Betriebszeit die Temperatur am Lageraußenring in der Lastzone annimmt und diese nicht überschreitet. Basierend auf dieser Erkenntnis wird für die Öltemperatur im Ölsumpf konservativ der Messwert der Temperatur in der Lastzone des Wälzlagers angenommen. Zur Temperaturermittlung in der lastfreien Zone ist ein weiterer Messfühler gegenüber, an der höchsten Position des Lageraußenrings angebracht. Die Sensoren werden jeweils mit ihrer aktiven Sensorfläche durch Federkraft gegen den Lageraußenring gedrückt. Durch die definierte Vorspannung wird ein sicherer und gleichbleibender Wärmeübergang vom Messobjekt zum Sensor gewährleistet.

Neben den Lagertemperaturen als Indikator für die auftretenden Strömungs- und Reibungsverluste sowie die thermische Beanspruchung des Schmierstoffes im Ölsumpf, wird auch die Temperatur des sich im Reservoir befindlichen Öls gemessen (siehe Bild 18). Hierfür werden zwei stabförmige Temperatursensoren eingesetzt, welche in einem gewissen vertikalen Abstand zueinander an der Stirnseite des Gehäuses befestigt sind. Die aktive Sensorfläche ragt in das Reservoir hinein und steht direkt in Kontakt mit dem Öl. Durch die Verwendung von zwei Sensoren auf

unterschiedlichen Ebenen kann die Öltemperatur im oberen und unteren Bereich des Reservoirs separat ermittelt werden. Diese Funktionalität wird beispielsweise genutzt, um die Durchmischung des Öls im Reservoir zu untersuchen.

#### 4.3.4 Optische Analysen

Zur qualitativen Analyse der Betriebseigenschaften des Ölförderrings sind im oberen Abschnitt der Prüflagerung I) drei Schaugläser integriert (Bereich 1, Bild 26). Diese erlauben die Betrachtung des Ringschmiersystems von oben und von den beiden Seiten während des Betriebs. Zu den Analysekriterien zählen beispielsweise die Pendel- und Drehbewegung des Ölförderrings ebenso wie die Verteilung und Menge von Schleuderöl im Gehäuse.

Zwei weitere Schaugläser sind im unteren Bereich des Gehäuses an der Vorderwand des Ölreservoirs integriert (Bereich 2, Bild 26) und ermöglichen den Blick in das Ölreservoir. Je nach Füllgrad des Ölreservoirs sind deren Oberflächen mehr oder minder von Öl bedeckt. Gemeinsam mit einer optischen Messskala erfüllen diese die Funktion einer Ölstandsanzeige zur Einstellung und Ermittlung der Eintauchtiefe des Ölförderrings. Darüber hinaus besteht die Möglichkeit, das im Reservoir befindliche Öl im Hinblick auf Schaumbildung und Lufteintrag optisch zu bewerten.

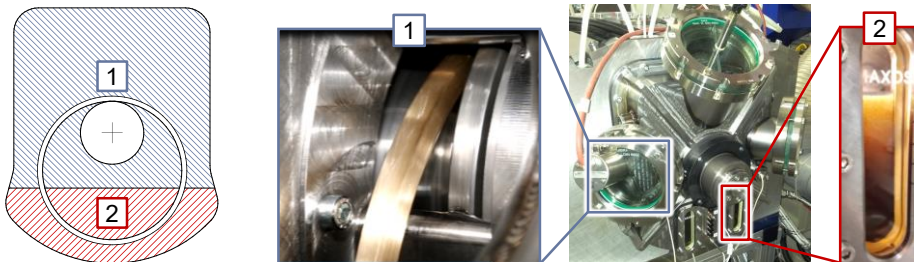


Bild 26: Schaugläser für optische Analysen und zur Einstellung der Eintauchtiefe des Ölförderrings in das Ölreservoir.

# 5 Experimentelle Untersuchungen zum Betriebsverhalten

## 5.1 Betrachtung der zentralen Zielgrößen Ringdrehzahl und Ölvolumenstrom

Die Hauptaufgabe des Ringschmiersystems besteht darin, das für die Schmierung des Lagers erforderliche Öl bereitzustellen und die Schmierstoffzirkulation zwischen dem Ölreservoir und dem Ölsumpf zu gewährleisten. Bewerkstelligt wird dies durch den vom Ringschmiersystem in den Ölsumpf geförderten Ölvolumenstrom. Ursächlich für die Schmierstoffförderung sowie deren Ausprägung ist die Drehbewegung des Ölförderrings beziehungsweise dessen Drehzahl. Beide Zielgrößen sind demnach eng miteinander verknüpft und haben überdies Einfluss auf die Beanspruchung des Schmierstoffs.

Nachfolgend werden verschiedene potenzielle Einflussfaktoren auf die Ringdrehzahl und den Ölvolumenstrom untersucht. Neben der Variation von Betriebsparametern, wie der Wellendrehzahl und der Systemtemperatur, erfolgen Betrachtungen im Kontext diverser konstruktiver Parameter des Ringschmiersystems. Der Einfluss durch die Variation der Eintauchtiefe des Ölförderrings wird später im Zuge von Abschnitt 5.2.1 näher beleuchtet. Einen Überblick zu den Variationsparametern gibt Bild 27.

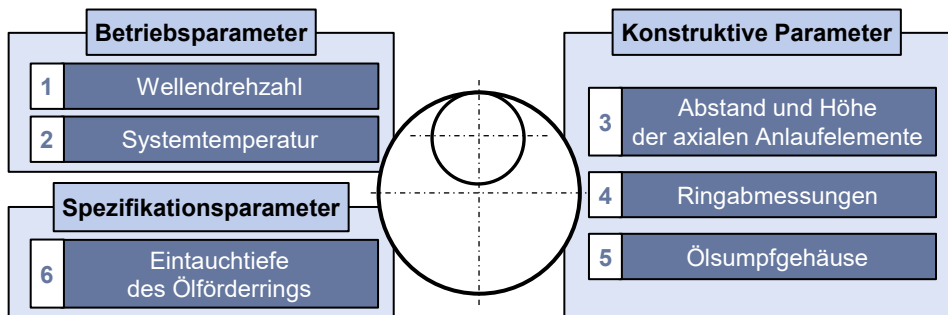


Bild 27: Variationsparameter zur Analyse der Ringdrehzahl und des Ölvolumenstroms.

### 5.1.1 Variation der Wellendrehzahl

Die Wellendrehzahl und deren zeitlicher Verlauf wird im Allgemeinen von der Antriebsaufgabe vorgegeben. Diese bildet folglich eine fest definierte und unveränderliche Randbedingung für das Ringschmiersystem, die im Rahmen der Konzeptionierung zu berücksichtigen ist. Zudem bildet die

Rotation der Welle die prinzipielle Voraussetzung für die Drehung des Ölförderringes und demnach für die Erfüllung der Schmierstoffförderfunktion.

Da die Übertragung der Drehbewegung auf Reibschluss beruht, und damit mehr oder minder schlupfbehaftet erfolgen kann, lässt sich anhand der Wellendrehzahl nicht unmittelbar auf die Ringdrehzahl zurückschließen, wie es bei einer formschlüssigen Bewegungsübertragung der Fall ist. Vielmehr ist die Ringdrehzahl und damit auch die Ölfördermenge unter anderem von den sich in Abhängigkeit der Wellendrehzahl einstellenden Reibungsverhältnissen im Welle-Ring-Kontakt abhängig. Verglichen mit der Mehrzahl der weiteren Versuche, erfolgt nicht zuletzt deshalb eine vergleichsweise feine Abstufung der Wellendrehzahl, um mögliche Effekte aufgrund sich einstellender Kontaktbedingungen erfassen zu können.

Jede Parameterkombination wurde im Rahmen der Versuche viermal angefahren. Die in den nachfolgenden Diagrammen angegebenen Werte entsprechen jeweils dem Mittelwert aus den vier Wiederholversuchen. Die relevanten Versuchsparameter sind in Tabelle 7 aufgelistet.

Tabelle 7: Relevante Versuchsparameter zur Untersuchung des Einflusses der Wellendrehzahl  $n_W$  auf die Ringdrehzahl  $n_R$  und den Ölvolumenstrom  $\dot{V}_{Öl}$ .

Variationsparameter und Stufen	Konstante Parameter und Konfiguration	Zentrale Untersuchungsparameter
Wellendrehzahl $n_W$ 10 / 50 / 100 / 250 / 500 / 750 / 1 000 / 1 500 / 2 000...4 000 min <sup>-1</sup>	Ölförderring $d_R \times h_R \times b_R$ 210 x 6 x 6 mm	Ringdrehzahl $n_R$ in min <sup>-1</sup>
	Ölsumpfgehäuse I	Ölvolumenstrom $\dot{V}_{Öl}$ in ml/min
	Dynamische axiale Anlaufelemente $h_A \times a_A$ 3 x 8 mm	
	Eintauchtiefe Ölförderring $H_R$ 50 mm	
	Systemtemperatur $\vartheta_S$ 50 °C	

### 5.1.1.1 Versuchsergebnisse

Das nachfolgende Diagramm zeigt den Verlauf der Ringdrehzahl  $n_R$  und des Ringschlupfs  $S_R$  in Abhängigkeit der Wellendrehzahl  $n_W$ .

Der Verlauf der Ringdrehzahl steigt über weite Bereiche der Wellendrehzahl an. Die maximale Ringdrehzahl beläuft sich auf knapp 195 min<sup>-1</sup>

und liegt bei einer Wellendrehzahl von  $3\,500\text{ min}^{-1}$  vor. Neben diesem globalen Maximum treten noch zwei zusätzliche lokale Maxima auf.

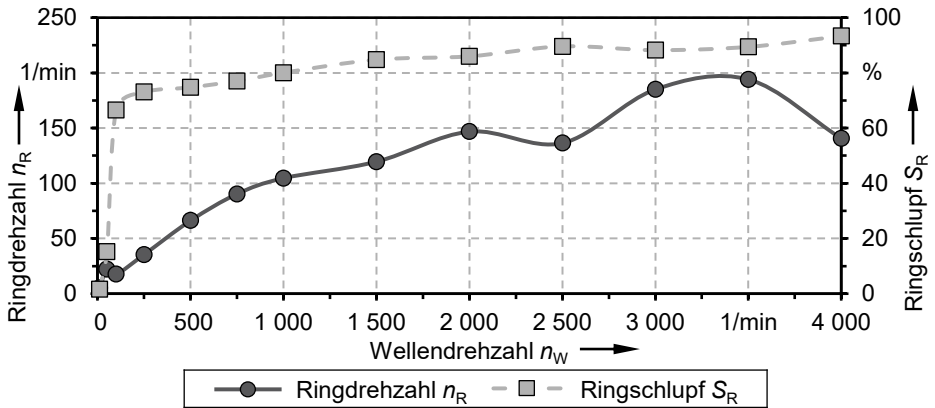


Bild 28: Ringdrehzahl  $n_R$  und Ringschlupf  $S_R$  in Abhängigkeit der Wellendrehzahl  $n_W$ .

Das erste lokale Maximum zeigt sich bereits bei einer Wellendrehzahl von  $50\text{ min}^{-1}$ . Das zweite folgt bei einer Wellendrehzahl von  $2\,000\text{ min}^{-1}$ . An die lokalen Maxima schließt sich jeweils ein verhältnismäßig schwacher Abfall der Ringdrehzahl an, der bei der darauffolgenden Drehzahlstufe überkompensiert wird. Ein größerer Abfall der Ringdrehzahl ist zwischen der vorletzten und letzten Drehzahlstufe zu verzeichnen.

Bei der minimalen Drehzahlstufe tendiert der Ringschlupf gegen null. In der darauffolgenden Drehzahlstufe ist dann bereits ein gewisser Ringschlupf vorhanden, der sich zur dritten Drehzahlstufe hin mehr als vervierfacht und dann bei etwa 67 % liegt. Im weiteren Verlauf steigt der Ringschlupf relativ gleichmäßig an und erreicht seinen Maximalwert von etwa 93 % bei der maximalen Wellendrehzahl.

Die Ergebnisse des Ölvolumenstroms und des bezogenen Ölfördervolumens sind in Bild 29 dargestellt.

Der Verlauf des Ölvolumenstroms erweist sich als kontrastreich und folgt keinem klar erkennbaren Muster. Einerseits ist er charakterisiert von ausgeprägten Fluktuationen, die gerade am Anfang und Ende des Drehzahlbandes auftreten. Andererseits bleibt der Ölvolumenstrom im Drehzahlbereich von  $1\,000\text{ min}^{-1}$  bis  $2\,000\text{ min}^{-1}$  nahezu unverändert. Auffällig sind die Einbrüche bei einer Wellendrehzahl von  $750\text{ min}^{-1}$  und  $4\,000\text{ min}^{-1}$ . Der maximale Ölvolumenstrom wird bei einer Wellendrehzahl von  $3\,000\text{ min}^{-1}$  gemessen und beläuft sich auf knapp  $95\text{ ml/min}$ .

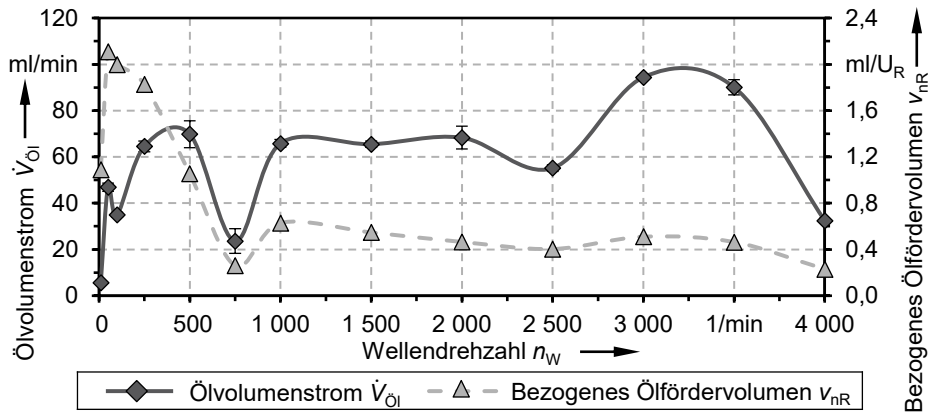


Bild 29: Ölvolumenstrom  $\dot{V}_{Oil}$  und bezogenes Ölfördervolumen  $v_{nR}$  in Abhängigkeit der Wellendrehzahl  $n_W$ .

Das bezogene Ölfördervolumen steigt von einem bereits vergleichsweise hohen Niveau zunächst stark an, um direkt das Maximum mit 2,1 ml/ $U_R$  zu erreichen. Im Anschluss erfolgt ein starker Abfall, der bei einer Wellendrehzahl von 750  $min^{-1}$  mit etwa 0,3 ml/ $U_R$  ein lokales Minimum erreicht. In Folge kommt es wiederum zu einem Anstieg auf den doppelten Betrag. Bis zum Ende des Drehzahlbandes fällt das bezogene Ölfördervolumen erneut ab, bis es bei maximaler Wellendrehzahl den Minimalwert erreicht.

### 5.1.1.2 Diskussion und Fazit

#### Ringdrehzahl

Erwartungsgemäß zeigt die Ringdrehzahl eine ausgeprägte Abhängigkeit von der Wellendrehzahl. Das Auftreten von zunehmendem Ringschlupf führt zu einer nicht linearen Abhängigkeit der Ringdrehzahl von der Wellendrehzahl. Gesamt betrachtet, flacht der Anstieg der Ringdrehzahl mit zunehmender Wellendrehzahl ab. Ausschlaggebend für die Entstehung von Schlupf ist der Strömungswiderstand auf das eingetauchte Ringsegment. Dieser Widerstand nimmt mit ansteigender Ringdrehzahl zu und führt zu einer Zunahme des Ringschlupfs.

Das Auftreten von Schlupf ist in der vorliegenden Anwendung als positiver Aspekt anzusehen und macht den Vorteil gegenüber einem festen Ölförderring, der bei einer Wellendrehzahl von 4 000  $min^{-1}$  die nahezu 30-fache Drehzahl des Ölförderrings aufweisen würde, deutlich. Betrachtet man die wirkende Zentripetalbeschleunigung, so ist diese aufgrund des

quadratischen Zusammenhangs mit der Drehzahl bei einem festen Ölförderring nochmals erheblich größer. Durch den Schlupf werden demnach hohe Ringdrehzahlen vermieden, die einerseits den Luftertrag in das Öl fördern und andererseits zu Schleuderöl führen. Da beide Aspekte eine Relevanz im Hinblick auf die Ölbeanspruchung haben, werden diese im Rahmen der vorliegenden Arbeit noch näher beleuchtet.

Anhand der Verläufe von Ringdrehzahl und Ringschlupf lassen sich näherungsweise die Reibungszustände identifizieren, die der Kontakt zwischen Welle und Ölförderring in Anlehnung an die STRIBECK-Kurve durchläuft. Gemäß Bild 30 a) beschreibt Letztere den Verlauf der Reibungszahl  $\mu$  eines geschmierten Gleitkontaktes über die Gleitgeschwindigkeit  $v$  der Kontaktpartner zueinander [11]. Weitere Funktionsparameter, welche die STRIBECK-Kurve beeinflussen, stellen die Rauigkeiten der Kontaktflächen, die Belastung und die Viskosität des Schmierstoffs dar [1] [39]. In Bild 30 a) ist beispielhaft der Einfluss auf die STRIBECK-Kurve durch eine Verringerung der Viskosität dargestellt.

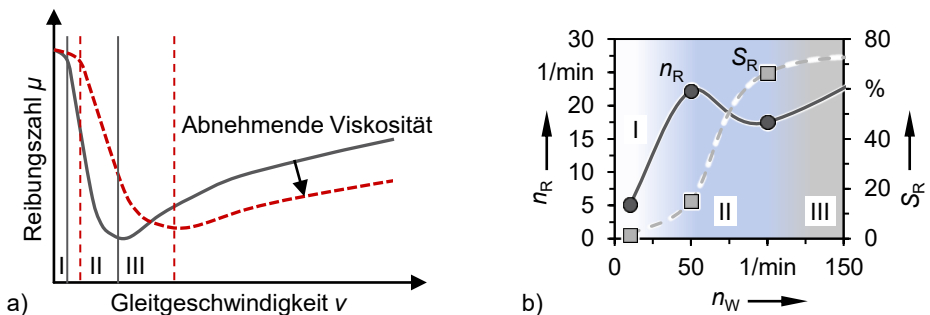


Bild 30: a) Schematische Darstellung der STRIBECK-Kurve mit den drei Reibungsbereichen Grenzreibung (I), Mischreibung (II) und Flüssigkeitsreibung (III) nach [11] [97]; b) Ausschnitt des Verlaufs der Ringdrehzahl und des Ringschlupfs bei niedriger Wellendrehzahl und näherungsweise Einteilung der drei vorherrschenden Reibungszustände.

Bild 30 b) gibt den Verlauf der Ringdrehzahl  $n_R$  und des Ringschlupfs  $S_R$  bei geringer Wellendrehzahl wieder. Unter Kennzeichnung der Bereiche I bis III in Bild 30 b) sind die Reibungszustände im Folgenden:

- **Bereich I:** Es tritt kaum beziehungsweise geringer Schlupf zwischen Welle und Ring auf. Die Kraftübertragung erfolgt mittels Grenzreibung.
- **Bereich II:** Der Ringschlupf nimmt sprunghaft zu. Es herrscht Mischreibung, die durch eine Kombination aus Grenzreibung und Flüssigkeitsreibung gekennzeichnet ist.

- **Bereich III:** Ringschlupf steigt relativ gleichmäßig und flach an. Es herrscht vorwiegend Flüssigkeitsreibung zwischen den Kontaktpartnern.

Auch die Rauheiten der Kontaktflächen haben Einfluss auf den sich einstellenden Reibungszustand [1]. Im Zusammenhang mit dem zuvor erläuterten Sachverhalt lassen sich auf diese Weise bei Bedarf die Grenzen der Übergänge zwischen den Reibungszuständen verschieben. So könnte beispielsweise eine höhere Oberflächenrauheit der Welle dazu beitragen, den schlupfarmen Bereich I zugunsten einer höheren Ölfördermenge bei geringerer Wellendrehzahl auszudehnen.

Wie aus den Verläufen hervorgeht, tritt der Bereich der Flüssigkeitsreibung bei der vorliegenden Konfiguration des Ringschmiersystems relativ frühzeitig im Drehzahlband der Welle ein. Vor allem im Hinblick auf einen anzustrebenden verschleißfreien Betrieb ist dies als vorteilhaft einzustufen.

Ein Stück weit abzugrenzen ist der beobachtete Sachverhalt der abfallenden Ringdrehzahl bei maximaler Wellendrehzahl. Gemäß vorangegangener Theorie sollte die Ringdrehzahl nicht in dem beobachteten Maß fallen. Auslöser hierfür könnte ein partieller Zusammenbruch des Schmierfilms zwischen Ring und Welle aufgrund der auf der Wellenoberfläche wirkenden Zentripetalbeschleunigung sein. Dies kann zwei Konsequenzen zur Folge haben, die möglicherweise auch kombiniert auftreten:

- Einerseits herrscht aufgrund einer abnehmenden Schmierstoffmenge im Kontakt kein zusammenhängender Schmierfilm mehr vor. Die Übertragung von Scherkräften zum Antrieb des Ölförderings wird dadurch gestört. Bezogen auf die STRIBECK-Kurve kommt es zu einem Abfall der Reibungszahl.
- Andererseits kann es durch den Schmierstoffmangel zu einer Abschwächung der Kontaktdämpfung kommen. Letztere ist eine Eigenschaft von Kontakten unter Vollschmierung und eine kennzeichnende positive Eigenschaft von Gleitlagern [107]. Ein durch den Schmierstoffmangel induzierter, wiederkehrender Kontaktverlust zwischen Welle und Ring führt zu Unterbrechungen in der Kraftübertragung und folglich zu einer Abnahme der Ringdrehzahl.

Die Theorie von Schmierstoffmangel aufgrund eines verstärkten Abschleuderns von Schmierstoff aus dem Kontakt wird dadurch gestützt, dass das bezogene Ölfördervolumen gleichermaßen abnimmt. Dabei ist nicht auszuschließen, dass auch bereits der vom Ring geförderte Schmierstoff, bedingt durch Schwingungen, partiell abgeschleudert wird, bevor dieser den

Kontakt erreicht. Sofern derartiger Zustand keinen verschleißbehafteten Kontaktzustand hervorruft, ist die Abnahme der Ringdrehzahl aufgrund des – wie im Folgenden gezeigt wird – immer noch ausreichenden Ölvolumenstroms von etwa 32 ml/min als unkritisch zu bewerten.

### **Ölvolumenstrom**

Trotz der im Allgemeinen hohen Schlupfwerte erweist sich der geförderte Ölvolumenstrom als unkritisch im Hinblick auf die Schmierstoffversorgung des Wälzlagers. Dies wird umso deutlicher, wenn man die gemessenen Werte des Ölvolumenstroms mit den sehr geringen Schmierstoffmengen vergleicht, die für die Schmierung eines Wälzlagers im Allgemeinen erforderlich sind. So wird bei einem Lageraußendurchmesser von 200 mm gemäß [22] eine maximal erforderliche Ölmenge von 3 000 mm<sup>3</sup>/h angegeben. Dies entspricht unter Anpassung der Einheiten einem Ölvolumenstrom von gerade einmal 0,05 ml/min. Verglichen damit entspricht selbst der minimal gemessene Ölvolumenstrom von 5,6 ml/min bei einer Wellendrehzahl von 10 min<sup>-1</sup> mehr als der hundertfachen Menge.

Die primäre Aufgabe der Schmierstoffversorgung lässt sich mit dem eingesetzten Ringschmiersystem demnach grundsätzlich erfüllen. Das Ölbad, in welchem das Wälzlager läuft, wirkt als zusätzliche Redundanz, insbesondere beim Hochlauf, wenn der Schmierstoff aus dem Reservoir erst verzögert am Lager ankommt.

Eine für die Schmierung ausreichende Ölmenge führt zu der Fragestellung, wie es sich mit der Möglichkeit eines zu hohen Ölvolumenstroms verhält. Schließlich führt eine größere Ölmenge im Lager zu einem höheren Reibungsmoment und im Allgemeinen auch zu höheren Lagertemperaturen [108] [32] [49]. Im Hinblick auf die Ölbeanspruchung stellt der vom Ölförderring in den Ölsumpf transportierte Ölvolumenstrom damit einen kritischen und zentralen Parameter dar, der in Abschnitt 5.4.3 näher beleuchtet wird.

Der Ölvolumenstrom weist in seinem Verlauf Fluktuationen auf, die sich gar nicht oder zumindest in diesem Ausmaß beim Verlauf der Ringdrehzahl nicht widerspiegeln. Entsprechend finden sich diese Fluktuationen auch im Verlauf des bezogenen Ölfördervolumen. Der Sachverhalt des Einbruchs des Ölvolumenstroms bei maximaler Wellendrehzahl wurde bereits behandelt. Vergleicht man in diesem Zusammenhang die Umfangsgeschwindigkeit der Welle bei einer Drehzahl von 3 500 min<sup>-1</sup> – also vor dem Einbruch des Ölvolumenstroms – mit dem Grenzwert aus [80], so liegt

diese bereits 47 % darüber. Es ergibt sich demnach das Potenzial, diesen empfohlenen Grenzwert für Ringschmiersysteme zu übertreffen.

Bereits bei der zweiten Drehzahlstufe weist der Verlauf des bezogenen Ölvolumenstroms das globale Maximum auf. Im Fall dieser Wellendrehzahl wird also am meisten Schmierstoff je Umdrehung des Ölförderrings in den Ölsumpf gefördert. Bei diesem Versuchspunkt ist die Ringdrehzahl in gewisser Weise weder zu gering, noch kommt der Einfluss der Zentripetalbeschleunigung an der Welle bedeutend zur Wirkung. Eine sehr geringe Ringdrehzahl, wie sie bei der ersten Drehzahlstufe vorliegt, führt dazu, dass am Ring anhaftendes Öl bedingt durch die Schwerkraft teilweise wieder in das Reservoir zurückfließt, bevor es den Ölsumpf erreicht. Gleiche Beobachtungen wurden in [76] gemacht. Im darauffolgenden Versuchspunkt nimmt der Effekt des Rückströmens mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit des Ölförderrings ab und bedingt durch die immer noch dominierende Schwerkraft fließt das gesamte von der Welle abgestreifte Öl in den Ölsumpf. Als Folge steigt der bezogene Ölvolumenstrom an.

Bei weiter steigender Wellendrehzahl kommt zunehmend die auf den Schmierstoff einwirkende Zentripetalbeschleunigung an der Wellenoberfläche zum Tragen. Als Folge ändert sich die Verteilung des abgestreiften Schmierstoffs im Bereich um die Welle. In Bild 31 ist die Verteilung des Öls bei zunehmender Wellendrehzahl schematisch dargestellt. Die Skizze beruht auf optischen Analysen durch die Schaugläser im Lagergehäuse.

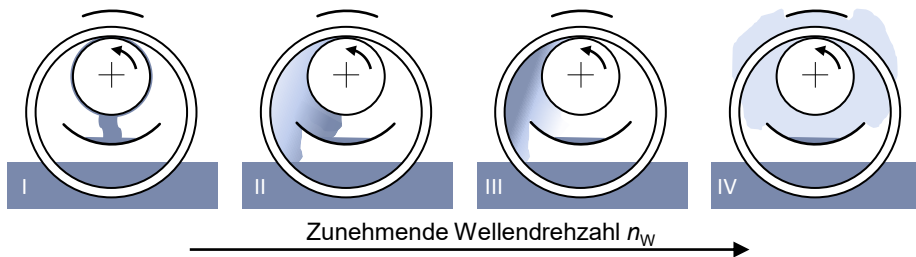


Bild 31: Schematische Darstellung der Verteilung des sich von der Welle lösenden Schmierstoffs mit zunehmender Wellendrehzahl.

Zwischen Zustand I und II mutiert der zunächst noch zwischen Unterseite der Welle und Ölsumpf vorhandene Ölstrang zu einem Fächer, der sich ausgehend von der Kontaktstelle zwischen Welle und Ring zum Kontaktaustritt aufspannt. Mit zunehmender Wellendrehzahl nimmt die Zentripetalbeschleunigung weiter zu, wodurch sich das abgeschleuderte Öl mehr und mehr zum Ring verlagert (Zustand III). Dadurch gelangt auch immer mehr Schleuderöl durch die seitlichen Durchtrittsöffnungen des Ölsumpfgehäuses zurück in das Ölreservoir, wodurch das bezogene

Ölfördervolumen zunehmend sinkt und ein lokales Minimum im Fall von  $750 \text{ min}^{-1}$  erreicht wird. Bei einer Wellendrehzahl von  $1000 \text{ min}^{-1}$  kommt es erneut zu einem gewissen Anstieg des bezogenen Ölvolumenstroms. Die komplexen Zusammenhänge aus Strömungsmechanik, den wirkenden Kräften sowie der drehenden Welle führen offensichtlich dazu, dass wieder mehr Öl gegen die Innenwand des Ölsumpfgehäuses geschleudert wird. Es entsteht eine homogenere und auch feinere Verteilung von Schleuderöl über den Umfang der Welle (Zustand IV).

Aus den Ergebnissen geht hervor, dass die für die Schmierstoffförderung primär verantwortliche Schmierstoffschicht an der Ringinnenfläche im untersuchten Drehzahlbereich vergleichsweise unempfindlich gegenüber der auftretenden Zentripetalbeschleunigung ist. Dies liegt einerseits darin begründet, dass die Zentripetalbeschleunigung die Schmierstoffschicht gegen die Ringinnenfläche drückt. Schmierstoff kann damit nicht unmittelbar in Wirkrichtung der Zentripetalbeschleunigung entweichen. Bei der Welle hingegen, sorgt die Wirkrichtung für ein Ablösen des Schmierstoffs. Andererseits fällt die Zentripetalbeschleunigung am Ring erheblich niedriger aus als bei der Welle. So entspricht die Zentripetalbeschleunigung auf der Wellenoberfläche beispielsweise bei einer Wellendrehzahl von  $750 \text{ min}^{-1}$  dem Faktor 36 gegenüber der Zentripetalbeschleunigung an der Ringinnenfläche. Diese liegt in dem Fall lediglich knapp unterhalb der Erdbeschleunigung. Mit zunehmender Wellendrehzahl nimmt der Faktor erheblich zu.

Prinzipiell kann von der Welle stammendes Schleuderöl aufgrund der erforderlichen Durchtrittsöffnungen im Ölsumpfgehäuse den Ölvolumenstrom merklich beeinflussen. Die Größe der Durchtrittsöffnungen stellt damit auch einen konstruktiven Parameter dar, der den in den Ölsumpf gelangenden Ölvolumenstrom mitbestimmt.

### 5.1.2 Variation der Systemtemperatur

Die Variation der Systemtemperatur dient in erster Linie dazu, die Viskosität des Schmierstoffs zu ändern. Da das Ringschmiersystem zur Schmierstoffversorgung eines Wälzlagers eingesetzt wird, muss sich dieses der Viskositätsvorgabe für das Wälzlager gewissermaßen beugen. So steht bei der Viskositätswahl primär die Gebrauchsdauer des Wälzlagers im Vordergrund. Ein entscheidender Parameter ist in diesem Zusammenhang beispielsweise das Viskositätsverhältnis  $\kappa$ , welches für eine ausreichende Schmierfilmdicke in den Lagerkontakten der Voraussetzung  $\kappa > 2$  und damit einer gewissen Mindest-Viskosität gerecht werden sollte [52]. Neben

der Wellendrehzahl ist also auch die Viskosität des eingesetzten Schmierstoffs eine gegebene Randbedingung.

Die Viskosität beeinflusst diverse Mechanismen beim Ringschmiersystem. Wie aus der STRIBECK-Kurve hervorgeht, hat die Viskosität Einfluss auf den Reibungszustand und die auftretende Reibung im Kontakt zwischen Ring und Welle. Mit der Viskosität ändert sich auch der Widerstand auf das eingetauchte Ringsegment. Beide Größen beeinflussen wiederum die am Ring angreifenden Kräfte und damit die Ringdrehzahl. Ebenso beeinflusst die Viskosität die am Ring anhaftende Dicke der Ölschicht, weshalb auch ein Einfluss auf den Ölvolumenstrom erwartbar ist.

Um die Viskosität bei den Versuchen an allen relevanten Stellen der Wälzlagerung identisch einzustellen, wurde das gesamte System temperiert. Jede Parameterkombination wurde viermal angefahren. Die in den nachfolgenden Diagrammen angegebenen Werte entsprechen jeweils dem Mittelwert aus den vier Wiederholversuchen. Die Versuchsparameter sind in Tabelle 8 aufgelistet.

Tabelle 8: Relevante Versuchsparameter zur Untersuchung des Einflusses der Systemtemperatur  $\vartheta_S$  beziehungsweise der kinematischen Viskosität  $\nu_{Öl}$  auf die Ringdrehzahl  $n_R$  und den Ölvolumenstrom  $\dot{V}_{Öl}$ .

Variationsparameter und Stufen	Konstante Parameter und Konfiguration	Zentrale Untersuchungsparameter
Wellendrehzahl $n_W$ 10 / 50 / 100 / 250 / 500 / 750 / 1 000 / 1 500 / 2 000...4 000 min <sup>-1</sup>	Ölförderring $d_R \times h_R \times b_R$ 210 x 6 x 6 mm  Ölsumpfgehäuse I	Ringdrehzahl $n_R$  Ölvolumenstrom $\dot{V}_{Öl}$
Systemtemperatur $\vartheta_S$ 30 / 50 / 70 °C bzw. kinematische Viskosität $\nu_{Öl}$ 75 / 30 / 15 mm <sup>2</sup> /s	Dynamische axiale Anlaufelemente $h_A \times a_A$ 3 x 8 mm  Eintauchtiefe Ölförderring $H_R$ 50 mm	

### 5.1.2.1 Ergebnisse

Die Verläufe der Ringdrehzahl  $n_R$  über die Wellendrehzahl  $n_W$  in Abhängigkeit der Systemtemperatur  $\vartheta_S$  sind in Bild 32 dargestellt.

Mit Ausnahme niedriger Wellendrehzahlen verlaufen die Messkurven relativ gleichförmig zueinander. Dabei ist die Wellendrehzahl umso höher, je niedriger die Systemtemperatur ausfällt. Entsprechend wird das Maximum der Ringdrehzahl mit 197 min<sup>-1</sup> bei der Systemtemperatur von 30 °C erreicht. Die maximale Differenz der Ringdrehzahl in Abhängigkeit der

Systemtemperatur liegt bei einer Wellendrehzahl von  $2\,000\text{ min}^{-1}$  vor und belüftet sich auf rund  $52\text{ min}^{-1}$ . Dies entspricht einer relativen Zunahme der Ringdrehzahl zwischen der maximalen und der minimalen Temperatur von 41 %. Gleichzeitig nimmt die Viskosität zwischen den beiden Temperaturen mit 400 % deutlich stärker zu.

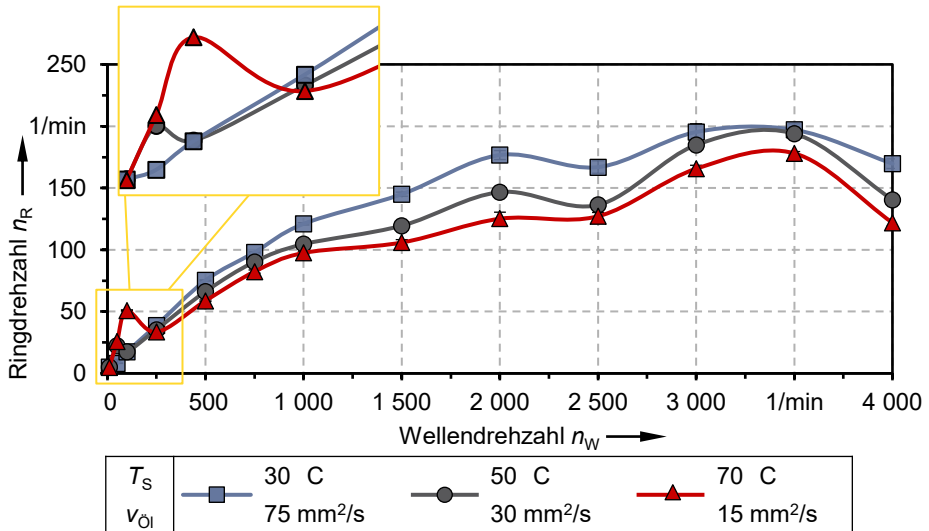


Bild 32: Ringdrehzahl  $n_R$  über die Wellendrehzahl  $n_W$  in Abhängigkeit der Systemtemperatur  $\vartheta_S$ .

Die Ergebnisse des Ölvolumenstroms sind nachfolgend aufgeführt.

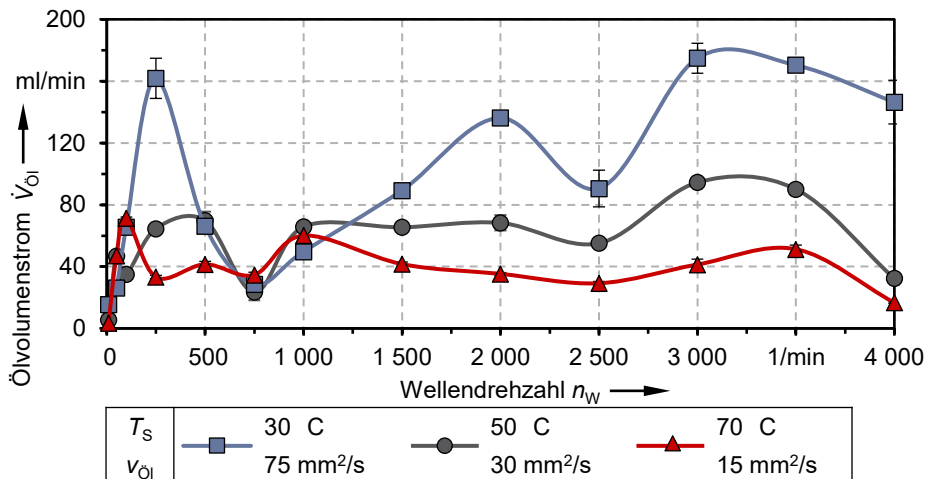


Bild 33: Ölvolumenstrom  $\dot{V}_{Ol}$  über die Wellendrehzahl  $n_W$  in Abhängigkeit der Systemtemperatur  $\vartheta_S$ .

Abgesehen von dem niedrigen Drehzahlbereich gilt auch beim Ölvolumenstrom, dass eine höhere Viskosität einen niedrigeren Ölvolumenstrom hervorruft. Demnach liegt der Maximalwert des Ölvolumenstroms bei minimaler Systemtemperatur vor und erreicht bei einer Wellendrehzahl von  $3\,000\text{ min}^{-1}$  einen Wert von etwa  $170\text{ ml/min}$ . Bei dieser Wellendrehzahl liegt auch die maximale Differenz des Ölvolumenstroms zwischen minimaler und maximaler Systemtemperatur vor. Absolut beträgt diese etwa  $133\text{ ml/min}$ . Die relative Zunahme beläuft sich damit auf rund  $325\%$ .

Bei den niedrigeren Viskositäten zeigen sich gleichmäßigere Verläufe über die Wellendrehzahl. Bei  $30\text{ °C}$  sind hingegen verhältnismäßig starke Fluktuationen zu erkennen.

Der Einbruch des Ölvolumenstroms im Falle einer Wellendrehzahl von  $750\text{ min}^{-1}$  ist bei allen drei Temperaturen feststellbar. Dabei bewegen sich die jeweiligen Werte des Ölvolumenstroms auf ähnlichem Niveau.

Bei geringer Wellendrehzahl fällt der ausgeprägte Peak bei einer Systemtemperatur von  $30\text{ °C}$  auf. Der dortige Ölvolumenstrom erreicht nahezu das globale Maximum. Abgesehen davon lassen sich bis einschließlich einer Wellendrehzahl von  $1\,000\text{ min}^{-1}$  keine eindeutigen Tendenzen in Verbindung mit der Temperatur feststellen.

### 5.1.2.2 Diskussion und Fazit

Aus den Ergebnissen geht hervor, dass die Ringdrehzahl weniger empfindlich auf eine Temperaturänderung reagiert als der Ölvolumenstrom. Eine höhere Viskosität bedeutet auch einen höheren Bremseffekt auf das eingetauchte Ringsegment und umgekehrt. Auf diese Weise wird die mit höherer Viskosität zunehmende Reibung zwischen Welle und Ölförderring, welche eine Abnahme des Ringschlupfs hervorruft, in gewissem Umfang kompensiert.

Wie der vergrößerte Bereich der Ringdrehzahlen in Bild 32 zeigt, erreicht der Ölförderring bei geringster Viskosität die höchste Drehzahl. Verantwortlich hierfür ist der ausgedehntere, durch einen höheren Reibungswert charakterisierte Grenzreibungsbereich, wie er auch aus dem Verlauf der STRIBECK-Kurve bei abnehmender Viskosität hervorgeht (siehe Bild 30 a). Im Übergang zur Misch- beziehungsweise Flüssigkeitsreibung kehrt sich der Sachverhalt um und die Reibung wird deutlich geringer. Entsprechend bewegt sich die Ringdrehzahl in diesem Reibungsbereich unterhalb der Ringdrehzahlen bei höherer Viskosität. Während sich bei mittlerer Viskosität noch der für den Grenzreibungsbereich charakteristische Peak zeigt, ist

dieser bei maximaler Viskosität nicht mehr erkennbar. Bei 30 °C geht der Welle-Ring-Kontakt dementsprechend früh in den Bereich der Mischreibung beziehungsweise Flüssigkeitsreibung über. Entsprechende Zusammenhänge wurden auch in [77] beobachtet.

Wie eingangs erwähnt, reagiert der Ölvolumenstrom gemeinhin erheblich empfindlicher auf eine Viskositätsänderung. Während sich die Ringdrehzahl nur verhältnismäßig geringfügig mit der Temperatur ändert, macht sich die viskositätsabhängige Dicke der am Ring anhaftende Schmierstoffschicht im Ölvolumenstrom deutlich bemerkbar. Neben dem im Allgemeinen höheren Fördervolumen äußert sich dies auch in stärkeren Fluktuationen über das Drehzahlband. Damit erweist sich die Schmierstofffördercharakteristik und der resultierende Ölvolumenstrom bei der niedrigen Temperatur als der kritischere Fall aufgrund möglicher Reibungsverluste im Lager. Der Ölvolumenstrom bei maximaler Temperatur ist bezüglich des zur Schmierung des Lagers erforderlichen Ölvolumenstroms hingegen ausreichend. Grundsätzlich sollte der Ölvolumenstrom aber auch nicht mehr viel geringer ausfallen, da ein gewisser Austausch von Schmierstoff zwischen Ölsumpf und Ölreservoir sichergestellt sein sollte. Ein Richtwert hierfür ist die Umwälzzahl, die in Abschnitt 5.2 näher behandelt wird.

Es zeigt sich, dass vor allem die Viskosität einen erheblichen Einfluss auf eine der zentralen Zielgrößen in Form des Ölvolumenstroms hat. Dieser Sachverhalt stellt einen der zentralen Nachteile des Ringschmiersystems dar. Bei der Schmierstoffversorgung von Gleitlagern ist tendenziell der hohe Temperaturbereich aufgrund niedriger Fördermengen kritisch, bei der vorliegenden Wälzlagerung eher der Bereich niedriger Temperaturen und hoher Fördermengen.

### 5.1.3 Variation der dynamischen axialen Anlaufelemente

Der Ölförderring bedarf einer axialen Führung, um nicht unkontrolliert in axiale Richtung auf der Welle zu wandern und mit dem Gehäuse zu kollidieren. Dies kann beispielsweise auf einfache Weise durch eine umlaufende Nut in der Welle realisiert werden. Um im Rahmen der Versuche verschiedene Nutabmessungen gemäß Bild 17 betrachten zu können, wird diese von zwei auf der Welle in Axialrichtung verschiebbaren Ringen gebildet. Die Ringe, welche als axiale Anlaufelemente fungieren, lassen sich auf der Welle arretieren. Auf diese Weise wird der Abstand  $a_A$  beziehungsweise die Nutbreite eingestellt. Die Höhe der Nut  $h_A$  wird mithilfe von Ringen unterschiedlicher Wandstärke variiert.

Gemäß Tabelle 9 werden zwei verschiedene Abstände  $a_A$  der axialen Anlaufelemente betrachtet. Mit der konstanten Breite  $b_R = 6$  mm des Ölförderrings ergeben sich daraus akkumulierte Abstände zwischen dem Ölförderring und dem Anlaufelement von 0,5 mm und 2 mm. Ebenso werden zwei verschiedene Höhen der Anlaufelemente untersucht. Diese entsprechen unter Berücksichtigung der konstanten Höhe des Ölförderrings  $h_R = 6$  mm mit  $h_A = 3$  mm dessen halber und mit  $h_A = 6$  mm dessen gesamter Höhe.

Tabelle 9: Relevante Versuchsparameter zur Untersuchung des Einflusses der Nutabmessungen  $h_A \times a_A$  auf die Ringdrehzahl  $n_R$  und den Ölvolumenstrom  $\dot{V}_{Öl}$ .

Variationsparameter und Stufen	Konstante Parameter und Konfiguration	Zentrale Untersuchungsparameter
Wellendrehzahl $n_W$ 50 / 100 / 250 / 500 / 750 / 1 000 / 1 500 / 2 000...4 000 min <sup>-1</sup>	Ölförderring $d_R \times h_R \times b_R$ 210 x 6 x 6 mm  Ölumpfgehäuse I	Ringdrehzahl $n_R$ in min <sup>-1</sup>  Ölvolumenstrom $\dot{V}_{Öl}$ in ml/min
Dynamische axiale Anlaufelemente $h_A \times a_A$ 3 x 6,5 / 3 x 8,0 / 6 x 8,0 mm	Eintauchtiefe Ölförderring $H_R$ 50 mm	

### 5.1.3.1 Ergebnisse

Die Verläufe der Ringdrehzahl  $n_R$  über die Wellendrehzahl  $n_W$  bei verschiedenen geometrischen Parametern  $h_A \times a_A$  der axialen Anlaufelemente sind in Bild 34 dargestellt.

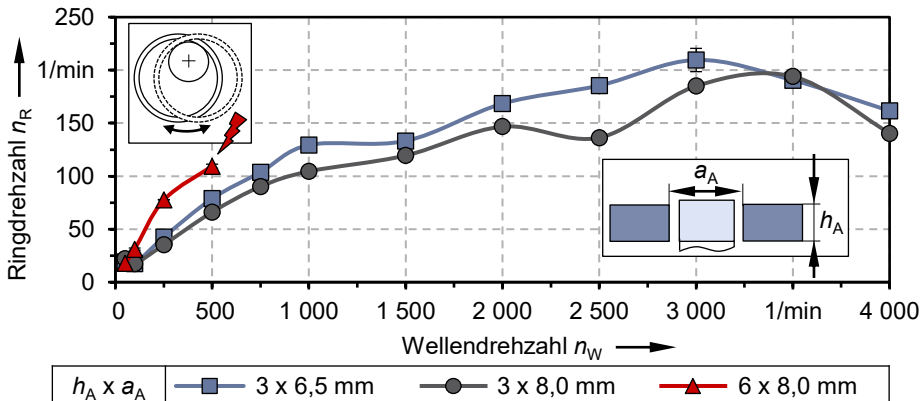


Bild 34: Ringdrehzahl  $n_R$  über die Wellendrehzahl  $n_W$  in Abhängigkeit der Abmessungen  $h_A \times a_A$  der axialen Anlaufelemente.

Bei geringerem Abstand  $a_A$  der axialen Anlaufelemente resultiert gemeinsam eine höhere Drehzahl des Ölförderrings. Qualitativ ergeben sich

ähnliche Verläufe, charakterisiert durch den initialen Anstieg, der bis zum Erreichen des Maximums abflacht, gefolgt von einem abnehmenden Verlauf gegen Ende des Drehzahlbandes. Die Unterschiede zwischen den Ringdrehzahlen belaufen sich von nahezu nicht existent, wie bei einer Wellendrehzahl von  $3\,500\text{ min}^{-1}$ , bis hin zu einem Unterschied von  $49\text{ min}^{-1}$  bei einer Wellendrehzahl von  $2\,500\text{ min}^{-1}$ . Letztere Spanne entspricht einer Zunahme der Ringdrehzahl von rund 36 %. Dieser Wert ist in erster Linie auf den leichten Einbruch der Ringdrehzahl bei dem größeren Abstand der axialen Anlaufelemente zurückzuführen. Die Zunahme bei den übrigen Versuchspunkten beläuft sich auf maximal 24 %. Der akkumulierte Abstand zwischen Ölförderring und den axialen Anlaufelementen nimmt hingegen um 75 % ab.

Die Vergrößerung der Höhe  $h_A$  der axialen Anlaufelemente zeigt ebenso einen Einfluss und führt zu einer Erhöhung der Drehzahl des Ölförderrings. Diese Konfiguration wird jedoch lediglich bis zu einer Wellendrehzahl von  $500\text{ min}^{-1}$  betrachtet. Um Folgeschäden am Ölförderring und umliegenden Komponenten zu vermeiden, wurde die Versuchsreihe aufgrund sehr starker oszillierender Bewegungen des Ölförderrings abgebrochen. Es zeigt sich bereits bei der ersten Drehzahlstufe mit den höheren axialen Anlaufelementen eine auffällige Oszillation des Rings, die mit ansteigender Wellendrehzahl in ihrer Ausprägung weiter zunimmt. Die starke Oszillation lässt sich sowohl optisch durch die Schaugläser als auch anhand des Signals des Ultraschallsensors beobachten.

Bild 35 zeigt die Verläufe des Ölvolumenstroms  $\dot{V}_{\text{ÖI}}$  unter Variation der Parameter  $h_A \times a_A$  der axialen Anlaufelemente.

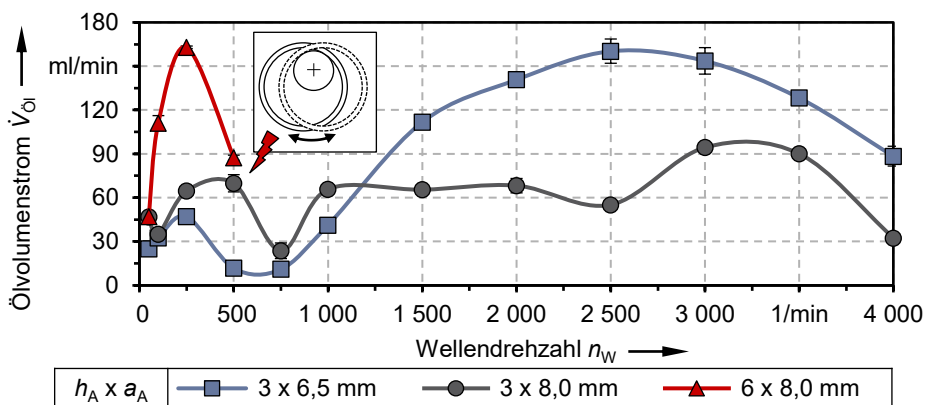


Bild 35: Ölvolumenstrom  $\dot{V}_{\text{ÖI}}$  über die Wellendrehzahl  $n_W$  in Abhängigkeit der Abmessungen  $h_A \times a_A$  der axialen Anlaufelemente.

Auch im Fall des Ölvolumenstroms zeigen sich unterschiedliche Verläufe, wobei sich diese auch auf qualitativer Ebene stärker unterscheiden als bei der Drehzahl des Ölförderrings. Somit resultiert bei einem Abstand  $a_A$  der axialen Anlaufelemente von 8 mm im unteren Drehzahlbereich ein um bis zu 58 ml/min beziehungsweise nahezu 500 % höherer Ölvolumenstrom als bei dem geringeren axialen Abstand. Ferner zeigt sich bei Letzterem ein ausgeprägteres Minimum, welches sich über zwei Drehzahlstufen erstreckt. Im Bereich einer Wellendrehzahl von  $1\,000\text{ min}^{-1}$  bis  $1\,500\text{ min}^{-1}$  kehrt sich der Sachverhalt um, sodass der Ölvolumenstrom bei kleinerem axialem Abstand größer ausfällt. Entsprechend sind die Werte bei einem Abstand von 6,5 mm um bis zu 105 ml/min beziehungsweise 190 % höher. Gegen Ende des Drehzahlbandes sind bei beiden Konfigurationen wiederum abfallende Verläufe zu erkennen.

Auch eine Variation der Höhe  $h_A$  der axialen Anlaufelemente ergibt eine Änderung. So ist das Maximum im unteren Drehzahlbereich deutlich ausgeprägter. Der Wert übertrifft mit rund 163 ml/min sogar den globalen Maximalwert der anderen Konfigurationen. Bei weiter steigender Drehzahl zeichnet sich – analog zu den Vergleichskonfigurationen – ebenso die Ausbildung eines Minimums ab.

### 5.1.3.2 Diskussion und Fazit

Die Ergebnisse zeigen, dass die Abmessungen der axialen Anlaufelemente sowohl die Ringdrehzahl als auch den Ölvolumenstrom beeinflusst. Die Zahlenvergleiche zeigen, dass der Ölvolumenstrom stärker beeinflusst wird.

Mit abnehmendem Abstand der axialen Anlaufelemente geht eine Vergrößerung der Ringdrehzahl einher. Von den axialen Anlaufelementen geht folglich ein Mitnahmeeffekt auf den Ölförderring aus. Dies gilt insbesondere für den niedrigeren und mittleren Bereich der Wellendrehzahl. Hier ist davon auszugehen, dass sich eine weitgehend zusammenhängende Schmierstoffschicht zwischen den axialen Anlaufelementen und dem Ölförderring befindet. Die Kraftübertragung erfolgt somit über die im Schmierstoff wirkende Schubspannung  $\tau$ . Nach dem NEWTONSCHEN Schubspannungsgesetz gilt [1]:

$$\tau = \frac{F}{A} = \eta \cdot \frac{du}{dh} \quad (22)$$

Durch einen abnehmenden Abstand der axialen Anlaufelemente wird das Schergefälle  $du/dh$  im Schmierstoff größer, wodurch die Schubspannung  $\tau$  und damit die antreibende Kraft  $F$  auf den Ölförderring zunehmen.

Im Fall der höheren Wellendrehzahlen ist anzunehmen, dass die Schmierstoffmenge in den Zwischenräumen und damit auch der schubspannungsinduzierte Mitnahmeeffekt fliehkraftbedingt abnehmen. Ein Indikator hierfür ist der etwas geringere Unterschied der Ringdrehzahlen bei den letzten beiden Stufen der Wellendrehzahl. Es ist jedoch selbst im Extremfall, also ohne die Präsenz von Schmierstoff in den Zwischenräumen, von einem gewissen Mitnahmeeffekt auszugehen, da der Ring zumeist wechselseitig mit einem der Anlaufelemente in Kontakt steht. Die Kraftübertragung im Kontakt erfolgt in diesem Fall nicht mehr über die innere Reibung des Schmierstoffs, sondern auf Basis von Grenz- und Mischreibungseffekten.

Auch die Höhe der axialen Anlaufelemente beeinflusst die Drehzahl des Ölförderrings. Unter Bezug auf Gleichung (22) ist in diesem Fall die größere Scherfläche  $A$  relevant. Diese sorgt für eine Zunahme der antreibenden Kraft  $F$  und damit für eine höhere Ringdrehzahl.

Die höheren axialen Anlaufelemente implizieren jedoch auch vergleichsweise ausgeprägte Ringoszillationen, weshalb nur die niedrigen Drehzahlstufen untersucht wurden. Anhand der Beschleunigung des Ringmittelpunktes, welche mithilfe des Abstandssignals des Ultraschallsensors ermittelt wurde, lässt sich dieses Verhalten nachvollziehen. Das entsprechende Diagramm befindet sich in Anhang A.3. Ferner sind zu Vergleichszwecken auch die Mittelpunktbeschleunigungen der übrigen beiden Konfigurationen aufgeführt. Einerseits ergeben sich deutlich geringere Beschleunigungswerte bei Letzteren. Andererseits zeigt sich bei den hohen Anlaufelementen eine wiederkehrende, impulsartige Anregung der Oszillationsbewegung. Diese klingt etwas ab, bevor der nächste Impuls folgt und erneut einen Beschleunigungsspeak hervorruft.

Ausgelöst werden könnte der Impuls durch den früher eintretenden beziehungsweise später austretenden Kontakt zwischen den axialen Anlaufelementen und dem Ölförderring gemäß Bild 36 a). So findet beispielsweise der initiale Kontakt in einer größeren Entfernung zur Kontaktstelle zwischen Welle und Ölförderring statt. Gegenüber flacheren Anlaufelementen führt sowohl die größere Kraft in Oszillationsrichtung als auch der längere Hebelarm  $l$  zu einem größeren Moment, welches eine intensivere Anregung auf den Ölförderring verursacht. Einen weiteren Beitrag zur

Anregung kann auch die größere Umfangsgeschwindigkeit der Kanten der höheren Anlaufelemente leisten.

Es ist davon auszugehen, dass mit diesem instationärem Verhalten auch eine sich ändernde Ringdrehzahl einhergeht. Ein messtechnischer Nachweis derartiger Drehzahländerungen ist mit dem eingesetzten Messverfahren jedoch nicht möglich. Ändert sich die Ringdrehzahl, ändern sich auch die Strömungsbedingungen am Ring, was wiederum Einfluss auf die Fluid-Struktur-Interaktion hat. Das Zusammenwirken dieser Mechanismen kann zusätzlich zu dem beobachteten, unregelmäßigen sowie zufallsartigen Aufschaukeln des Ölförderrings führen.

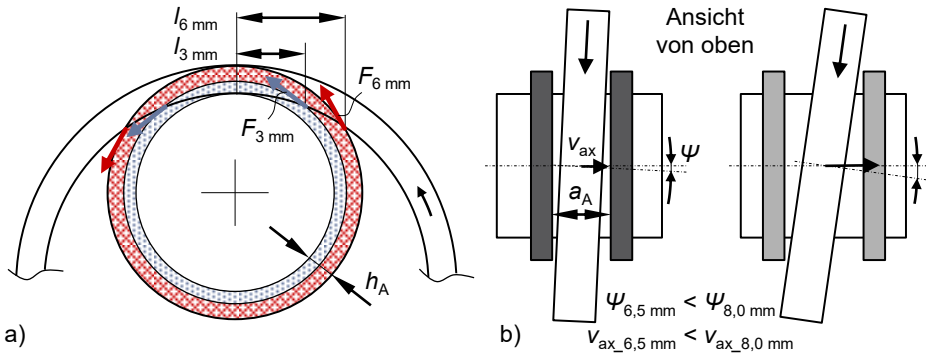


Bild 36: a) Mögliche Anregungsmechanismen für Ringoszillationen, induziert durch die axialen Anlaufelemente: a) Einfluss durch die Höhe  $h_A$ ; b) Einfluss durch den Abstand  $a_A$ .

Bei den flacheren Anlaufelementen zeigen sich im Fall des geringeren axialen Abstands etwas geringere Beschleunigungswerte. Da der Ring gemäß Bild 36 b) um seine vertikale Achse weniger verkippen und axial wandern kann, resultiert eine geringere Geschwindigkeit in Axialrichtung  $v_{ax}$ . Als Folge resultiert ein geringerer Impuls, wenn es zum Kontakt zwischen den Stirnflächen kommt. Auf Basis dieser Ergebnisse wurden auch mit den höheren Anlaufelementen Versuche bei verringertem Abstand Selbiger durchgeführt. Dabei resultiert jedoch weder bei einem Abstand von 6,5 mm noch bei 7,0 mm eine relevante Abschwächung der oszillierenden Bewegungen.

Aus den Ergebnissen zum Ölvolumenstrom geht hervor, dass der von den axialen Anlaufelementen ausgehende Abstreifeffekt durch die variierten geometrischen Parameter beeinflusst wird. Durch die höheren axialen Anlaufelemente wird der Abstreifeffekt – zumindest im betrachteten niedrigen Drehzahlbereich – verstärkt, sodass der Ölvolumenstrom erheblich zunimmt.

Der größere Abstand der axialen Anlaufelemente führt im niedrigen Drehzahlbereich zu einem höheren Ölvolumenstrom verglichen zum kleineren Abstand. Im mittleren und hohen Drehzahlbereich kehrt sich dieser Sachverhalt um. Es ist anzunehmen, dass durch den Abstand nicht nur das Abstreifverhalten von Schmierstoff beeinflusst wird, sondern auch die Abschleudercharakteristik des Öls. Dafür spricht beispielsweise das ausgeprägte Minimum des Ölvolumenstroms beim geringeren Abstand. Vermutlich wird durch die axialen Anlaufelemente zunächst zwar mehr Öl vom Ring abgestreift, allerdings wird dieses zu einem großen Teil, gewissermaßen konzentriert durch die Kanten der Anlaufelemente, aus dem Ölsumpfgehäuse herausgeschleudert (siehe auch Bild 31, Zustände II und III). Die Anlaufelemente fungieren auf diese Weise gleichsam als Schleuderscheiben. Unter Umständen gelangt auch seitlich verdrängtes Quetschöl zwischen Ölförderring und Welle zu den axialen Anlaufelementen und wird ebenso aus dem Ölsumpfgehäuse geschleudert. Erst, wenn sich um die Welle herum eine homogenere Verteilung des Schleuderöls einstellt (Zustand IV in Bild 31), schlägt sich die größere vom Ring abgestreifte Ölmenge auch im Ölvolumenstrom nieder.

Beim größeren Abstand der Anlaufelemente ist dieser Effekt schwächer ausgeprägt. Es gelangt weniger seitlich am Ring anhaftendes Öl sowie Quetschöl zu den axialen Anlaufelementen. Abgestreiftes Öl befindet sich primär auf der Welle. Dort herrscht eine weniger ausgeprägte und gerichtete Abschleudercharakteristik vor, wodurch im niedrigen Drehzahlbereich wiederum mehr Öl in den Ölsumpf gelangen kann.

Zusammenfassend stellen die flacheren axialen Anlaufelemente die vorzuziehende Konfiguration dar. Dies liegt maßgeblich in den ausgeprägten Oszillationsbewegungen begründet, die bei den höheren Anlaufelementen auftreten. Allein dieser Aspekt schließt deren Einsatz aus.

Zwar werden im Fall der flacheren axialen Anlaufelemente geringfügig schwächere Oszillationen beim geringeren Abstand verzeichnet. Jedoch ergibt sich beim resultierenden Ölvolumenstrom eine größere Spanne zwischen dem Minimum bei einer Wellendrehzahl von  $750 \text{ min}^{-1}$  und dem jeweiligen Maximum.

Somit stellt der geringere Abstand bei den flachen axialen Anlaufelementen ein konstruktives Instrument dar, um eine etwas schwächere und gleichmäßigere Ringoszillation zu realisieren. In diesem Zusammenhang ist jedoch zu betonen, dass bei den flachen axialen Anlaufelementen grundsätzlich ein geringes Oszillationsniveau vorherrscht. Ein erheblicher Benefit im Hinblick auf die Ölbeanspruchung ist durch den geringeren Abstand daher

nicht zu erwarten. Hingegen resultiert aus dem größeren Abstand eine geringere Spanne und ein gleichmäßigerer Verlauf des Ölvolumenstroms über das Drehzahlband. Dieser Aspekt macht das Ringschmiersystem im Hinblick auf den Ölvolumenstrom und die damit unter Umständen verbundenen Planschverluste im Lager besser beherrschbar.

Wie nachfolgende Untersuchungen in Abschnitt 6 noch zeigen, stellt die axiale Führung des Ölförderrings einen verschleißrelevanten Aspekt dar. Im Hinblick darauf bedarf es zukünftiger Untersuchungen, welche das Verschleißverhalten in Abhängigkeit des Abstandes der axialen Anlaufelemente zum Gegenstand haben. Bedingt durch den stabileren Lauf und die geringeren Axialkräfte ist jedoch von einem günstigeren Verschleißverhalten beim geringeren Abstand der axialen Anlaufelemente auszugehen.

#### 5.1.4 Variation der Ringhöhe

Wie bereits erwähnt, wurden zur Identifikation einer geeigneten Konfiguration des Ringschmiersystems umfassende Vorversuche durchgeführt. Ein wesentlicher Schwerpunkt lag dabei auf der Variation der Abmessungen des Ölförderrings. Analog zur DIN 322 wurden dabei in erster Linie rechteckige Ringquerschnitte betrachtet. Wesentliche Beobachtungen anderer Autoren zum Ölvolumenstrom können in diesem Zuge bestätigt werden. Ein Beispiel ist die Zunahme des Ölvolumenstroms mit zunehmender Ringbreite [30]. Haupttreiber ist die größere Kontaktbreite zwischen Welle und Ring, wodurch eine größere Schmierstoffmenge vom Ring abgestreift wird. Tendenziell führt auch ein größerer Ringdurchmesser zu einem größeren Ölvolumenstrom. Entscheidend ist hierbei das größere Ringgewicht, welches wiederum zu höheren Umfangsgeschwindigkeiten führt. Bei konstantem Ölniveau im Reservoir steigt als Folge allerdings auch die Eintauchtiefe an, wodurch der Widerstand auf das eingetauchte Ringsegment zunimmt und der Effekt durch das höhere Ringgewicht abgeschwächt wird. Treten Instabilitäten auf, können diese tendenziellen Zusammenhänge ihre Gültigkeit verlieren.

Die genannten Beispiele sind nur wenige von vielen möglichen Variationsparametern, insbesondere wenn man noch die Option unterschiedlicher Querschnittsgeometrien des Rings einbezieht. Dann existieren schier unbegrenzte Möglichkeiten, auf die Zielgrößen einzuwirken. Neben den bereits erwähnten umlaufenden Nuten in der Ringinnenfläche [69], wurden von verschiedenen Autoren unter anderem auch trapezförmige [30] sowie T-förmige [76] Querschnittsgeometrien betrachtet. Ebenso kann eine trapezförmige Basis-Geometrie beispielsweise mit umlaufenden Nuten an der

Innenfläche kombiniert werden [76]. Mangels zuverlässiger Berechnungsmethoden müssen diese Variationen allerdings experimentell untersucht werden. Zudem können vermeintlich kleine Änderungen an den Abmessungen bereits zu unerwartet großen Einflüssen auf den Verlauf des Ölvolumenstroms führen.

Letztgenannter Sachverhalt wird nachfolgend anhand eines Beispiels, welches auch repräsentativ für die vielen Variationsmöglichkeiten steht, betrachtet. Ausgehend von dem Referenz-Ölförderring wird die Ringhöhe  $h_R$  um 2 mm auf 8 mm erhöht. Die Versuchsparameter sind in Tabelle 10 aufgelistet.

Tabelle 10: Relevante Versuchsparameter zur Untersuchung des Einflusses der Höhe des Ölförderrings  $h_R$  auf die Ringdrehzahl  $n_R$  und den Ölvolumenstrom  $\dot{V}_{\text{Öl}}$ .

Variationsparameter und Stufen	Konstante Parameter und Konfiguration	Zentrale Untersuchungsparameter
Wellendrehzahl $n_W$ 50 / 100 / 250 / 500 / 750 / 1 000 / 1 500 / 2 000...4 000 $\text{min}^{-1}$	Dynamische axiale Anlaufelemente $h_A \times a_A$ 3 x 6,5 mm	Ringdrehzahl $n_R$ in $\text{min}^{-1}$
	Ölumpfgehäuse I	Ölvolumenstrom $\dot{V}_{\text{Öl}}$ in ml/min
Ölförderring $d_R \times h_R \times b_R$ 210 x 6 x 6 mm / 210 x 8 x 6 mm	Eintauchtiefe Ölförderring $H_R$ 50 mm	
	Systemtemperatur $\vartheta_S$ 50 °C	

### 5.1.4.1 Ergebnisse

Die Messergebnisse der Ringdrehzahl und des Ölvolumenstroms  $\dot{V}_{\text{Öl}}$  sind in Bild 37 dargestellt.

Bei den ersten beiden Stufen der Wellendrehzahl liegt die Ringdrehzahl bei der größeren Ringhöhe geringfügig oberhalb der des Referenz-Ölförderrings. Dies kehrt sich danach über weite Bereiche um. Der größte Unterschied ist bei einer Wellendrehzahl von 3 000  $\text{min}^{-1}$  zu verzeichnen. Hier fällt die Ringdrehzahl bei größerer Ringhöhe um 32 % beziehungsweise 68  $\text{min}^{-1}$  geringer aus. Während die Ringdrehzahl bei der kleineren Ringhöhe bei diesem Versuchspunkt das Maximum erreicht, erfährt selbige bei der größeren Ringhöhe sogar einen Einbruch, um danach wieder anzusteigen. Am Ende des Drehzahlbandes liegt diese geringfügig oberhalb der Ringdrehzahl des Referenz-Ölförderrings.

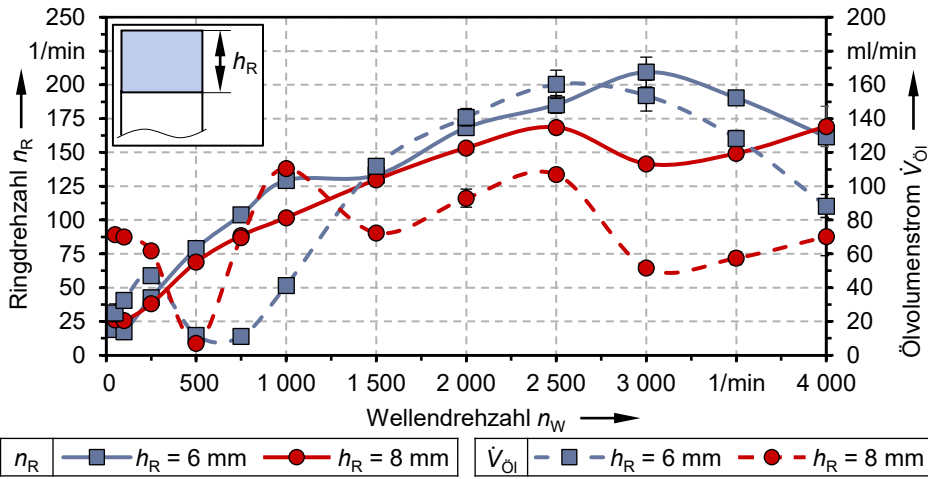


Bild 37: Ringdrehzahl  $n_R$  und Ölvolumenstrom  $\dot{V}_{OI}$  in Abhängigkeit der Wellendrehzahl  $n_W$  bei unterschiedlichen Höhen  $h_R$  des Ölförderrings.

Zu Beginn liegt der Ölvolumenstrom im Fall der größeren Ringhöhe erheblich oberhalb des vom Referenz-Ölförderring. Der starke Einbruch im weiteren Verlauf bei einer Wellendrehzahl von  $500 \text{ min}^{-1}$  ist auch in diesem Fall zu verzeichnen und erreicht ein vergleichbares Niveau wie der Referenz-Ölförderring. Danach steigt der Ölvolumenstrom wieder vergleichsweise stark an und liegt deutlich oberhalb dem des Referenz-Ölförderrings. Zwischen den Drehzahlstufen  $1000 \text{ min}^{-1}$  und  $1500 \text{ min}^{-1}$  fällt der Ölvolumenstrom wiederum ab, während der des Referenz-Ölförderrings zunimmt. Als Folge daraus erreicht der Referenz-Ölförderring bei einer Wellendrehzahl von  $1500 \text{ min}^{-1}$  einen höheren Wert. Diese Situation bleibt über das gesamte restliche Drehzahlband unverändert. Analog zur Ringdrehzahl ist der größte Unterschied bei einer Wellendrehzahl von  $3000 \text{ min}^{-1}$  zu beobachten. Bei der größeren Ringhöhe liegt der Ölvolumenstrom um  $102 \text{ ml/min}$  beziehungsweise  $66 \%$  unterhalb dem des Referenz-Ölförderrings.

### 5.1.4.2 Diskussion und Fazit

Die anfangs höhere Ringdrehzahl bei größerer Ringhöhe ist auf das rund  $35 \%$  höhere Gewicht des Ölförderrings zurückzuführen. Dieses sorgt – wie bei einer Verringerung der Ölviskosität – für einen ausgedehnteren schlupfarmen Betrieb. Mit zunehmender Drehzahl kehrt sich der Sachverhalt jedoch um, und der Schlupf ist bei dem Referenz-Ölförderring geringer. Offensichtlich wird der Ölförderring aufgrund der um etwa  $18 \%$

größeren Oberfläche des eingetauchten Ringsegments durch den Strömungswiderstand stärker abgebremst als der Referenz-Ölförderring. Gleichzeitig ist davon auszugehen, dass die größere Oberfläche auch die Strömungsbildung im Reservoir derartig beeinflusst, dass ein tendenziell instabileres Betriebsverhalten hervorgerufen wird, welches ebenso hemmend auf die Ringdrehzahl wirkt. Indikatoren hierfür sind der Einbruch der Ringdrehzahl bei einer Wellendrehzahl von  $3\,000\text{ min}^{-1}$  und die teils überproportionale Abnahme des Ölvolumenstroms verglichen zur Ringdrehzahl. Ebenso ergibt das Signal des Ultraschallsensors eine stärkere Aktivität bei der größeren Ringhöhe. Die Oszillation bewirkt ein partielles Ablösen des Öls vom Ring, bevor dieses den Ring-Welle-Kontakt überhaupt erreicht. Als Folge sinkt der in den Ölsumpf gelangende Ölvolumenstrom.

Gegen Ende des Drehzahlbandes fällt die Ringdrehzahl des Referenz-Ölförderrings ab, während die des Ölförderrings mit der größeren Ringhöhe wieder zunimmt. Bei der letzten Drehzahlstufe sind die Ringdrehzahlen schließlich nahezu identisch.

Der auffallend höhere Ölvolumenstrom bei den ersten drei Drehzahlstufen gegenüber dem Referenz-Ölförderring ist vermutlich auf die größere an den Seitenflächen des Rings anhaftende Schmierstoffmenge zurückzuführen. Bei geringen Ringdrehzahlen führt die Schwerkraft dazu, dass Schmierstoff von den Seitenflächen zur Welle beziehungsweise zu den axialen Anlaufelementen läuft und von dort in den Ölsumpf gelangt. Möglicherweise geht mit dem instabileren Laufverhalten auch eine ausgeprägtere Oszillationsbewegung des Rings in Axialrichtung und um dessen vertikale Achse einher (siehe auch Bild 12 a)). Auf diese Weise kann mehr Öl von den Seitenflächen durch die axialen Anlaufelemente abgestreift werden. Voraussetzung hierfür sind moderate Ringdrehzahlen und Oszillationsbewegungen, sodass kein Ablösen von Öl erfolgt. Auf Basis der Ergebnisse liegt dieser Sachverhalt bis einschließlich einer Drehzahlstufe von  $1\,000\text{ min}^{-1}$  vor und sorgt auch dafür, dass sich das charakteristische Minimum im niedrigen Drehzahlbereich über einen kleineren Drehzahlbereich erstreckt. Im weiteren Verlauf kommen durch die zunehmende Ringdrehzahl und Oszillation Ablöseeffekte zum Tragen, womit eine Verringerung des Ölvolumenstroms einhergeht.

Es liegt nahe, dass eine Änderung der Ringbreite zu einer Änderung des Ölvolumenstroms führt. Aus den Versuchen geht jedoch hervor, dass auch eine Änderung der Ringhöhe den Ölvolumenstrom und dessen Verlauf beeinflusst. Während eine größere Ringhöhe bei niedrigen Drehzahlen zu höheren Ölvolumenströmen führt, bewirkt diese ab dem mittleren

Drehzahlbereich eine Verringerung gegenüber dem Referenz-Ölförderring mit geringerer Ringhöhe. Folglich wird das größere Ringgewicht durch den größeren Strömungswiderstand am getauchten Ringsegment und Instabilitäten, die von der Strömungsbildung im Reservoir herrühren, überkompensiert. Im niedrigen Drehzahlbereich können Instabilitäten gegenteiliges Verhalten hervorrufen und den Abstreifeffekt vergrößern. Diese Zusammenhänge verdeutlicht wiederum die Komplexität des Ringschmier-systems aufgrund der vielen Einflussparameter und wirkenden Effekte. So könnte beispielsweise alleinig eine geänderte Geometrie des Ölreservoirs zu einer anderen Strömungsbildung führen, und das Oszillationsverhalten und damit den Ölvolumenstrom beeinflussen.

### 5.1.5 Variation des Ölsumpfgehäuses

Das Ölsumpfgehäuse ist mit seitlichen Aussparungen versehen, durch welche der Ölförderring hindurchtritt. Die Aussparungen sind prinzipbedingt erforderlich, um den Schmierstofftransport vom Reservoir in den Ölsumpf zu gewährleisten. Wie unter anderem aus Abschnitt 5.1.1 hervorgeht, wird je nach Wellendrehzahl ein gewisser Teil des von der Welle abgestreiften Öls wieder aus dem Ölsumpfgehäuse in das Reservoir geschleudert (siehe auch Bild 31). Insbesondere ist dieser Effekt bei einer vergleichsweise geringen Wellendrehzahl im mittleren bis hohen dreistelligen Bereich zu beobachten. Maßgeblich verantwortlich hierfür ist die an der Wellenoberfläche wirkende Zentripetalbeschleunigung im Zusammenspiel mit den Aussparungen, welche radial zur Abstreifzone des Öls vom Ring positioniert sind. Durch diese gelangt das Schleuderöl von der Welle in das Reservoir.

In der nachfolgenden Versuchsreihe werden zwei Ölsumpfgehäuse hinsichtlich ihres Einflusses auf die Ringdrehzahl und den Ölvolumenstrom gegenübergestellt. Die Ölsumpfgehäuse unterscheiden sich im Wesentlichen im Hinblick auf die Größe der Aussparungen in Umfangsrichtung. Verglichen wird das Ölsumpfgehäuse I, welches auch bei den vorangegangenen Versuchen verbaut war und das Ölsumpfgehäuse II. Letzteres besitzt die kleineren Aussparungen. Der Referenz-Ölförderring kann bei diesem um  $8,8^\circ$  auslenken, bevor die Ringinnenfläche an der unteren Kante anläuft. Das Ölsumpfgehäuse I besitzt hingegen so große Aussparungen, dass der Ölförderring zuerst mit dem Lagergehäuse in Kontakt kommt. Eine Berührung mit dem Ölsumpfgehäuse kann daher nicht eintreten.

Nachfolgende Tabelle gibt einen Überblick zu den Versuchsparemtern.

Tabelle 11: Relevante Versuchsparemter zur Untersuchung des Einflusses des Ölsumpfgehäuses auf die Ringdrehzahl  $n_R$  und den Ölvolumenstrom  $\dot{V}_{OI}$ .

Variationsparameter und Stufen	Konstante Parameter und Konfiguration	Zentrale Untersuchungsparameter
Wellendrehzahl $n_W$ 50 / 100 / 250 / 500 / 750 / 1 000 / 1 500 / 2 000...4 000 $\text{min}^{-1}$	Dynamische axiale Anlaufelemente $h_A \times a_A$ 3 x 6,5 mm	Ringdrehzahl $n_R$ in $\text{min}^{-1}$
	Ölförderrng $d_R \times h_R \times b_R$ 210 x 6 x 6 mm /	Ölvolumenstrom $\dot{V}_{OI}$ in ml/min
Ölsumpfgehäuse I / II	Eintauchtiefe Ölförderrng $H_R$ 50 mm	
	Systemtemperatur $\vartheta_S$ 50 °C	

### 5.1.5.1 Versuchsergebnisse

Die Versuchsergebnisse der Ringdrehzahl und des Ölvolumenstroms sind in Bild 38 dargestellt.

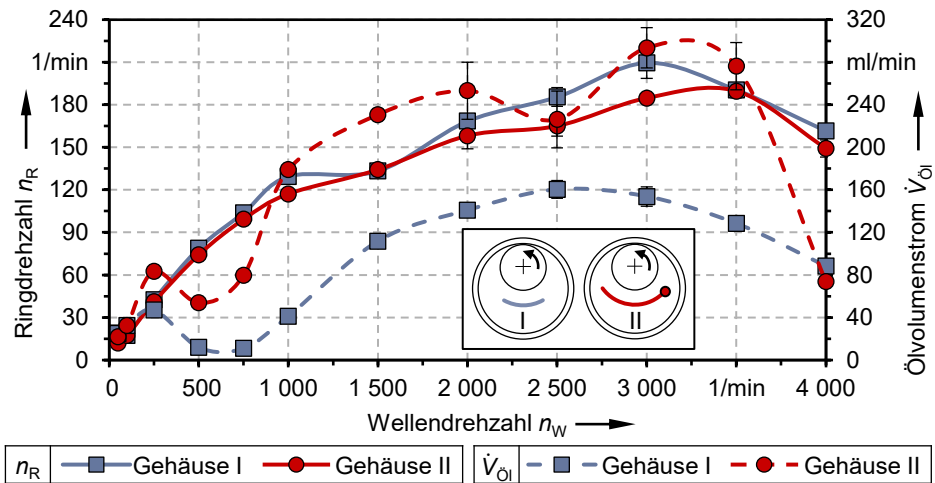


Bild 38: Ringdrehzahl  $n_R$  und Ölvolumenstrom  $\dot{V}_{OI}$  in Abhängigkeit der Wellendrehzahl  $n_W$  bei unterschiedlichen Ölsumpfgehäusen.

Die Ringdrehzahlen liegen bei beiden Konfigurationen auf ähnlichem Niveau, wobei mit dem Ölsumpfgehäuse II gemeinhin etwas geringere Ringdrehzahlen festzustellen sind. Der größte Unterschied der Ringdrehzahl beläuft sich auf etwa  $25 \text{ min}^{-1}$  und liegt bei einer Wellendrehzahl von

3 000 min<sup>-1</sup> vor. Die Ringdrehzahl unter Einsatz des Ölsumpfgehäuses II ist in diesem Fall rund 12 % geringer als beim Ölsumpfgehäuse I.

Die Unterschiede beim Ölvolu-menstrom fallen deutlich höher aus. Abgesehen von der letzten Drehzahlstufe sind mit dem Ölsumpfgehäuse II durchwegs höhere Ölvolu-menströme zu verzeichnen. Der größte Unterschied liegt bei einer Wellendrehzahl von 3 500 min<sup>-1</sup> vor und entspricht rund 148 ml/min. Der Ölvolu-menstrom mit dem Ölsumpfgehäuse II ist damit um bis zu 115 % höher als mit Ölsumpfgehäuse I.

### 5.1.5.2 Diskussion und Fazit

Erwartungsgemäß fallen die Ringdrehzahlen bei beiden Ölsumpfgehäusen ähnlich aus. Die zumeist etwas niedrigere Drehzahl beim Ölsumpfgehäuse II lässt sich darauf zurückführen, dass die Ringinnenfläche aufgrund oszillierender Bewegungen des Ölförderrings temporär das Ölsumpfgehäuse berührt. Auf diese Weise wird der Ölförderring abgebremst und die gemessene Ringdrehzahl fällt niedriger aus.

In erheblich größerem Maß unterscheiden sich die Ölvolu-menströme. Hierbei kommt die größere, den Ölsumpf umschließende Fläche des Ölsumpfgehäuses II erkennbar zum Tragen. Schleuderöl der Welle wird im größeren Maß aufgefangen und dem Ölsumpf zugeführt. Mit dem Ölsumpfgehäuse II sind somit je nach Wellendrehzahl vielfache Ölvolu-menströme zu verzeichnen. Dies äußert sich folglich auch im Ölvolu-menstrom beim lokalen Minimum im mittleren bis hohen dreistelligen Bereich der Wellendrehzahl: Einerseits fällt der Minimalwert beim Ölsumpfgehäuse II gegenüber Ölsumpfgehäuse I mit rund 54 ml/min nahezu viermal höher aus, andererseits erstreckt sich das lokale Minimum über einen kürzeren Bereich der Wellendrehzahl.

Der auffällige Abfall des Ölvolu-menstroms auf das Niveau von Ölsumpfgehäuse I bei maximaler Wellendrehzahl ist womöglich darauf zurückzuführen, dass Ringoszillationen um die Wellenachse auftreten. Diese bewirken, dass die Ringinnenfläche das Ölsumpfgehäuse zeitweise berührt. Auf diese Weise wird Schmierstoff vom Ölförderring abgestreift, bevor dieser den Ölsumpf erreicht. Zwar ist die Abnahme zwischen der vorletzten und letzten Drehzahlstufe als deutlich zu bezeichnen, im Hinblick auf den immer noch vorliegenden Betrag des Ölvolu-menstroms jedoch als unkritisch zu bewerten.

Die Ergebnisse zeigen, dass die Gestalt des Ölsumpfgehäuse ein weiterer konstruktiver Parameter ist, der die zentrale Zielgröße in Form des

Ölvolumenstroms erheblich beeinflusst. Eine großflächigere Umschließung des Ölsumpfgehäuses entschärft die Situation, dass im mittleren bis hohen dreistelligen Bereich der Wellendrehzahl vergleichsweise geringe Ölvolumenströme erreicht werden. Im Gegenzug jedoch, sind im mittleren bis hohen Drehzahlbereich gemeinhin so hohe Ölvolumenströme zu verbuchen, dass sich dies negativ auf Aspekte wie Planschverluste und Schaumbildung auswirken kann.

Auch ist damit zu rechnen, dass der Ölförderring mit dem Ölsumpfgehäuse in Kontakt kommt. Da die an der Ringinnenfläche anhaftende Schmierstoffmenge maßgeblich für den Ölvolumenstrom verantwortlich ist, können durch Abstreifeffekte starke Änderungen im Ölvolumenstrom zwischen zwei Drehzahlstufen auftreten. Betrachtet wurde der Anlauf des Rings an die Unterkante der Aussparung. Durch eine entsprechende Positionierung der Unter- und Oberkante kann jedoch auch ein Anlauf an die gegenüberliegende obere Kante erfolgen. In diesem Fall zeigen Versuche, dass ein derart starker Abfall des Ölvolumenstroms nicht auftritt, da es zu keinem Kontakt mehr zwischen Ringinnenfläche und Ölsumpfgehäuse kommt [P<sub>2</sub>]. Da in diesem Fall die Ölvolumenströme insbesondere bei hohen Drehzahlen allerdings noch höher ausfallen, erweist sich diese Konfiguration mit dem Ziel einer möglichst geringen Schmierstoffbeanspruchung als nicht zielführend.

Vielmehr wird in der vorliegenden Arbeit die Konfiguration unter Anlauf des Rings an der unteren Kante nochmals aufgegriffen (siehe Abschnitt 7). Durch den erzielbaren Brems- und Abstreifeffekt bieten sich Perspektiven, die ausgeprägten Abhängigkeiten der Ringdrehzahl und des Ölvolumenstroms von der Wellendrehzahl sowie der Schmierstoffviskosität zu entschärfen.

## 5.2 Schmierstoffbeanspruchung durch Kontakt mit Luft

In diesem Abschnitt werden Mechanismen und deren Einflussparameter behandelt, welche die mit Luft in Kontakt stehende Fläche des Öls vergrößern. Die Flächenvergrößerung erhöht die Sauerstoffexposition, wodurch schlussendlich Reaktionsprozesse beschleunigt und die Schmierstoffalterung begünstigt wird.

Im freien Raum des Lagergehäuses führt Schleuderöl zu einer Vergrößerung der mit Luft in Kontakt stehenden Oberfläche des Öls. Im Reservoir befindliches Öl wird durch den Ölförderring umgewälzt, wodurch Luft in

Form von fein verteilten Luftblasen in das Öl eingebracht wird und somit ebenso eine Vergrößerung der Kontaktfläche zu Luft resultiert. Ferner fließt das vom Wälzlager umgewälzte und damit ebenso mit Luft behaftete Öl in das Reservoir zurück. Beide Mechanismen, in Form von Schleuderöl und dem Lufteintrag in das Öl, werden im Folgenden anhand verschiedener Analysemethoden betrachtet und sind in Bild 39 nochmals verdeutlicht.

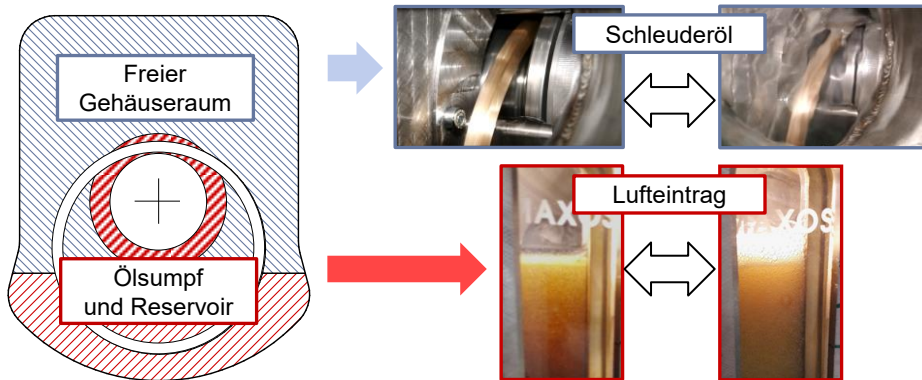


Bild 39: Betrachtete Bereiche im Lagergehäuse zur Analyse von Mechanismen der Oberflächenvergrößerung des Ölvolumens in Form von Schleuderöl und Lufteintrag.

### 5.2.1 Untersuchungen zum Lufteintrag in den Schmierstoff

Analog zu den Ausführungen im Stand der Technik hat im Öl enthaltene Luft schädliche Auswirkungen auf das Öl sowie den Betrieb der Wälzlagerung. Der Eintrag von Luft in das Öl lässt sich im Betrieb jedoch nicht gänzlich vermeiden [100]. Ein gewisser Luftanteil ist daher tolerierbar und wird beispielsweise in der ISO 12152 (FLENDER-Schaumtest) spezifiziert. Die Norm dient zur Bewertung von Getriebeölen im Hinblick auf deren Schäum- und Entlüftungseigenschaften. Auch bei den vorliegenden Versuchen wird ein Getriebeöl eingesetzt, welches neben der Schmierung der Zahnkontakte ferner auch für die Schmierung der umliegenden Wälzlager zuständig ist. Zur Orientierung werden daher die darin angegebenen Grenzwerte zur Einordnung der Ergebnisse aus den Versuchen herangezogen. Die Beurteilung erfolgt anhand der prozentualen Volumenzunahme der Öl-Luft-Dispersion. Die angegebenen Werte beziehen sich auf den Luftgehalt nach einem Zeitintervall von fünf Minuten nach Abschalten der Messeinrichtung. Eine Auflistung der Angaben erfolgt in Tabelle 12.

Zweifelsohne sollte der Luftanteil zugunsten einer langen Gebrauchsdauer des Schmierstoffs und des Wälzlagers möglichst gering ausfallen. Daher

wird im Rahmen der folgenden Versuche nicht nur das grundsätzliche Maß des Luftertrags bei der Prüflagerung festgestellt, sondern es werden auch Einflüsse auf den Luftertrag mithilfe von Parameterstudien analysiert.

Tabelle 12: Grenzwerte und Bewertung der prozentualen Volumenzunahme der Öl-Luft-Dispersion fünf Minuten nach Abschalten der Prüfeinrichtung nach [99].

Volumenzunahme	Beurteilung
≤ 4 Vol-%	gutes Luftabscheidevermögen
≤ 7 Vol-%	befriedigendes Luftabscheidevermögen
≤ 10 Vol-%	noch zulässiges Luftabscheidevermögen
> 10 Vol-%	unzulässiges Luftabscheidevermögen

### 5.2.1.1 Versuchsmethodik

Ein Versuchslauf besteht aus dem Beanspruchungszyklus und dem daran anschließenden Messzyklus. Die Beanspruchung des Öls erfolgt praxisnah durch den Betrieb der Prüflagerung. Danach wird das Öl über eine Leitung von der Prüflagerung in den Messbehälter gefüllt. Im Anschluss startet der Messzyklus. Die Prüflagerung besitzt bekanntlich zwei separate Ölvolumina: Das Ölreservoir und den Ölsumpf. Einerseits wird der Luftanteil im Öl bei dessen Entnahme aus dem Reservoir gemessen. Andererseits erfolgt im Zuge ergänzender Stichversuche die Entnahme und Analyse des Öls aus dem Ölsumpf.

Basierend auf Vorversuchen wurden für die Dauer des Beanspruchungszyklus zehn Minuten festgelegt. Die Beanspruchungszeit ist damit doppelt so hoch wie beim FLENDER-Schaumtest. Dies liegt unter anderem darin begründet, dass bei Zahnrädern, bedingt durch den Schaufeleffekt der Zähne, von einer höheren Umwälzung auszugehen ist als dies im Betrieb der Versuchslagerung mit dem glatten Ölförderring der Fall ist. Mit Letzterem konnte bei einer Beanspruchungszeit von fünf Minuten noch kein zeitlich konstanter Luftgehalt, also ein Gleichgewicht aus Luftertrag und dem Entweichen von Luft, erreicht werden. Ein stationärer Zustand ist aufgrund der besseren Vergleichbarkeit der Ergebnisse im Zuge der Versuche jedoch erwünscht. Unter der bereits erwähnten Verdoppelung des Beanspruchungszyklus wird dieser Anspruch erfüllt.

Das Zeitintervall für den anschließenden Messzyklus beläuft sich auf 90 Minuten. Dies entspricht auch dem beim FLENDER-Schaumtest vorgegebenen Wert, welcher überdies durch Vorversuche bestätigt werden kann: Nach diesem Zeitintervall sind keine Veränderung der Messgrößen mehr

feststellbar. Nach Ablauf der Zeit befindet sich das Öl folglich wieder im gewünschten, unbeanspruchten Ausgangszustand.

Das Luftabscheidungsvermögen des Öls ist auch von dessen Viskosität abhängig und bei niedriger Viskosität gemeinhin besser als bei hoher Viskosität [100]. Um für Versuchszwecke den kritischeren Zustand zu betrachten, werden die Prüfläufe ohne aktive Beheizung der Komponenten oder des Öls durchgeführt. Darüber hinaus wird auf diese Weise die Störgröße in Form der Öltemperatur niedrig gehalten.

Im Rahmen der Versuche werden die Wellendrehzahl  $n_W$  und die Eintauchtiefe des Ölförderrings  $H_R$  in das Ölreservoir variiert. Aufgrund deren mechanischer Einwirkung auf das Öl ist bei diesen Parametern von einem gewissen Einfluss auf den Luftanteil auszugehen. Dabei hat die Wellendrehzahl sowohl Einfluss auf die Wälzlagerdrehzahl als auch auf die Drehzahl des Ölförderrings. Die Wellendrehzahl wird im Bereich von  $500 \text{ min}^{-1}$  bis  $3000 \text{ min}^{-1}$  über vier Stufen variiert. Die Eintauchtiefe des Ölförderrings erfährt ebenso eine Variation in vier Stufen. Letztere decken einen Bereich von 20 mm bis 50 mm ab. Je Parameterkonfiguration erfolgen drei Durchläufe. In den Diagrammen werden die jeweiligen Mittelwerte und Standardabweichungen angegeben.

Die genannten und weitere Versuchsparameter sind in Tabelle 13 zusammengefasst.

Tabelle 13: Versuchsparameter zur Untersuchung des Einflusses der Wellendrehzahl und der Eintauchtiefe des Ölförderrings auf den Luftanteil im Öl.

Variationsparameter und Stufen	Konstante Parameter und Konfiguration	Zentraler Untersuchungsparameter
Wellendrehzahl $n_W$ 500 / 1 000 / 2 000 / 3 000 $\text{min}^{-1}$	Eintauchtiefe Wälzlager $H_W$ 3 mm	Luftanteil im Öl $c_{\text{Luft}}$ in Vol-%
Eintauchtiefe Ölförderring $H_R$ 20 / 30 / 40 / 50 mm	Ölförderring $d_R \times h_R \times b_R$ 210 x 6 x 6 mm Ölsumpfgehäuse I Dynamische axiale Anlaufelemente $h_A \times a_A$ 3 x 8 mm Keine aktive Temperierung	

### 5.2.1.2 Versuchsergebnisse

Die Ergebnisse zum Luftanteil  $c_{\text{Luft}}$  bei Entnahme des Öls aus dem Reservoir sind in Bild 40 dargestellt. Die Messergebnisse sind über die bei der jeweiligen Wellendrehzahl  $n_W$  resultierende Drehzahl des Ölförderrings  $n_R$  und

unterschiedliche Eintauchtiefen des Ölförderrings  $H_R$  aufgetragen. Gemäß der prinzipiellen Betriebscharakteristik des Ringschmiersystems nimmt auch bei dieser Versuchsreihe die Ringdrehzahl mit steigender Eintauchtiefe des Ölförderrings ab. Die Versuchsergebnisse der Ringdrehzahl und des Ölvolumenstroms über die Wellendrehzahl können Anhang A.6 und A.7 entnommen werden.

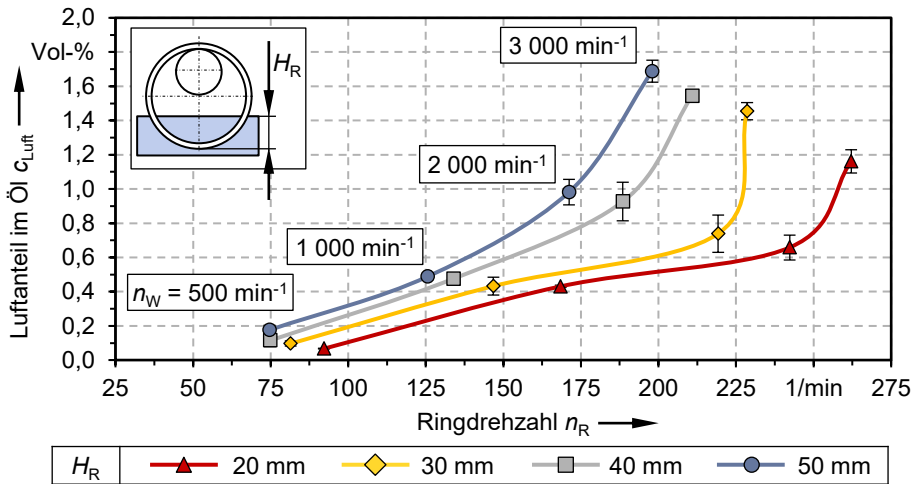


Bild 40: Luftanteil im Öl  $c_{Luft}$  in Abhängigkeit der Wellendrehzahl  $n_W$  und der daraus resultierenden Drehzahl des Ölförderrings  $n_R$  bei unterschiedlichen Eintauchtiefen des Ölförderrings  $H_R$  und Entnahme des Öls aus dem Reservoir

Wie aus dem Diagramm hervorgeht, nimmt der Luftanteil unter konstanter Eintauchtiefe mit steigender Wellen- und Ringdrehzahl zu. Ebenso führt eine Erhöhung der Eintauchtiefe zu einer Zunahme des Luftanteils im Öl. Bei den beiden größeren Eintauchtiefen zeigt sich eine exponentielle Zunahme des Luftanteils über die Ringdrehzahl. Bei den geringeren Eintauchtiefen ist zunächst ein ähnlicher Anstieg zu beobachten, dessen Ausprägung im mittleren Drehzahlbereich etwas abnimmt, um zwischen den letzten beiden Stufen der Wellendrehzahl stark anzusteigen.

Der bei Entnahme des Öls aus dem Reservoir maximal gemessene Luftanteil im Öl liegt gemäß vorherigen Ausführungen bei maximaler Eintauchtiefe des Ölförderrings und bei maximaler Wellendrehzahl vor. Der Wert beläuft sich auf etwa 1,7 Vol-%. Bei identischer Wellendrehzahl und minimaler Eintauchtiefe, liegt der Luftanteil hingegen bei rund 1,2 Vol-% und damit etwa 30 % unterhalb des maximal gemessenen Wertes.

Für die beiden untersuchten Extremwerte der Eintauchtiefe des Ölförderrings sind nachfolgend die gemessenen Luftanteile im Öl bei Entnahme aus dem Reservoir und bei Entnahme aus dem Ölsumpf gegenübergestellt.

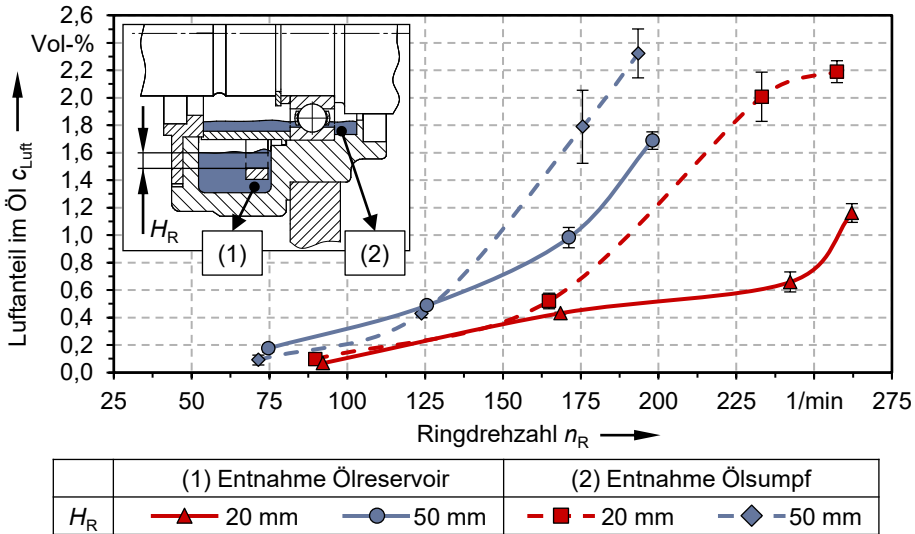


Bild 41: Luftanteil im Öl  $c_{L,luft}$  in Abhängigkeit der Wellendrehzahl  $n_W$  und der daraus resultierenden Drehzahl des Ölförderrings  $n_R$  bei unterschiedlichen Eintauchtiefen des Ölförderrings  $H_R$  und Entnahme des Öls aus dem Ölsumpf.

Aus dem Vergleich des Luftanteils bei unterschiedlichen Entnahmestellen geht hervor, dass das Öl aus dem Ölsumpf bei nahezu allen Parameterkombinationen den höheren Luftanteil gegenüber dem Öl aus dem Reservoir aufweist. Ausnahmen bilden die Werte bei höherer Eintauchtiefe und den ersten beiden Drehzahlstufen. Die Unterschiede sind jedoch unerheblich. Auch bei der geringeren Eintauchtiefe sind die Unterschiede bei den ersten beiden Drehzahlstufen mit maximal 0,1 Vol-% nur geringfügig.

Deutliche Diskrepanzen im Luftanteil in Abhängigkeit der Entnahmestelle des Öls sind hingegen im Fall der beiden höheren Drehzahlstufen festzustellen. Dies gilt sowohl für die hohe als auch für die niedrige Eintauchtiefe des Ölförderrings. So liegt bei einer Eintauchtiefe des Ölförderrings von 50 mm eine maximale Differenz zwischen Luftanteil im Ölsumpf und Luftanteil im Reservoir von 0,81 Vol-% vor. Bei einer Eintauchtiefe von 20 mm vergrößert sich die Differenz auf 1,35 Vol-%. Beide Werte sind bei einer Wellendrehzahl von 2 000  $\text{min}^{-1}$  zu verzeichnen.

Der Maximalwert der Messungen liegt wiederum bei maximaler Eintauchtiefe des Ölförderrings in Kombination mit maximaler Wellen- beziehungsweise Ringdrehzahl vor. Der besagte Wert beläuft sich auf 2,3 Vol-%.

Bei minimaler Eintauchtiefe und identischer Wellendrehzahl liegt der Luftanteil mit 2,2 Vol-% nur geringfügig darunter.

### 5.2.1.3 Diskussion und Fazit

Zunächst ist festzuhalten, dass bei keinem der Versuchspunkte ein Luftanteil von  $c_{\text{Luft}} > 4$  Vol.-% erreicht wird. Das gemessene Maximum liegt bei lediglich 2,3 Vol.-%, und erreicht damit gemäß Tabelle 12 die beste Bewertungsstufe. Der maximal gemessene Luftgehalt ist noch 1,7 Vol.-% von dem Grenzwert zur schlechteren Bewertungsstufe entfernt und sogar 7,7 Vol.-% bis zum Erreichen der Schwelle zu einem unzulässigen und damit kritischen Luftanteil. Es ist deshalb davon auszugehen, dass eine Verschärfung der Betriebsbedingungen, wie beispielsweise eine weitere Erhöhung der Wellendrehzahl auf  $4\,000\text{ min}^{-1}$ , noch keinen kritischen Zustand des Luftanteils im Öl hervorruft.

Demnach zeigt die im Rahmen zahlreicher Vorversuche identifizierte Basis-Konfiguration des Ringschmiersystems ein unkritisches Verhalten im Hinblick auf den Lufteintrag in das Öl während des Betriebs. In diesem Zusammenhang ist zu betonen, dass der Lufteintrag auch vom eingesetzten Öl und dessen Additivierung abhängig ist. Ein anderes Öl kann bei identischer Konfiguration des Ringschmiersystems und identischen Betriebsbedingungen auch zu anderen Werten beim Lufteintrag führen.

Aus den Messungen geht hervor, dass die Wellen- und Ringdrehzahl den Luftanteil im Öl maßgeblich beeinflussen. Gleichzeitig wird der Einfluss der Ringdrehzahl tendenziell umso größer, je höher die Eintauchtiefe des Ölförderrings ist. Bei abnehmender Eintauchtiefe wird die prinzipbedingte Zunahme der Ringdrehzahl überkompensiert. Somit ist beispielsweise die Ringdrehzahl bei maximaler Wellendrehzahl und einer Eintauchtiefe von 20 mm um 32 % höher als bei einer Eintauchtiefe von 50 mm, der Luftgehalt des Öls ist jedoch 31 % geringer.

Der Vergleich des Luftanteils zwischen den beiden Entnahmestellen des Öls weist mitunter deutliche Unterschiede auf. Somit ist der Luftanteil im Reservoir insbesondere bei den höheren Drehzahlstufen geringer als im Ölsumpf. Basierend auf den Messwerten ist davon auszugehen, dass der Lufteintrag im Ölsumpf durch das Wälzlager höher ist als der Lufteintrag im Reservoir durch den Ölförderring. Ferner geht aus den Ergebnissen hervor, dass die Eintauchtiefe des Ölförderrings kaum Einfluss auf den Luftanteil des Öls im Ölsumpf hat.

Die Abnahme des Luftanteils zwischen Ölsumpf und Ölreservoir erreicht Werte bis zu 67 % beziehungsweise 1,35 Vol.-%. Dieses Resultat untermauert den positiven Effekt des separaten Ölreservoirs im Hinblick auf die Ölbeanspruchung.

Somit bewirkt das Ölreservoir nicht nur eine Verringerung der thermischen Beanspruchung des Öls, sondern auch eine verminderte Sauerstoffexposition durch eingeschlossene Luft. Der Wirkmechanismus beruht darauf, dass aus dem sich im Reservoir befindlichen Öl ein gewisser Teil der Luft entweichen kann, bevor es erneut dem Ölsumpf zugeführt wird. Geht man davon aus, dass analog zu einer ansteigenden Eintauchtiefe des Ölförderrings auch eine höhere Eintauchtiefe des Wälzlagers den Lufteintrag vergrößert, so würde sich dieser Beruhigungseffekt durch das Reservoir vermutlich noch verstärken. Umgekehrt können größere Ringabmessungen den positiven Effekt durch das Reservoir relativieren oder gar umkehren, da die im Reservoir eingetauchte Ringoberfläche offenbar einen relevanten Einfluss auf den Lufteintrag im Reservoir hat.

Eine optische Analyse des Öls im Reservoir, die im Rahmen von Versuchen zur Identifikation einer geeigneten Basis-Konfiguration des Ringschmier-systems durchgeführt wurde, hat den stärkeren Lufteintrag bei größeren Abmessungen des Ölförderrings deutlich gezeigt. Hierbei wurde auch die Bildung von Schaum auf der Oberfläche festgestellt.

Die Ergebnisse lassen vorerst den Schluss zu, dass die Eintauchtiefe des Ölförderrings gering gewählt werden sollte, um den Luftanteil im Öl, welches sich im Reservoir befindet, gering zu halten. Diese Schlussfolgerung relativiert sich allerdings, wenn die Betrachtung in einem breiteren Kontext erfolgt und weitere Aspekte Berücksichtigung finden. So ist eingangs erneut hervorzuheben, dass selbst der bei maximaler Wellendrehzahl und maximaler Eintauchtiefe des Ölförderrings vorliegende Luftanteil im Öl unkritisch ist. Dieser unkritische Luftanteil kann zwar um 30 % verringert werden, allerdings muss hierfür die Eintauchtiefe des Ölförderrings um 60 % herabgesetzt werden. Eine Verringerung der Eintauchtiefe geht einerseits auf Kosten des verfügbaren Ölvolumens im Reservoir  $V_R$ , andererseits steigt der geförderte Ölvolumenstrom  $\dot{V}_{Öl}$  an. Beide Parameter wirken sich unmittelbar auf die Umwälzzahl  $UWZ$  des Öls aus.

Die Umwälzzahl entspricht der Anzahl der Umläufe, die das Öl im Kreislauf pro Stunde vollzieht. Dieser Wert sollte vorzugsweise zwischen drei und acht liegen, sodass sich Verunreinigungen am Boden des Reservoirs absetzen können und eine gewisse Abkühlung des Öls erreicht wird. Die Umwälzzahl ist also ein Anhaltswert für die Auslegung einer

Umlaufschmierung und dient der Vermeidung einer vorzeitigen Ölalterung. Die Umwälzzahl lässt sich folgendermaßen ermitteln [32]:

$$UWZ = \dot{V}_{\text{Öl}} \cdot \frac{60 \text{ min}}{V_R} \quad (23)$$

Die mittels dieser Gleichung ermittelten Umwälzzahlen und Eingangsgrößen sind für die Konfigurationen mit minimaler und maximaler Eintauchtiefe des Ölförderrings in Bild 42 gegenübergestellt.

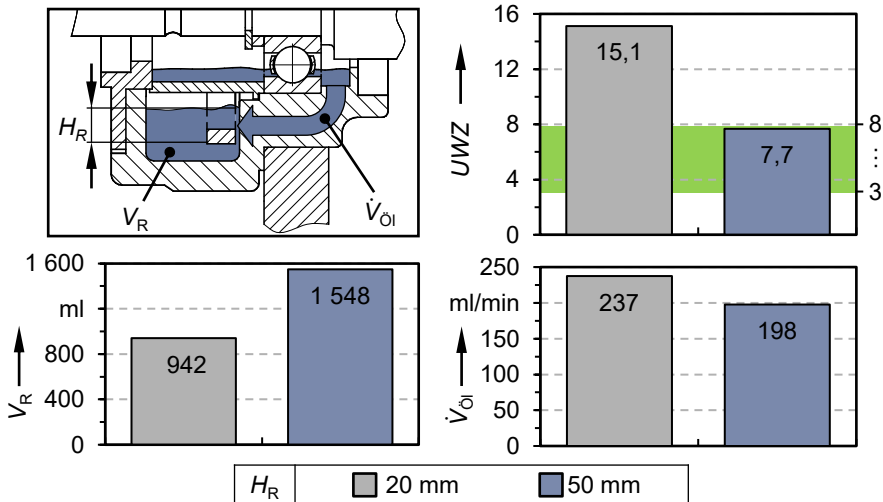


Bild 42: Umwälzzahlen  $UWZ$  in Abhängigkeit der Eintauchtiefe des Ölförderrings  $H_R$  sowie die die zu deren Berechnung erforderlichen Parameter in Form des Reservoirvolumens  $V_R$  und des geförderten Ölvolumenstroms  $\dot{V}_{\text{Öl}}$ . Der für die Umwälzzahl empfohlene Bereich ist im Diagramm oben rechts farblich hervorgehoben.

Während sich die Umwälzzahl bei einer Eintauchtiefe von 50 mm mit einem Wert von 7,7 im empfohlenen Bereich befindet, wird dieser bei einer Eintauchtiefe von 20 mm mit einem Wert von 15,1 deutlich überschritten. In diesem Fall ist von nachteiligen Auswirkungen auf die Ölalterung auszugehen.

Um nun die Umwälzzahl bei geringer Eintauchtiefe zu verringern, erscheint eine Vergrößerung des Ölreservoirs naheliegend. Als nachteilig erweist sich in diesem Zusammenhang allerdings der zusätzliche Bauraumbedarf für das Reservoir. Darüber hinaus stellt sich die Frage, ob das vergrößerte Ölvolmen in Verbindung mit der geringen Eintauchtiefe noch ausreichend durchmischt wird. Der positive Effekt durch ein größeres Reservoir beziehungsweise durch eine kleinere Umwälzzahl wäre damit hinfällig, da nicht das gesamte Ölvolmen gleichmäßig beansprucht wird.

Tritt eine hohe Umwälzzahl auf, kann dies auch zu einem hohen Lufteintrag führen [100]. So könnte beispielsweise der auffällige Anstieg des Luftgehalts zwischen den beiden letzten Drehzahlstufen bei den beiden niedrigeren Eintauchtiefen erklärbar sein. Aufgrund der hohen Umwälzzahl kann der mit der Wellendrehzahl weiter ansteigende Lufteintrag im Ölsumpf schlechter im Reservoir abgebaut werden.

Eine Absenkung der Eintauchtiefe ist basierend auf den vorherigen Ausführungen also nicht zielführend. Vielmehr ist es vorzuziehen, einem hohen Luftanteil im Öl durch eine Verringerung der Drehzahl des Ölförderrings entgegenzuwirken, die Eintauchtiefe des Ölförderrings jedoch tendenziell hoch zu wählen. Eine Methode, um die Ringdrehzahl gezielt herabzusetzen, wird in Abschnitt 7 vorgestellt. Eine weitere Option dies zu erreichen stellt die Möglichkeit des Einsatzes statischer axialer Anlaufelemente dar.

### 5.2.2 Oszillierende Bewegung des Ölförderrings

Wie aus den Ergebnissen des vorangegangenen Abschnitts hervorgeht, kann die Drehzahl des Ölförderrings, je nach dessen Eintauchtiefe, einen deutlichen Einfluss auf den Lufteintrag in das Öl im Reservoir haben. Der Ölförderring vollzieht jedoch nicht nur die für die Funktionserfüllung essentielle Drehbewegung, sondern gemeinhin auch eine mehr oder weniger ausgeprägte oszillierende Bewegung. Letztere überträgt ebenso eine Bewegung auf das Ölvolumen und kann damit zu Lufteintrag führen. Die nachfolgende Parameterstudie dient daher einerseits zur Ermittlung des Ausmaßes der Ringoszillation in Abhängigkeit der Wellendrehzahl und der Eintauchtiefe des Ölförderrings. Andererseits zur Identifikation einer möglichen Korrelation der Oszillation mit dem Lufteintrag.

#### 5.2.2.1 Versuchsmethodik

Die zentrale Messgröße dieser Versuchsreihe stellt das Sensorsignal des radial zum Ölförderring angeordneten Ultraschallsensors dar. Mit diesem lässt sich der horizontale Abstand der Ringaußenfläche zur aktiven Sensorfläche messen. Unter Berücksichtigung der zeitlichen Änderung des Abstands lassen sich daraus dynamische Kenngrößen zur Systembeschreibung ableiten.

Störeinflüsse, welche die Auswertung der Messdaten erschweren, stellen dabei einerseits Schleuderöl dar, das sich fliehkraftbedingt vom Ölförderring löst und vom Sensor erfasst wird, andererseits unregelmäßige,

stoßartige Krafteinwirkungen auf den Ring, welche durch verschiedene Mechanismen, wie beispielsweise durch den Kontakt zwischen axialen Anlaufelementen und dem Ölförderring hervorgerufen werden können. Aus diesen Gründen weisen die Messdaten stellenweise Unregelmäßigkeiten auf.

Im Rahmen von Versuchen mit zwei Ultraschallsensoren lässt sich der langwellige Anteil der Schwingungen als die maßgebliche Oszillation des Ringes identifizieren. Kurzwellige Anteile rühren von den Störgrößen. Bei der Auswertung der Messdaten wird daher der langwellige Anteil der Schwingungen herangezogen. Unregelmäßigkeiten werden im Zuge der manuellen Auswertung nach Möglichkeit herausgefiltert. Bedingt durch die Störeinflüsse, lassen sich die Messgröße und daraus abgeleitete Größen jedoch nur näherungsweise bestimmen.

Abgesehen vom zentralen Untersuchungsparameter, entsprechen die in Tabelle 14 aufgelisteten Versuchparameter der Konfiguration der vorangegangenen Versuche zur Ermittlung des Lufteintrags.

Tabelle 14: Versuchparameter zur Untersuchung des Einflusses der Wellendrehzahl und der Eintauchtiefe des Ölförderrings auf die oszillierende Bewegung des Ölförderrings.

Variationsparameter und Stufen	Konstante Parameter und Konfiguration	Zentraler Untersuchungsparameter
Wellendrehzahl $n_W$ 500 / 1 000 / 2 000 / 3 000 $\text{min}^{-1}$	Eintauchtiefe Wälzlager $H_W$ 3 mm	Schwingungsbreite der Ringauslenkung $x_s$ und daraus abgeleitete Größen
Eintauchtiefe Ölförderring $H_R$ 20 / 30 / 40 / 50 mm	Ölförderring $d_R \times h_R \times b_R$ 210 x 6 x 6 mm	
	Ölsumpfgewölbe I	
	Dynamische axiale Anlaufelemente $h_A \times a_A$ 3 x 8 mm	
	Keine aktive Temperierung	

Für die Einordnung der Ringoszillation hinsichtlich des Einflusses auf den Lufteintrag, wird zum Vergleich die Ringdrehzahl herangezogen. Beide Bewegungsarten werden separat voneinander betrachtet. Als Vergleichsgröße wird die jeweilige Bahngeschwindigkeit eines Referenzpunktes auf halber Höhe des Ölförderrings betrachtet. Die Bahngeschwindigkeit aufgrund der Rotation  $v_{\text{rot}}$  des Ölförderrings ergibt sich in Abhängigkeit von dessen Drehzahl  $n_R$  zu:

$$v_{\text{rot}} = n_R \cdot \pi \cdot (2r_R + h_R) \quad (24)$$

Im Vergleich zur Rotationsbewegung des Ölförderrings ist dessen oszillierende Bewegung durch den wiederkehrenden Richtungswechsel und eine gewisse Ungleichförmigkeit charakterisiert. In diesem Fall wird daher der Betrag der mittleren Bahngeschwindigkeit  $|\bar{v}_{osz}|$  des Referenzpunktes  $A$  ermittelt. Bild 43 zeigt die grundlegenden Parameter und zugrunde liegenden Messdaten zur Berechnung dieser Größe.

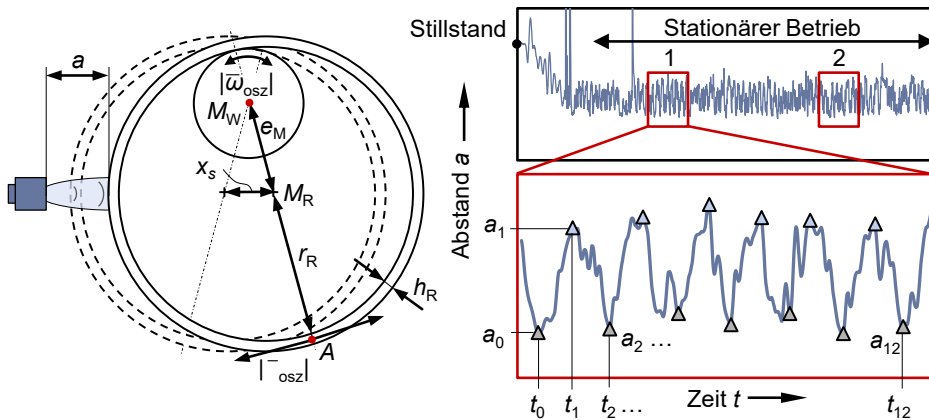


Bild 43: Parameter und zugrunde liegende Messdaten zur Berechnung des Betrages der mittleren Bahngeschwindigkeit  $|\bar{v}_{osz}|$  bei oszillierender Ringbewegung.

Das dargestellte Abstandssignal des Ultraschallsensors beginnt bei Systemstillstand. Nach dem Hochfahren der Welle auf die Soll Drehzahl tritt der stationäre Betriebszustand ein und der Ölförderring erreicht seine quasi-statische Auslenkung. Um diese herum oszilliert der Ölförderring. Aus dem stationären Bereich werden zwei Bereiche herausgegriffen, welche das Gesamtbild des Schwingungssignals adäquat repräsentieren. Das für die Auswertung ausgewählte Zeitintervall  $[t_0; t_{12}]$  beinhaltet dreizehn Extremwerte  $(a_0 \dots a_{12})$ .

Anhand der Peak-to-Peak-Werte  $x_{s,n}$  der Oszillation des Ringmittelpunktes  $M_R$  wird zunächst der Betrag der mittleren Winkelgeschwindigkeit  $|\bar{\omega}_{osz}|$  des Ölförderrings in dem betrachteten Zeitintervall berechnet:

$$|\bar{\omega}_{osz}| = \frac{1}{t_{12} - t_0} \sum_{n=1}^{12} \sin^{-1} \frac{x_{s,n}}{e_M}, \quad (25)$$

$$\text{mit } x_{s,n} = |a_{n-1} - a_n|, \text{ für } n = 1 \dots 12$$

Aus dem Betrag der mittleren Winkelgeschwindigkeit ergibt sich unter Berücksichtigung des Abstands des Punktes  $A$  zum Drehpunkt um den Mittelpunkt der Welle  $M_W$  die gesuchte Größe:

$$|\bar{v}_{osz}| = |\bar{\omega}_{osz}| \cdot \left( e_M + r_R + \frac{h_R}{2} \right) \quad (26)$$

Analog zu den vorangegangenen Untersuchungen werden mit jeder Parameterkombination drei Versuche durchgeführt. Je Versuch erfolgt die Auswertung von zwei Zeitintervallen analog zu Bild 43. Daraus resultieren sechs Werte je Parameterkombination, deren Mittelwert in die nachfolgende Ergebnisdarstellung einfließt.

### 5.2.2.2 Ergebnisse

In Bild 44 a) sind die Ergebnisse des Betrags der mittleren Bahngeschwindigkeit  $|\bar{v}_{osz}|$  für den Punkt A auf dem Ölförderring in Abhängigkeit der Wellendrehzahl  $n_W$  und der Eintauchtiefe  $H_R$  aufgeführt. Das Diagramm in Bild 44 b) vergleicht den oszillationsbedingten Betrag der mittleren Bahngeschwindigkeit  $|\bar{v}_{osz}|$  und die rotationsbedingte Umfangsgeschwindigkeit  $v_{rot}$  des Ringes anhand des prozentualen Verhältnisses aus den beiden Größen. Die Ringdrehzahlen, welche der Berechnung der rotationsbedingten Umfangsgeschwindigkeit zugrunde liegen, sind Anhang A.6 zu entnehmen. Die Schwingungsbreite der Ringauslenkung  $x_s$  zur Berechnung der mittleren Bahngeschwindigkeit ist in Anhang A.8 dargestellt.

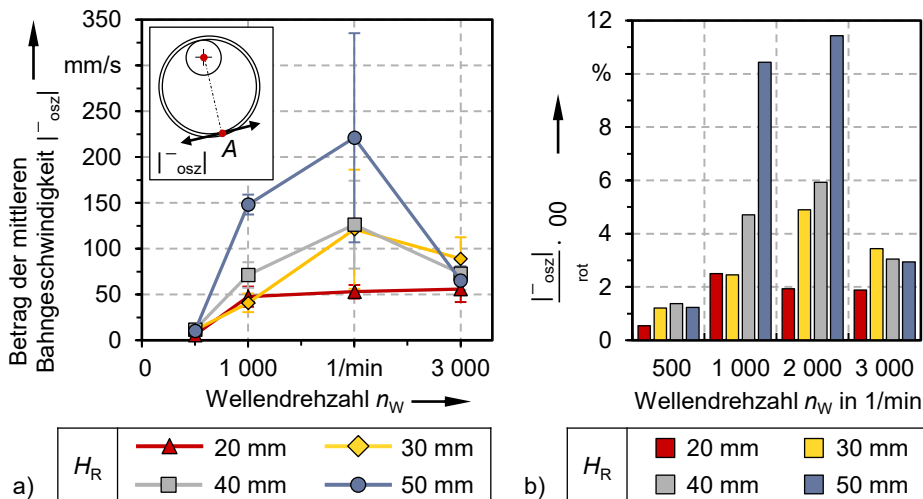


Bild 44: a) Betrag der mittleren Bahngeschwindigkeit  $|\bar{v}_{osz}|$  des Punktes A am Ölförderring in Abhängigkeit der Wellendrehzahl  $n_W$  und der Eintauchtiefe  $H_R$ ; b) Prozentuales Verhältnis aus dem Betrag der oszillationsbedingten mittleren Bahngeschwindigkeit  $|\bar{v}_{osz}|$  des Punktes A und der rotationsbedingten Umfangsgeschwindigkeit  $v_{rot}$  des Punktes A.

Der Betrag der mittleren Bahngeschwindigkeit ist charakterisiert durch einen initialen Anstieg über die Wellendrehzahl, der – mit Ausnahme der minimalen Eintauchtiefe – das Maximum bei einer Wellendrehzahl von  $2\,000\text{ min}^{-1}$  erreicht. Ferner ist bei dieser Drehzahl einerseits die Spanne der Zielgröße über die Eintauchtiefe am ausgeprägtesten, andererseits weisen die Standardabweichungen – wiederum mit Ausnahme der minimalen Eintauchtiefe – vergleichsweise hohe Werte auf. Tendenziell lässt sich mit zunehmender Eintauchtiefe des Ölförderrings eine Zunahme der Zielgröße erkennen. Diese ist bei maximaler Eintauchtiefe bis zum 3,5-fachen größer als bei minimaler Eintauchtiefe.

Der Bezug des Betrags der mittleren Bahngeschwindigkeit auf die rotationsbedingte Umfangsgeschwindigkeit in Bild 44 b) ergibt Werte von rund 0,5 % bis 11,5 %. Gemeinhin wird auch hier das Maximum bei einer Wellendrehzahl von  $2\,000\text{ min}^{-1}$  erreicht. Auch in diesem Fall bildet die minimale Eintauchtiefe wieder eine Ausnahme. Bei dieser liegt das Maximum bei einer Wellendrehzahl von  $1\,000\text{ min}^{-1}$  vor. Ferner sind bei dieser Eintauchtiefe die Werte über weite Bereiche am geringsten. Im Gegenzug liegen die Werte bei maximaler Eintauchtiefe teilweise erheblich über dem prozentualen Verhältnis der übrigen Eintauchtiefen. Somit ist beispielsweise bei einer Wellendrehzahl von  $2\,000\text{ min}^{-1}$  nahezu der doppelte bis sechsfache Wert gegenüber den geringeren Eintauchtiefen zu verzeichnen.

### 5.2.2.3 Diskussion und Fazit

Der Betrag der mittleren Bahngeschwindigkeit des Referenzpunktes zeigt sowohl eine Abhängigkeit von der Wellendrehzahl als auch von der Eintauchtiefe des Ölförderrings. Verglichen mit der Ringdrehzahl steigt der Betrag der mittleren Bahngeschwindigkeit mit der Wellendrehzahl jedoch nicht stetig an, sondern fällt bei höherer Wellendrehzahl wieder ab. Mit zunehmender Eintauchtiefe ist der Zusammenhang eines tendenziell ansteigenden Betrags der mittleren Bahngeschwindigkeit erkennbar.

Zum Erreichen gewisser Oszillationsbewegungen ist zunächst ein gewisser mechanischer Energieeintrag über die Wellendrehzahl in das Ringschmier-system erforderlich. Über den Ölförderring wird damit auch das Öl im Reservoir in Bewegung versetzt. Dies erfolgt umso intensiver, je mehr Fläche des Ölförderrings mit dem Öl im Reservoir in Kontakt steht, also je höher die Eintauchtiefe ist, sowie mit zunehmender Ringdrehzahl. Gewisse Konstellationen dynamischer Kontaktparameter, welche zu sich zeitlich verändernden Kräften am Ölförderring führen oder sich gar gegenseitig beeinflussen, regen den Ölförderring zu einer oszillierenden Bewegung an.

Hierfür verantwortlich sein können lokal unterschiedliche strömungsinduzierte Kräfte an der Ringoberfläche. Anhand der Ergebnisse ist es naheliegend, dass ein derartiger Zustand beispielsweise bei einer Wellendrehzahl von  $2\,000\text{ min}^{-1}$  vorliegt. Auch die vergleichsweise hohe Standardabweichung der Messwerte bei dieser Drehzahl ist ein Indikator für Instabilitäten. Wird die Wellendrehzahl weiter erhöht, ändern sich auch die Kontaktparameter und das System erreicht wieder einen stabileren Zustand. Derartiges Verhalten ist im Rahmen der Versuche bei einer Wellendrehzahl von  $3\,000\text{ min}^{-1}$  zu beobachten.

Somit führt in erster Linie die geringere mit dem Öl in Kontakt stehende Fläche des Ölförderrings bei minimaler Eintauchtiefe dazu, dass der Betrag der mittleren Bahngeschwindigkeit gemeinhin am geringsten ausfällt. Die Tatsache, dass das Maximum der Zielgröße bei dieser Eintauchtiefe bereits bei einer Wellendrehzahl von  $1\,000\text{ min}^{-1}$  auftritt, könnte auf die höhere Ringdrehzahl zurückzuführen sein. Entsprechend wird der instabile Strömungszustand im Umfeld des Ölförderrings bereits früher erreicht.

An dieser Stelle ist darauf hinzuweisen, dass eine weitere Absenkung der Eintauchtiefe zu einer sehr ausgeprägten Ringoszillation umschlagen kann. Entsprechendes Verhalten konnte bei Stichversuchen mit einer Eintauchtiefe von lediglich  $10\text{ mm}$  beobachtet werden. Dabei steigt die Drehzahl des Ölförderrings nochmals an. Die dadurch induzierte Auslenkung bewirkt, dass der Ring Tendenzen aufweist das Ölreservoir zu verlassen und gewissermaßen auf der Öloberfläche aufschwimmt. In Verbindung mit der rucktreibenden Kraft in Form der Gravitation und der Trägheit des Rings entstehen Abbrems- und Beschleunigungsvorgänge, die eine gewisse Eigendynamik des Systems hervorrufen. Derartige Zustände können in Fall von Kontakt des Ölförderrings mit der Umgebungsstruktur zu erheblichen Schäden am Ring führen sowie den Schmierstoff mit Abriebpartikeln verunreinigen und sind folglich unbedingt zu vermeiden. In der DIN 322 wird mit Bezug auf den auftretenden Ringschlupf und den Ölvolumenstrom eine minimale Eintauchtiefe von etwa  $10\%$  des inneren Ringdurchmessers  $d_R$  angegeben [84].

Diese Empfehlung kann für das vorliegende Ringschmiersystem auch im Kontext entstehender Ringoszillationen übernommen werden. Unter Berücksichtigung des Ringinnendurchmesser  $d_R$  von  $210\text{ mm}$  ergibt sich eine Mindest-Eintauchtiefe von  $21\text{ mm}$ , also etwa auch die minimale Eintauchtiefe, die im Rahmen der Versuche untersucht wurde. Die Ergebnisse der Ringoszillation zeigen bei dieser Ringeintauchtiefe eine maximale Schwingungsbreite  $x_S$  von knapp  $4\text{ mm}$ . Ein Diagramm mit den gemessenen

Werten auch bei den übrigen Eintauchtiefen ist in Anhang A.3 zu finden. Unter Berücksichtigung einer quasistatischen Auslenkung von etwa 10 mm hat der Ring noch genug Abstand zur umgebenden Konstruktion. Diese lässt, wie bereits erwähnt, eine Auslenkung von 39 mm in beide Richtungen zu. Damit stellt auch die maximal gemessene Schwingungsbreite mit 9 mm sowie einer quasistatischen Auslenkung von ebenso etwa 9 mm einen unkritischen Wert dar, der noch umfassende Reserven mit sich bringt.

Wie der Vergleich zwischen der rotationsbedingten Umfangsgeschwindigkeit des Rings und des oszillationsbedingten Betrags der mittleren Bahngeschwindigkeit in Bild 44 b) verdeutlicht, bewegt sich das prozentuale Verhältnis bei den meisten Parameterkombinationen maximal im mittleren einstelligen Prozentbereich. Ausnahmen bilden die Werte bei maximaler Eintauchtiefe und den Wellendrehzahlen  $1\,000\text{ min}^{-1}$  und  $2\,000\text{ min}^{-1}$ . Hier werden mit einem prozentualen Verhältnis von etwa 10,5 % und 11,5 % höhere Werte erreicht. Rechnet man diese Werte zum Vergleich zurück auf eine äquivalente Ringdrehzahl, so beträgt diese jedoch lediglich  $18\text{ min}^{-1}$  beziehungsweise  $23\text{ min}^{-1}$ . Hierbei ist zu berücksichtigen, dass es sich um einen konservativen Vergleich handelt, da die zugrunde gelegte Bahngeschwindigkeit für den Punkt auf halber Ringhöhe ermittelt wurde, der den maximalen Abstand zum Wellenmittelpunkt besitzt. Alle anderen Punkte befinden sich in einem geringeren Abstand zum Drehpunkt, wodurch auch deren Bahngeschwindigkeit sinkt und damit auch die äquivalente Ringdrehzahl insgesamt.

Vergleicht man die beiden äquivalenten Ringdrehzahlen mit den Ringdrehzahlen, die im Zuge der Messungen zum Lufteintrag auftreten, so lässt sich feststellen, dass erstere erheblich geringer sind. Bereits dieser Sachverhalt lässt darauf schließen, dass die oszillierende Bewegung des Ölförderrings bei den Versuchen einen deutlich geringeren Einfluss auf den Lufteintrag hat als die Rotation des Ölförderrings. Zudem lassen nicht einmal die beiden höheren Werte der Bahngeschwindigkeit, die bei der maximalen Eintauchtiefe vorliegen, eine Korrelation mit dem Verlauf des Lufteintrags zu. Während Letzterer den stärksten Anstieg zwischen den letzten beiden Drehzahlstufen zeigt, fällt die Bahngeschwindigkeit in diesem Bereich bereits wieder ab.

Es lässt sich schlussfolgern, dass die Ringdrehzahl bei den vorliegenden Versuchen einen erheblich bedeutenderen Einfluss auf den Lufteintrag hat als die Oszillation des Ringes. Die Eintauchtiefe zugunsten einer geringeren Ringoszillation herabzusetzen, ist somit nicht zielführend, da die damit einhergehenden Nachteile, wie beispielsweise eine größere Umwälzzahl,

nicht aufgewogen werden. Sofern ein geringerer Lufteintrag erreicht werden soll, ist auch unter Berücksichtigung der in dieser Versuchsreihe gesammelten Erkenntnisse die Verringerung der Ringdrehzahl eine primär zu ergreifende Maßnahme. Deren Realisierung könnte – wie bereits im Vorfeld schon erwähnt – durch den Einsatz statischer axialer Anlaufelemente oder durch die in Abschnitt 7 vorgestellte Methode erfolgen.

### 5.2.3 Schleuderöl

Eine Vergrößerung der Sauerstoffexposition des Ölvolumens wird neben Luft im Öl auch durch die Bildung von Schleuderöl hervorgerufen. Dieses löst sich, bedingt durch die Fliehkraft, vom Ring und verteilt sich in Form von mehr oder weniger fein verteilten Tropfen im freien Gehäuseraum. Entweder die Tropfen gelangen nach dem Ablösen vom Ring unmittelbar in das Ölreservoir zurück oder sie prallen zunächst gegen die innere Gehäusewand. Getrieben durch die Schwerkraft fließen sie von dort wieder in das Reservoir zurück. Es ist davon auszugehen, dass der Großteil des Schleuderöls mit der Gehäusewand in Kontakt kommt. Dadurch verlängert sich die Aufenthaltszeit des Öls außerhalb des Reservoirs zusätzlich. Zudem könnten aus dem Einsatzbereich der Lagerung lokale thermische Hotspots an den Wänden hervorgehen, die das Schleuderöl zusätzlich thermisch beanspruchen. Sofern das Öl keine Kühlfunktion umliegender Komponenten übernehmen soll und damit auch nicht aktiv gekühlt wird, ist es zugunsten der Ölbeanspruchung anzustreben, das Auftreten von Schleuderöl im Lagergehäuse möglichst gering zu halten.

Die nachfolgende Versuchsreihe befasst sich daher mit einer qualitativen Analyse des Auftretens von Schleuderöl im Bereich des freien Raums im Lagergehäuse.

#### 5.2.3.1 Versuchsmethodik

Als Indikator für das Auftreten von Schleuderöl wird analog zu den vorangegangenen Versuchen das Messsignal des radial vom Ölförderring auf der Eintauchseite angeordneten Ultraschallsensors genutzt. In diesem Fall wird sich jedoch gerade der Störgröße in Form von Schleuderöl bedient. Befindet sich Schleuderöl zwischen dem Ölförderring und der aktiven Sensorfläche, so äußert sich dies in Form von Peaks im Messsignal. Letztere gibt der Sensor aus, wenn Schleuderöl den Blindbereich passiert. In diesem Fall gibt der Sensor seinen spezifischen Maximalwert aus. Anhand der

Häufigkeit dieser Peaks über das Messintervall kann auf das Ausmaß des Auftretens von Schleuderöl zurückgeschlossen werden.

Betrachtet wird der Signalverlauf des Sensors in Abhängigkeit der Eintauchtiefe des Ölförderrings  $H_R$  und damit verbunden auch von dessen jeweiliger Drehzahl  $n_R$ . Die Gegenüberstellung der Messsignale erfolgt bei einer Wellendrehzahl  $n_W$  von  $1\,000\text{ min}^{-1}$ . Bei dieser Drehzahlstufe lässt sich ein gewisser Übergangsbereich erkennen, der durch deutliche Unterschiede zwischen den betrachteten Parameterkombinationen im Hinblick auf die Anzahl der auftretenden Peaks charakterisiert ist.

Die Versuchsparameter sind in Tabelle 15 zusammengefasst. Abgesehen vom zentralen Untersuchungsparameter und der Tatsache, dass lediglich eine Wellendrehzahl für die Analyse herangezogen wird, entsprechen alle weiteren Parameter denen der vorangegangenen Versuche.

Tabelle 15: Versuchsparameter zur Untersuchung des Einflusses der Wellendrehzahl und der Eintauchtiefe des Ölförderrings auf die oszillierende Bewegung des Ölförderrings.

Variationsparameter und Stufen	Konstante Parameter und Konfiguration	Zentraler Untersuchungsparameter
Eintauchtiefe Ölförderring $H_R$ 20 / 30 / 40 / 50 mm	Wellendrehzahl $n_W$ 1 000 $\text{min}^{-1}$	Peaks im Messsignal des Ultraschallsensors
Alle weiteren Parameter gemäß Tabelle 14		

### 5.2.3.2 Versuchsergebnisse

Im folgenden Diagramm in Bild 45 sind die bei der jeweiligen Eintauchtiefe und Ringdrehzahl resultierenden Verläufe des Messsignals des Ultraschallsensors gegenübergestellt. Die gezeigten vier Signalverläufe stammen jeweils aus einem 20-sekündigem Zeitintervall bei stationärem Betrieb des Ringschmiersystems.

Aus den Ergebnissen geht hervor, dass die Anzahl der Peaks mit zunehmender Eintauchtiefe des Ölförderrings abnimmt. Bei maximaler Eintauchtiefe ist kein Peak mehr zu verzeichnen. Gleichzeitig fällt die Ringdrehzahl erwartungsgemäß mit zunehmender Eintauchtiefe ab. Die gemessenen Ringdrehzahlen reichen von rund  $125\text{ min}^{-1}$  bei maximaler Eintauchtiefe, bis zu knapp  $170\text{ min}^{-1}$  bei minimaler Eintauchtiefe des Ölförderrings.

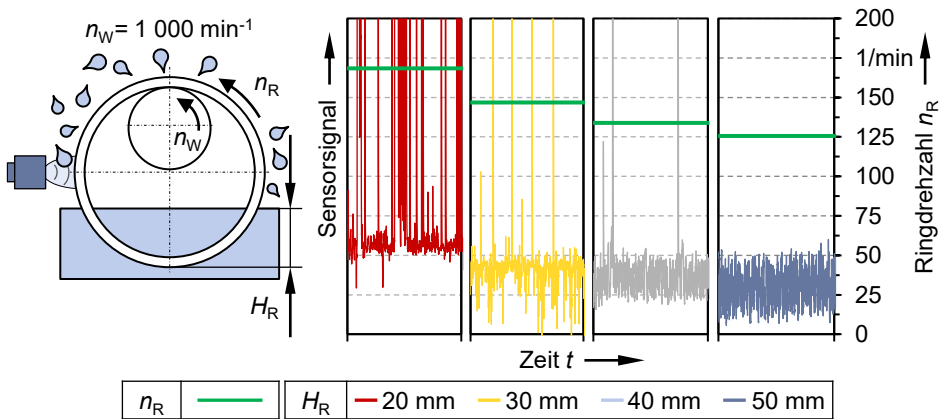


Bild 45: Analyse der Entstehung von Schleuderöl in Abhängigkeit der Eintauchtiefe des Ölförderrings  $H_R$  sowie der daraus resultierenden Drehzahl des Ölförderrings  $n_R$  auf Basis des Messsignals des radial zum Ölförderring angeordneten Ultraschallsensors.

### 5.2.3.3 Diskussion und Fazit

Allein auf Basis physikalischer Zusammenhänge ist es naheliegend, dass die Ringdrehzahl den primären Einfluss auf das Auftreten von Schleuderöl hat. Die Ringdrehzahl bestimmt maßgeblich die wirkende Fliehkraft am Ölförderring, welche bei entsprechender Ausprägung für die Entstehung von Schleuderöl sorgt. Dies zeigt sich auch aus den Erfahrungswerten, die im Rahmen anderweitiger Versuche gesammelt wurden. Bei der vorliegenden Versuchsreihe ist demnach das mit abnehmender Eintauchtiefe zunehmende Auftreten von Schleuderöl in erster Linie auf die ansteigende Ringdrehzahl zurückzuführen.

Zwar unterstützt auch die Gravitationskraft mit abnehmender Eintauchtiefe ein zunehmendes Ablösen des Öls vom Ring, allerdings kommt dieser Effekt nur unterhalb der horizontalen Mittelebene des Ölförderrings zum Tragen. So ist die diese Wirkung der Gravitation unmittelbar nach dem Austausch des Rings aus dem Reservoir oder vor dessen Eintauchen in das Reservoir am größten (siehe Bild 12 b).

Einen nennenswerten Anteil zum Schleuderöl im freien Gehäuseaum leistet die Gravitationskraft damit nicht. Zumal abgelöstes Öl strangförmig sowie auf kurzem Weg in das darunterliegende Ölreservoir gelangt und damit unwesentlich mehr beansprucht wird als am Ölförderring anhaftende Öl. Dennoch können geringe Eintauchtiefen auch unterhalb der horizontalen Mittelebene des Ölförderrings für einen gewissen freien Gehäuseaum

sorgen. Dies kann umso mehr vermieden werden, je höher die Eintauchtiefe des Rings gewählt wird.

Die Ergebnisse verdeutlichen, dass selbst bei konstanter Wellendrehzahl allein die Wahl der Eintauchtiefe des Ölförderrings darüber entscheiden kann, ob Schleuderöl auftritt oder nicht. Die Versuchsergebnisse erlauben es zudem, einen Richtwert für die Ringdrehzahl in Abhängigkeit des mittleren Ringdurchmessers ermitteln, der zugunsten einer Vermeidung von Schleuderöl nicht überschritten werden sollte.

Ausgangsbasis für die Berechnung bildet die Ringdrehzahl bei maximaler Eintauchtiefe. Das Sensorsignal zeigt bei dieser Parameterkonfiguration keinen Peak. Es ist demnach davon auszugehen, dass bei einer Ringdrehzahl von  $125 \text{ min}^{-1}$  noch kein Schleuderöl auftritt. An dieser Stelle wird ein weiterer Vorteil der vorgenommenen Auswertung bei einer Wellendrehzahl von  $1000 \text{ min}^{-1}$  deutlich: Durch die vergleichsweise enge Staffelung der Ringdrehzahlen steht das Messsignal des Ultraschallsensors bei der nächstkleineren Eintauchtiefe bereits bei einer geringfügig höheren Ringdrehzahl von  $134 \text{ min}^{-1}$  zur Verfügung. Mit dem Hintergrund, dass bei dieser Ringdrehzahl bereits erste Peaks auftreten, lässt sich schlussfolgern, dass die gewählte Referenzdrehzahl des Ölförderrings den tatsächlichen Grenzbe- reich bis zur Bildung von Schleuderöl angemessen approximiert.

Die bei der Referenzdrehzahl des Ölförderrings  $n_{R, \text{ref}}$  auftretende Zentripetalbeschleunigung  $a_{R, \text{ref}}$  am mittleren Radius des Rings ergibt sich nach [21] zu:

$$a_{R, \text{ref}} = (2 \cdot \pi \cdot n_{R, \text{ref}})^2 \cdot \left( r_R + \frac{h_R}{2} \right) = 18,5 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (27)$$

Für die maximal zulässige Ringdrehzahl  $n_{R, \text{zul}}$  ergibt sich damit in Abhängigkeit des mittleren Ringradius:

$$n_{R, \text{zul}} = \frac{1}{2\pi} \left( \frac{18,5 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{r_R + \frac{h_R}{2}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (28)$$

Da die maximal zulässige Ringdrehzahl beispielsweise auch von der Ölviskosität abhängig sein kann, ist das Ergebnis der vorangegangenen Gleichung als Anhaltswert zu betrachten.

Betrachtet man die Anzahl der Peaks in den Diagrammen im Kontext der jeweiligen Ringdrehzahlen, so ist davon auszugehen, dass die Entstehung

von Schleuderöl nach Überschreiten der Grenzdrehzahl überproportional mit der Ringdrehzahl zunimmt.

Auf Basis eines Vergleichs des Lufteintrags in das Öl aus Abschnitt 5.2.1 mit der Entstehung von Schleuderöl, sind keine klaren Korrelationen festzustellen. Trotz der ausgeprägteren Entstehung von Schleuderöl bei niedriger Eintauchtiefe, liegt der Luftanteil im Öl immer unterhalb des Luftanteils bei den höheren Eintauchtiefen. Offenbar beeinflusst das zurückfließende Schleuderöl den Luftgehalt im Öl nicht in dem Maße wie die Ringdrehzahl in Verbindung mit der Eintauchtiefe des Ölförderrings.

Auch bei dieser Versuchsreihe zeigt sich wiederum, dass die Ringdrehzahl einen bedeutenden Einfluss auf die Beanspruchung des Schmierstoffs haben kann. So ist im Zusammenhang mit der Entstehung von Schleuderöl auf eine moderate Drehzahl des Ölförderrings zu achten. Als Orientierung für die maximale Ringdrehzahl kann die vorgestellte Gleichung herangezogen werden, um schädliche Einflüsse auf den Schmierstoff gering zu halten.

### **5.3 Durchmischung des Öls im Reservoir**

Wie die vorangegangenen Versuche zeigen, fördert eine zunehmende Drehzahl des Ölförderrings sowohl den Lufteintrag in das Öl als auch die Bildung von Schleuderöl. Hieraus lässt sich zunächst schließen, dass die Ringdrehzahl unter der Prämisse eines ausreichenden Schmierstoffvolumenstroms möglichst gering ausfallen sollte. Im Kontrast dazu stehen allerdings die Forderungen, das im Reservoir verfügbare Schmierstoffvolumen vollumfänglich für den Schmierprozess zu nutzen sowie eine homogene Temperaturverteilung im Ölreservoir sicherzustellen. Erstgenannte Forderung dient dazu, die mechanische Beanspruchung des Öls gleichmäßig auf das gesamte Ölvolumen zu verteilen. Die letztgenannte Forderung impliziert die Vermeidung thermischer Hotspots, die zu einer lokal sehr hohen Beanspruchung des Schmierstoffs führen können.

Um diesen Forderungen gerecht zu werden, ist beim Betrieb der Lagerung eine gewisse Durchmischung des Öls im Reservoir notwendig. Die hierfür erforderliche Strömungsenergie wird beim Ringschmiersystem über den Ölförderring in das Ölvolumen eingebracht. In diesem Zusammenhang ist es naheliegend, dass für eine ausreichende Durchmischung auch eine gewisse Drehzahl des Ölförderrings erforderlich ist. Die nachfolgende Versuchsreihe dient daher dem Zweck, die Durchmischung zu untersuchen und basierend darauf eine empfohlene Untergrenze für die Ringdrehzahl abzuleiten.

### 5.3.1 Versuchsmethodik

Zur Beurteilung der Durchmischung des Öls im Reservoir wird der physikalische Zusammenhang der Temperaturabhängigkeit der Dichte herangezogen. Für Fluide gilt, dass deren Volumen mit ansteigender Temperatur zunimmt [109]. Eine Zunahme des spezifischen Volumens führt im Umkehrschluss zu einer Abnahme der Dichte.

Bei der Prüflagerung führt der beschriebene Zusammenhang dazu, dass sich bei Temperierung des Öls und Stillstand der Welle ein Temperaturunterschied im Ölreservoir ausbildet. Das wärmere Öl mit der geringeren Dichte sammelt sich im oberen Bereich, während das kühlere Öl mit der höheren Dichte zum Boden des Reservoirs sinkt. Diese Temperaturdifferenz dient für die nachfolgenden Versuche als Bewertungskriterium für die Durchmischung des Öls im Reservoir: Je kleiner die Temperaturdifferenz, desto homogener ist die Temperaturverteilung und damit die Durchmischung des Öls.

Wie bereits in Abschnitt 4.3.3 erwähnt, befinden sich im Ölreservoir zwei übereinander angeordnete Temperatursensoren, die stirnseitig in das Ölreservoir hineinragen. Zur Ermittlung der Temperaturdifferenz kommen diese beiden Sensoren zum Einsatz. In Bild 46 a) ist die Lage der Sensoren sowie das grundlegende Vorgehen zur Ermittlung der Temperaturdifferenz skizziert. Auf Basis der Temperaturmesswerte im oberen Bereich des Reservoirs  $\vartheta_{\text{Öl, o}}$  und im unteren Bereich  $\vartheta_{\text{Öl, u}}$  ergibt sich die Temperaturdifferenz zu:

$$\Delta\vartheta_{\text{Öl, o-u}} = \vartheta_{\text{Öl, o}} - \vartheta_{\text{Öl, u}} \quad (29)$$

Die Erzeugung der initialen Temperaturdifferenz  $\Delta\vartheta_{\text{Öl, o-u}}$  erfolgt unter aktiver Aufheizung des Öls. Dabei wird die Temperatur im oberen Bereich des Reservoirs bei stillstehender Welle auf  $\vartheta_{\text{Öl, o}} = 50 \text{ °C}$  temperiert. Die sich dabei einstellende Temperaturdifferenz  $\Delta\vartheta_{\text{Öl, o-u}}$  beläuft sich auf etwa  $6 \text{ °C}$ . Anschließend wird die Wellendrehzahl beginnend bei  $200 \text{ min}^{-1}$  in  $25 \text{ min}^{-1}$ -Schritten auf bis auf  $300 \text{ min}^{-1}$  erhöht. Die fünf Drehzahlstufen werden jeweils eine Minute gehalten. Die Ermittlung der Temperaturdifferenz erfolgt für jede Stufe auf Basis des Mittelwertes der letzten fünf Messwerte der Temperatursensoren. Dies entspricht einem Messintervall von  $5 \text{ s}$ . Das zuvor genannte Drehzahlfenster von  $200 \text{ min}^{-1}$  bis  $300 \text{ min}^{-1}$  wurde im Rahmen von Vorversuchen als Übergangsbereich von schlechter zu guter Durchmischung identifiziert.

Die relevanten Versuchsparameter sind in Tabelle 16 aufgelistet.

Tabelle 16: Relevante Versuchsparameter zur Untersuchung des Einflusses der Wellendrehzahl  $n_W$  beziehungsweise der resultierenden Ringdrehzahl  $n_R$  auf die Temperaturdifferenz im Ölreservoir  $\Delta\vartheta_{\text{Öl, o-u}}$ .

Variationsparameter und Stufen	Konstante Parameter und Konfiguration	Zentraler Untersuchungsparameter
Wellendrehzahl $n_W$ 200 / 225 / 250 / 275 / 300 $\text{min}^{-1}$	Eintauchtiefe Ölförderring $H_R$ 50 mm  Ölförderring $d_R \times h_R \times b_R$ 210 x 6 x 6 mm  Temperierung des Öls im Reservoir $\vartheta_{\text{Öl, o}}$ 50 °C	Temperaturdifferenz des Öls im Reservoir $\Delta\vartheta_{\text{Öl, o-u}}$

### 5.3.2 Versuchsergebnisse

Die Ergebnisse der Versuchsreihe sind in Bild 46 b) dargestellt.

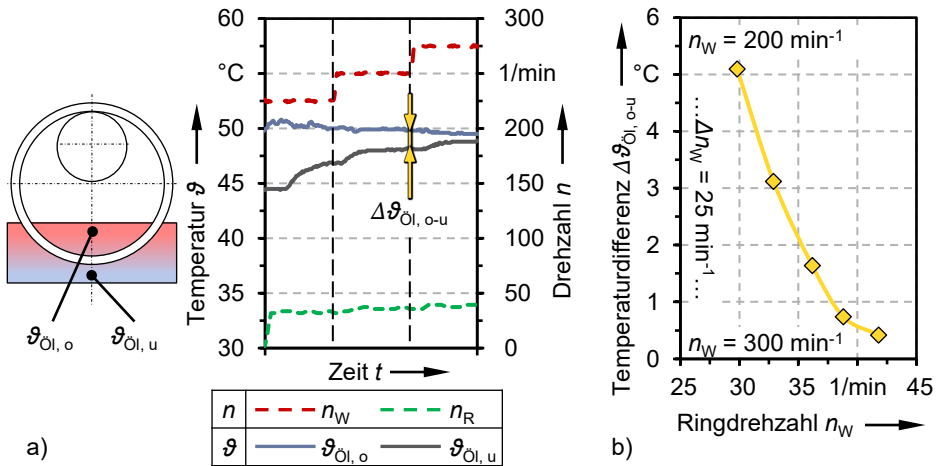


Bild 46: a) Methode zur Ermittlung der Temperaturdifferenz im Ölreservoir  $\Delta\vartheta_{\text{Öl, o-u}}$  in Abhängigkeit der Wellendrehzahl  $n_W$  beziehungsweise der resultierenden Ringdrehzahl  $n_R$ ; b) Temperaturdifferenz im Ölreservoir  $\Delta\vartheta_{\text{Öl, o-u}}$  in Abhängigkeit der Wellendrehzahl  $n_W$  beziehungsweise der resultierenden Ringdrehzahl  $n_R$ .

Es ist zu erkennen, dass der Temperaturunterschied  $\Delta\vartheta_{\text{Öl, o-u}}$  mit zunehmender Wellen- beziehungsweise Ringdrehzahl abfällt. Während sich der Temperaturunterschied bei einer Ringdrehzahl von etwa 30  $\text{min}^{-1}$  noch bei rund 5 °C bewegt und folglich von einer schlechten Durchmischung auszugehen ist, sinkt die Temperaturdifferenz unter abnehmender Rate mit zunehmender Ringdrehzahl immer weiter ab. Bei einer Ringdrehzahl von rund 42  $\text{min}^{-1}$  liegt die Temperaturdifferenz schließlich nur noch bei etwa

0,4 °C, weshalb in diesem Fall bereits von einer guten Durchmischung auszugehen ist.

### 5.3.3 Diskussion und Fazit

Erwartungsgemäß hat die Drehzahl des Ölförderrings einen entscheidenden Einfluss auf die Durchmischung des Öls im Reservoir. Als positiv für den Betrieb erweist sich die Tatsache, dass eine gute Durchmischung bereits bei einer relativ geringen Wellendrehzahl zwischen  $275 \text{ min}^{-1}$  und  $300 \text{ min}^{-1}$  erreicht wird.

Ein erster nennenswerter Effekt auf die Durchmischung, ist ab einer Ringdrehzahl von etwa  $30 \text{ min}^{-1}$  festzustellen. Verglichen zur stillstehenden Welle verringert sich die Temperaturdifferenz bei dieser Ringdrehzahl um 1 °C. Danach führt eine geringfügige Erhöhung der Drehzahl von  $3 \text{ min}^{-1}$  zu einer weiteren Abnahme der Temperaturdifferenz um 2 °C. Die darauffolgenden sowie ähnlichen Drehzahlsprünge rufen jeweils eine geringere Abnahme der Temperaturdifferenz hervor. Jedoch erfolgt in diesem Fall auch bereits eine deutliche Annäherung zum ausgeglichenen thermischen Zustand.

Bei der letzten Drehzahlstufe ist die Temperaturdifferenz mit 0,4 °C bereits als sehr gering einzustufen. Eine weitere Reduzierung der Temperaturdifferenz müsste mit einer überproportionalen Erhöhung der Ringdrehzahl erkauft werden und ist damit nicht zielführend. Auf der anderen Seite würden nur geringfügig niedrigere Ringdrehzahlen bereits überproportional hohe Temperaturunterschiede hervorrufen. Als angemessene Empfehlung kann daher für das vorliegende Ringschmiersystem eine Mindest-Drehzahl des Ölförderrings von  $40 \text{ min}^{-1}$  gelten. Hierbei ist zu berücksichtigen, dass der Wert lediglich für die getestete Konfiguration gilt. Prinzipiell ist davon auszugehen, dass beispielsweise auch die Ring- sowie die Reservoirabmessungen einen Einfluss auf die Durchmischung haben.

Unter Einbezug von Erkenntnissen des vorangegangenen Abschnitts, sollte sich die Ringdrehzahl etwa in einem Bereich zwischen  $40 \text{ min}^{-1}$  bis  $125 \text{ min}^{-1}$  bewegen, um schädliche Einflüsse auf das Öl einerseits durch schlechte Durchmischung und andererseits durch die Bildung von Schleuderöl zu vermeiden. Es zeigt sich damit erneut die Bedeutung der Ringdrehzahl im Kontext der Schmierstoffbeanspruchung.

Wie die Versuche zeigen, wird die minimale Ringdrehzahl bereits bei einer vergleichsweise geringen Wellendrehzahl erreicht. Im Fall einer ausgehnteren Phase des Festkörperkontakts, wie sie sich in Abschnitt 5.1.2 bei

einer Systemtemperatur von 70 °C beobachten lässt, kann die Mindest-Drehzahl des Ölförderrings aufgrund des nahezu schlupffreien Betriebs bereits früher erreicht werden. Mit Eintritt des mischreibungsbefahenen Übergangsbereichs fällt sie jedoch wieder ab und kann folglich wieder darunter liegen. Als kritischer erweist sich, je nach Anforderungen, die Maximaldrehzahl des Ölförderrings. Um diese nicht zu überschreiten, kommen beispielsweise konstruktive Maßnahmen in Form einer Änderung des Konzepts der axialen Ringführung oder der Einsatz eines radialen Anlaufelements in Frage (siehe hierzu auch Abschnitt 7).

## 5.4 Thermische Betriebseigenschaften der Wälzlagerung mit Ringschmiersystem

### 5.4.1 Vorüberlegungen und Untersuchung zu den thermischen Randbedingungen

Die Lagertemperatur als ein wesentlicher Einflussfaktor auf die Schmierstoffbeanspruchung ist einer der zentralen Untersuchungsparameter in der vorliegenden Arbeit. Die Wälzlagertemperatur ergibt sich auf Basis der Wärmestrombilanz [110]. Diese wird aus dem zugeführten Wärmestrom  $\dot{Q}_{zu}$  und dem abgeführten Wärmestrom  $\dot{Q}_{ab}$  gebildet. Bei ausgeglichenen Wärmeströmen, also  $\dot{Q}_{zu} = \dot{Q}_{ab}$ , befindet sich das Lager im thermisch stationären Zustand und erfährt keine weitere Änderung der Temperatur. Der zugeführte Wärmestrom entspricht in der Regel der vollständig in Wärme umgewandelten Reibungsleistung des Lagers, sofern kein weiterer Wärmeintrag durch Dichtungen oder andere Wärmequellen stattfindet [111] [106]. Die Wärmeabfuhr kann, abhängig von Konstruktion und Schmierverfahren, zu einem gewissen Teil durch einen Luftstrom beziehungsweise den Schmierstoff erfolgen. Der größte Anteil der Wärme wird in der Regel jedoch die über die Lagersitzflächen und demnach durch Wärmeleitung abgeführt [112].

Versuche, welche den Einfluss verschiedener Konfigurationen des Ringschmiersystems auf das thermische Verhalten der Wälzlagerung zum Gegenstand haben, ebenso wie die Untersuchung des Einflusses der Eintauchtiefe des Wälzlagers, werden ausschließlich an der Prüflagerung I durchgeführt. Die Prüflagerung II kommt im Rahmen eines Versuchs zum Einsatz, bei denen beide Prüflagerungen simultan betrieben werden und die sich im Betrieb ergebende Lagertemperatur eine Zielgröße darstellt. Diese Versuchsreihe hat den Vergleich des thermischen Verhaltens zwischen einer

Wälzlagerung mit Ringschmiersystem und einer Wälzlagerung mit fettgeschmiertem Lager zum Inhalt.

Um hierbei die Vergleichbarkeit der Resultate aus den Temperaturmessungen bei beiden Lagerungen sicherzustellen, müssen während der Versuche – neben den mechanischen Randbedingungen in Form von Last und Drehzahl – auch vergleichbare thermische Randbedingungen aufgrund der Umgebungskonstruktion Einbaubedingungen bei den Wälzlagern vorherrschen.

In Analogie zum elektrischen Stromkreis lässt sich eine Wälzlagerung mit ihren Komponenten, Berührstellen und Oberflächen als thermisches Netzwerk, bestehend aus Wärmekapazitäten und Wärmewiderständen, betrachten [113]. Für zwei Lagerungen lassen sich demnach die gleichen thermischen Randbedingungen schaffen, wenn die Gesamtwirkung der Systemgrößen auf den Wärmefluss übereinstimmt. Um dieser Voraussetzung zu genügen, wurde auf einen möglichst identischen und symmetrischen konstruktiven Aufbau der Prüflagerungen beziehungsweise des Prüfstandes geachtet. Eine uneingeschränkte Erfüllung dieses Anspruchs kann aufgrund funktionaler Aspekte des Prüfaufbaus jedoch nicht gewährleistet werden. So befindet sich beispielsweise die Antriebseinheit mit der wärmeübertragenden Anbindung an die Hauptwelle auf der Seite der Prüflagerung II. An der Prüflagerung I befindet sich hingegen das freie Ende der Hauptwelle.

Neben Unterschieden auf makroskopischer Ebene können auch mikroskopische Merkmale, wie die Oberflächenrauheit, die wärmeübertragende Berührfläche ändern und damit den thermischen Widerstand beeinträchtigen [11] [114]. Den gleichen Effekt in Form einer Änderung der wahren Kontaktfläche ruft die Höhe der Flächenpressung zwischen einzelnen Komponenten hervor: Mit steigender Flächenpressung nimmt die Glättung von Rauheitsspitzen zu und die tatsächliche wärmeübertragende Fläche vergrößert sich [115].

Die Gesamtheit dieser Phänomene beeinflusst das Wärmeabfuhrvermögen vom Lagersitz und damit die Wälzlagertemperatur. Eine exakte Quantifizierung des Wärmeabfuhrvermögens gestaltet sich aufgrund der mangelnden Kenntnis thermischer Parameter, wie beispielsweise der wahren Berührfläche oder des Wärmeübergangskoeffizienten, schwierig und ist nur unter großem Aufwand rechnerisch ermittelbar [113]. Gleichwohl ist ein qualitativer Vergleich mithilfe eines Versuches am Prüfstand möglich, um eventuelle Diskrepanzen in Hinblick auf das Wärmeabfuhrvermögen bei den beiden Prüflagerungen festzustellen und abzuschätzen.

Hierbei wird das Abkühlungsverhalten der stillstehenden Wälzlager im belasteten Zustand am Messpunkt ermittelt. Anhand des Temperaturverlaufs wird für jede der beiden Lagerungen eine Abkühlungskonstante  $k$  ermittelt, welche die Wirkung von Wärmeübergängen und Wärmekapazitäten im konstruktiven Aufbau auf einen Vergleichswert reduziert. Betrachtet wird dabei der Wärmestrom, welcher über die Lagersitzfläche abgegeben wird. Etwaige Anteile, welche auf Wärmestrahlung zurückzuführen sind, werden nicht berücksichtigt. Letztere fallen im betrachteten Temperaturbereich im Vergleich zur Wärmeleitung gering aus. Es ist davon auszugehen, dass der betrachtete Unterschied zwischen der Wärmeabstrahlung der beiden Prüflagerungen umso geringer ausfällt.

Als physikalische Grundlage dient der auf dem NEWTONSchen Abkühlungsgesetz basierende zeitliche Zusammenhang zwischen der abgeführten Wärmemenge  $Q_{\text{ab}}$ , den beiden Systemparametern in Form des Wärmeübertragungskoeffizienten  $\alpha_{\text{W}}$  und der Wärmeübertragungsfläche  $A_{\text{W}}$  und der Temperaturdifferenz [116]:

$$-\frac{dQ_{\text{ab}}(t)}{dt} = \alpha_{\text{W}} \cdot A_{\text{W}} \cdot (\vartheta(t) - \vartheta_{\text{U}}) \quad (30)$$

Nach Umstellung der Masse  $m$  und der spezifischen Wärmekapazität  $c$ , lässt sich die Abkühlungsrate  $d\vartheta(t)/dt$  nach Gleichung (31) berechnen. Hierbei tritt die Abkühlungskonstante  $k$ , welche den Vergleichsparameter darstellt, an die Stelle der Systemparameter  $\alpha_{\text{W}}$ ,  $A_{\text{W}}$ ,  $m$  und  $c$ :

$$\frac{d\vartheta(t)}{dt} = -\frac{\alpha \cdot A}{\underbrace{m \cdot c}_k} \cdot (\vartheta(t) - \vartheta_{\text{U}}) \quad (31)$$

Der Temperaturverlauf ergibt sich nach Integration der Differentialgleichung unter Verwendung der Exponentialfunktion mit der Starttemperatur  $\vartheta(0) = \vartheta_0$  zu [117]:

$$\vartheta(t) = (\vartheta_0 - \vartheta_{\text{U}}) \cdot e^{-kt} + \vartheta_{\text{U}} \quad (32)$$

Umformen der vorangegangenen Gleichung liefert in Verbindung mit der Randbedingung  $\vartheta(t_1) = \vartheta_1$  die Abkühlkonstante  $k$ :

$$k = -\frac{1}{t_1} \ln \left( \frac{\vartheta_1 - \vartheta_{\text{U}}}{\vartheta_0 - \vartheta_{\text{U}}} \right) \quad (33)$$

Die zur Berechnung der Abkühlkonstante erforderlichen Parameter werden im Rahmen eines Abkühlversuchs am Prüfstand gewonnen. Um

möglichst die Wärmeabfuhrverhältnisse wie bei den darauffolgenden Vergleichsversuchen zu schaffen, wird der Abkühlversuch mit den identischen Wälzlager und ohne zwischenzeitliche Demontage und Montage durchgeführt. Das ölgeschmierte Wälzlager (Wälzlager I) wird in der Prüflagerung I und das herstellerseitig gefettete Wälzlager (Wälzlager II) in der Prüflagerung II eingebaut. Die Belastung der beiden Prüflager entspricht mit je 7 kN der Belastung, wie sie auch bei den Vergleichsversuchen vorherrscht, um dem flächenpressungsbedingten Anteil des Wärmeübergangs am Lagersitz Rechnung zu tragen.

Die beiden Messpunkte an den Lageraußenringen werden mittels der temperierbaren Lagerschilde auf 70 °C aufgeheizt. Bis zu etwa diesem Temperaturniveau werden auch die Vergleichsversuche bei aktiver Beheizung durchgeführt. Im Allgemeinen ist diese Temperatur ein typischer Referenzwert bei thermischen Berechnungen an Wälzlager und stellt beispielsweise die Bezugstemperatur bei der Ermittlung der thermisch zulässigen Drehzahl dar [106] [118].

Der Abkühlvorgang wird durch Deaktivierung der Heizung eingeleitet. Die Temperaturkurven der Messpunkte weisen daraufhin zwar einen abfallenden, jedoch zunächst noch rechtsgekrümmten Verlauf auf. Dies liegt darin begründet, dass die Wärmezufuhr zur Messstelle aufgrund des abnehmenden Restwärmeflusses von den Heizpatronen zum Wälzlager zunächst noch besteht. Ist der am Wälzlager ankommende Wärmestrom weitgehend abgeklungen, erreicht der Temperaturgradient ein Maximum, die Krümmungsrichtung der Temperaturkurve ändert sich und es beginnt der charakteristische, exponentiell abnehmende Temperaturverlauf des Abkühlungsprozesses. Ab diesem Zeitpunkt beginnt das 30-minütige Messintervall, mithilfe dessen die Parameter zur Berechnung der Abkühlkonstante nach Gleichung (33) ermittelt werden.

In Bild 47 sind die Abkühlkurven der beiden Wälzlager dargestellt und die daraus gewonnenen Parameter zur Berechnung der Abkühlkonstanten aufgelistet. Ergänzend sind die anhand Gleichung (32) extrapolierten, sich asymptotisch der Umgebungstemperatur  $\vartheta_U$  annähernden, Temperaturverläufe beider Wälzlager dargestellt. Zu Beginn der Messung besitzen beide Wälzlager eine Temperatur von 68,1 °C. Nach der 30-minütigen Abkühlzeit beläuft sich die Temperatur von Wälzlager I auf 57,3 °C. Die Temperatur von Wälzlager II ist zu diesem Zeitpunkt um 0,1 °C geringer. Die Abkühlkonstante fällt für Wälzlager II damit um etwa 1,1 % größer aus als bei Wälzlager I. Grundsätzlich zeigen die beiden Abkühlkurven folglich eine gute Übereinstimmung und sind nahezu deckungsgleich.

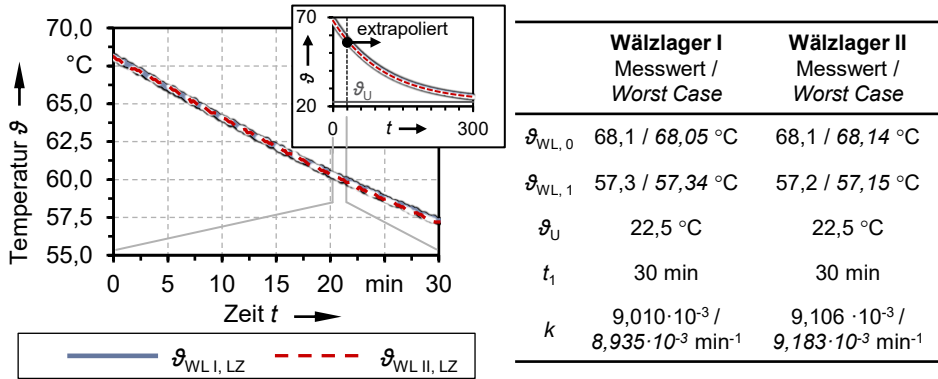


Bild 47: Links: Gemessene Abkühlkurven der Wälzlager und Extrapolation bis 300 Minuten. Rechts: Parameter zur Berechnung der Abkühlkonstante  $k$  und des extrapolierten Temperaturverlaufs  $\vartheta(t)$ , erweitert um Werte aus einem Worst-Case-Szenario.

Da die Temperaturdifferenz lediglich der Auflösung der Temperaturmessung entspricht, wird nachfolgend – zur besseren Einordnung des Ergebnisses – ein Worst-Case-Szenario durchgespielt. Hierfür werden die ermittelten Temperaturmesswerte um die zweite Nachkommastelle erweitert und im Rahmen des maximalen Rundungsfehlers entsprechend korrigiert. Die jeweiligen Temperaturdifferenzen werden so angepasst, dass schließlich die maximale Diskrepanz zwischen den beiden Abkühlkonstanten vorliegt. Demzufolge wird die geringere Temperaturdifferenz der Prüflagerung I um weitere 0,09 °C verringert, während die größere Temperaturdifferenz bei der Prüflagerung II eine Erhöhung um weitere 0,09 °C erfährt. In diesem Fall resultiert bei Prüflagerung II eine um 2,8 % größere Abkühlkonstante als bei Prüflagerung I. Die entsprechenden Werte für die Parameter und die Abkühlkonstanten sind Bild 47 zu entnehmen.

Für den über die Lagersitzfläche abgegebenen Wärmestrom nach [52] gilt damit:

$$\dot{Q}_{ab} = \underbrace{\alpha_{WI} \cdot A_{WI} \cdot (\vartheta_{WLI} - \vartheta_U)}_{\text{Prüflagerung I}} = \underbrace{1,028 \cdot \alpha_{WI} \cdot A_{WI} \cdot (\vartheta_{WLI} - \vartheta_U)}_{\text{Prüflagerung II}} \quad (34)$$

Ausgedrückt in einem absoluten Temperaturwert, würde ein Wälzlager bei einer Temperatur von 70 °C und unter Voraussetzung der gleichen Reibungsleistung eine in Prüflagerung I um etwa 1,3 °C höhere Temperatur aufweisen als in Prüflagerung II.

Die abgeschätzte Temperaturabweichung bei Wälzlager II von bis zu 2,8 % gegenüber Wälzlager I ist selbst unter der Worst-Case-Annahme als vergleichsweise gering einzuschätzen. Der Wert liegt im unteren Bereich der

im Rahmen von [113] ermittelten, konstruktionsbedingten Temperaturabweichung von 2,6 % bis 5,1 %. Auch in diesem Fall sind die Diskrepanzen auf unvermeidliche funktions- und toleranzbedingte Abweichungen zurückzuführen. Letztendlich führt die vorliegende Konstellation der geringfügig besseren Wärmeabfuhr beim fettgeschmierten Lager zu einem konservativen Vergleich mit dem ölgeschmierten Lager.

#### 5.4.2 Eintauchtiefe des Wälzlagers in den Ölsumpf

Das im Ölsumpf befindliche Öl steht aufgrund seiner Schmierfunktion im direkten Kontakt zum Wälzlager und wird somit auf verschiedene Arten beansprucht. Die thermische Beanspruchung des Öls steht im Zusammenhang mit den durch die Drehung des Lagers entstehenden Verlusten. Neben Betriebsparametern, wie Drehzahl oder Last, leistet hierbei auch die Eintauchtiefe des Wälzlagers  $H_W$  in den Ölsumpf als wesentliches Konstruktionsmerkmal einen gewissen Beitrag. In der folgenden Versuchsreihe wird daher das resultierende Temperaturniveau in Abhängigkeit der Eintauchtiefe des Wälzlagers untersucht.

Die maximale Eintauchtiefe des Wälzlagers wird für die Versuche in Anlehnung an einen typischen Literaturwert gewählt. Hierbei taucht der unterste Wälzkörper zur Hälfte in das Öl ein [11]. Größere Eintauchtiefen führen zu einer Erhöhung der Temperatur. Zur Überprüfung der Möglichkeit, ob eine weitere Absenkung der Eintauchtiefe auch zu einer geringeren Temperaturentwicklung und damit Reduzierung der thermischen Schmierstoffbeanspruchung führt, fallen die zusätzlich untersuchten Stufen der Eintauchtiefe geringer aus.

Neben der Eintauchtiefe wird zusätzlich die Wellendrehzahl  $n_w$  beziehungsweise der Drehzahlkennwert  $n \cdot d_m$  des Wälzlagers in zwei Stufen variiert. Zum einen wird ein Drehzahlkennwert gewählt, bei dem die Variation der Eintauchtiefe gemäß Literaturangaben vergleichsweise geringe Auswirkungen auf die Lagertemperatur hat. Hierfür wird ein Drehzahlkennwert gewählt, der geringfügig unterhalb von  $150\,000\text{ min}^{-1} \cdot \text{mm}$  liegt [11]. Zum anderen wird ein Drehzahlkennwert gewählt, der mit  $504\,000\text{ min}^{-1} \cdot \text{mm}$  geringfügig oberhalb des allgemeinen Grenzwertes für Ölbad Schmierung liegt. Letzterer beläuft sich auf  $500\,000\text{ min}^{-1} \cdot \text{mm}$  und geht mit der Notwendigkeit eines häufigen Ölwechsels einher. Ferner ist ab einem Drehzahlkennwert von  $300\,000\text{ min}^{-1} \cdot \text{mm}$  häufig mit einer Lagertemperatur oberhalb von  $70\text{ °C}$  zu rechnen.

Die Lagerbelastung wird mit  $P/C \approx 0,02$  vergleichsweise gering, jedoch noch oberhalb der in [11] empfohlenen Mindestlast, gewählt. Auf diese Weise soll der Anteil der Planschreibung, gemessen an der Gesamtverlustleistung, hervorgehoben werden.

Die bei den Untersuchungen betrachteten Versuchsparameter sind in Tabelle 17 aufgelistet.

Tabelle 17: Versuchsparameter zur Untersuchung des Einflusses der Eintauchtiefe auf das Temperaturniveau des Wälzlagers im Betrieb.

Variationsparameter und Stufen	Konstante Parameter	Untersuchungsparameter
Drehzahlkennwert $n \cdot d_m$ 140 000 / 504 000 $\text{min}^{-1} \cdot \text{mm}$	Radiallast $P_r$ 3 000 N	Lagertemperatur $\vartheta_{\text{WL, LZ}}$
Wellendrehzahl $n_W$ 1 000 / 3 600 $\text{min}^{-1}$	Axiallast $P_a$ 430 N	Öltemperatur Reservoir $\vartheta_{\text{Öl, R}}$
Eintauchtiefe Wälzlager $H_W$ 3 / 5 / 8 mm	Lagerbelastung $P/C$ $\approx 0,02$	

### 5.4.2.1 Methode zur Ermittlung der Wälzlagertemperatur bei unterschiedlichen Eintauchtiefen

Vorversuche haben gezeigt, dass ein thermischer Beharrungszustand auch nach sechs Stunden Betriebszeit noch nicht erreicht ist. Dies ist zum einem auf die großen Massen der Prüfstandkomponenten zurückzuführen, zum anderen auf eine allmählich einsetzende Erwärmung der Umgebungsluft in unmittelbarer Nähe zum Prüfstand. Auswirkungen haben diese Gegebenheiten auf die resultierende Temperaturkurve. Dabei nähert sich der charakteristische exponentielle Verlauf der Temperaturkurve allmählich einem – über den Messzeitraum betrachtet – nahezu linearen Verlauf an. Trotz Klimatisierung des Prüflabors ist dieser Sachverhalt nicht vollends zu vermeiden. Um aus den Versuchen dennoch einen vergleichbaren Anhaltswert zu gewinnen, werden die Temperaturen basierend auf folgendem Vorgehen ermittelt:

Der Prüfstand wird zunächst bei der niedrigeren ersten Drehzahlstufe ( $1\,000\ \text{min}^{-1}$ ) betrieben. Dies erfolgt solange, bis ein bestimmtes Kriterium hinsichtlich des Temperaturverlaufs, welches im Folgenden noch beschrieben wird, erfüllt ist. Direkt im Anschluss wird die Drehzahl auf die zweite Stufe ( $3\,600\ \text{min}^{-1}$ ) erhöht und ebenso bis zum Eintritt dieses Kriteriums beibehalten. Ein Versuchslauf besteht damit aus zwei aufeinanderfolgenden Messintervallen, an deren Ende jeweils die maßgebliche Temperatur ermittelt wird.

Der Zeitraum vom Versuchsstart bis zur Bestimmung der maßgeblichen Temperatur setzt sich aus der Dauer des exponentiellen Temperaturanstiegs und dem Beginn des quasi-linearen Temperaturanstiegs zusammen. Der exponentielle Verlauf geht kontinuierlich in den quasi-linearen Verlauf über. Um dennoch einen für die Zeitmessung erforderlichen Übergangspunkt zum quasi-linearen Temperaturverlauf abzuschätzen, wird ein Kriterium definiert, welches nicht zuletzt auch auf Erfahrungswerten diverser Vorversuche und den beobachteten Temperaturverläufen beruht. Das Zeitintervall startet rückwirkend, wenn innerhalb eines Zeitintervalls von 15 Minuten eine Temperaturänderung von  $0,7\text{ }^{\circ}\text{C}$  erfasst wurde. Entsprechend erfolgt die Zeitmessung von diesem Zeitpunkt an über ein weiteres 15-minütiges Zeitintervall, bis an dessen Ende die maßgebliche Temperatur gemessen wird.

Bei beiden untersuchten Drehzahlen sind identische Temperaturänderungsraten zu beobachten: In der ersten Hälfte des 30-minütigen Zeitfensters die bereits erwähnte Änderung von  $0,7\text{ }^{\circ}\text{C}$  und in der zweiten Hälfte ein Anstieg der Temperatur von  $0,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ . In der zweiten Hälfte nimmt die Änderungsrate damit nur noch geringfügig um  $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$  ab und entspricht somit der Auflösung des Temperaturmesssignals. Folglich nimmt die Temperatur bei beiden untersuchten Drehzahlen innerhalb des 30-minütigen Zeitintervalls noch um  $1,3\text{ }^{\circ}\text{C}$  zu. Unter Anwendung des Kriteriums für die Temperaturänderungsrate beläuft sich die gesamte Versuchszeit im Fall der ersten Drehzahlstufe auf etwa 90 Minuten. Bei der zweiten Drehzahlstufe ist die Versuchszeit etwa 30 Minuten länger, bis die entsprechende Temperaturänderungsrate erreicht wird. Diese beläuft sich in diesem Fall auf etwa 120 Minuten.

Zur Ermittlung der Versuchszeiten wurde das Kriterium auf die Messkurven bei einer Eintauchtiefe von 8 mm angewendet. Für die beiden Versuchsläufe bei den geringeren Eintauchtiefen werden die identischen Versuchszeiten gewählt, um die Vergleichbarkeit der Resultate untereinander zu gewährleisten.

#### 5.4.2.2 Ergebnisse

Die nach dem beschriebenen Vorgehen gewonnenen Messwerte für die Lagertemperatur  $\vartheta_{\text{WL, LZ}}$  sind in Bild 48 aufgeführt. Für die thermische Schmierstoffbeanspruchung ist die Lagertemperatur in der Lastzone maßgeblich, da diese reibungsbedingt für alle Versuchspunkte höher ausfällt als in der lastfreien Zone. Um die thermische Schmierstoffbeanspruchung in Abhängigkeit der Eintauchtiefe in einem breiteren Kontext beurteilen zu

können, sind zusätzlich die Messdaten der Öltemperatur im Reservoir  $\vartheta_{\text{Öl, R}}$  aufgetragen.

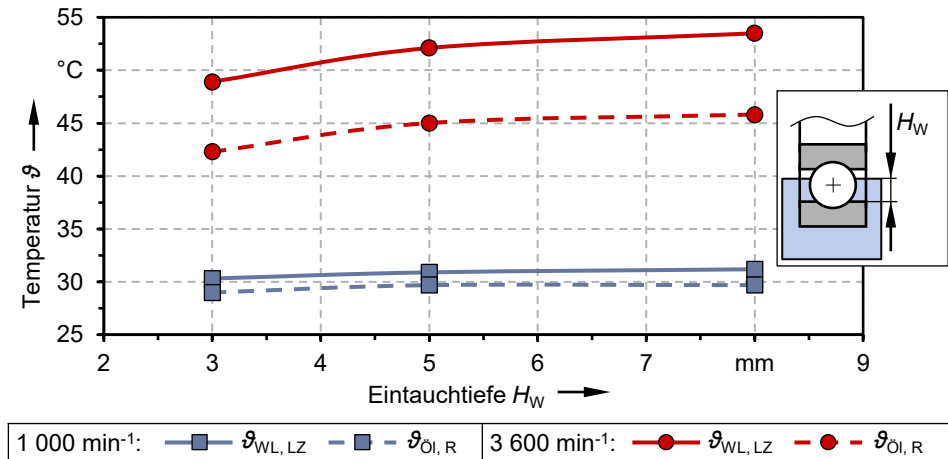


Bild 48: Wälzlager- und Öltemperatur  $\vartheta_{\text{WL, LZ}}$  und  $\vartheta_{\text{Öl, R}}$  in Abhängigkeit von Wellendrehzahl  $n_W$  und Eintauchtiefe des Wälzlagers  $H_W$ .

Die Lagertemperatur ist bei einer Drehzahl von 3 600 min<sup>-1</sup> über alle betrachteten Stufen der Eintauchtiefe deutlich höher als bei einer Drehzahl von 1 000 min<sup>-1</sup>. Bei der höheren Drehzahl ist eine bedeutend höhere Änderungsrate der Lagertemperatur über die Eintauchtiefe zu verzeichnen. Bei beiden untersuchten Drehzahlstufen nimmt die Temperaturänderungsrate mit steigender Eintauchtiefe ab. So liegt die Lagertemperatur beispielsweise bei einer Drehzahl von 3 600 min<sup>-1</sup> und einer Eintauchtiefe von 5 mm um 3,2 °C höher als bei einer Eintauchtiefe von 3 mm.

Eine weitere Erhöhung der Eintauchtiefe auf 8 mm führt hingegen lediglich noch zu einer Temperaturerhöhung von 1,4 °C. Der maximal gemessene Temperaturunterschied liegt für beide Drehzahlen zwischen minimaler und maximaler Eintauchtiefe vor. Bei der höheren Drehzahl beläuft sich dieser auf 4,6 °C, wohingegen bei 1 000 min<sup>-1</sup>, mit einem gemessenen Temperaturunterschied von 0,9 °C, lediglich etwa ein Fünftel der Temperaturdifferenz im Vergleich zur höheren Drehzahl vorliegt.

Die Öltemperatur im Reservoir fällt naturgemäß bei allen untersuchten Parameterkonfigurationen geringer aus als die Lagertemperatur. Dabei ist die Differenz zwischen Lager- und Öltemperatur tendenziell umso größer, je höher die Lagertemperatur ist. Im Vergleich zur Lagertemperatur ändert sich die Öltemperatur zwischen den Stufen der Eintauchtiefe demnach weniger stark. Bei einer Drehzahl von 1 000 min<sup>-1</sup> und der minimalen

Eintauchtiefe ist ein Temperaturunterschied zwischen dem Lager und dem Öl im Reservoir von 1,3 °C festzustellen.

Bei gleicher Drehzahl und maximaler Eintauchtiefe resultiert ein geringfügig größerer Temperaturunterschied von 1,5 °C. Bei mittlerer Eintauchtiefe ist die Lagertemperatur zwar um 0,3 °C niedriger als bei maximaler Eintauchtiefe, jedoch ist diese Temperaturdiskrepanz zu gering, als dass sie sich in der Öltemperatur im Reservoir widerspiegelt. Letztere ist mit 29,7 °C demnach in beiden Fällen identisch.

Bei einer Drehzahl von 3 600 min<sup>-1</sup> sind hingegen bei allen drei Stufen der Eintauchtiefe durchweg Unterschiede in der Öltemperatur festzumachen. Analog zum Verlauf der Lagertemperatur ist auch bei der Öltemperatur im Reservoir ein größerer Temperatursprung zwischen minimaler und mittlerer Eintauchtiefe zu verzeichnen als zwischen mittlerer und maximaler Eintauchtiefe. Der minimale Temperaturunterschied zwischen Lager und Öl ergibt sich zu 6,6 °C bei minimaler Eintauchtiefe. Die maximale Temperaturdiskrepanz liegt, ebenso wie die maximale Lagertemperatur, bei maximaler Eintauchtiefe vor und beträgt 7,7 °C.

Eine Übersicht der gemessenen Temperaturwerte liefert Tabelle 18.

Tabelle 18: Gemessene Lageraußenringtemperaturen  $\vartheta_{WL, LZ}$  und Öltemperaturen im Reservoir  $\vartheta_{Öl, R}$ .

Wellendrehzahl $n_w$	Eintauchtiefe $H_w$	Lageraußenringtemperatur in der Lastzone $\vartheta_{WL, LZ}$	Öltemperatur im Reservoir $\vartheta_{Öl, R}$
1 000 min <sup>-1</sup>	3 mm	30,3 °C	29,0 °C
	5 mm	30,9 °C	29,7 °C
	8 mm	31,2 °C	29,7 °C
3 600 min <sup>-1</sup>	3 mm	48,9 °C	42,3 °C
	5 mm	52,1 °C	45,0 °C
	8 mm	53,5 °C	45,8 °C

### 5.4.2.3 Diskussion und Fazit

Die Ergebnisse zeigen, dass die Lagertemperatur mit zunehmender Eintauchtiefe des Wälzlagers zunimmt. Dieses Verhalten wird auch in der einschlägigen Fachliteratur beschrieben. Zurückzuführen ist die über die Eintauchtiefe ansteigende Lagertemperatur im Wesentlichen auf die zunehmende Planschreibung. Die im Rahmen der Versuche gemessene Maximaltemperatur liegt mit 53,5 °C deutlich unterhalb der nach [11] für

Ölbadschmierung typischen Temperatur von mehr als 70 °C. Zwar ist die Belastung der Wälzlager bei den Versuchen vergleichsweise gering, allerdings gilt der angegebene Temperaturwert bereits für Drehzahlkennwerte ab 300 000 min<sup>-1</sup> mm. Der bei den Versuchen maximale Drehzahlkennwert ist hingegen mit 504 000 min<sup>-1</sup> mm um 68 % höher und damit im Hinblick auf die Temperaturentwicklung als noch kritischer einzustufen.

Aus den Versuchen geht zudem hervor, dass eine Verringerung der Eintauchtiefe unter den halben Wälzkörperdurchmesser eine weitere Reduzierung der Verlustleistung und folglich der Temperatur und thermischen Schmierstoffbeanspruchung mit sich bringt. Bei einer Drehzahl von 3 600 min<sup>-1</sup> beläuft sich die Temperaturdifferenz zwischen minimaler und maximaler Eintauchtiefe auf 4,6 °C. Bei einer Erhöhung der minimalen Eintauchtiefe auf die maximale Eintauchtiefe resultiert daraus in Anlehnung an die ARRHENIUS-Regel ungefähr eine Verringerung der Öllebensdauer um 30 % aufgrund thermischer Alterung.

Dieser nicht unerhebliche Wert relativiert sich jedoch, wenn man berücksichtigt, dass diese Gesetzmäßigkeit erst ab einer Temperatur von 70 °C wirksam ist. Die im Rahmen der Versuche gemessene Maximaltemperatur liegt jedoch 16,5 °C darunter. Geht man lastbedingt oder aufgrund einer externen Erwärmung von einem höheren Temperaturniveau aus, wird auch die Temperaturdifferenz und damit der rechnerische Unterschied der Ölgebrauchsdauer zwischen minimaler und maximalen Eintauchtiefe geringer ausfallen. Eine zusätzliche Abschwächung erfährt der thermische Effekt der Eintauchtiefe auf die Ölgebrauchsdauer durch die Tatsache, dass die Verweilzeit des Schmierstoffs im Ölsumpf beträchtlich niedriger ist als im Ölreservoir. Betrachtet man die Öltemperatur im Reservoir während der Versuche, so reduziert sich der Temperaturunterschied zwischen minimaler und maximaler Eintauchtiefe auf 3,5 °C. Gemäß der ARRHENIUS-Regel ergibt sich damit bei maximaler Eintauchtiefe eine Abnahme der Öllebensdauer um ungefähr 20 % gegenüber der minimalen Eintauchtiefe. Die Wirkung einer Absenkung der Eintauchtiefe kann vor diesem Hintergrund als wesentlich bezeichnet werden.

Hervorzuheben ist, dass sich die Ölbeanspruchung in Abhängigkeit der Eintauchtiefe nicht nur auf die thermische Alterung beschränkt. Durch das geringere, sich in Bewegung befindliche Ölvolumen bei minimaler Eintauchtiefe, verringert sich einerseits die Beanspruchung durch Schervorgänge, andererseits ist auch von einer geringeren Schaumbildung auszugehen. Beide Aspekte unterstützen zusätzlich den positiven Effekt einer niedrigeren Eintauchtiefe auf die Ölgebrauchsdauer.

Um die Beanspruchung des Schmierstoffes gering zu halten, sollte die Eintauchtiefe demnach vor allem bei höheren Drehzahlen möglichst gering gewählt werden. Neben der thermischen Alterung können mittels einer geringen Eintauchtiefe des Wälzlagers auch weitere schmierstoffschädigende Vorgänge in Form von mechanischer Beanspruchung und chemischer Reaktionen mit Sauerstoff durch Schaumbildung verringert werden. Das Potenzial einer weiteren Absenkung unterhalb der untersuchten minimalen Eintauchtiefe ergibt sich insbesondere dadurch, dass der Effekt der Eintauchtiefe auf die Lagertemperatur mit abnehmender Eintauchtiefe zunimmt. In diesem Zusammenhang ist anzumerken, dass eine Absenkung des Ölsumpfniveaus nicht mit der Abnahme der verfügbaren Gesamtölmenge einhergeht und als mögliche Folge die spezifische Schmierstoffbeanspruchung zunimmt. Durch den vorliegenden konstruktiven Aufbau der Wälzlagerung mit den separierten Ölvolamina wird die Gesamtölmenge maßgeblich nur durch das Reservoirvolumen bestimmt.

Eine weitere Absenkung des Ölsumpfniveaus ist auch aufgrund weiterer Betriebseigenschaften der Wälzlagerung mit Ringschmiersystem möglich. Durch den Ölförderring wird kontinuierlich Schmierstoff in den Ölsumpf gefördert, wodurch das Niveau im Ölsumpf stabil bleibt. Ein Absinken des Ölniveaus durch den Mitnahmeeffekt des Lagers und durch an den Wänden anhaftenden Schmierstoff ist damit ausgeschlossen. Aufgrund dessen ist es in Verbindung mit begleitenden Untersuchungen auch denkbar, das Niveau im Ölsumpf zugunsten der Minimierung von Planschverlusten und der Ölbeanspruchung gar auf null abzusenken. Es ist jedoch zu berücksichtigen, dass der für den ersten Moment des Anlaufes vorgesehene Schmierstoffvorrat im Ölsumpf entfällt. Aufgrund der jeweiligen Laufbahngeometrie des Außenrings, welcher eine gewisse Speicherfunktion des Schmierstoffes im unteren Lagerbereich gewährleistet, könnte eine derartige Konfiguration beispielsweise mit Rillenkugellagern und Zylinderrollenlagern der Bauformen NU, NJ oder NUP realisiert werden.

Analog zu den Angaben in [11], bestätigt sich auch im Rahmen der durchgeführten Versuche, dass bei geringem Drehzahlkennwert im Bereich um  $150\,000\text{ min}^{-1}\cdot\text{mm}$  kaum Temperaturänderungen in Abhängigkeit der Eintauchtiefe zu verzeichnen sind. Da die Schmierstofftemperatur im Ölreservoir weniger sensitiv auf eine Änderung der Eintauchtiefe reagiert als die Ölsumpftemperatur, sind im Ölreservoir nur minimale bis gar keine Temperaturänderungen festzustellen. Die thermische Schmierstoffbeanspruchung wird bei diesem niedrigen Drehzahlkennwert also kaum von der Wahl der Eintauchtiefe beeinflusst. Ähnlich verhält es sich mit der mechanischen Beanspruchung und mit der Schaumbildung des Schmierstoffes im

Ölsumpf. Auch bei diesen beiden Aspekten ist angesichts des niedrigen Drehzahl-niveaus davon auszugehen, dass die Eintauchtiefe des Wälzlagers einen vergleichsweise geringen Effekt hat.

Im Fall geringer Lasten, wie sie beispielsweise bei Rotorlagerungen von Elektromotoren anzutreffen sind, bietet der Einsatz eines Ringschmiersystems das Potenzial, einerseits die für Ölbad-schmierung angegebenen Grenzwerte des Drehzahlkennwertes zu überschreiten, andererseits die Eintauchtiefe zugunsten der Ölbeanspruchung unterhalb des halben Wälzkörperdurchmessers abzusenken. Zwar wurde im Langzeittest (siehe Abschnitt 6) eine entsprechende Konfiguration gewählt und erfolgreich getestet, allerdings sind im Vorfeld eines möglichen Serieneinsatzes noch umfassendere Versuche durchzuführen.

Die Dichtheit der Wälzlagerung ist zwar nicht Gegenstand der vorliegenden Arbeit, jedoch eine in Verbindung mit Ölschmierung häufig als nachteilig genannte Eigenschaft, die daher nicht gänzlich unerwähnt bleiben soll. Denn auch in diesem Zusammenhang führt eine geringe Eintauchtiefe des Wälzlagers zu einem positiven Effekt, wie Stichversuche gezeigt haben. Unter Gewährleistung der Dichtheit können die dynamischen Dichtungen zwischen Welle und Gehäuse bei minimaler Eintauchtiefe mit einem betragsmäßig höheren Luftdruck beaufschlagt werden als dies bei maximaler Eintauchtiefe der Fall ist. Bei minimaler Eintauchtiefe wird vom Wälzlager im Ölsumpfgehäuse offenbar weniger Schmierstoff aufgewirbelt, der von einer Luftströmung in den Bereich der Dichtungen getragen wird und schließlich für Undichtigkeiten sorgen kann.

### 5.4.3 Einfluss des Ölvolumenstroms auf das Wälzlager

Im Rahmen der Ölversorgung von Wälzlagern stellt in Abhängigkeit des gewählten Schmierverfahrens der Ölvolumenstrom zum Lager einen zentralen Betriebsparameter dar [11]. Um die Schmierungsfunktion sicherzustellen und die Gefahr von Ermüdung und Verschleiß zu minimieren, sollte die Ölversorgung einerseits nicht zu gering ausfallen. Andererseits sollte die Schmierstoffmenge nicht derart hoch sein, dass zusätzliche Reibungsverluste und unter Umständen auch hohe Temperaturen entstehen. Letzteres kann zwar durch entsprechende Kühlmaßnahmen eingedämmt werden, erfordert jedoch zusätzlichen gerätetechnischen Aufwand. Erkenntnisse zum Einfluss des Ölvolumenstroms auf die Temperaturentwicklung unterstützen die zielgerichtete und bedarfsgerechte Dimensionierung des Ringschmiersystems.

### 5.4.3.1 Versuchsmethodik

Die folgende Versuchsreihe dient dazu, den Einfluss des Ölvolumenstroms zu untersuchen und basierend darauf mögliche Anhaltspunkte für eine geeignete Fördermenge zu diskutieren. Hierfür werden zwei Systemkonfigurationen der Wälzlagerung gegenübergestellt, die sich lediglich im Hinblick auf den Durchmesser des Ölförderringes unterscheiden. Daraus resultieren bei den betrachteten Konfigurationen unterschiedliche Ölvolumenströme zum Wälzlager. Als Indikatoren für das thermische Verhalten dienen jeweils die Lagertemperatur in der Lastzone  $\vartheta_{\text{WL, LZ}}$  und die mittlere Temperatur des Schmierstoffs im Reservoir  $\vartheta_{\text{ÖI, R}}$ . Der Vergleich zwischen den Konfigurationen erfolgt anhand der Differenz der jeweiligen Lagertemperaturen  $\Delta\vartheta_{\text{WL, LZ}}$  und der Schmierstofftemperaturen im Reservoir  $\Delta\vartheta_{\text{ÖI, R}}$ . Beide Messwerte dienen als Vergleichsindikatoren für die thermische Schmierstoffbeanspruchung.

Um das thermische Verhalten über einen breiteren Drehzahlbereich zu analysieren und den drehzahlabhängigen Ölfördermengen der Ölförderringe Rechnung zu tragen, werden die Messwerte jeweils über mehrere Stufen der Wellendrehzahl  $n_{\text{W}}$  ermittelt. Die Untersuchung der beiden Konfigurationen erfolgt nacheinander auf Prüflagerung I und mit statischen axialen Anlaufelementen. Bei der ersten Konfiguration mit dem kleineren Ölförderring, wird die stufenweise gesteigerte Drehzahl jeweils solange gehalten, bis etwa Beharrungstemperatur erreicht ist. Am Ende der jeweiligen Zeitspanne, also unmittelbar vor dem Anfahren der darauffolgenden Drehzahlstufe, erfolgt die Messung der Temperaturen. Bei der zweiten Konfiguration mit dem größeren Ölförderring orientiert sich der Zeitpunkt der Temperaturmessung an den gemessenen Zeitspannen der Versuche mit dem kleineren Ölförderring. Die Drehzahlstufen werden bei beiden Konfigurationen also jeweils über den gleichen Zeitraum gehalten, bis die Temperaturmessung erfolgt.

Die detaillierten Versuchsrandbedingungen sind Tabelle 19 zu entnehmen.

Tabelle 19: Versuchsparameter zur Untersuchung des thermischen Verhaltens in Abhängigkeit des Ölvolumenstroms zum Lager.

Variationsparameter und Stufen	Untersuchungsparameter
Wellendrehzahl $n_{\text{W}}$ 1 200 / 2 100 / 3 000 / 3 370 / 3 600 / 4 000 min <sup>-1</sup>	Differenz der Lagertemperaturen in der Lastzone $\Delta\vartheta_{\text{WL, LZ}}$ , wobei $\Delta\vartheta_{\text{WL, LZ}} = \vartheta_{\text{WL, LZ, 235}} - \vartheta_{\text{WL, LZ, 210}}$
Ölförderringdimension $d_{\text{R}} \times h_{\text{R}} \times b_{\text{R}}$ 210 x 6 x 6 / 235 x 6 x 6 mm	Differenz der Schmierstofftemperatur im Reservoir $\Delta\vartheta_{\text{ÖI, R}}$ , wobei $\Delta\vartheta_{\text{ÖI, R}} = \vartheta_{\text{ÖI, R, 235}} - \vartheta_{\text{ÖI, R, 210}}$

### 5.4.3.2 Versuchsergebnisse

Bild 49 gibt die Verläufe der gemessenen Temperaturunterschiede zwischen den beiden Konfigurationen, ausgehend von der Wälzlagerung mit dem größeren Ölförderring, wieder. Ergänzend sind die qualitativen Verläufe der Wälzlagertemperaturen über die Drehzahl dargestellt.

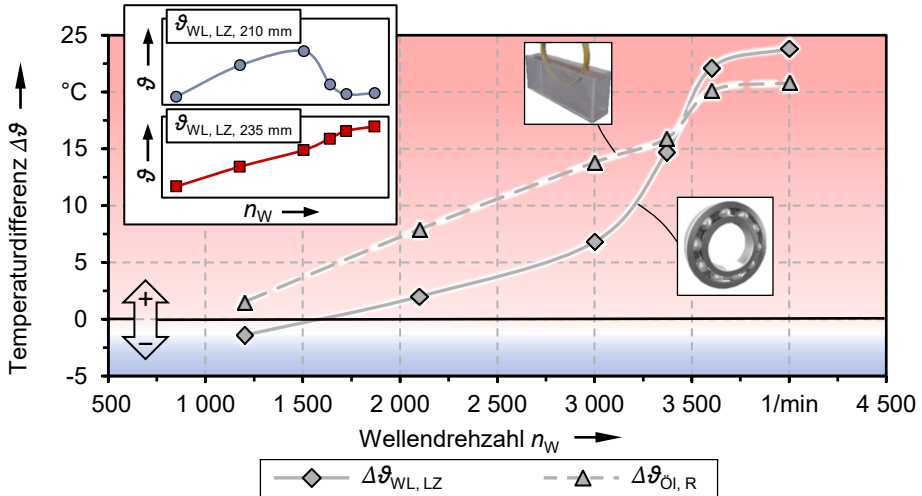


Bild 49: Differenz der auftretenden Wälzlagertemperaturen in der Lastzone  $\Delta\theta_{WL, LZ}$  und der Schmierstofftemperaturen im Reservoir  $\Delta\theta_{\text{Öl, R}}$  zwischen zwei Systemkonfigurationen. Angabe der Temperaturdifferenzen ausgehend von der Konfiguration mit dem größeren Durchmesser des Ölförderrings.

Beide Messkurven zeigen eine über das Drehzahlband zunehmende Temperaturdifferenz. Charakteristisch ist hierbei der steilere Anstieg im höheren Drehzahlbereich, der gegen Ende des Drehzahlbandes wieder stark abnimmt. Die Konfiguration mit dem größeren Ölförderring weist nur bei der geringsten Drehzahl eine niedrigere Lagertemperatur auf. Die übrigen Lagertemperaturen und die Schmierstofftemperatur im Reservoir liegen durchwegs oberhalb der Temperaturen, die bei Verwendung des Ölförderrings mit dem kleineren Durchmesser auftreten.

Für die Daten zu den jeweils auftretenden Ölvolumenströmen zum Lager wird auf die Ergebnisse einer separaten Versuchsreihe mit identischen Systemkonfigurationen zurückgegriffen. Untersuchungsgegenstand ist hierbei der Ölvolumenstrom zum Lager in Abhängigkeit der Systemtemperatur und Drehzahl. Aus diesem Experiment stehen die Ölfördermengen beider Ölförderringkonfigurationen bei Systemtemperaturen von 40 °C und 80 °C zur Verfügung.

Bei den Versuchen des thermischen Verhaltens in Abhängigkeit des Ölvolumenstroms zum Lager belaufen sich die Lager- und Öltemperaturen im Reservoir mit dem kleineren Ölförderring auf rund 37 °C bis knapp 49 °C. Entsprechend wird als Referenz für den Ölvolumenstrom der Verlauf bei 40 °C Systemtemperatur zugrunde gelegt. Für Temperaturen, die darüber liegen, ergeben sich in der Regel niedrigere Ölvolumenströme. Der Verlauf bei 40 °C spiegelt damit etwa den maximalen Ölvolumenstrom wider, der bei den Versuchen auftritt. Wie auch in Bild 49 ersichtlich, werden mit dem größeren der beiden Ölförderringe überwiegend höhere Lager- und Öltemperaturen erreicht. Diese erstrecken sich von etwa 38 °C bis nahezu 66 °C. Aus diesem Grund werden für den größeren Ölförderring die Ölvolumenströme bei einer Systemtemperatur von 40 °C und 80 °C herangezogen. Der tatsächliche Ölvolumenstrom ist damit komplett oder zumindest über weite Bereiche zwischen den beiden Verläufen festzumachen, wie vorangegangene Parameterstudien zum Ölvolumenstrom verdeutlichen.

In Bild 50 sind die zuvor genannten Verläufe der Ölvolumenströme in Abhängigkeit der Wellendrehzahl dargestellt: Bei einer Systemtemperatur von 40 °C für beide Ölförderringabmessungen und für den größeren Ölförderring aufgrund des tendenziell höheren Temperaturniveaus zusätzlich bei einer Systemtemperatur von 80 °C. Ferner zeigt das Diagramm den Verlauf der axialen Öldurchflussgrenze durch das Lager  $\dot{V}_{\text{Öl, lim.}}$ .

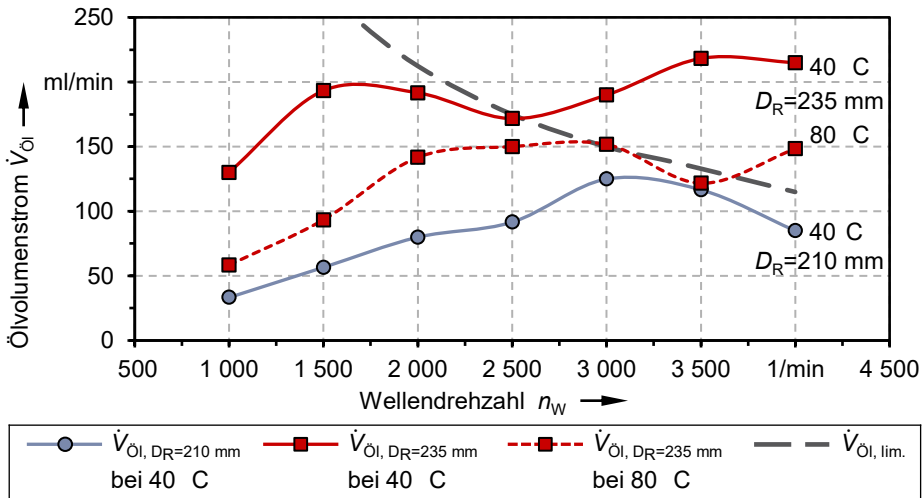


Bild 50: Ölvolumenströme durch die beiden Ölförderringe bei einer Systemtemperatur von 40 °C ( $\dot{V}_{\text{Öl, DR=210 mm}}$  und  $\dot{V}_{\text{Öl, DR=235 mm}}$  bei 40 °C). Ferner Verlauf des vom größeren Ölförderrings hervorgerufenen Ölvolumenstroms bei einer Systemtemperatur von 80 °C ( $\dot{V}_{\text{Öl, DR=235 mm}}$  bei 80 °C) und axiale Durchflussgrenze des Wälzlagers  $\dot{V}_{\text{Öl, lim.}}$ .

Die geförderten Ölvolumenströme sind unter Einsatz des größeren Ölförderrings sogar bei einer Systemtemperatur von 80 °C über den gesamten Drehzahlbereich höher als mit dem kleineren Ölförderring. Während mit Letzterem die axiale Durchflussgrenze des Lagers bei keiner der Wellendrehzahlen überschritten oder zumindest erreicht wird, tritt diese Situation mit dem größeren Ölförderring, abhängig von der betrachteten Systemtemperatur, bei einer Wellendrehzahl von etwa 2 500 min<sup>-1</sup> beziehungsweise 3 000 min<sup>-1</sup> ein.

Im Fall einer Systemtemperatur von 40 °C nimmt die Diskrepanz zwischen dem geförderten Ölvolumenstrom und der axialen Durchflussgrenze des Lagers mit steigender Wellendrehzahl sogar immer mehr zu. Dies ist neben dem weiterhin ansteigenden geförderten Ölvolumenstrom auch auf die zunehmende Sperrwirkung des Lagers und damit abnehmende Grenzkurve des axialen Öldurchflusses zurückzuführen.

### 5.4.3.3 Ermittlung der axialen Durchflussgrenze

Die axiale Durchflussgrenze wurde mithilfe eines Softwareprogramms berechnet, welches aus Forschungsvorhaben des FORSCHUNGSVEREINIGUNG ANTRIEBSTECHNIK (FVA) hervorgegangen ist. Die ermittelte Grenzkurve basiert auf den Eingabeparametern, die in Tabelle 20 aufgelistet sind.

Tabelle 20: Eingabeparameter und Werte zur Berechnung der axialen Durchflussgrenze mithilfe der FVA-Berechnungssoftware.

Lagertyp	Ölviskosität	Überlaufhöhe	Wellenschrägstellung	Ölzufuhrmenge	Reservoirbreite
6220	46 mm <sup>2</sup> /s	19,7 mm	0°	0,5 l/min	5 mm

Die Parameter wurden so gewählt, dass die betrieblichen und konstruktiven Randbedingungen der betrachteten Wälzlagerung möglichst gut abgebildet werden. Aufgrund des limitierten Wertebereichs, der für die einzelnen Parameter in die Benutzeroberfläche eingegeben werden kann, bestehen Abweichungen zur betrachteten Wälzlagerung. Dies betrifft die Breite des Reservoirs, welche dem axialen Abstand zwischen Ölrücklauf und Wälzlager entspricht. Bei der Wälzlagerung mit Ringschmiersystem beläuft sich dieser Parameter auf 0 mm, da der Ölrücklauf unmittelbar vor und hinter dem Wälzlager angeordnet ist. Im Berechnungsprogramm wird der minimal mögliche Wert von 5 mm angegeben.

Begleitende Parameterstudien mit der Berechnungssoftware haben gezeigt, dass die Breite des Reservoirs unter Berücksichtigung der vorliegenden

Randbedingungen lediglich einen untergeordneten Einfluss auf die axiale Durchflussgrenze hat (siehe Anhang A.4).

Auch die Ölviskosität, welche bei den einzelnen Drehzahlstufen aufgrund unterschiedlicher Temperaturen variiert, beeinflusst die axiale Durchflussgrenze nur geringfügig (siehe Anhang A.4). Aus diesem Grund wird die axiale Durchflussgrenze generalisiert für die Nennviskosität des Schmierstoffs bei 40 °C ermittelt.

Ein weiterer Unterschied besteht in der Überlaufhöhe. Diese entspricht bei den vorliegenden Versuchen 17 mm. Daraus resultiert ein geringeres Ölniveau gegenüber dem minimalen Eingabewert der Software, welcher sich auf 19,7 mm beläuft. Auch die Ölzufuhrmenge von 0,5 l/min stellt den minimalen Eingabewert dar und übertrifft die bei den Versuchen auftretenden Ölvolumenströme zum Lager. Eine Verringerung beider Parameter auf die tatsächlichen Werte würde zu einem geringeren axialen Durchfluss durch das Lager führen. Die ermittelte Grenzkurve der axialen Durchflussmenge dient damit im Fall der vorliegenden Wälzlagerung und unter den gegebenen Randbedingungen zumindest als Richtwert.

#### **5.4.3.4 Diskussion und Fazit**

Die Ergebnisse der Versuche zeigen, dass die Ölfördermenge des Ölförderrings einen erheblichen Einfluss auf die resultierenden Temperaturen der Wälzlagerung hat. Dies trifft sowohl auf die Lagertemperatur als auch auf die Temperatur des Schmierstoffs im Reservoir zu. Temperaturunterschiede von bis zu 23,8 °C bei der Lagertemperatur und bis zu 20,8 °C bei der Schmierstofftemperatur im Reservoir deuten auf erheblich höhere Verluste bei Einsatz des größeren Ölförderrings hin. Dies hat nicht nur einen negativen Effekt auf den Wirkungsgrad des Systems, in welchem die Wälzlagerung verbaut ist. Auch für die thermische Lebensdauer des Öls bedeutet dies eine erhebliche Herabsetzung. So ergibt sich gemäß der ARRHENIUS-Gleichung bei Einsatz des größeren Ölförderrings nur noch etwa ein Viertel der thermischen Lebensdauer des Schmierstoffs verglichen zur Wälzlagerung mit dem kleineren Ölförderring.

Der ausgeprägte Anstieg der Differenz der Lagertemperatur ab einer Welledrehzahl von 3 000 min<sup>-1</sup> lässt darauf schließen, dass die Schmierstoffmenge im Bereich des Lagers bei Verwendung des größeren Ölförderrings erheblich zunimmt und es folglich zu einer Erhöhung der Planschverluste kommt. Dabei ist neben der reinen Erwärmung auch mit einem höheren

Luft eintrag in den Schmierstoff zu rechnen, der die Oxidation zusätzlich begünstigt.

Bei der niedrigsten Drehzahlstufe sorgt der größere Ölvolumenstrom bei Einsatz des größeren Ölförderrings noch für ein geringfügig kühler laufendes Wälzlager. Der abgeführte Wärmestrom sorgt im Gegenzug jedoch dafür, dass die Temperatur des Schmierstoffs im Reservoir bereits bei dieser Drehzahlstufe höher ist als bei der Wälzlagerung mit dem kleineren Ölförderring. Der größere Ölvolumenstrom führt in Verbindung mit den höheren Lagerverlusten dazu, dass die Temperaturdifferenz auch beim Schmierstoff im Reservoir mit steigender Wellendrehzahl immer weiter zunimmt. Der sprunghafte Anstieg ist auch in diesem Fall zu erkennen, allerdings weniger ausgeprägt als dies bei der Lagertemperatur.

Das Schmierstoffvolumen im Reservoir bildet eine Art Puffer, dessen Charakteristik beispielsweise vom Ölvolumenstrom und dem Wärmeabgabevermögen des Reservoirgehäuses abhängig ist und dafür sorgt, dass die Öltemperatur im Reservoir und damit der Großteil des Schmierstoffes im System unempfindlicher auf sich ändernde thermische Bedingungen im Ölsumpf reagiert. Eventuelle Temperaturspitzen im Ölsumpf können auf diese Weise entschärft werden.

Die Ergebnisse zeigen, dass der vom Ölförderring geförderte Ölvolumenstrom grundsätzlich unterhalb der Grenzkurve des axialen Öldurchflusses liegen sollte, um unnötige Verluste und eine zusätzliche thermische Beanspruchung zu vermeiden. Aus den Ergebnissen geht aber auch hervor, dass durch den Ölvolumenstrom, insbesondere bei einer höheren Fördermenge, effektiv Wärme vom Ölsumpf in das Reservoir abgeführt werden kann. Sofern Verluste im Lager zweitrangig sind und der Kühleffekt im Vordergrund steht, kann demnach vom zuvor genannten Grundsatz abgewichen werden und die Fördermenge darf die axiale Durchflussgrenze des Lagers überschreiten. Voraussetzung hierfür ist allerdings, dass der Schmierstoff im Reservoir aktiv gekühlt wird. Darüber hinaus empfiehlt es sich als weitere Maßnahme, im Ölsumpf einen Bypass vorzusehen, der bei Überschreiten eines gewissen Niveaus, einen Teil des Schmierstoffs wieder direkt in das Reservoir zurückführt. Auch dieser Anteil des geförderten Ölvolumenstroms besitzt eine kühlende Wirkung auf den Ölsumpf und dessen umgebendes Gehäuse, selbst wenn er das Lager nicht direkt erreicht.

Betrachtet man wiederum den geräteseitig und damit im Hinblick auf die Anschaffungskosten günstigeren Fall, bei dem keine aktive Kühlung stattfindet, dann stellt sich der zum Ende des Drehzahlbandes abfallende Ölvolumenstrom des kleineren Ölförderrings als vorteilhaft heraus. Bei dieser

Fördercharakteristik wird die ebenfalls abfallende Grenzkurve des axialen Öldurchflusses bei keiner der untersuchten Drehzahlen überschritten. Während dies bei Gleitlagern gemeinhin als limitierender Faktor für den Einsatz eines Ringschmiersystems anzusehen ist [80], erweist sich dieses Systemverhalten bei der vorliegenden Applikation als überaus dienlich.

An dieser Stelle ist hervorzuheben, dass der qualitative und quantitative Verlauf der Grenzkurve des axialen Durchflusses ganz erheblich von der Bauform des Wälzlagers abhängig ist. Während die Grenzkurve des axialen Öldurchflusses beim betrachteten Rillenkugellager mit steigender Drehzahl einen abnehmenden Verlauf aufweist, herrscht bei einem Zylinderrollenlager vergleichbarer Abmessungen ein anderer Verlauf auf deutlich niedrigerem Niveau vor (siehe Anhang A.4). Der zunächst ebenso abfallende Verlauf weist im mittleren Drehzahlbereich ein Minimum auf und steigt danach wieder leicht an. Der Minimalwert ist dabei derart gering, dass ein zusätzlicher Bypass nötig ist, um ein Anstauen des Schmierstoffs im Lagerbereich zu vermeiden.

Auch wenn sich die Randbedingungen der vorliegenden Wälzlagerung nicht bis ins letzte Detail in der Berechnungssoftware abbilden lassen, zeigt sich durchaus ein Zusammenhang zwischen axialer Durchflussgrenze und den entstehenden Temperaturen. Wird diese überschritten, so ist mit einem sehr starken Temperaturanstieg und Lufteintrag einschließlich entsprechender Folgen für die Ölgebrauchsdauer zu rechnen. Die Möglichkeit zur Berechnung der axialen Durchflussgrenze liefert damit eine wertvolle Orientierungsgrundlage für die Auslegung des Ringschmiersystems im Hinblick auf die obere Grenze des Ölvolumenstroms.

Die Versuche zeigen zudem, dass auch unterhalb der Grenzkurve eine höhere Fördermenge zu höheren Temperaturen führt. Ohne externe Erwärmung der Lagerumgebung übertrifft der thermische Effekt der Planschverluste den wärmeabführenden Effekt des Ölvolumenstroms. Grundsätzlich sollte die Fördermenge daher in einem gewissen Abstand unterhalb der Kurve des axialen Grenzdurchflusses liegen, solange die empfohlenen Mindest-Mengen eingehalten werden. Nahe liegend ist in diesem Fall ein Vergleich mit den für Ölumlaufschmierung angegebenen Ölmengen nach [11]. Unter Berücksichtigung des Lageraußendurchmessers ergibt sich für den Ölvolumenstrom ein Wert von etwa 40 bis 50 ml/min, der als ausreichend angegeben wird.

#### 5.4.4 Vergleich mit einem fettgeschmierten Lager

Die folgende Versuchsreihe dient zum Vergleich des thermischen Verhaltens zwischen einer Wälzlagerung mit Ringschmiersystem und einer Wälzlagerung mit Fettschmierung. Letztere repräsentiert ein Schmierverfahren, welches sich durch einen minimalen konstruktiven Aufwand und somit niedrige Anschaffungskosten auszeichnet. Dies trifft im Besonderen auf das im Rahmen dieser Versuchsreihe eingesetzte Wälzlager zu, da es bereits werkseitig befettet und mittels integrierter Deckscheiben abgedichtet ist.

##### 5.4.4.1 Versuchsmethodik

Die beim jeweiligen Schmierungskonzept auftretende thermische Beanspruchung des Schmierstoffes wird anhand der Temperatur in der Lastzone der Wälzlager ermittelt. Analog zum ölgeschmierten Wälzlager, wird dieser Messpunkt auch beim fettgeschmierten Lager gewählt, da Schmierstoffdepot und Wärme erzeugende Funktionsflächen permanent in unmittelbarer Nähe zueinander liegen. Zudem wird auch beim fettgeschmierten Wälzlager die maximale Temperatur in der Lastzone erreicht.

Zur Berücksichtigung der deutlich größeren Verweildauer des Öls im Reservoir, verglichen zur Verweildauer im Ölsumpf, wird bei der Wälzlagerung mit Ringschmiersystem zusätzlich die Schmierstofftemperatur im Reservoir als Indikator für die Schmierstoffbeanspruchung herangezogen. Der Vergleich mit der fettgeschmierten Wälzlagerung erfolgt in diesem Fall anhand der Differenz der Temperaturen in den jeweiligen Schmierstoffdepots  $\Delta\vartheta_{DP}$ , in denen sich der Schmierstoff bei den Schmierverfahren während des Betriebs vorrangig befindet. Dieser Wert entspricht der Differenz aus besagter Schmierstofftemperatur im Reservoir  $\Delta\vartheta_{Öl, R}$  bei der ölgeschmierten Wälzlagerung und der Temperatur des Wälzlagers in der Lastzone  $\Delta\vartheta_{WL, LZ, Fett}$  bei der fettgeschmierten Wälzlagerung.

Um das thermische Verhalten über einen breiteren Drehzahlbereich zu analysieren, werden die Messwerte erneut über mehrere Stufen der Wälzlagerdrehzahl  $n_W$  ermittelt. Die Lagerungen werden am Prüfstand gleichzeitig betrieben, wobei sich das ölgeschmierte Wälzlager in Prüflagerung I und das fettgeschmierte Wälzlager in Prüflagerung II befindet. Die Drehzahlen werden – analog zum Vorgehen im vorherigen Abschnitt – etwa bis zur Beharrungstemperatur gehalten, bevor die nächsthöhere Drehzahlstufe folgt.

Die Konfiguration der ölgeschmierten Wälzlagerung entspricht derjenigen, welche bei den Versuchen aus dem vorangegangenen Abschnitt die

besseren Resultate im Hinblick auf die thermische Schmierstoffbeanspruchung gezeigt hat. Demnach erfolgt der Einsatz des Ölförderrings mit dem kleineren der beiden untersuchten Ringdurchmesser.

Bei der fettgeschmierten Wälzlagerung wird auf ein werkseitig gefettetes und mit Deckscheiben versehenes Lager mit Nachsetzzeichen 2Z zurückgegriffen. Das Fett ist werkseitig appliziert und mengenmäßig auf das Lager und den durch die Deckscheiben begrenzten freien Raum abgestimmt. Damit werden erhöhte Lagertemperaturen aufgrund einer ungeeigneten Fettmenge, wie sie unter Umständen bei manueller Befettung auftreten kann, vermieden.

Nach einer frischen Befettung ist im Rahmen des initialen Fettverteilungslaufes mit einer erhöhten Lagertemperatur zu rechnen [22]. Um derartige Betriebszustände bei den Vergleichsversuchen zu vermeiden und ein konstantes Betriebsverhalten sicherzustellen, wurde das ungebrauchte Lager im Vorfeld der Vergleichsmessungen einem mehrstündigen Einlauf bei unterschiedlichen Drehzahlen unterzogen. Durch die berührungslose Abdichtung des Wälzlagers mittels der beidseitigen Deckscheiben entsteht überdies keine Dichtungsreibung und damit ein unerwünschter zusätzlicher Wärmeeintrag. Letzteres wird auch dadurch verhindert, dass überschüssiges Fett erforderlichenfalls durch den Dichtspalt aus dem Lager heraus verdrängt wird.

Das werkseitig eingebrachte Fett besitzt eine kinematische Grundölviskosität  $\nu_{40}$  von  $80 \text{ mm}^2/\text{s}$  und liegt damit oberhalb der Viskosität des im Rahmen dieser Arbeit eingesetzten Öls. Da die Viskosität jedoch maßgeblich die Lagertemperatur beeinflusst, wird bei der ölgeschmierten Wälzlagerung, neben dem standardmäßig verwendeten Öl, zusätzlich ein weiteres, höherviskoses Öl eingesetzt. Letzteres wurde aus zwei unterschiedlich viskosen FVA-Referenzölen in einem bestimmten Verhältnis gemischt, sodass die resultierende Mischviskosität der Grundölviskosität des Fettes entspricht. Zum Einsatz kommen die Referenzöle FVA 2 und FVA 4 [119] [120].

Um das für eine gewünschte Mischviskosität benötigte Mischungsverhältnis aus zwei verschiedenen viskosen Ölen zu erhalten, kann beispielsweise, auf ein webbasiertes Tool der Firma OILDOC zurückgegriffen werden. Selbiges wird in der vorliegenden Arbeit genutzt. Die Ergebnisse zum Mischungsverhältnis sind dem Anhang A.5 zu entnehmen.

Die Versuchsrandbedingungen und die Parameter zur Bildung der Temperaturdifferenzen sind in Tabelle 21 zusammengefasst.

Tabelle 21: Versuchsparameter zum Vergleich des thermischen Verhaltens zwischen einer ölgeschmierten Wälzlagerung mit Ringschmiersystem und einer fettgeschmierten Wälzlagerung mit werkseitig gefettetem Wälzlager.

Konstante Parameter	Variationsparameter und Stufen	Untersuchungsparameter
Ölförderringabmessungen $d_R \times h_R \times b_R$ : 210 x 6 x 6 mm	Wälzlager: 6220 / 6220-2Z	Differenz der Lagertemperaturen in der Lastzone $\Delta\vartheta_{WL, LZ}$ , wobei $\Delta\vartheta_{WL, LZ} = \vartheta_{WL, LZ, Öl} - \vartheta_{WL, LZ, Fett}$
Axiale Ringführung: statische axiale Anlaufelemente	Wellendrehzahl $n_W$ : 1 200 / 2 100 / 3 000 / 3 370 / 3 600 / 4 000 min <sup>-1</sup>	Differenz der Schmierstofftemperaturen im Reservoir $\Delta\vartheta_{Öl, R}$ , wobei $\Delta\vartheta_{DP} = \vartheta_{DP, Öl} - \vartheta_{DP, Fett}$ , mit $\vartheta_{DP, Fett} = \vartheta_{WL, LZ, Fett}$ , $\vartheta_{DP, Öl} = \vartheta_{Öl, R}$
Eintauchtiefe Wälzlager $H_W$ : 3 mm	Ölviskosität $\nu_{40}$ : 46 / 80 mm <sup>2</sup> /s	
Radiallast $P_r$ : 7 000 N		

Die obige Versuchsreihe wird zunächst ohne aktive Temperierung der Wälzlagerung durchgeführt. Um auch das thermische Verhalten unter einer externen Erwärmung des Systems zu untersuchen, wird zusätzlich ein Stichversuch mit beheizten Lagerschilden durchgeführt. Hierbei werden beide Lager im Stillstand zunächst auf eine Temperatur von 70,5 °C mittels der Heizelemente in den Lagerschilden aufgeheizt. Anschließend wird die vorgesehene Drehzahlstufe angefahren. Die Messung der Temperaturen erfolgt, sobald der Beharrungszustand in etwa erreicht ist. Die Versuchsparameter entsprechen im Wesentlichen jenen aus Tabelle 21. Davon abweichende Parameter sind in Tabelle 22 aufgeführt.

Betrachtet wird das Systemverhalten bei nur einer Drehzahlstufe, die sich aus Sicht der ölgeschmierten Wälzlagerung am kritischsten erweist. Ermittelt wurde diese Drehzahlstufe im Rahmen der vorangegangenen Versuche ohne aktive Temperierung.

Tabelle 22: Versuchsparameter bei einem Stichversuch mit beheiztem Lagerschild.

Konstante Parameter		
Wellendrehzahl $n_W$ : 3 000 min <sup>-1</sup>	Ölviskosität $\nu_{40}$ : 80 mm <sup>2</sup> /s	Starttemperatur der Wälzlager im Stillstand $\vartheta_{WL, LZ, 0}$ : 70,5 °C

### 5.4.4.2 Versuchsergebnisse

#### Unbeheizte Lagerschilde

Die Verläufe der gemessenen Temperaturunterschiede zwischen den Wälzlagern und den Schmierstoffdepots beider Schmierv Verfahren sind in Bild 51

dargestellt. Die Temperaturdifferenzen werden ausgehend von den Messwerten der ölgeschmierten Wälzlagerung angegeben. Zur Interpretation der gemessenen Temperaturdifferenzen sind ergänzend die qualitativen Verläufe der Wälzlagertemperaturen beider Schmierverfahren über das betrachtete Drehzahlband dargestellt.

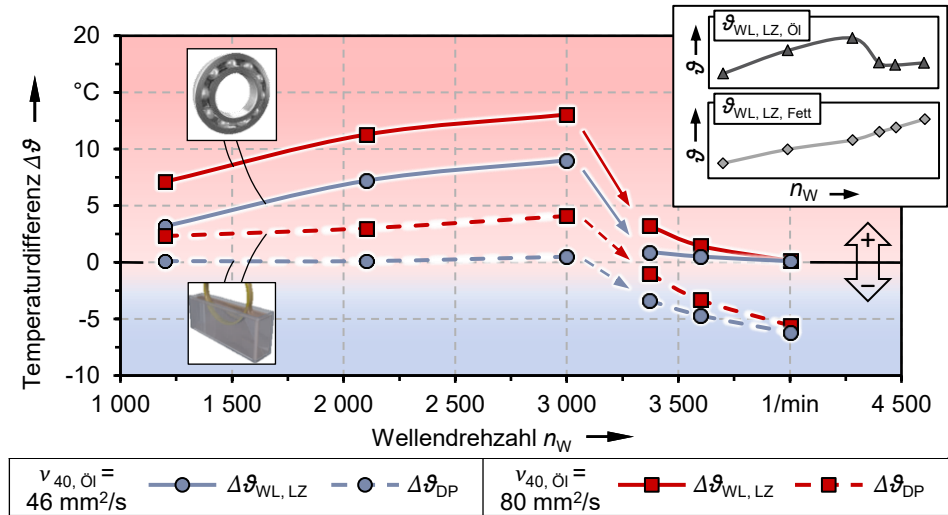


Bild 51: Differenz der Wälzlagertemperaturen in der Lastzone  $\Delta\vartheta_{WL, LZ}$  und der Temperaturen in den Schmierstoffdepots  $\Delta\vartheta_{DP}$  zwischen einer fettgeschmierten Wälzlagerung mit werkseitiger Befettung und einer ölgeschmierten Wälzlagerung mit Ringschmiersystem. Letzteres unter Einsatz von zwei unterschiedlichen Ölviskositäten. Angabe der Temperaturdifferenzen ausgehend von der ölgeschmierten Wälzlagerung. Rechts oben: Verlauf der Temperatur des fettgeschmierten Lagers  $\vartheta_{WL, LZ, Fett}$  in Abhängigkeit der Wellendrehzahl  $n_W$ .

Die Temperaturen der ölgeschmierten Wälzlagerung liegen bis zu einer Wellendrehzahl von 3 000 min<sup>-1</sup> oberhalb der Temperaturen der fettgeschmierten Wälzlagerung. Dabei fällt die Differenz zwischen den Lager-temperaturen erwartungsgemäß höher aus als zwischen den Schmierstoffdepots. Bei Letzterem sind im Fall der geringeren Viskosität sogar kaum noch Unterschiede auszumachen. Die Temperatur des Öls im Reservoir entspricht somit in etwa der Temperatur des Fettdepots bei der fettgeschmierten Wälzlagerung.

Ab der vierten Drehzahlstufe, bei einer Wellendrehzahl von 3 370 min<sup>-1</sup>, ist bei allen vier Kurven ein signifikanter Abfall zu erkennen, der sich bei weiterer Erhöhung der Wellendrehzahl wieder abschwächt. Die Lager-temperaturen der ölgeschmierten Wälzlagerung erreichen bei beiden Viskositäten gegen Ende des untersuchten Drehzahlbandes in etwa die Lager-temperatur der fettgeschmierten Wälzlagerung. In Folge dessen erreicht der

Temperaturunterschied der Schmierstoffdepots für beide Viskositäten sogar negative Werte. Dies bedeutet, dass die Öltemperatur im Reservoir der ölgeschmierten Wälzlagerung unterhalb der Temperatur des fettgeschmierten Wälzlagers liegt.

Bis zu einer Wellendrehzahl von  $3\,000\text{ min}^{-1}$  besteht eine offensichtliche Temperaturdiskrepanz zwischen den beiden Konfigurationen der ölgeschmierten Wälzlagerung. Anschließend nimmt diese mit zunehmender Drehzahl jedoch immer weiter ab. Dies führt dazu, dass die Werte für die Temperaturdifferenz der Schmierstoffdepots bei der untersuchten Maximaldrehzahl bereits nahe beieinander liegen. Im Fall der Differenz der Lagertemperaturen gleichen sich die Werte sogar.

Der in Bild 51 eingezeichnete Verlauf der Lagertemperatur des fettgeschmierten Wälzlagers zeigt einen unauffälligen, konstanten Anstieg über das untersuchte Drehzahlband.

### Beheizte Lagerschilde

In Bild 52 sind die für die thermische Schmierstoffbeanspruchung relevanten Temperaturen und Temperaturdifferenzen bei einer Wellendrehzahl von  $3\,000\text{ min}^{-1}$  und beheizten Lagerschilden dargestellt.

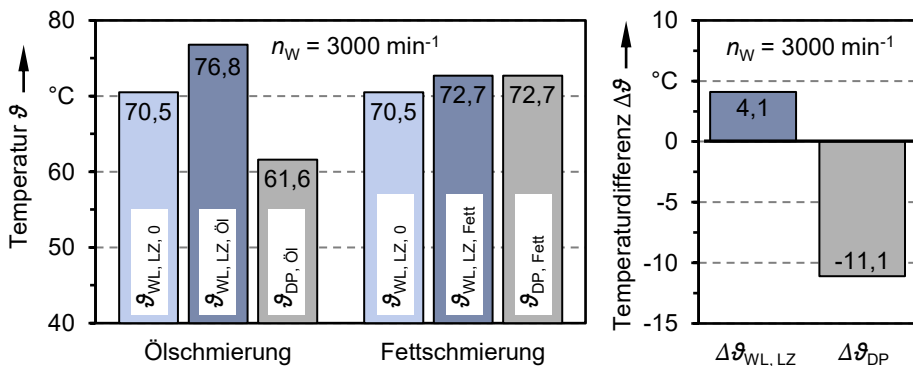


Bild 52: Links: Sich im Betrieb einstellende Temperaturen der Wälzlager  $\vartheta_{WL, LZ}$  und Öldepots  $\vartheta_{DP}$  bei ölgeschmierter und fettgeschmierter Wälzlagerung nach vorheriger Aufheizung der Wälzlager auf eine definierte Starttemperatur  $\vartheta_{WL, LZ, 0}$  im Stillstand. Rechts: Sich im Betrieb einstellende Temperaturdifferenzen zwischen den Lagern  $\Delta\vartheta_{WL, LZ}$  und zwischen den Öldepots  $\Delta\vartheta_{DP}$  beider Schmierverfahren.

Zu Beginn besitzen beide Wälzlager mit  $70,5\text{ °C}$  die gleiche Temperatur. Im Betrieb steigt diese reibungsbedingt an und erreicht bei Versuchsende im Fall des ölgeschmierten Lagers eine Temperatur von  $76,8\text{ °C}$  und im Fall

des fettgeschmierten Lagers eine Temperatur von  $72,7\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Damit wird das ölgeschmierte Wälzlager im Betrieb um  $4,1\text{ }^{\circ}\text{C}$  wärmer als das fettgeschmierte. Bei den Temperaturen der Schmierstoffdepots verhält es sich gegenteilig. Hier ist die Schmierstoffdepottemperatur des fettgeschmierten Lagers, welche definitionsgemäß auch der Lagertemperatur entspricht, um  $11,1\text{ }^{\circ}\text{C}$  höher als die Öltemperatur im Reservoir des ölgeschmierten Lagers.

#### 5.4.4.3 Diskussion und Fazit

Die Kurven der Temperaturdifferenzen weisen einen auffälligen Verlauf auf, der durch einen sprunghaften Abfall zwischen den Drehzahlstufen  $3\ 000\ \text{min}^{-1}$  und  $3370\ \text{min}^{-1}$  charakterisiert ist. Die Temperatur des fettgeschmierten Lagers steigt hingegen über das gesamte Drehzahlband kontinuierlich an. Aus diesem Grund wird der qualitative Verlauf der Temperaturdifferenzen in erster Linie von den thermischen Eigenschaften der ölgeschmierten Wälzlagerung bestimmt.

Für die ölgeschmierte Wälzlagerung lassen sich demnach zwei unterschiedliche Betriebscharakteristika beobachten: Die ersten drei Drehzahlstufen sind durch einen Anstieg der Temperaturdifferenz gekennzeichnet. Demgegenüber zeigt sich über die vierte bis sechste Drehzahlstufe eine Abnahme der Temperaturdifferenz. Wie eingangs bereits erwähnt, liegt zwischen der dritten und vierten Drehzahlstufe, also über einen Drehzahlprung von lediglich  $370\ \text{min}^{-1}$ , ein sehr starker Temperaturabfall von bis zu  $9,9\text{ }^{\circ}\text{C}$  vor. Offensichtlich treten hier Phänomene auf, die für eine signifikante Verringerung der Reibung sorgen.

#### Drehzahlstufen 1 bis 3

Die zunächst höheren Temperaturen der ölgeschmierten Wälzlagerung bei den ersten drei Drehzahlstufen sind auf die größere Schmierstoffmenge im Lager zurückzuführen. Diese führt zu höheren Schmierstoffverlusten und folglich zu Wärmeentwicklung. Bei fettgeschmierten Wälzlagern liegt aufgrund des begrenzten Schmierstoffangebots hingegen meist eine Minimalmengenschmierung vor [48]. Letztere ist dadurch gekennzeichnet, dass nur sehr wenig Schmierstoff am Schmierprozess teilnimmt und keine parasitären Umwälzvorgänge von zusätzlichem Schmierstoff im Lager stattfinden. Folglich resultiert eine vergleichsweise geringe Lagerreibung [21]. Die Voraussetzungen für Minimalmengenschmierung beim fettgeschmierten Lager werden bei den vorliegenden Versuchen durch den vorangegangenen Einlaufvorgang und die Wahl eines werkseitig gefetteten Wälzlagers mit Deckscheiben geschaffen. Es ist hervorzuheben, dass das ölgeschmierte

Wälzlager demnach mit einem Wälzlager beziehungsweise Schmierverfahren verglichen wird, welches prinzipbedingt bereits sehr geringe Reibungswerte aufweist.

Nicht zuletzt deshalb liegt die Lagertemperatur des ölgeschmierten Wälzlagers bis zu 13,1 °C oberhalb der Temperatur des fettgeschmierten Lagers. Durch die Wahl des niedrigviskoserem Öls verringert sich dieser Temperaturunterschied auf 9,0 °C. Dieser Einfluss der Ölviskosität auf das thermische Verhalten der ölgeschmierten Wälzlagerung mit Ringschmiersystem untermauert abermals die Bedeutung der Auswahl einer geeigneten Viskosität im Spannungsfeld aus niedriger Reibung und angestrebter Lebensdauer des Lagers. Gleichwohl würde selbst unter Einsatz des Öls mit der niedrigeren Viskosität nahezu eine Halbierung der thermischen Schmierstofflebensdauer gegenüber dem fettgeschmierten Wälzlager einhergehen.

Betrachtet man jedoch die – im Hinblick auf die auftretende thermische Beanspruchung aussagekräftigere – Temperaturdifferenz zwischen den Schmierstoffdepots, so fällt der Temperaturunterschied im Vergleich zu den Lagern erheblich geringer aus. Verantwortlich hierfür ist wiederum die Abkühlung des Öls im Reservoir. Als Folge daraus beläuft sich der maximale Temperaturunterschied im Fall der höheren Ölviskosität auf 4,1 °C. Unter Einsatz des Öles mit der niedrigeren Viskosität von  $\nu_{40} = 46 \text{ mm}^2/\text{s}$ , schrumpft dieser Wert auf lediglich 0,5 °C. Ein wesentlicher Unterschied in der thermischen Schmierstoffbeanspruchung ist damit nicht mehr vorhanden. Zieht man nun noch in Betracht, dass die bedeutend größere verfügbare Schmierstoffmenge bei der ölgeschmierten Wälzlagerung einer geringeren spezifischen mechanischen Schmierstoffbeanspruchung unterworfen ist, so könnte selbst unter Einsatz des Öls mit der höheren Viskosität in Summe eine geringere Ölbeanspruchung vorliegen.

### **Drehzahlstufen 4 bis 6**

Nachdem die Lagertemperatur bei der ölgeschmierten Wälzlagerung zwischen den Drehzahlstufen 3 und 4 bereits erheblich abgenommen hat, fällt sie auch zwischen den Drehzahlstufen 4 und 6 weiterhin ab.

Zurückzuführen ist dieses Betriebsverhalten auf eine Abnahme der effektiven Schmierstoffmenge im Lager, welche durch dynamische Ölverdrängungsvorgänge im Wälzkörper-Laufbahn-Kontakt hervorgerufen wird. Aufgrund der Trägheit des Öls, nimmt die zwischen den einzelnen Wälzkörperdurchläufen zurückfließende Ölmenge mit zunehmender Drehzahl ab. Die Schmierfilmdicke wird geringer, wodurch in Folge der Rollwiderstand sinkt. [49]

Daneben kann auch eine weitere Begebenheit, welche bei ölbadgeschmierten Wälzlagern in Verbindung mit höheren Drehzahlen beobachtbar ist, zum Tragen kommen: Überschüssiges Öl wird insbesondere durch die Käfigrotation aus dem Lager geschleudert und führt zu einer fliehkraftinduzierten Abnahme der effektiven Ölmenge im Lager [108]. Auch in diesem Fall nehmen die auftretenden Scherverluste ab.

Bedingt durch derartige reibungsmindernde Mechanismen, gleichen sich die Lagertemperaturen des fettgeschmierten und ölgeschmierten Lagers mit zunehmender Drehzahl immer weiter an. Im Hinblick auf das thermische Verhalten mutiert die Ölbadgeschmierung gewissermaßen zu einer Minimalmengenschmierung. Als Folge daraus und in Verbindung mit dem Kühleffekt durch das Ölreservoir, liegen dessen Temperaturen unterhalb der Depottemperatur des fettgeschmierten Wälzlagers. Der Temperaturunterschied beläuft sich auf 5,2 °C beim Öl mit der höheren Viskosität und auf 6,2 °C unter Einsatz des niedrigviskosereren Öls. Dies bedeutet in etwa eine Erhöhung der thermischen Öllebensdauer um ein Viertel gegenüber dem fettgeschmierten Wälzlager.

Auch KORYCIAK hat bei ölbadgeschmierten Wälzlagern, genauer Zylinderrollenlagern, ein über die Drehzahl zunächst zunehmendes und dann wiederum abnehmendes Reibungsmoment beobachtet [108]. Beim ölbadgeschmierten Wälzlager sind Auftreten und Ausprägung dieser Eigenschaft jedoch stark abhängig von der Eintauchtiefe des Wälzlagers. Bezogen auf die Drehzahl wird das Reibungsmaximum mit zunehmender Eintauchtiefe immer später oder unter Umständen gar nicht erst erreicht. Auch die Ergebnisse aus dem vorherigen Abschnitt lassen darauf schließen, dass eine zu hohe Ölfördermenge die drehzahlinduzierte Verringerung der Schmierstoffmenge im Wälzlager hemmt oder verhindert. Eine niedrige Ölfördermenge unterhalb der zur Orientierung empfohlenen axialen Durchflussgrenze führt demnach zu zwei positiven Effekten im Hinblick auf die thermische Schmierstoffbeanspruchung: Einerseits resultiert eine niedrigere Reibung im Allgemeinen, andererseits kommt der Effekt der drehzahlinduzierten Abnahme der Schmierstoffmenge im Lager bei höheren Drehzahlen zur Wirkung.

Vergleicht man das thermische Verhalten der ölgeschmierten Wälzlagerung unter Einsatz unterschiedlicher Ölviskositäten, so lässt sich beobachten, dass sich die Temperaturen mit zunehmender Drehzahl immer weiter annähern. Daraus lässt sich erkennen, dass mit der Abnahme der Schmierstoffmenge auch der Effekt der Viskosität auf die Reibung geringer wird.

### **Beheizte Lagerschilde**

Werden die Wälzlager im Betrieb zusätzlich von einer externen Wärmequelle aufgeheizt, so liegt selbst unter Einsatz des höherviskosen Öls eine geringere thermische Schmierstoffbeanspruchung seitens der ölgeschmierten Wälzlagerung vor. Zum einen sinkt die Differenz der Lagertemperaturen von 13,1 °C auf 4,1 °C. Zum anderen kehrt sich die Situation bei den Depottemperaturen um: Während die Depottemperatur der ölgeschmierten Wälzlagerung im unbeheizten Zustand noch jene des fettgeschmierten Wälzlagers um 4,1 °C übersteigt, liegt diese im beheizten Zustand 11,1 °C darunter. Folglich führt die geringere Depottemperatur bei der ölgeschmierten Wälzlagerung etwa zur doppelten thermischen Lebensdauer des Schmierstoffes gegenüber der fettgeschmierten Lagerung. Ferner wirkt die geringere spezifischen mechanischen Schmierstoffbeanspruchung zusätzlich positiv.

In der Praxisanwendung können bei großen Elektromotoren, bedingt durch elektrische Verluste, noch deutlich höhere Temperaturen am Lagerschild auftreten. Mit zunehmender Erwärmung über das Lagerschild kommt der Effekt des außerhalb liegenden Ölreservoirs immer mehr zum Tragen. In Folge verschieben sich die Werte der Temperaturdifferenzen zunehmend zugunsten der ölgeschmierten Wälzlagerung. Zudem bietet ein thermisch abgestimmtes Reservoirdesign, welches die Abwärme des Lagerschildes möglichst gut vom Schmierstoff isoliert und gleichzeitig einen guten Wärmeaustausch mit der Umgebung gewährleistet, zusätzliches Potenzial.



## 6 Langzeittest

Im Rahmen eines Langzeittests mit der Wälzlagerung sollen Erkenntnisse hinsichtlich des Systemverhaltens über einen längeren Betriebszeitraum gewonnen werden. Basierend darauf gilt es, ein erwartbares Ölwechselintervall abzuschätzen und dieses mit den Vorgaben für das Nachschmierintervall eines fettgeschmierten Wälzlagers zu vergleichen. Indikatoren für den Zustand des Schmierstoffs und der Komponenten der Wälzlagerung bilden regelmäßige Ölanalysen während der Testdauer sowie eine finale optische Analyse relevanter Bauteile. Inhalte dieses Abschnitts wurden ferner auch in [P4] veröffentlicht.

### 6.1 Versuchsmethodik

Der Langzeittest wird über eine Dauer von 6 000 Stunden beziehungsweise 250 Tagen unter konstanten Betriebsbedingungen durchgeführt. Beide Prüflagerungen des Prüfstandes werden für den Langzeittest herangezogen. Um auch eventuelle Einflüsse durch die konstruktive Gestaltung und daraus resultierender Eigenschaften zu berücksichtigen, werden zwei Konfigurationen verglichen. Diese unterscheiden sich hinsichtlich der Methode zur axialen Führung des Ölförderrings. Eine der Prüflagerungen ist mit dynamischen axialen Anlaufelementen ausgestattet, die andere Prüflagerung mit statischen axialen Anlaufelementen. Die übrigen Parameter sind identisch und ergeben sich für den Langzeittest unter anderem in Anlehnung an den bei Elektromotoren vorherrschenden Bedingungen folgendermaßen:

- Die Wellendrehzahl beträgt  $3\,000\text{ min}^{-1}$ . Dies entspricht der Drehzahl einer zweipoligen Asynchronmaschine bei einer Netzfrequenz von 50 Hz.
- Die Radiallast der Lager beträgt jeweils 5 kN und dient dazu, das Gewicht des Rotors nachzubilden.
- Die Temperatur in der Lastzone der Wälzlager wird auf jeweils  $90\text{ °C}$  eingestellt. Dies dient einerseits dazu, die in Wärme umgewandelten Verluste des Motors zu simulieren. Andererseits kann auf diese Weise die Testzeit bis zum Eintritt von Alterungserscheinungen beim Öl aufgrund der stärkeren thermischen Beanspruchung verkürzt werden [121]. Der eingestellte Temperaturwert liegt jedoch noch  $10\text{ °C}$  unterhalb der oberen Gebrauchstemperatur des Öls von  $100\text{ °C}$  [101]. Die Beheizung erfolgt ausschließlich über die

Heizpatronen in den Lagerschilden. Zur Abbildung des Kühleffektes durch das außenliegende Ölreservoir und zur Vermeidung eines direkten Kontakts des Öls mit der aktiven Heizfläche, werden die Rohrheizelemente im Reservoir nicht aktiviert.

- Unter Berücksichtigung des eingesetzten Schmierstoffs mit der Viskositätsklasse ISO VG 46, der vorherrschenden Temperatur im Lager und der Wellendrehzahl, ergibt sich im Wälzlager ein Viskositätsverhältnis  $\kappa$  von etwa 1,2.

Einen Überblick zu den Versuchsparametern gibt Tabelle 23.

Tabelle 23: Versuchsparameter im Rahmen des Langzeittests.

Variationsparameter und Stufen	Konstante Parameter und Konfiguration	Zentrale Untersuchungsparameter
Dynamische axiale Anlaufelemente $h_A \times a_A$ 3 x 8 mm	Ölförderring $d_R \times h_R \times b_R$ 210 x 6 x 6 mm	Ölzustand
	Ölsumpffgehäuse I	Optischer Zustand Komponenten
Statische axiale Anlaufelemente $h_A \times a_A$ 8 x 8 mm	Wellendrehzahl $n_W$ 3 000 min <sup>-1</sup>	
	Eintauchtiefe Ölförderring $H_R$ 50 mm	
	Lagertemperatur in der Lastzone des Wälzlagers $\vartheta_{WL, LZ}$ 90 °C, temperiert über das Lagerschild	

### 6.1.1 Ölproben

Die Entnahme der Ölproben erfolgt bei beiden Prüflagerungen in einem Turnus von vier Wochen bis zum Erreichen einer Betriebszeit von 4 032 h. Die abschließende Ölprobe wird am Ende des Langzeittests nach einer Betriebszeit von 6 000 h entnommen. Daraus resultieren sieben Analyseergebnisse für jede der Prüflagerungen zuzüglich einer Frischölprobe als Referenz. Die Entnahme erfolgt während des Betriebs stets an gleicher Stelle, in der Mitte des Ölreservoirs. In unmittelbarer Nähe der Entnahmestelle befindet sich einerseits der Ölförderring, andererseits der Rückfluss aus dem Ölsumpf. Durch dieses Vorgehen wird sichergestellt, dass das entnommene Öl maßgeblich am Umlauf teilnimmt und die Ergebnisse repräsentativ und vergleichbar sind.

Die Ölproben werden ex-situ in einem Prüflabor analysiert. Dabei kommen verschiedene Analyseverfahren zum Einsatz, um physikalische und

chemische Eigenschaften des Öls sowie dessen Gehalt an Verunreinigungen zu bestimmen. Zu den angewandten Methoden zählen unter anderem die Emissionsspektrometrie und die Viskosimetrie.

### 6.1.2 Parameter zur Ermittlung des Ölzustands

Die zu betrachtenden Analyseparameter werden in Wesentlichen durch die maßgeblichen Bestandteile der Komponentenwerkstoffe, die mit dem Öl in Kontakt kommen und eine gewisse Verschleißgefahr aufweisen sowie durch das eingesetzte Öl bestimmt.

Basierend darauf werden im Fall der ölgeschmierten Wälzlagerung die Ölzustandsgrößen gemäß Bild 53 analysiert.

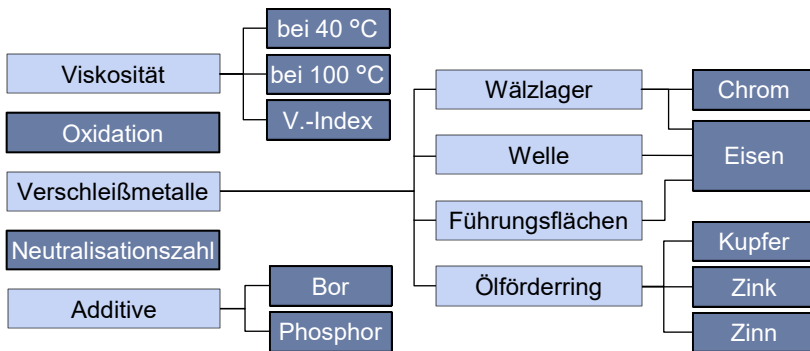


Bild 53: Betrachtete Ölzustandsgrößen im Rahmen des Langzeittests.

Die Indikatoren für den Ölzustand setzen sich neben der Oxidation und der Neutralisationszahl auch aus den Werten der kinematischen Viskosität bei 40 °C und 100 °C zusammen. Aus diesen beiden Werten wird zusätzlich der Viskositätsindex ermittelt.

Ferner erfolgt die Analyse des Gehaltes an Verschleißmetallen. Kupfer, Zink und Zinn dienen als Indikatoren für Partikel, die vom Ölförderring stammen. Möglicher Verschleiß vom Wälzlager zeigt sich anhand von Chrom- und Eisenpartikeln. Letztere können auch von den Flächen zur axialen Führung des Ölförderrings oder der Welle stammen.

Die Frischölprobe zeigt, dass Bor und Phosphor als Bestandteile von Additiven im Öl eingesetzt werden. Borverbindungen dienen als Reibungsbesserer bei Mischreibung, Phosphorverbindungen als Verschleißschutz durch Bildung einer Schutzschicht auf den Kontaktflächen [43].

## 6.2 Analyseergebnisse

### 6.2.1 Verschleißmetalle

Nachfolgend werden die Ergebnisse der Analysen hinsichtlich Verschleißmetallen dargestellt. Neben dem jeweiligen zeitlichen Verlauf des Elementgehalts, wird in den Diagrammen auch jeweils ein Limitwert in Form einer waagerechten Linie angegeben. Die Limitwerte werden von der Firma OELCHECK, welche auch die Ölanalysen durchführt, zur Verfügung gestellt. In Verbindung mit dem Trendverlauf dienen sie zur ersten groben Orientierung und fußen auf Erfahrungswerten, die auf Basis einer Vielzahl historischer Analysen ermittelt wurden.

In Bild 54 sind die Verläufe des Gehalts von Kupfer, Zink und Zinn über die Testdauer dargestellt.

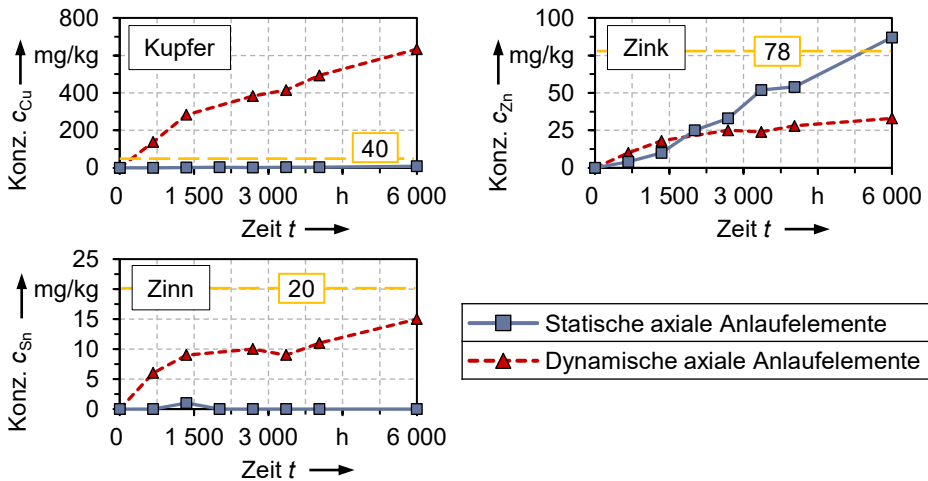


Bild 54: Gehalt an Kupfer, Zink und Zinn über die Testdauer.

Die Verläufe weisen jeweils deutliche Unterschiede zwischen den beiden Prüflagerungen auf. Für Kupfer und Zinn sind unter Einsatz dynamischer axialer Anlaufelemente bereits frühzeitig erkennbar höhere Werte zu verzeichnen. Während der Prüfzeit steigen die Werte weiter an und erreichen am Ende eine Konzentration von etwa 600 mg/kg bei Kupfer und 15 mg/kg bei Zinn. Im Fall von Kupfer wird der Limitwert sogar bereits bei der ersten Ölprobe aus dem Betrieb überschritten. Die Diskrepanz der Werte zwischen den beiden Konfigurationen nimmt mit ansteigender Betriebsdauer zu. Die Werte bei Einsatz statischer axialer Anlaufelemente verharren auf einem sehr geringen und einem nahezu konstanten Level.

Ein anderes Verhalten ist bei der Konzentration von Zink zu beobachten. Am Ende des Dauertests ist die Zinkkonzentration unter Einsatz statischer axialer Anlaufelemente höher. Zwischen der vorletzten und der letzten Ölprobe wird sogar der Limitwert überschritten. Bis zum ersten Drittel der Prüfzeit steigt die Konzentration von Zink bei beiden Konfigurationen in vergleichbarem Maß an. Während im Fall dynamischer axialer Anlaufelemente im Folgenden jedoch ein sich abschwächender Anstieg zu verzeichnen ist, nimmt der Zinkgehalt bei statischen axialen Anlaufelementen weiter kontinuierlich zu. Damit erreicht dieser mit 87 mg/kg am Ende nahezu den dreifachen Wert gegenüber der Konfiguration mit dynamischen axialen Anlaufelementen.

In Bild 55 sind die Verläufe des Gehalts von Eisen und Chrom über die Testdauer dargestellt.

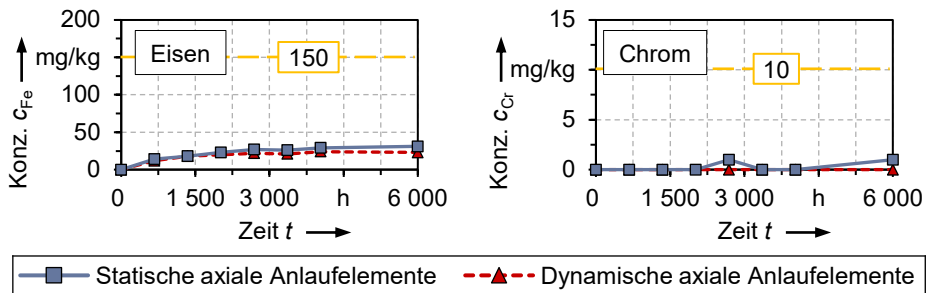


Bild 55: Gehalt an Eisen und Chrom über die Testdauer.

Beim Eisengehalt zeigen sich für beide Konfigurationen ähnliche Werte und Verläufe. Letztere sind gekennzeichnet durch einen gewissen initialen Anstieg, dessen Ausprägung mehr und mehr abnimmt, sodass gegen Mitte bis Ende des Dauertests kaum Änderungen zu beobachten sind. Damit liegen die maximal gemessenen Konzentrationen von 31 mg/kg mit statischen axialen Anlaufelementen beziehungsweise 23 mg/kg mit dynamischen axialen Anlaufelementen deutlich unterhalb des Limitwertes.

Chrom ist im Öl nicht beziehungsweise kaum festzustellen. Lediglich im Fall der statischen axialen Anlaufelemente ist bei zwei nicht aufeinanderfolgenden Analysen jeweils ein sehr geringer Chromgehalt von 1 mg/kg festzustellen. Alle Werte liegen damit deutlich unterhalb des Limitwertes von 10 mg/kg. Trends lassen sich aus den beiden Verläufen nicht erkennen.

### 6.2.2 Additive

Folgende Diagramme zeigen die Verläufe des Bor- und Phosphorgehalts über die Testdauer.

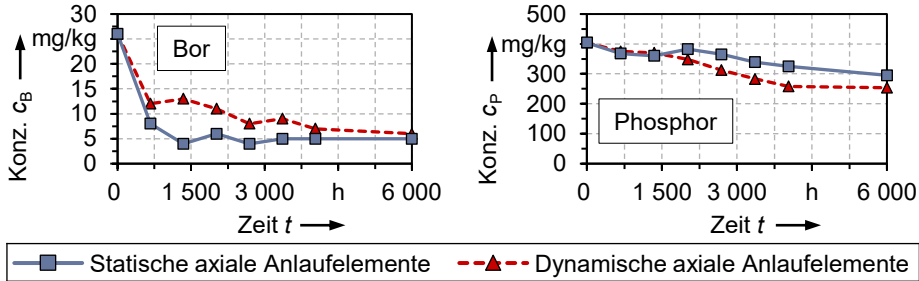


Bild 56: Gehalt an Bor und Phosphor über die Testdauer.

Beim Borgehalt ergibt sich für beide Konfigurationen jeweils zu Beginn ein vergleichsweise starker Abfall. Letzterer ist unter Einsatz statischer axialer Anlaufelemente etwas ausgeprägter. Im weiteren Verlauf gleichen sich die Werte beider Konfigurationen jedoch zunehmend an. Dabei bleibt der Borgehalt bei statischen axialen Anlaufelementen nahezu unverändert, während bei dynamischen axialen Anlaufelementen ein abnehmender Trend erkennbar ist. Bei Testende fallen die Werte mit 5 mg/kg unter Einsatz statischer beziehungsweise 6 mg/kg unter Einsatz dynamischer axialer Anlaufelemente nahezu identisch aus. Ausgehend vom initialen Borgehalt ergibt sich damit bis zum Testende eine Abnahme von 81 % beziehungsweise 77 %.

Auch der Phosphorgehalt nimmt über die Testdauer jeweils ab. Verglichen mit Bor sind die zeitlichen Verläufe jedoch gleichmäßiger. Bis zum ersten Testdrittel sind die Werte nahezu identisch. Danach ist der Phosphorgehalt bei statischen Anlaufelementen durchwegs höher. Der Phosphorgehalt liegt bei Testende in diesem Fall unter bei 295 mg/kg und ist damit 41 mg/kg höher als bei Einsatz dynamischer axialer Anlaufelemente. Im Fall Letzterer resultiert damit eine Abnahme über die Testdauer um 37 %, bei statischen axialen Anlaufelementen eine Abnahme um 27 %.

### 6.2.3 Viskosität und Viskositätsindex

In Bild 57 sind die Verläufe der kinematischen Viskosität bei 40 °C und 100 °C dargestellt. Ergänzend werden auch die Verläufe des Viskositätsindex für beide Konfigurationen des Ringschmiersystems gezeigt.

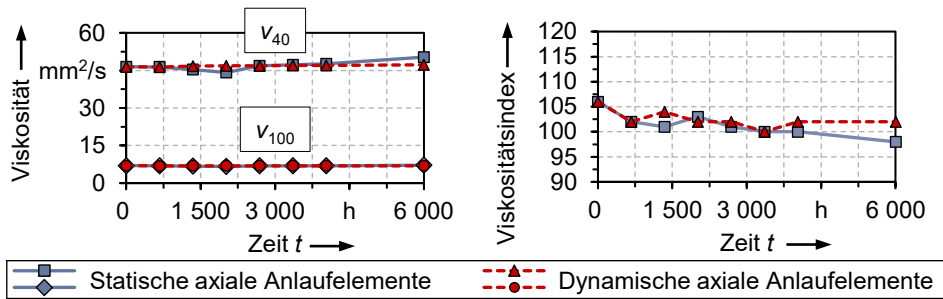


Bild 57: Verläufe der kinematischen Viskosität bei 40 °C ( $v_{40}$ ) und 100 °C ( $v_{100}$ ) sowie des Viskositätsindex VI über die Testdauer.

Bis zum Ende der Testdauer der steigen die Viskositäten für beide Konfigurationen leicht an oder bleiben unverändert. Prinzipiell ist die Zunahme bei 40 °C ausgeprägter als bei 100 °C.

Aus diesem Sachverhalt ergibt sich, dass der Viskositätsindex für beide Konfigurationen abfällt, da die temperaturabhängige Änderung der Viskosität zunimmt. Die größte Abnahme findet jeweils gleich zu Beginn zwischen der Frischölprobe und der ersten Probe aus dem Betrieb statt. Über die weitere Testdauer sind die Werte der beiden Konfigurationen vergleichsweise ähnlich, wobei gegen Ende ein leichtes Auseinanderdriften zu erkennen ist. Somit liegt der Viskositätsindex bei Testende unter Einsatz dynamischer axialer Anlaufelemente bei einem Wert von 102 und mit statischen Anlaufelementen bei einem Wert von 98.

Tabelle 24: Kinematische Viskosität  $v$  bei 40 °C und 100 °C sowie Viskositätsindex VI zu Beginn und am Ende der Testdauer.

		Statische axiale Anlaufelemente	Dynamische axiale Anlaufelemente
Kinematische Viskosität $v_{40} / v_{100}$	Startwert	46,5 / 7,0 mm <sup>2</sup> /s	
	Endwert	50,3 / 7,1 mm <sup>2</sup> /s	47,2 / 7,0 mm <sup>2</sup> /s
	Relative Änderung	+8,2 / +1,4 %	+1,5 / ±0,0 %
Viskositätsindex VI	Startwert	106	
	Endwert	98	102
	Relative Änderung	-7,5 %	-3,8 %

### 6.2.4 Oxidation und Neutralisationszahl

Die Verläufe der Oxidation sowie der Neutralisationszahl sind in Bild 58 dargestellt.

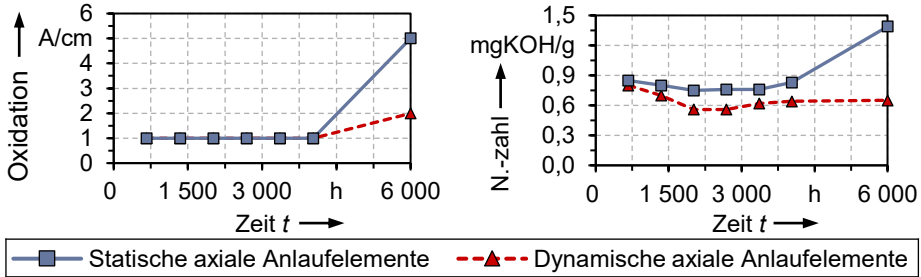


Bild 58: Oxidation und Neutralisationszahl über die Testdauer.

Bis zur sechsten Ölprobe bleibt die Oxidationszahl bei beiden Konfigurationen konstant. Ein Anstieg erfolgt jeweils zwischen der vorletzten und letzten Ölprobe. Bei statischen axialen Anlaufelementen beläuft sich die Oxidation bei Testende auf 5 A/cm, im Fall dynamischer axialer Anlaufelemente liegt diese bei 2 A/cm und ist somit nicht einmal halb so groß.

Die Verläufe der Neutralisationszahl sind im ersten Drittel der Testdauer jeweils abfallend. Nach einigen Messungen ohne bedeutende Änderungen zeigt sich wiederum ein Anstieg. Daraus ergibt sich bei beiden Konfigurationen ein U-förmiger Verlauf. Letzterer lässt sich im Rahmen einer Analyse der Neutralisationszahl im Allgemeinen häufiger beobachten [54]. Im Fall der statischen axialen Anlaufelemente ist dieser charakteristische Verlauf ausgeprägter, was in erster Linie auf die deutlich höhere Neutralisationszahl am Ende des Dauertests zurückzuführen ist. Diese erreicht einen Wert von 1,39 mgKOH/g, wohingegen unter Einsatz der dynamischen axialen Anlaufelemente eine Neutralisationszahl von 0,65 mgKOH/g zu verzeichnen ist. Eine geringere Neutralisationszahl ist nicht nur bei Testende zu beobachten, sondern über die gesamte Testdauer hinweg. Während sich die Neutralisationszahl bei der Konfiguration mit dynamischen axialen Anlaufelementen durchwegs unterhalb ihres Startwertes bewegt, überschreitet diese bei der anderen Konfiguration ihren Startwert bei Testende deutlich.

## 6.3 Diskussion der Analyseergebnisse

### 6.3.1 Verschleißmetalle

#### 6.3.1.1 Kupfer, Zinn und Zink

Deutlich erkennbar sind die Unterschiede des Gehalts an Kupfer und Zinn in den Ölproben der beiden Konfigurationen. Diese sind im Fall dynamischer axialer Anlaufelemente deutlich höher, sodass beispielsweise die Kupferkonzentration den Limitwert bereits bei der ersten Ölprobe aus dem Betrieb überschreitet. Am Ende des Langzeittests erreicht der Kupfergehalt etwa den 80-fachen Wert gegenüber der Konfiguration mit statischen axialen Anlaufelementen. Bei Letzterer ist Zinn nicht nachweisbar, während bei dynamischen axialen Anlaufelementen eine Konzentration von 15 mg/kg gemessen wird. Diese Ergebnisse lassen den Schluss zu, dass im Fall dynamischer axialer Anlaufelemente von einem entsprechend höheren Verschleiß des Ringes auszugehen ist.

Diese Schlussfolgerung wird durch die optische Analyse im Anschluss an den Langzeittest bestätigt. So weist der Ölförderring bei der Konfiguration mit dynamischen axialen Anlaufelementen vornehmlich an einer der beiden Stirnseiten Verschleißerscheinungen in Form von Materialabtrag auf. Aufgrund der umlaufenden Verschleißspur lässt sich als Gegenpartner das axiale Anlaufelement festmachen. Bei der anderen Konfiguration sind keine Verschleißerscheinungen am Ölförderring zu erkennen.

Bei beiden Konfigurationen weist weder die Außenfläche des Ölförderrings, noch die Innenfläche Verschleißerscheinungen auf. Offensichtlich kommt der Ring im Dauertest nicht mit umliegenden Komponenten in Kontakt, wie es durch ausgeprägte oszillierende Bewegungen der Fall sein könnte. Auch regelmäßige optische Analysen während des Betriebs bestätigen dies. Aus dem Zustand der Innenfläche der Ölförderringe geht hervor, dass bei beiden Konfigurationen während des Betriebs ein hydrodynamischer Schmierfilm zwischen Welle und Ring existiert. Der daraus resultierende verschleißfreie Betrieb ist im Hinblick auf die Ölgebrauchsdauer als sehr vorteilhaft einzustufen.

Den Analyseergebnissen zum Kupfer- und Zinngehalt sowie dem optischen Zustand der Ölförderringe steht der Gehalt an Zink gegenüber. Dieser ist entgegen der Erwartung bei der Konfiguration mit statischen axialen Anlaufelementen bei Testende mehr als doppelt so groß. Es zeigt sich also ein umgekehrtes Verhalten, wobei auch bei Einsatz dynamischer axialer

Anlaufelemente eine gewisse Zinkkonzentration vorhanden ist. Eine verschleißinduzierte Anreicherung mit Zink derartiger Ausprägung kann aufgrund der übrigen Analyseergebnisse jedoch als unwahrscheinlich gelten. Da in der Frischölprobe kein Zink nachgewiesen wird, können auch zinkhaltige Additive als Quelle ausgeschlossen werden.

Möglicherweise findet ein chemischer Prozess statt, der zu einem Herauslösen von Zink aus dem Ölförderring führt. Dabei wird das unedle Metall Zink säurebedingt herausgelöst, ohne dass eine tribologische Beanspruchung vorliegen muss. Der mitunter auch als „Entzinkung“ genannte Prozess konnte beispielsweise in [122] an einem in Schmierstoff getauchten Messingprüfling beobachtet werden. Die durchwegs höhere Neutralisationszahl bei statischen axialen Anlaufelementen lässt auf ein saureres Milieu schließen und könnte folglich die Ursache der höheren Zinkkonzentration im Schmierstoff sein. Ferner korreliert die starke Zunahme des Zinkgehalts zwischen der letzten und vorletzten Ölprobe mit der ausgeprägten Zunahme der Neutralisationszahl zwischen diesen beiden Analysezeitpunkten.

### 6.3.1.2 Eisen und Chrom

Die Konzentrationen von Eisen und Chrom sind bei beiden Prüflagerungen unkritisch und weit entfernt von den Limitwerten. Daraus lässt sich schließen, dass die verhältnismäßig hohen Konzentrationen von Kupfer und Zink im Fall der Konfiguration mit dynamischen axialen Anlaufelementen keinen bedeutenden Einfluss auf den Verschleiß des Wälzlagers über die betrachtete Testdauer haben. Selbes gilt für die vergleichsweise hohe Zinkkonzentration bei der Konfiguration mit statischen axialen Anlaufelementen. Auch die optische Analyse der Laufbahnen und Wälzkörper bestätigen dies.

Die Konzentration von Eisen weist bei beiden Konfigurationen einen für feste Fremdstoffe typischen Verlauf auf. Dieser entspricht einer mit der Betriebszeit abflachenden Kurve gemäß Bild 10 in Abschnitt 2.1.5. Es erscheint naheliegend, dass die gemessene Eisenkonzentration jeweils von den axialen Führungsflächen des Rings stammt, zumal deren Oberflächen entsprechende Verschleißspuren aufweisen (siehe Bild 59). Die Verläufe lassen einen gewissen Einlaufprozess vermuten, welcher nach etwa 2 000 h abgeschlossen ist. Danach verzeichnet die Eisenkonzentration jeweils nur noch eine geringfügige Zunahme. Zwar liegen an den Kontaktstellen unterschiedliche kinematische Bedingungen vor, die Menge an Eisen im Öl unterscheidet sich bei beiden Konfigurationen jedoch nur unwesentlich.

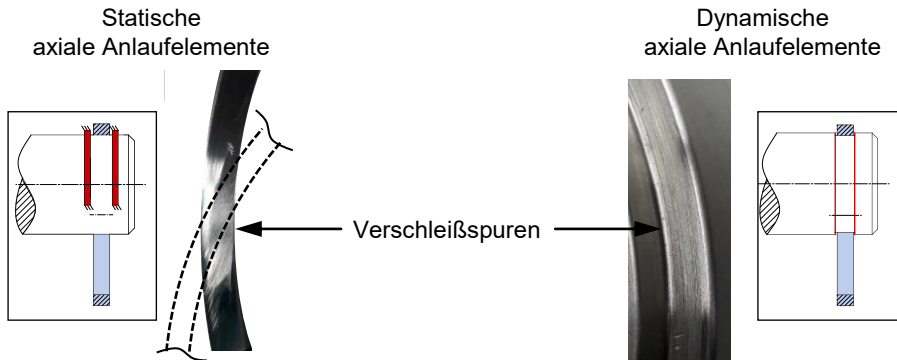


Bild 59: Verschleißspuren an den axialen Führungsflächen.

Offenbar entsteht zwischen den Kontaktpartnern kein permanent trennender Schmierfilm. Für die Ausbildung eines trennenden Schmierfilms liegen bei beiden Konfigurationen keine idealen Bedingungen vor. Somit unterbinden mitunter oszillierende Bewegungen des Rings um die vertikale Achse die Ausformung eines beständigen Schmierkeils in der Einlaufzone zu den axialen Anlaufelementen. Zudem können Abstreifvorgänge zwischen den Kontaktflächen Schmierstoffmangel hervorrufen, der schlussendlich zur unmittelbaren Berührung der Flächen mit den entsprechenden Auswirkungen führt. Um diesen, wenn im Dauertest auch unkritischen, Verschleißerscheinungen entgegenzuwirken, bietet sich als Werkstoff für die axialen Anlaufelemente beispielsweise der Einsatz eines Kunststoffs an, wie er auch für Wälzlagerkäfige eingesetzt wird. Aufgrund relativ geringer Flächenpressungen in den axialen Kontakten und der guten tribologischen Eigenschaften ist dieser ein geeigneter Kontaktpartner für den Ölförderring. Möglicherweise lässt sich auf diese Weise auch der Verschleiß des Ölförderrings unter Einsatz dynamischer axialer Anlaufelemente verringern.

### 6.3.2 Additive

Auch die Verläufe des Gehalts der betrachteten Additiv-Elemente weisen einen typischen, abnehmenden Verlauf auf. Die Additive werden verbraucht. Bedeutende Unterschiede zwischen den beiden Prüflagerungen sind bei Testende nicht auszumachen. Die auf den Anfangswert bezogene relative Abnahme ist bei Bor deutlich höher als bei Phosphor. Der verhältnismäßig geringe Phosphorverbrauch könnte darauf zurückzuführen sein, dass Verschleißschutzadditive erst unter hohem Druck aktiviert werden [43]. An den Kontaktstellen des Ölförderrings ebenso wie in den Prüflagern herrschen jedoch relativ geringe Belastungen vor ( $P/C = 0,04$ ).

Borverbindungen werden als Reibungsverminderer eingesetzt. Diese bilden eine Schicht auf den Metalloberflächenflächen, um das Reibungsverhalten unter Mischreibungbedingungen zu verbessern [43]. Der jeweils ausgeprägte initiale Abfall des Borgehalts im Öl lässt darauf schließen, dass die Schicht maßgeblich zu Beginn des Dauertests aufgebaut wird. Der etwas geringere Abfall des Borgehalts im Fall der Konfiguration mit dynamischen axialen Anlaufelementen lässt vermuten, dass sich die Schicht auf den axialen Kontaktflächen aufgrund einer höheren Relativgeschwindigkeit der Kontaktflächen zueinander langsamer aufbaut.

Im Rahmen des vorliegenden Dauertests ist kein kritischer Einfluss zwischen dem Additivabbau und dem Gehalt an Verschleißelementen festzustellen. Möglicherweise hemmt jedoch das borhaltige Additiv die Entstehung von Verschleiß an den durch Mischreibung gefährdeten und gering belasteten axialen Anlaufflächen.

### 6.3.3 Viskosität

Die jeweiligen Viskositäten und Viskositätsindizes weisen keine Unregelmäßigkeiten über die Testdauer auf. Die geringfügigen Änderungen erweisen sich als unkritisch im Hinblick auf möglichen Verschleiß des Wälzlagers oder die bezüglich der Viskosität sensitiven Betriebseigenschaften des Ringschmiersystems. Im Fall der statischen axialen Anlaufelemente ist zum Ende der Testdauer ein geringfügiger Anstieg der Viskosität zu verzeichnen. Dies ist ein Hinweis auf einsetzende thermisch-oxidative Alterungsprozesse. Die damit einhergehende Verlängerung von Molekülketten führt zur beobachteten Viskositätserrhöhung [54]. Diese Verlängerung der Molekülketten überwiegt offenbar gegenüber einem anderen Alterungsmechanismus, der zu einer Verringerung der Viskosität führt. Dabei werden durch mechanische Einflüsse in Form von Schervorgängen und hohen Drücken Molekülketten aufgetrennt und auf diese Weise verkürzt [54]. Zurückzuführen ist diese Konstellation möglicherweise auf die verhältnismäßig geringe mechanische Belastung in den Lagern, welche der relativ hohen thermischen Beanspruchung gegenübersteht.

### 6.3.4 Thermisch-oxidative Alterung

Der zuvor beschriebene Viskositätsanstieg korrespondiert mit den Analysewerten der Oxidation und der Neutralisationszahl. Diese Indikatoren für thermisch-oxidative Alterungsprozesse steigen bei der Konfiguration mit statischen axialen Anlaufelementen zum Ende des Dauertests deutlich an.

Bei der anderen Konfiguration ist ein derartig ausgeprägter Trend nicht zu beobachten. Die Neutralisationszahl weist zwischen den Analysezeitpunkten keine Änderung auf und der Wert für die Oxidation steigt bedeutend weniger an.

Diese Ergebnisse bilden den auf Basis der folgenden Informationen erwarteten Trend nicht ab. So müsste der höhere Lufteintrag aufgrund der deutlich größeren Ringdrehzahl  $n_R$  und des höheren Ölvolumenstroms  $\dot{V}_{\text{Öl}}$  bei der Lagerung mit dynamischen axialen Anlaufelementen zu einer ausgeprägteren thermisch-oxidativen Alterung des Schmierstoffs führen. Eine entsprechende Gegenüberstellung der Ringdrehzahl und des Ölvolumenstroms beider Lagerungen zeigt Bild 6o. Ähnliches ist durch Kupfer zu erwarten, welches sich in verhältnismäßig großer Menge in Form von Verschleißpartikeln im Öl der Lagerung befindet. Kupfer hat einen katalytischen Effekt, der die Ölalterung fördert [122] [123]. Folglich liegen bei der Konfiguration mit dynamischen axialen Anlaufelementen Bedingungen vor, welche die Ölalterung begünstigen, diese jedoch bei der Lagerung mit statischen axialen Anlaufelementen bedeutend geringer ausgeprägt sind.

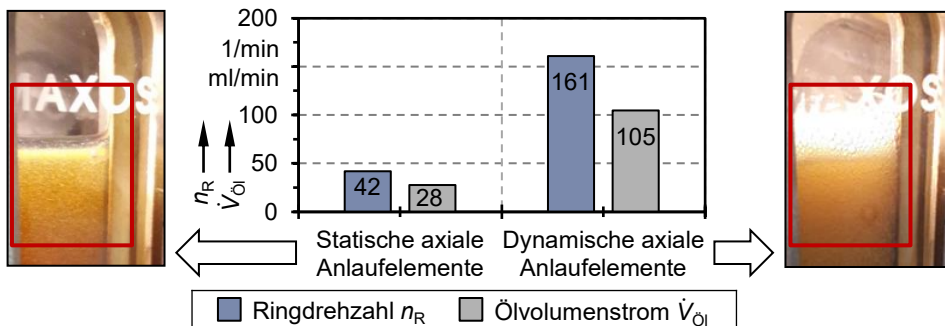


Bild 6o: Mitte: Unter den Bedingungen des Dauertests ermittelte Ringdrehzahlen  $n_R$  und Ölvolumenströme  $\dot{V}_{\text{Öl}}$  bei den beiden betrachteten Konfigurationen. Links und rechts dargestellt: Lufteintrag im jeweiligen Ölreservoir während des Langzeittests.

Das Ergebnis der dem Langzeittest nachgelagerten optischen Inspektion der Komponenten passt hingegen zur Vermutung einer höheren thermisch-oxidativen Ölbeanspruchung bei der Prüflagerung mit dynamischen axialen Anlaufelementen. Somit zeigen sich im Inneren der Lagerung deutlich erkennbare Anzeichen von Ölalterungsprozessen. Lackartige Ablagerungen überziehen die Oberflächen, die im Betrieb permanent mit dem Öl in Kontakt stehen. Bei der anderen Prüflagerung ist Vergleichbares nicht zu erkennen, die Oberflächen sind unauffällig. Derartige Ablagerungen können aus verschiedenartigen unlöslichen Alterungsprodukten, wie

beispielsweise langkettigen Molekülen oder Abbauprodukten von Additiven bestehen [54] [122]. Nachfolgendes Bild zeigt die lackartige Ablagerungen auf der Innenseite der Gehäusevorderschale, welche maßgeblich das Ölreservoir ausbildet.

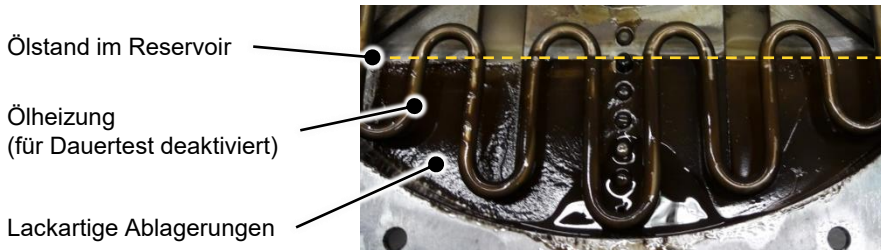


Bild 61: Lackartige Ablagerung an der Innenwand des Gehäuses der Wälzlagerung mit dynamischen axialen Anlaufelementen.

Der Grund, weshalb die Ölanalysen nicht das Ergebnis der optischen Analyse widerspiegeln, kann nicht eindeutig festgestellt werden. Möglicherweise liegt dies daran, dass sich eben die nachzuweisenden Alterungsprodukte an den Wänden absetzen und folglich im Öl kaum nachweisbar sind. Es zeigt sich jedoch, dass eine optische Analyse den Informationsgehalt erheblich erhöhen kann und nach Möglichkeit Hand in Hand mit einer Ölanalyse gehen sollte. Ein vergleichbarer Sachverhalt liegt auch im Kontext des Zinkgehalts vor. Wie bereits erwähnt, können auch in diesem Fall erst mithilfe einer optischen Analyse wertvolle Zusatzinformationen gewonnen werden, die eine deutlichere Analyse erlauben.

## 6.4 Diskussion eines erreichbaren Ölwechselintervalls

### 6.4.1 Ölwechselintervall unter Testbedingungen

Das Öl der Prüflagerung mit dynamischen axialen Anlaufelementen weist bereits frühzeitig einen hohen Gehalt an Kupfer auf, der den Limitwert bis zum Ende des Dauertests erheblich überschreitet. Zudem können die festgestellten Ablagerungen zur Einschränkung weiterer Funktionen führen. Somit besteht beispielsweise die Gefahr, dass sich Ölkanäle zusetzen und der Ölfluss gehemmt oder gar unterbunden wird. Derartige Konsequenzen sind für einen zuverlässigen Betrieb nicht tolerierbar. Zudem kann der Zeitpunkt, bei dem es zur Bildung der Ablagerungen kommt, anhand der Analyseergebnisse nicht nachvollzogen werden. Basierend auf diesen Analyseergebnissen erweist es sich demnach als naheliegend, ein

Ölwechselintervall auf Grundlage der Analyseergebnisse, welche aus der Lagerung mit statischen axialen Anlaufelementen hervorgegangen sind, abzuleiten.

Wie bereits gezeigt, steigen die Neutralisationszahl und die Oxidation zwischen der letzten und vorletzten Ölprobe deutlich an. Damit korrelierend, nimmt auch der Zinkgehalt nochmals deutlich zu und überschreitet als Konsequenz daraus auch seinen Limitwert. Bei diesen Indikatoren sind also jeweils klare Trends erkennbar, gleichzeitig erreicht der Zinkgehalt einen empfohlenen Grenzwert. Eine Zugrundelegung des Zinkgehalts in Verbindung mit der diesen bedingenden Neutralisationszahl erscheint damit als eine geeignete Option zur Ermittlung eines möglichen Ölwechselintervalls. Andere Analyseparameter sind bei dieser Konfiguration, wie bereits diskutiert, unauffällig.

Unter diesen Voraussetzungen limitiert im Zuge des Dauertests und der gewählten Konfiguration der Lagerung in erster Linie die thermisch-oxidative Ölalterung, repräsentiert von der Neutralisationszahl, die Ölgebrauchsdauer und damit das Ölwechselintervall. Die DIN EN ISO 4263, welche die Bestimmung des Alterungsverhaltens von Ölen zum Inhalt hat, gibt als Referenzwert für die Oxidationslebensdauer eine Neutralisationszahl von 2,0 mg KOH/g an [62]. Beim Langzeittest wird jedoch lediglich ein Maximalwert von 1,4 mg KOH/g erreicht. Dieser liegt damit unterhalb des Referenzwertes aus der Norm. Aus diesem Grund erfolgt eine Orientierung am Zinkgehalt, der innerhalb des Dauertests den Limitwert überschreitet. Unter Einbeziehung der Tatsache, dass am Ende des Dauertests am Ölförderring weder optisch noch anhand des Kupfergehalts mögliche Auswirkungen einer Entzinkung feststellbar waren, wird ein Ölwechselintervall – unter Berücksichtigung eines gewissen Puffers zum Limitwert des Zinkgehalts – von 5 000 h abgeleitet.

#### 6.4.2 Szenarien zur theoretisch erreichbaren Öllebensdauer

Die thermisch-oxidative Ölalterung wird maßgeblich von der Temperatur des Öls bestimmt [51]. Sie ist die Ursache für den Anstieg der Neutralisationszahl und dem daraus resultierenden Anstieg von Zink im Öl. In Bild 62 sind exemplarisch die temperaturabhängigen Lebensdauergrenzen für ein mineralisches und ein synthetisches Öl aufgeführt. Diese Grenzen gelten, wenn die thermisch-oxidative Alterung das maßgebliche Kriterium für die Ölgebrauchsdauer darstellt. Die Gebrauchsdauer des Öls entspricht in diesem Fall der Lebensdauer des Öls. Nachfolgende Betrachtung erfolgt unter dieser Annahme.

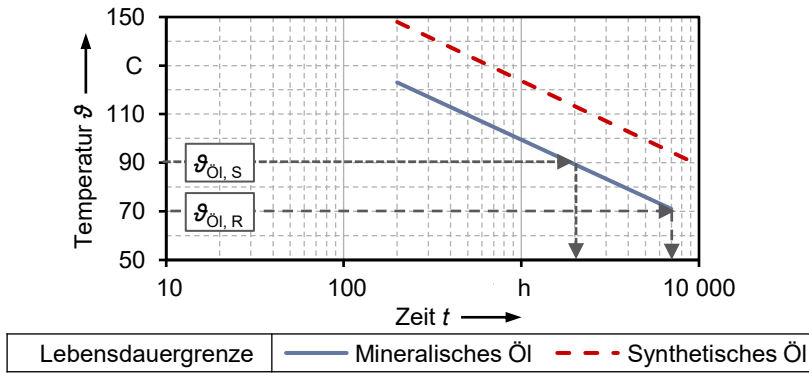


Bild 62: Grenzen der Öllebensdauer von mineralischem Öl und synthetischem Öl nach [51].

Die Wälzlagerung besitzt zwei Bereiche, in denen sich das Öl im Betrieb vorwiegend befindet. Dies ist einerseits der Ölsumpf, in den das Wälzlager eintaucht, andererseits das darunterliegende Ölreservoir. Für die Ermittlung der Öllebensdauer ist die Temperatur im Ölreservoir maßgeblich. Da dieses das deutlich größere Volumen besitzt, verweilt das Öl dort die meiste Zeit. Vergleichsweise kurz hingegen befindet es sich im Ölsumpf. Die Temperaturdiskrepanz zwischen Reservoir und Ölsumpf ist darüber hinaus nicht extrem, wie beispielsweise bei einem Verbrennungsmotor, weshalb die Temperatur im Ölsumpf kaum relevant ist [124].

Nachfolgend wird zugunsten einer konservativen Abschätzung dennoch eine Gewichtung auf Basis des Volumenverhältnisses aus beiden Reservoirs angestellt und daraus die kombinierte Öllebensdauer berechnet. Die hierfür erforderlichen Eingangsparameter und das Resultat sind in Tabelle 25 aufgelistet. Die jeweilige Öllebensdauer wird mithilfe des Diagramms aus Bild 62 und den während des Dauertests gemessenen Temperaturen im Ölsumpf  $\vartheta_{\text{Öl, s}}$  und im Ölreservoir  $\vartheta_{\text{Öl, R}}$  ermittelt.

Tabelle 25: Kombinierte Öllebensdauer und hierfür erforderliche Parameter.

	Ölsumpf	Ölreservoir
Öltemperatur	90 °C	71 °C
Öllebensdauer (aus Bild 62)	2 000 h	7 000 h
Volumenverhältnis		1 : 36,5
<b>Kombinierte Öllebensdauer</b>		<b>6 867 h</b>

Die errechnete kombinierte Öllebensdauer liegt erwartungsgemäß nur geringfügig unterhalb der Öllebensdauer im Reservoir. Durch den räumlichen Abstand zwischen dem Ölreservoir als Wärmesenke und dem Lager

sowie dem Lagerschild als Wärmequellen, entsteht im Rahmen des Dauertests ein Temperaturunterschied von 19 °C. Auf diese Weise wird die thermisch-oxidative Beanspruchung des Öls, beispielsweise gegenüber einer reinen Ölbadenschmierung, erheblich verringert. Würde die Versäuerung des Öls nicht zum limitierenden Kriterium der Zinkkonzentration im Öl führen, wäre unter Umständen ein Ölwechselintervall von 7 000 h erreichbar. Insbesondere, da die Neutralisationszahl bei Testende mit 1,4 mg KOH/g noch eine gewisse Spanne bis zum Grenzwert von 2,0 mg KOH/g, wie in [62] angegeben, aufweist.

Wie aus Bild 62 hervorgeht, wird die Öllebensdauer etwa halbiert, wenn die Temperatur um 10 °C ansteigt. Verschiedene Analysen zum Alterungsverhalten konnten diesen Zusammenhang bereits bestätigen [54] [122]. Auf allgemeinerer Ebene besagt Gleiches auch eine Faustregel nach VAN'T HOFF, die sogenannte Reaktionsgeschwindigkeit-Temperatur-Regel (RGT-Regel) [65]. Im Umkehrschluss kann eine um 10 °C geringere Temperatur im Ölreservoir die Öllebensdauer verdoppeln. Aus 7 000 h würden folglich etwa 14 000 h werden. Über diese lange Betriebszeit dürften in der Praxis allerdings keine weiteren Störfaktoren, wie beispielsweise Feuchtigkeitseintrag oder Schmutzeinwirkung auftreten. Durch den Einsatz eines synthetischen Öls kann die Öllebensdauer nochmals erheblich gesteigert werden, wie aus Bild 62 ersichtlich ist.

### 6.4.3 Vergleich mit einem Wälzlager mit Fettschmierung

Das zuvor in Abschnitt 6.4 abgeleitete Ölwechselintervall wird nachfolgend mit dem Nachschmierintervall eines fettgeschmierten Wälzlagers, welches unter identischen Bedingungen betrieben wird, verglichen. Zur Ermittlung des Nachschmierintervalls wird auf das Softwaretool SKF BEARING CALCULATOR zurückgegriffen. Die erforderlichen Eingabeparameter und das Ergebnis sind in Tabelle 26 aufgelistet.

Tabelle 26: Nachschmierintervall eines vergleichbaren fettgeschmierten Wälzlagers und zu dessen Berechnung mittels SKF BEARING CALCULATOR erforderliche Parameter.

Eingabeparameter und Ergebnis	
Lagertyp	6220
Wellendrehzahl	3 000 min <sup>-1</sup>
Radiallast	5 kN
Drehender Lagerring	Innenring
Lagertemperatur	90 °C
<b>Nachschmierintervall</b>	<b>1 120 h</b>

Das errechnete Nachschmierintervall beläuft sich auf 1 120 h und liegt somit deutlich unterhalb des abgeleiteten Ölwechselintervalls der Prüflagerung von 5 000 h. Der entscheidende Grund hierfür liegt in den unterschiedlichen Temperaturen, denen der Schmierstoff ausgesetzt ist, obwohl die Lager jeweils die gleiche Temperatur erfahren. Entscheidend zum Tragen kommt also das Ölreservoir, durch welches die Öltemperatur entsprechend geringer ausfällt. Auf Basis dieses Zahlenvergleichs verdeutlicht sich der potenzielle Vorteil der Wälzlagerung mit Ringschmiersystem im Hinblick auf den Wartungsaufwand gegenüber einer fettgeschmierten Wälzlagerung.

## 6.5 Fazit

Anhand des Dauertests über 6 000 h zeigt sich, dass eine Wälzlagerung mit Ringschmiersystem das grundsätzliche Potenzial besitzt, deutlich wartungsfreundlicher gegenüber einer fettgeschmierten Wälzlagerung zu sein. Dabei kann das Ölwechselintervall das erforderliche Nachschmierintervall um ein Mehrfaches übertreffen. Insbesondere bei höheren Lagertemperaturen, wie sie beim Dauertest in Anlehnung an die in einem Elektromotor vorherrschenden Bedingungen abgebildet werden, erweist sich das außenliegende Ölreservoir als vorteilhaft. Die sich beim Dauerlauf dort ergebende und für die Ölalterung maßgebliche Öltemperatur ist nahezu 20 °C geringer als die Temperatur im Ölsumpf. Letztere ist gleichzusetzen mit der Temperatur, welcher das Fett eines fettgeschmierten Wälzlagers permanent ausgesetzt ist. Entsprechend ausgeprägter ist die thermisch-oxidative Ölalterung und folglich umso kürzer fällt das Wartungsintervall aus.

Wie sich durch den Vergleich zweier unterschiedlicher Konfigurationen des Ringschmiersystems zeigt, ist dieses Resultat jedoch eng verknüpft mit der Gestaltung des Ringschmiersystems. So ist beispielsweise bei der Konfiguration mit dynamischen axialen Anlaufelementen ein gewisser Verschleiß am Ölförderring zu erkennen, während dies bei statischen axialen Anlaufelementen nicht der Fall ist. In das Öl gelangende Verschleißpartikel können das Ölwechselintervall empfindlich beeinträchtigen, sodass der potenzielle Vorteil möglicherweise nicht ausgespielt werden kann.

Demnach gilt es, großes Augenmerk auf die Gestaltung des axialen Führungssystems für den Ölförderring zu legen. Dabei sind dynamische axiale Anlaufelemente keinesfalls per se auszuschließen. Die dort herrschenden tribologischen Bedingungen machen diese jedoch zumindest anspruchsvoller hinsichtlich einer verschleißarmen Auslegung. Da zwischen den axialen Führungsflächen und den Stirnflächen des Rings ungünstige

Schmierungsbedingungen vorherrschen, jedoch eine geringe Belastung vorliegt, könnten beispielsweise Polymerwerkstoffe an den relevanten Stellen Abhilfe schaffen.

Eine wesentliche Schlussfolgerung aus dem Langzeittest lautet demnach, schädliche Einflüsse auf das Öl durch das Ringschmiersystem durch eine entsprechende Gestaltung zu minimieren, um das große Potenzial des Ringschmiersystems im Hinblick auf die erreichbare Ölgebrauchsdauer möglichst auszuschöpfen.



## 7 Konzept einer „Smart Bearing Unit“ unter Einsatz eines radialen Anlaufelements

### 7.1 Motivation

Wie aus den vorangegangenen Abschnitten hervorgeht, zeigen das dynamische Verhalten des Ölförderrings und die Ölfördermenge eine ausgeprägte Abhängigkeit von der Wellendrehzahl und der Schmierstoffviskosität beziehungsweise -temperatur. Geht mit den Betriebsbedingungen in der Anwendung eine große Variation dieser Betriebsgrößen einher, so ist es zugunsten der Schmierstoffbeanspruchung erstrebenswert, die Einflüsse auf die Ringdynamik und die Ölfördermenge zu vermindern und diese Betriebsgrößen in einem gewissen Umfang gezielt einstellbar zu machen.

Analog zur Ölfördermenge zeigt auch die Eintauchtiefe des Lagers einen Einfluss auf die Lagertemperatur. Eine bedarfsgerecht angepasste Eintauchtiefe kann, abhängig von den Betriebsbedingungen, einerseits für eine sichere Schmierstoffversorgung des Lagers beim Anlauf sorgen, andererseits insbesondere bei hohen Drehzahlen die Planschverluste auf niedrigem Niveau halten.

Steuerbare Betriebsparameter bieten damit eine Perspektive, die Einsatzgrenzen und -bereiche von Wälzlagerungen unter moderatem konstruktivem Mehraufwand und unter Berücksichtigung der Schmierstoffbeanspruchung zu erweitern. Nicht zuletzt kann mit einem adaptivem Systemverhalten auch der zunehmenden Bedeutung der Digitalisierung im Rahmen von Industrie 4.0 Rechnung getragen werden. So können beim Ringschmiersystem beispielsweise Temperatursensoren am Gehäuse, dem Lager und dem Öl wertvolle Daten liefern, um mithilfe von Aktorik gezielt auf das Betriebsverhalten des Ringschmiersystems einzuwirken.

Die zugrunde liegende Software kann hierbei beispielsweise auf selbstlernenden Algorithmen beruhen, welche sich der Sensordaten und einem digitalen Zwilling als Abbild der Wälzlagerung bedienen. Auf diese Weise kann das Betriebsverhalten auf die Umgebungsbedingungen abgestimmt und optimiert werden. Wird im Rahmen der Entwicklung auf einen modellbasierten Ansatz zurückgegriffen, so entstehen Simulationsmodelle des physikalischen Systems, aus welchem der digitale Zwilling hervorgeht [125]. Auf diese Weise erfährt die Wälzlagerung eine Transformation hin zu einer „Smart Bearing Unit“, welche individuell auf sich ändernde Betriebsbedingungen reagiert, das Betriebsverhalten optimiert und schlussendlich den

Wartungs- und Instandhaltungsaufwand minimieren kann. Bild 63 zeigt schematisch das Konzept der Smart Bearing Unit unter Einbeziehung eines digitalen Zwillings.

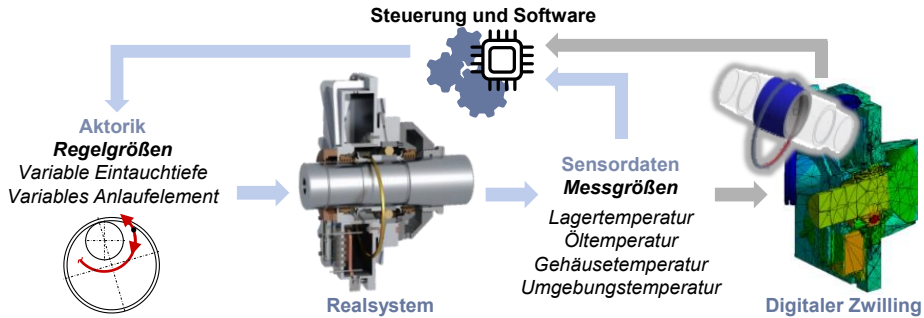


Bild 63: Grundidee einer Smart Bearing Unit mit Beispielen für mögliche Regel- und Messgrößen.

Voraussetzung für die Realisierung einer Smart Bearing Unit ist ein Mechanismus, der gezielt auf den Ölförderring einwirken kann und dessen Betriebscharakteristik beeinflusst. Nachfolgend wird ein derartiges Konzept vorgestellt und auf Basis von Parameterstudien am Prüfstand verifiziert.

## 7.2 Konzept zur Beeinflussung der Betriebseigenschaften des Ringschmiersystems durch ein verstellbares Anlaufelement

### 7.2.1 Randbedingungen

Das Ringschmiersystem zeichnet sich durch seinen einfachen konstruktiven Aufbau aus. Um diese Eigenschaft auch bei einer Smart Bearing Unit zu bewahren, muss der Mechanismus zur Einwirkung auf die Betriebscharakteristik des Ölförderrings mit moderatem Aufwand realisierbar sein. Überdies sind weitere Aspekte zu berücksichtigen, um Effektivität und Effizienz des Mechanismus sowie die Zuverlässigkeit der gesamten Wälzlagerung sicherzustellen. Zu diesen können beispielsweise zählen:

- Einfache Kinematik zur Änderung des Systemzustandes. Beispielsweise möglichst direkte mechanische Anbindung und translatorische oder rotatorische Bewegungsbahn.
- Verschleißarmes und energetisch günstiges Wirkprinzip zur Beeinflussung der Betriebscharakteristik des Ölförderrings.

Beispielsweise durch tribologisch vorteilhafte Werkstoffe und Kontaktgeometrien.

- Erreichung eines definierten und eindeutigen Systemzustandes, der sich durch konstruktive Parameter beeinflussen lässt. Beispielsweise ein Verstellsystem, das geometrische Einflussgrößen variieren kann.
- Stromfreiheit im stationären Zustand. Beispielsweise ein selbsthemmender Mechanismus durch Spindeltrieb.

### 7.2.2 Wirkprinzipien

Unter Berücksichtigung dieser Kriterien wurde ein Konzept erdacht, welches auf einem an der Innenfläche des Ölförderrings wirkendes Anlaufelement beruht. Neben dem Kontakt zwischen Ring und Welle existiert damit ein weiterer Kontakt am inneren Umfang des Ölförderrings. Die Beeinflussung der Betriebscharakteristik des Ringschmiersystems fußt auf vier zentralen Wirkprinzipien. Die ersten drei Mechanismen sind dadurch gekennzeichnet, dass Einfluss auf die Dynamik des Ölförderrings genommen wird:

1. Die Normalkraft im Ring-Welle-Kontakt wird durch Verlagerung des Schwerpunkts des Ölförderrings beeinflusst. Auf diese Weise wird auf die von der Normalkraft abhängige und für die Drehung des Ölförderrings ursächliche Reibungskraft im Kontakt eingewirkt.
2. Wirkung einer – neben der Schmierstoffreibung im Reservoir – zusätzlichen Reibungskraft am Ölförderring, welche der antreibenden Reibungskraft zwischen Welle und Ölförderring entgegenwirkt und von dem Kontakt des Ölförderrings mit dem Anlaufelement ausgeht.
3. Das Anlaufelement ist derart positioniert, dass die Reibungskraft des Schmierstoffs im Reservoir aufgrund der Hebelverhältnisse ein Moment am Ölförderring hervorruft, welches mit zunehmender Schmierstoffreibung zu einer Verringerung der Normalkraft im Ring-Welle-Kontakt führt.

Das vierte Prinzip beruht auf einer Verringerung der in den Ölsumpf gelangenden Schmierstoffmenge:

4. Das Anlaufelement ist derart positioniert, dass das an der Ringinnenseite anhaftende Öl vor dem Erreichen des Ring-Welle-

Kontakts durch das Anlaufelement teilweise abgestreift wird und direkt in das Ölreservoir zurückfließt.

### 7.2.3 Theoretische Analyse der Wirkung des Anlaufelements auf die Betriebseigenschaften des Ringschmiersystems

#### 7.2.3.1 Physikalisches Modell

Den Versuchsergebnissen bei Einsatz eines radialen Anlaufelements geht zunächst eine theoretische Betrachtung der Einflussnahme des selbigen auf das Ringschmiersystem voraus. Im Fokus liegt hierbei die Normalkraft im Ring-Welle-Kontakt als eine der Einflussgrößen auf die für die Ringdrehung ursächlichen Reibungskraft. Das Anlaufelement bestimmt durch seine Lage das Zusammenspiel aus Kräften und Momenten am Ölfördering, wozu auch die Normalkraft im Ring-Welle Kontakt zählt. Die Schmierstoffreibung im Reservoir bleibt in diesem Fall zwecks Vereinfachung unberücksichtigt.

Als Grundlage dient Bild 64, in welchem die geometrischen Parameter und betrachteten Kräfte am Ölförderring dargestellt sind.

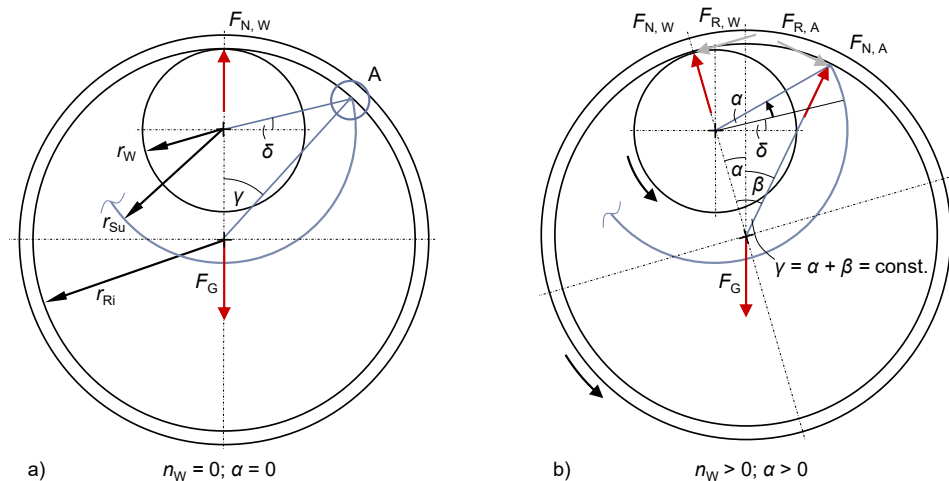


Bild 64: a) Kräfte am Ölförderring im Stillstand und geometrische Konstruktionsparameter bezüglich der Lage des Anlaufelements. Situation bei gerade noch nicht am Ring anliegendem Anlaufelement. b) Kräfte am Ölförderring im Betrieb und geometrische Parameter bei einer durch das Anlaufelement hervorgerufenen Ringauslenkung  $\alpha$ .

In Bild 64 a) ist das Ringschmiersystem ohne aufgeprägte Ringauslenkung skizziert. Das Anlaufelement A kommt dabei gerade noch nicht zur Anlage

und ist demnach kräftefrei. Die Normalkraft  $F_{N, W}$  auf die Welle entspricht der senkrecht darunter liegenden, am Schwerpunkt angreifenden Gewichtskraft  $F_G$  des Ölförderrings. Die Winkel  $\gamma$  und  $\delta$  sind von drei geometrischen Konstruktionsparametern abhängig. Diese werden vom Radius der Welle  $r_W$ , dem Innenradius des Rings  $r_{Ri}$  und dem Radius des Ölsumpffgehäuses  $r_{Su}$  gebildet. Die Winkel lassen sich mittels Trigonometrie nach vorheriger Berechnung des Schnittpunkts A auf Basis der Kreisgleichungen des Ölförderrings und des Ölsumpffgehäuses bestimmen.

Bild 64 b) zeigt den Zustand bei rotierendem Ölförderring und einer aufgetragenen Ringauslenkung um den Winkel  $\alpha$ . Das Anlaufelement nimmt nun eine Stützfunktion ein und ist demnach nicht mehr kräftefrei. Neben der zusätzlichen Normalkraft  $F_{N, A}$  am Anlaufelement, existiert nun aufgrund der Wellen- und Ringdrehung auch eine Reibungskraft im Kontakt zwischen Ölförderring und Welle sowie zwischen Ölförderring und Anlaufelement. Ausgehend vom Winkel  $\delta$  wandert das Anlaufelement um den Winkel  $\alpha$  entgegen dem Uhrzeigersinn am Umfang des Ölsumpffgehäuses entlang. Der Winkel  $\gamma$ , dessen Scheitelpunkt mit dem Schwerpunkt des Ölförderrings zusammenfällt, bleibt konstant und lässt sich über eine senkrechte Halbgerade, welche der Wirklinie der Gewichtskraft  $F_G$  des Ölförderrings entspricht, in den Winkel der Auslenkung  $\alpha$  und den Winkel  $\beta$  zerlegen. Die jeweils andere Halbgerade der Winkel  $\alpha$  und  $\beta$  entspricht der Wirklinie der Normalkraft auf die Welle  $F_{N, W}$  beziehungsweise auf das Anlaufelement  $F_{N, A}$ .

### 7.2.3.2 Mathematische Beschreibung

Aufgrund dieser Kinematik führt die Verstellung des Anlaufelements zu einer Verlagerung des Schwerpunktes des Ölförderrings. Mit zunehmendem Auslenkwinkel  $\alpha$  geht eine Entlastung des Kontakts zwischen Ölförderring und Welle einher. Im Gegenzug erfolgt eine ansteigende Belastung des Kontakts zwischen Ölförderring und Anlaufelement. Infolgedessen ist von einer abnehmenden Ringdrehzahl auszugehen.

Aus dem Kräfte- und Momentengleichgewicht ergibt sich für die Normalkraft zwischen Ring und Welle in Abhängigkeit der Gewichtskraft  $F_G$ , der Ringauslenkung  $\alpha$  sowie des Konstruktionsparameters  $\gamma$ , nachfolgend Stützwinkel genannt, folgender Zusammenhang:

$$F_{N, W} = F_G \cdot \frac{\sin(\gamma - \alpha)}{\sin \gamma - \underbrace{\mu_W(1 - \cos \gamma)}_{\text{Reibungsanteil}}} \quad (35)$$

Anhand der Gleichung zeigt sich, dass auch die Reibung zwischen der Welle und dem Ölförderring einen Einfluss auf die Normalkraft hat. Der Betrag im Nenner wird durch den Reibungsanteil kleiner, woraus ein Anstieg der Normalkraft resultiert. Durch den Einsatz eines Anlaufelements erhöht sich diese demnach. Dies stellt zunächst einen unerwünschten Nebeneffekt dar, dessen Ausprägung und mögliche Beeinflussung im folgenden Abschnitt untersucht wird. Beim Ringschmiersystem ist die Reibung im Ring-Welle-Kontakt und die daraus resultierende den Ölförderring antreibende Tangentialkraft von vielen Parametern abhängig, die wiederum von den Betriebsbedingungen bestimmt werden. Hierunter fallen beispielsweise die Viskosität des Schmierstoffes und die Relativgeschwindigkeiten der Kontaktflächen. Die dadurch bedingten Effekte auf die Ringdynamik und Ölfördermenge gilt es durch das Anlaufelement zumindest partiell zu kompensieren.

### 7.2.3.3 Rechnerische Analyse der Einflüsse und Effekte

Die theoretische Analyse der Einflüsse und Effekte auf die Normalkräfte wird anhand der nachfolgenden Graphen in Bild 65 weiter vertieft. Die zugrundeliegenden Daten stammen aus dem Kräfte- und Momentengleichgewicht am Ölförderring. In diesem Kontext wird ferner aufgegriffen, wie groß der Einfluss der Reibung auf die Normalkraft ist und ob dieser durch das Anlaufelement, welches zunächst ja die eigentliche Ursache für die höhere Normalkraft darstellt, wiederum kompensiert werden kann. Zugunsten der Schmierstoffbeanspruchung sollte die Normalkraft zwischen Welle und Ölförderring nicht bedeutend größer werden als die Gewichtskraft  $F_G$  des Ölförderrings, welche bei einem Ringschmiersystem ohne Anlaufelement die maximale Kontaktkraft darstellt.

Bild 65 a) visualisiert den Einfluss des Stützwinkels  $\gamma$  und des Auslenkwinkels  $\alpha$  auf die Normalkraft im Kontakt zwischen Ölförderring und Welle  $F_{N,W}$  für den reibungsfreien Fall ( $\mu_W = 0$ ). Es zeigt sich, dass beide Parameter, und damit die Positionierung des Anlaufelements, einen erheblichen Einfluss auf die Normalkraft haben. Letztere kann ausgehend vom der gesamten, auf der Welle lastenden Gewichtskraft des Ölförderrings soweit abnehmen, dass der Ölförderring von der Welle abhebt und kein Kontakt mehr stattfindet. Dieser Zustand tritt ein, wenn der Auslenkwinkel dem jeweiligen Stützwinkel entspricht.

Während der Stützwinkel aufgrund seiner Abhängigkeit von Wellen-, Ring- und Ölsumpfhäuseradius einen konstanten, designspezifischen Konstruktionsparameter darstellt, ist der Auslenkwinkel im Rahmen des

vorgestellten Konzeptes variabel. Jedoch ist auch dessen Effekt ausreichend, sodass durch die Variation alleinig dieses Winkels, ein Abheben des Rings von der Welle ausgelöst werden kann. Der Stützwinkel hingegen entscheidet darüber, wie sensitiv die Normalkraft auf eine Änderung des Auslenkwinkels reagiert. Hierbei gilt: Je größer der Stützwinkel, desto unempfindlicher ist die Normalkraft gegenüber einer Änderung des Auslenkwinkels. Um eine gewisse Variation der Normalkraft zu bewerkstelligen, ist bei größerem Stützwinkel jedoch auch ein größerer Auslenkwinkel erforderlich.

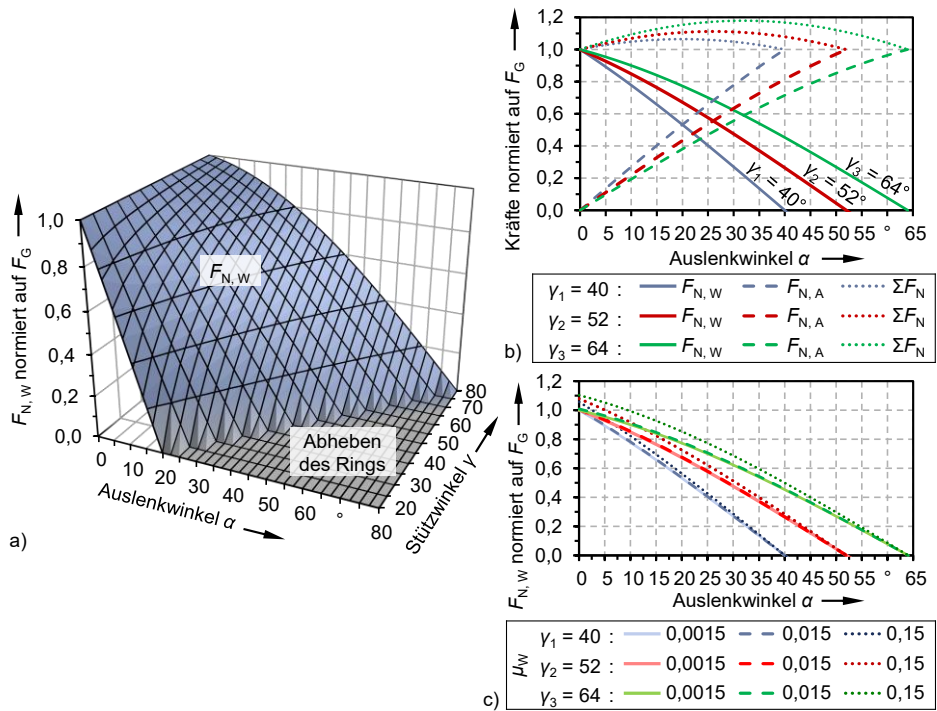


Bild 65: a) Normierte Normalkraft  $F_{N,W}$  im reibungsfreien Ring-Welle-Kontakt in Abhängigkeit des Auslenkwinkels  $\alpha$  und des Stützwinkels  $\gamma$ . b) Normierte Normalkraft  $F_{N,W}$  im reibungsfreien Ring-Welle-Kontakt, im reibungsfreien Anlaufelement-Welle-Kontakt  $F_{N,A}$  und deren Summe  $\Sigma F_N$  für drei verschiedene Stützwinkel  $\gamma$  sowie in Abhängigkeit des Auslenkwinkels  $\alpha$ . c) Normierte Normalkraft  $F_{N,W}$  im reibungsbehafteten Ring-Welle-Kontakt für drei verschiedene Reibungszahlen  $\mu_W$  und Stützwinkel  $\gamma$  sowie in Abhängigkeit des Auslenkwinkels  $\alpha$ .

In Bild 65 b) sind Funktionenscharen der Normalkraft im Ring-Welle- sowie im Ring-Anlaufelement-Kontakt, ergänzt durch deren Summe, dargestellt. Auch in diesem Fall mit dem Fokus auf den geometrischen Parametern unter Vernachlässigung der Reibung in den Kontakten. Die Variable

der Funktionen wird vom Auslenkwinkel gebildet, der Scharparameter vom Stützwinkel. Für Letzteren werden jeweils drei Werte betrachtet: Ausgehend vom mittleren Wert  $\gamma_2 = 52^\circ$ , welcher dem Stützwinkel der Prüflagerung entspricht, werden zur Veranschaulichung der Zusammenhänge zusätzlich ein kleinerer Stützwinkel  $\gamma_1 = \gamma_2 - \Delta\gamma$  und ein größerer Stützwinkel  $\gamma_3 = \gamma_2 + \Delta\gamma$  betrachtet.  $\Delta\gamma$  beläuft sich auf  $12^\circ$  und ist frei gewählt.

Mit zunehmendem Auslenkwinkel nimmt die Normalkraft im Ölförderring-Welle-Kontakt erwartungsgemäß ab, während die Normalkraft zwischen Anlaufelement und Welle zunimmt. Die Summe der beiden Kontaktkräfte weist einen parabelförmigen Verlauf auf und entspricht mindestens der Gewichtskraft des Ölförderrings. Das Maximum der aufsummierten Kontaktkräfte liegt beim halben Stützwinkel vor. Der Maximalwert fällt umso höher aus, je größer der Stützwinkel ist. Beim maximalen der betrachteten Stützwinkel  $\gamma_3 = 64^\circ$ , liegt die Summe der Normalkräfte etwa 20 % oberhalb der Gewichtskraft des Ölförderringes.

Bild 65 c) greift erneut die Funktionenschar der Normalkraft zwischen Ölförderring und Welle auf, um die Ausprägung des Reibungseinflusses zu beleuchten. Hierfür sind die Verläufe der Normalkraft bei verschiedenen Reibungszahlen aufgeführt. Letztere erfährt eine Variation in drei Stufen, um unterschiedlichen Reibungszuständen aufgrund variierender Betriebsbedingungen Rechnung zu tragen. Es ist davon auszugehen, dass bei den Gleitvorgängen zumindest eine Benetzung der Kontaktpartner mit Schmierstoff vorliegt. Der untersuchte Maximalwert für die Reibungszahl  $\mu_W$  wird daher mit 0,15 für Grenzreibung angesetzt. Stellvertretend für Mischreibung und Flüssigkeitsreibung werden für die übrigen beiden Stufen die Reibungszahlen 0,015 beziehungsweise 0,0015 vorgesehen. Die Stufen unterscheiden sich damit im Maximum um den Faktor 100 und decken folglich ein breites Betriebsspektrum ab. Die gewählten Beträge entsprechen jeweils dem mittleren Wert des in [21] angegebenen Bereichs der Reibungszahl, abhängig vom jeweiligen Reibungszustand.

Aus den Verläufen geht hervor, dass der Effekt der Reibung auf die Normalkraft mit ansteigendem Auslenkwinkel abnimmt. Umgekehrt verhält es sich beim Stützwinkel: Je größer dieser gewählt wird, desto höher fällt der Einfluss der Reibung auf die Normalkraft aus. Unter Berücksichtigung der betrachteten Wertebereiche, beläuft sich die maximale reibungsbedingte Zunahme der Normalkraft auf etwa 10 %. Unabhängig vom Stützwinkel kann der Einfluss der Reibung auf die Normalkraft mittels eines entsprechend großen Auslenkwinkels jedoch vollständig kompensiert werden.

#### 7.2.4 Fazit zu den theoretischen Betrachtungen

Basierend auf den vorangegangenen Betrachtungen erweisen sich Stützwinkel und Auslenkwinkel als konstruktive Stellhebel zur Beeinflussung der Ringdynamik. Der Auslenkwinkel stellt als adaptiver Systemparameter einen sehr effektiven Weg dar, um auf die Charakteristik des Ringschmiersystems bedarfsgerecht einzuwirken. Dabei kann der Einfluss des Stützwinkels und der Reibung in den Kontakten auf die Normalkraft gänzlich durch den Auslenkwinkel beeinflusst werden.

Aufgrund dieser Eigenschaften, birgt der Einsatz eines Anlaufelements von rechnerischer Seite ein enormes Potenzial, um Unsicherheiten, die mit dem Einsatz eines Ringschmiersystems einhergehen, zu entschärfen. Zur experimentellen Verifikation des herausgestellten Potenzials, wurden Prüfstandsversuche unter Einsatz eines radialen Anlaufelements durchgeführt. Die hierbei gewonnenen Ergebnisse und Erkenntnisse werden in den folgenden Abschnitten behandelt.

#### 7.2.5 Konstruktive Umsetzung in der Prüflagerung

Aufgrund der konstruktiven Gegebenheiten, eignet sich das Ölsumpfgehäuse, welches das Ölreservoir räumlich vom Ölsumpf trennt, als Möglichkeit zur Integration des radialen Anlaufelements.

Das rohrförmige Ölsumpfgehäuse ist konzentrisch zur Welle angeordnet und umgibt diese innerhalb des Lagergehäuses. Zwei Aussparungen im Ölsumpfgehäuse ermöglichen den Durchtritt des Ölförderrings für den Schmierstofftransport vom Ölreservoir in den Ölsumpf. Die Aussparungen werden in vertikaler Richtung jeweils durch eine obere und untere Kante begrenzt. Letztere wird als Anlaufelement für den Ölförderring genutzt.

Zum Einsatz kommt hierfür ein modifiziertes Ölsumpfgehäuse. Die Kante ist mit einer Rundung versehen, sodass zwischen Ölförderring und Anlaufelement ein konvergenter Schmierspalt entsteht und günstige geometrische Randbedingungen für den Aufbau eines hydrodynamischen Schmierfilms geschaffen werden. Neben diesem tribologischen Aspekt, soll durch eine derartige Formgebung zudem sichergestellt werden, dass der Schmierstoff nicht gänzlich durch eine scharfe Kante abgestreift wird und infolgedessen den Ölsumpf nicht erreicht. Ferner ist das Anlaufelement entlang des Umfangs des Ölsumpfgehäuses verschiebbar ausgeführt und lässt sich an beliebiger Position reibschlüssig arretieren. Bild 66 zeigt die Positionierung und Gestaltung des verschiebbaren radialen Anlaufelements.

- 1: Ölsumpfgehäuse (Außenseite)
- 2: Ölsumpfgehäuse (Innenseite)
- 3: Anlaufelement
- 4: Klemmschraube
- 5: Führungsschlitten
- 6: Klemmelement

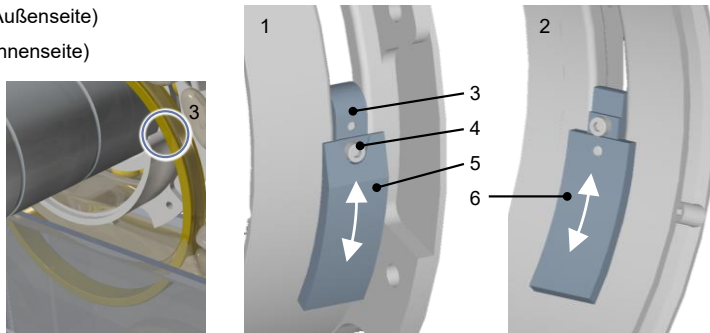


Bild 66: Konstruktive Integration sowie Komponenten und Gestaltung des verstellbaren radialen Anlaufelements.

## 7.3 Experimentelle Verifizierung und Untersuchung des Konzepts eines radialen Anlaufelements

### 7.3.1 Versuchsmethodik

Zur Untersuchung des Potenzials eines radialen Anlaufelements wird in erster Linie auf das Ölsumpfgehäuse III mit verstellbarem radialen Anlaufelement zurückgegriffen (siehe Bild 66). Betrachtet wird der Einfluss sowohl bei dynamischen als auch bei statischen Anlaufelementen. Die Position des radialen Anlaufelements erfährt eine Variation in fünf Stufen, wobei in jeder Position vier Drehzahlstufen abgefahren werden.

Zwei der Positionierstufen sind so gewählt, dass der Ölförderring bei Stillstand nicht in Kontakt mit dem radialen Anlaufelement kommt. Lediglich im Betrieb kann es durch die Widerstandskraft des Öls im Reservoir und die daraus folgende Auslenkung des Ölförderrings zum Anlauf kommen. Diese Positionierung wird nachfolgend auch als „passives“ radiales Anlaufelement bezeichnet. Der dabei auftretende maximale Auslenkwinkel  $\alpha$  des Ölförderrings wird von der jeweiligen Positionierstufe des radialen Anlaufelements bestimmt. Die in den Versuchen betrachteten Stufen belaufen sich auf  $-10^\circ$  und  $-2,5^\circ$ . Das negative Vorzeichen vor dem Betrag des Winkels steht für eine Auslenkung des Ölförderrings im Uhrzeigersinn bei stirnseitiger Betrachtung der Wälzlagerung vom Wellenende. Durch die passiven radialen Anlaufelemente wird ermittelt, ob bereits Auswirkungen erkennbar sind, wenn sich der Ölförderring durch die prinzipbedingte Auslenkung dem Anlaufelement nähert oder mit diesem in Kontakt tritt.

Ein positiver Winkel kennzeichnet eine aktive Auslenkung des Ölförderrings entgegen dem Uhrzeigersinn. Nachfolgend wird dieses als aktives

radiales Anlaufelement bezeichnet. Dies bedeutet eine bereits im Stillstand aufgeprägte Auslenkung des Ölförderrings. Dieser Zustand wird von den übrigen drei Positionierstufen des radialen Anlaufelements abgebildet. Dabei wird der Anteil der Gewichtskraft des Ölförderrings, welcher auf der Welle wirkt, analog zu den zuvor bereits beschriebenen Zusammenhängen, mit zunehmendem Auslenkwinkel immer geringer. Im Gegenzug nimmt die Kontaktkraft zwischen Anlaufelement und Ölförderring zu. In diesem Zusammenhang ist hervorzuheben, dass der maximale Auslenkwinkel unter Einsatz statischer Anlaufelemente geringer gewählt werden muss als unter Einsatz der dynamischen Anlaufelemente. Dies liegt darin begründet, dass die Reibungskraft bei einer aufgeprägten Auslenkung von  $15^\circ$  nicht mehr ausreicht, um den zusätzlichen Widerstand durch die statischen radialen Anlaufelemente zu überwinden. Als Folge findet keine Ringdrehung statt. Der verringerte Auslenkwinkel und alle weiteren Versuchsparameter sind in Tabelle 27 aufgelistet.

Tabelle 27: Versuchsparameter zur Untersuchung des Einflusses eines radialen Anlaufelements auf die Drehzahl des Ölförderrings und die Ölfördermenge.

Variationsparameter und Stufen	Konfigurationen	Zentrale Untersuchungsparameter
Wellendrehzahl $n_W$ 1 000 / 2 000 / 3 000 / 4 000 $\text{min}^{-1}$	Ölsumpfgehäuse II / III	Drehzahl des Ölförderrings $n_R$
Systemtemperatur $\vartheta_S$ 30 / 50 / 70 $^\circ\text{C}$	Dynamische axiale Anlaufelemente $h_A \times a_A$ 3 / 6,5 mm	Geförderter Ölvolumenstrom $\dot{V}_{OI}$
Position bzw. Auslenkwinkel $\alpha$ -2,5 / -10 / 5 / 10 / 12,5 * bzw. $15^\circ$ **	Statische axiale Anlaufelemente $h_A \times a_A$ 8 / 10 mm	

\* stat. axiale Anlaufelemente  
\*\* dyn. axiale Anlaufelemente

Die Untersuchungsparameter werden bei der Standard-Systemtemperatur von  $50^\circ\text{C}$  ermittelt. Ergänzend erfolgen Stichversuche unter Einsatz der dynamischen axialen Anlaufelemente bei Systemtemperaturen von  $30^\circ\text{C}$  und  $70^\circ\text{C}$  sowie einer Konfiguration mit dem Ölsumpfgehäuse II.

Für jede der untersuchten Parameterkombinationen werden vier Wiederholversuche durchgeführt. Aus diesen wird jeweils der Mittelwert gebildet, welcher als Ergebnis in die folgenden Diagramme einfließt.

### 7.3.2 Versuchsergebnisse unter Einsatz dynamischer axialer Anlaufelemente

#### 7.3.2.1 Variation der Lage des radialen Anlaufelements bei Standard-Systemtemperatur

Das Diagramm in Bild 67 zeigt die Ringdrehzahl  $n_R$  in Abhängigkeit des Auslenkwinkels  $\alpha$  und der Wellendrehzahl  $n_W$  für den Fall dynamischer axialer Anlaufelemente.

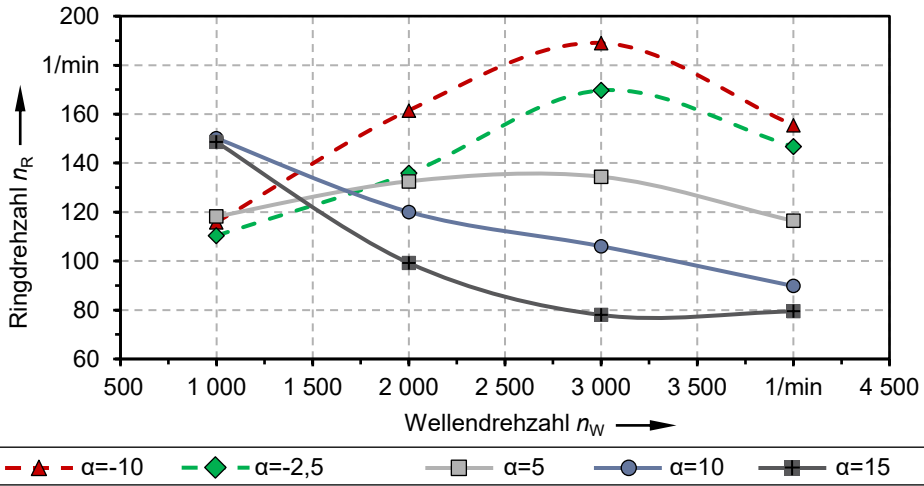


Bild 67: Drehzahl des Ölförderrings  $n_R$  in Abhängigkeit der Wellendrehzahl  $n_W$  und des Auslenkwinkels  $\alpha$  bei einer Systemtemperatur  $\vartheta_s$  von 50 °C unter Einsatz dynamischer axialer Anlaufelemente.

Die gemessenen Werte für die Ringdrehzahl reichen von 78  $\text{min}^{-1}$  beim maximalen positiven Auslenkwinkel und einer Wellendrehzahl von 3 000  $\text{min}^{-1}$  bis hin zu 189  $\text{min}^{-1}$  bei gleicher Wellendrehzahl und maximalem negativem Auslenkwinkel.

Abhängig vom Auslenkwinkel zeigen sich zwei unterschiedliche qualitative Verläufe der Ringdrehzahl. Bei den beiden negativen Auslenkwinkeln und dem kleinsten positiven Auslenkwinkel ist zunächst ein Anstieg der Ringdrehzahl zu verzeichnen. Nach Erreichen des Maximums bei einer Wellendrehzahl von 3 000  $\text{min}^{-1}$ , fällt die Ringdrehzahl wieder ab. Hingegen zeigt sich bei den übrigen beiden positiven Winkeln über den gesamten Bereich der Wellendrehzahl ein abnehmender beziehungsweise gegen Ende des Drehzahlbands sogar stagnierender Verlauf.

Bei der geringsten Wellendrehzahl liegen die Ringdrehzahlen der beiden größten positiven Auslenkwinkel oberhalb der übrigen. Bereits bei einer Wellendrehzahl von  $2\,000\text{ min}^{-1}$  kehrt sich dieser Umstand jedoch um. Ebenso ist ein Auseinanderdriften der zuvor in zwei Gruppierungen nahe beieinanderliegender Ringdrehzahlen zu beobachten.

Die größte Volatilität der Ringdrehzahl über das Drehzahlband zeigt sich bei den beiden betragsmäßig größten Auslenkwinkeln. Bei diesen ergibt sich eine Variation über die Wellendrehzahl von  $\Delta n_{R,-10^\circ} = 73\text{ min}^{-1}$  beziehungsweise  $\Delta n_{R,15^\circ} = 71\text{ min}^{-1}$ . Die geringste Variation liegt bei einem Auslenkwinkel von  $5^\circ$  vor und beläuft sich auf  $\Delta n_{R,5^\circ} = 18\text{ min}^{-1}$ .

Die maximale Volatilität der Ringdrehzahl über den Auslenkwinkel wird bei einer Drehzahl von  $3\,000\text{ min}^{-1}$  erreicht. Hier ergibt sich eine Spannweite von  $\Delta n_{R,3\,000\text{ min}^{-1}} = 111\text{ min}^{-1}$ . Am geringsten fällt Selbige bei einer Wellendrehzahl von  $1\,000\text{ min}^{-1}$  aus. Bei dieser Wellendrehzahl resultiert eine Spannweite der Ringdrehzahl über den Auslenkwinkel von  $\Delta n_{R,1\,000\text{ min}^{-1}} = 40\text{ min}^{-1}$ .

In Bild 68 sind die Verläufe des Ölvolumenstroms in Abhängigkeit der Wellendrehzahl und des Auslenkwinkels dargestellt.

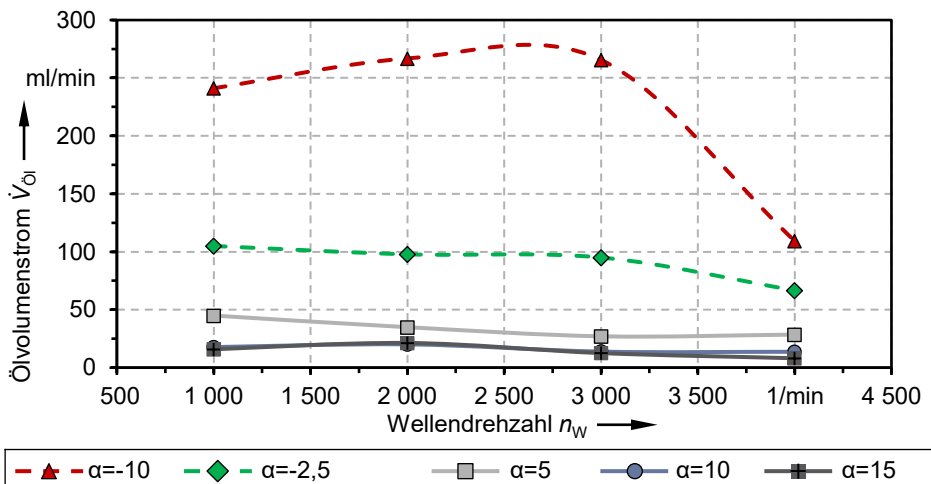


Bild 68: Ölvolumenstrom zum Lager  $\dot{V}_{\text{Öl}}$  in Abhängigkeit der Wellendrehzahl  $n_W$  und des Auslenkwinkels  $\alpha$  bei einer Systemtemperatur  $\vartheta_s = 50\text{ }^\circ\text{C}$  unter Einsatz dynamischer axialer Anlaufelemente.

Der Ölvolumenstrom zeigt eine ausgeprägte Abhängigkeit vom Auslenkwinkel. Dabei ist ein deutliches Gefälle der geförderten Ölvolumenströme von den negativen zu den positiven Auslenkwinkeln hin erkennbar. Auch

die Volatilität des Ölvolumenstroms über das Drehzahlband nimmt mit zunehmendem Auslenkwinkel ab. So liegt der maximal gemessene Ölvolumenstrom bei einem Auslenkwinkel von  $-10^\circ$  vor und beläuft sich auf 267 ml/min. Ebenso ist bei diesem Auslenkwinkel die maximale Variationsspanne des Ölvolumenstroms zu verzeichnen. Diese liegt bei  $\Delta\dot{V}_{\text{Öl}, -10^\circ} = 158 \text{ ml/min}$ . Der minimale Ölvolumenstrom wird beim maximalen Auslenkwinkel von  $15^\circ$  gemessen und erreicht mit 8 ml/min lediglich 3 % des maximalen Ölvolumenstroms bei  $\alpha = -10^\circ$ . Für die Variationsspanne des Ölvolumenstroms ergibt sich ein Wert von  $\Delta\dot{V}_{\text{Öl}, 15^\circ} = 13 \text{ ml/min}$ .

Analog zur Ringdrehzahl erreicht auch der Ölvolumenstrom mit einem Wert von  $\Delta\dot{V}_{\text{Öl}, 3\,000 \text{ min}^{-1}} = 253 \text{ ml/min}$  seine maximale Variationsspanne in Abhängigkeit des Auslenkwinkels bei der Wellendrehzahl von  $3\,000 \text{ min}^{-1}$ . Die minimale Variationsspanne ergibt sich – im Gegensatz zur Ringdrehzahl – nicht bei der minimalen Wellendrehzahl, sondern bei der maximalen Wellendrehzahl. Zurückzuführen ist dies in erster Linie auf den starken Abfall der Ölfördermenge bei einem Auslenkwinkel von  $-10^\circ$  und der maximalen Wellendrehzahl. In diesem Fall ergibt sich der Wert im Hinblick auf den Ölvolumenstrom zu  $\Delta\dot{V}_{\text{Öl}, 4\,000 \text{ min}^{-1}} = 101 \text{ ml/min}$ .

Eine zusammenfassende Gegenüberstellung der relativen Änderung von Ringdrehzahl und Ölvolumenstrom für den Fall der beiden Extremlagen des Auslenkwinkels, bei denen jeweils auch Extremwerte der beiden Betriebsgrößen erreicht werden, erfolgt in Bild 69. Es werden die beiden Auslenkwinkel  $-10^\circ$  und  $15^\circ$  betrachtet, wobei sich die angegebenen prozentualen Änderungen auf die Messwerte des negativen Auslenkwinkels beziehen.

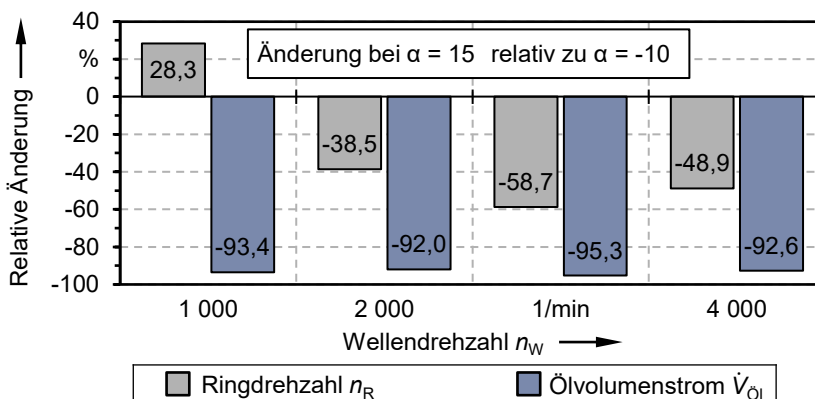


Bild 69: Relative Änderung zwischen Maximal- und Minimalwert der Ringdrehzahl  $n_R$  und des Ölvolumenstroms  $\Delta\dot{V}_{\text{Öl}}$  in Abhängigkeit der Wellendrehzahl  $n_W$ .

Lediglich bei minimaler Wellendrehzahl ist die Ringdrehzahl beim positiven Auslenkwinkel größer als beim negativen Auslenkwinkel. Alle anderen Messwerte liegen deutlich unterhalb. Die relative Änderung der Ringdrehzahl ist einer gewissen Variation unterworfen, wobei kein einheitlicher Trend über das untersuchte Drehzahlband zu erkennen ist. Die relative Änderung des Ölvolumenstroms hingegen bewegt sich auf vergleichsweise konstantem Niveau, ist jedoch deutlich ausgeprägter als die Abnahme der Ringdrehzahl.

Ergänzend sind nachfolgend die Verläufe der auf eine Ringumdrehung bezogenen Ölfördervolumina  $v_{nR}$ ,  $\dot{O}_I$  in Abhängigkeit der Wellendrehzahl dargestellt. Mit dieser Größe lässt sich das Abstreifverhalten des Öls durch das radiale Anlaufelement näher betrachten.

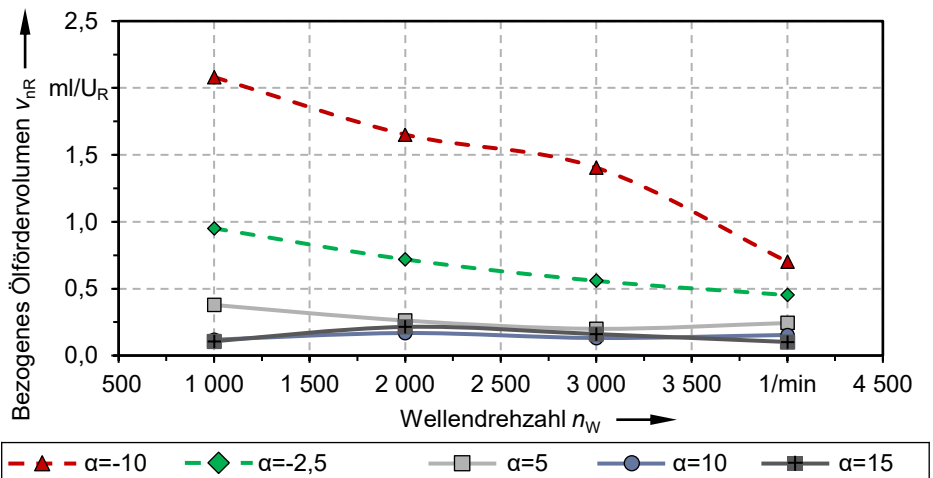


Bild 70: Auf eine Ringumdrehung bezogenes Ölfördervolumen  $v_{nR}$  in Abhängigkeit des Auslenkwinkels  $\alpha$  und der Wellendrehzahl  $n_W$  bei Einsatz dynamischer axialer Anlaufelemente.

Auch beim geförderten Ölvolumen je Ringumdrehung sind unterschiedliche Verläufe in Abhängigkeit des Auslenkwinkels zu erkennen. Während das Ölvolumen bei negativen Auslenkwinkeln mit zunehmender Wellendrehzahl abnehmend ist, zeigt sich bei den positiven Auslenkwinkeln ein anderes Verhalten, welches von einem verhältnismäßig konstanten Verlauf geprägt ist. Bei den beiden größeren positiven Auslenkwinkeln sind auch die Beträge des Ölvolumens auf gleichem Niveau, während bei einem Auslenkwinkel von  $5^\circ$  etwas höhere Werte zu verzeichnen sind.

Die minimale Variation des je Ringumdrehung geförderten Ölvolumens über das Drehzahlband liegt bei einem Auslenkwinkel von  $10^\circ$  vor und beträgt  $\Delta v_{nR, 10^\circ} = 0,05$  ml/ $U_R$ . Bei einem Auslenkwinkel von  $15^\circ$  beläuft sich

selbige auf  $\Delta v_{nR, 15^\circ} = 0,11 \text{ ml/U}_R$ . Die maximal gemessene Differenz dieser Größe liegt beim maximalen negativen Auslenkwinkel vor und beträgt  $\Delta v_{nR, -10^\circ} = 1,38 \text{ ml/U}_R$ . Dies entspricht nahezu dem dreißigfachen Wert gegenüber dem bereits genannten minimalen Wert von  $0,05 \text{ ml/U}_R$ .

Das beim größten negativen Auslenkwinkel geförderte Ölvolumen ist erheblich größer als bei den positiven Auslenkwinkeln. Dies gilt insbesondere bei minimaler Wellendrehzahl. Hier liegt der Wert des Ölvolumens etwa beim Zwanzigfachen gegenüber dem minimalen Wert, der bei einem Auslenkwinkel von  $15^\circ$  auftritt. Gegenüber Letzterem erreicht der zweite untersuchte negative Auslenkwinkel von  $-2,5^\circ$  immerhin noch den zehnfachen Wert und liegt damit ebenso deutlich darüber.

### 7.3.2.2 Variation der Systemtemperatur

Wie bereits gezeigt wurde, stellt die Viskosität des Schmierstoffs eine zentrale Einflussgröße auf Ringdrehzahl und Ölvolumenstrom dar. Im nachfolgenden Stichversuch mit dynamischen axialen Anlaufelementen wird untersucht, inwiefern diese Abhängigkeit durch den Einsatz eines radialen Anlaufelements entschärft werden kann. Bei den drei untersuchten Systemtemperaturen  $\vartheta_s$  von  $30^\circ \text{C}$ ,  $50^\circ \text{C}$  und  $70^\circ \text{C}$  liegen jeweils kinematische Schmierstoffviskositäten  $\nu$  von etwa  $74 \text{ mm}^2/\text{s}$ ,  $30 \text{ mm}^2/\text{s}$  und  $15 \text{ mm}^2/\text{s}$  vor.

Die Parameterstudie wird repräsentativ bei einem Auslenkwinkel von  $5^\circ$  durchgeführt. Im Rahmen der vorangegangenen Versuche hat sich gezeigt, dass die Ringdrehzahl bei diesem Auslenkwinkel die geringste Abhängigkeit von der Wellendrehzahl zeigt. Auch die Änderung des Ölvolumenstroms über die Wellendrehzahl befindet sich bei diesem Auslenkwinkel auf vergleichsweise niedrigem Niveau. Zudem zeigen die vorangegangenen Ergebnisse, dass mit zunehmenden Auslenkwinkel eine weitere Verringerung Schwankungsbreite über die Wellendrehzahl erreicht wird.

Die grafische Darstellung der Messergebnisse bei unterschiedlichen Systemtemperaturen erfolgt in Bild 71. Die Ringdrehzahl ist im Fall der minimalen Systemtemperatur zunächst am höchsten, bevor diese abfällt und sich bei den Wellendrehzahlen  $3\,000 \text{ min}^{-1}$  und  $4\,000 \text{ min}^{-1}$  auf dem Niveau der Ringdrehzahlen bei einer Systemtemperatur von  $50^\circ \text{C}$  befindet. Die Ringdrehzahlen liegen bei der maximalen Systemtemperatur durchgehend unterhalb der Ringdrehzahlen bei den tieferen Temperaturen. Bei Letzteren sind die gemessenen Ringdrehzahlen circa um bis zu  $70\%$  höher. Die Variationsbreite der Ringdrehzahl über die Wellendrehzahl ist bei maximaler Systemtemperatur mit  $\Delta n_{R, 70^\circ \text{C}} = 15 \text{ min}^{-1}$  am geringsten, bei

minimaler Systemtemperatur mit  $\Delta n_{R, 30^\circ\text{C}} = 48 \text{ min}^{-1}$  am höchsten und erreicht damit rund den dreifachen Wert.

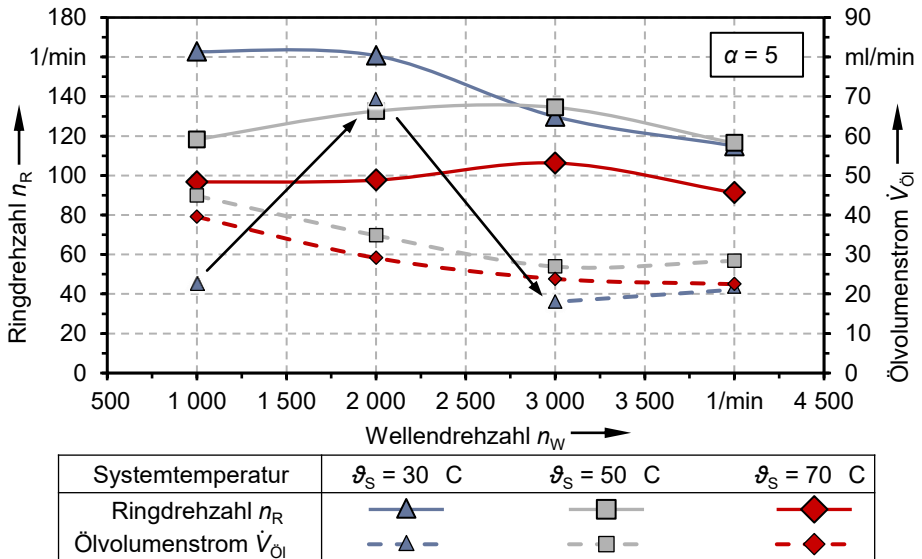


Bild 71: Ringdrehzahl  $n_R$  und Ölvolumentrom  $\dot{V}_{Oil}$  in Abhängigkeit der Wellendrehzahl  $n_W$  und der Systemtemperatur  $\vartheta_S$ , bei einem Auslenkwinkel  $\alpha = 5^\circ$ .

Bei minimaler Systemtemperatur ergeben sich, trotz der tendenziell höheren Ringdrehzahlen, bei drei von vier Messpunkten die geringsten Ölvolumentrome. Der verbleibende Messpunkt bei einer Wellendrehzahl von  $2\,000 \text{ min}^{-1}$  liegt mit etwa  $70 \text{ ml/min}$  hingegen deutlich oberhalb aller übrigen Messpunkte. Die Verläufe des Ölvolumentroms bei Systemtemperaturen von  $50^\circ\text{C}$  und  $70^\circ\text{C}$  ähneln sich und sind tendenziell abnehmend, wobei zwischen den Wellendrehzahlen  $3\,000 \text{ min}^{-1}$  und  $4\,000 \text{ min}^{-1}$  jeweils nur noch geringfügige Änderungen zu verzeichnen sind. Der Ölvolumentrom liegt bei einer Systemtemperatur von  $50^\circ\text{C}$ , je nach Wellendrehzahl, lediglich etwa  $3 \text{ ml/min}$  bis  $6 \text{ ml/min}$  oberhalb des Ölvolumentroms bei  $70^\circ\text{C}$ . Die Variationsbreite des Ölvolumentroms über die Wellendrehzahl ist bei den oberen beiden Systemtemperaturen mit  $\Delta \dot{V}_{Oil, 50^\circ\text{C}} = 18 \text{ ml/min}$  beziehungsweise  $\Delta \dot{V}_{Oil, 70^\circ\text{C}} = 17 \text{ ml/min}$  nahezu identisch.

Bei der minimalen Systemtemperatur fällt die Variationsbreite des Ölvolumentroms mit  $\Delta \dot{V}_{Oil, 30^\circ\text{C}} = 51 \text{ ml/min}$  deutlich höher aus. Dies liegt ausschließlich am verhältnismäßig hohen Ölvolumentrom bei einer Drehzahl von  $2\,000 \text{ min}^{-1}$ . Andernfalls wäre die Variationsbreite, verglichen zu den anderen beiden Versuchsreihen mit höherer Systemtemperatur, gar am geringsten. Da sich dieser hohe Ölvolumentrom nicht alleine durch die

Ringdrehzahl erklären lässt – diese ist sogar etwas geringer als bei einer Wellendrehzahl von  $1\,000\text{ min}^{-1}$  – werden nachfolgend als zusätzliche Informationsquelle die Messsignale einer der beiden Ultraschallsensoren, welche radial zum Ölförderring positioniert sind, herangezogen.

In Bild 72 erfolgt eine Gegenüberstellung der geglätteten, etwa zweiminütigen Signalverläufe des Sensors für die Wellendrehzahlen  $1\,000\text{ min}^{-1}$  und  $2\,000\text{ min}^{-1}$  bei einer Systemtemperatur von  $30\text{ °C}$ . Für die letztgenannte Wellendrehzahl sind ergänzend die Signalverläufe bei den Systemtemperaturen  $50\text{ °C}$  und  $70\text{ °C}$  aufgeführt. Die Glättung des Sensorsignals über 100 Perioden zu je  $10\text{ ms}$  erlaubt eine anschauliche Visualisierung und Gegenüberstellung der Signalverläufe. Dabei können Amplitude und Häufigkeit der Ausschläge des jeweiligen Signalverlaufs als Vergleichskriterien herangezogen werden.

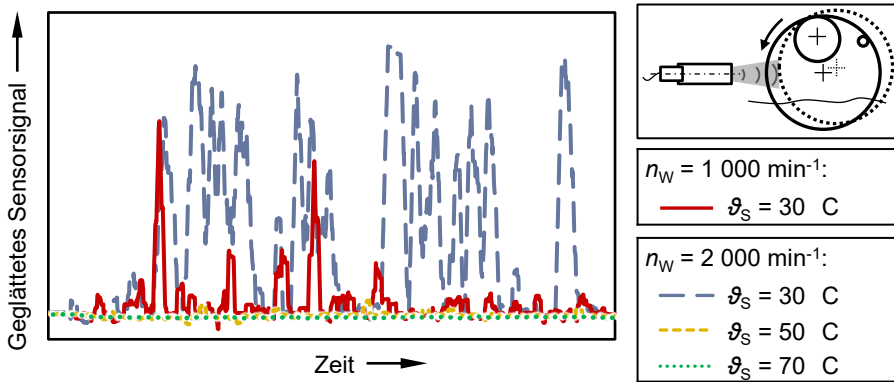


Bild 72: Geglättetes Rohsignal des Ultraschallsensors auf der Eintauchseite des Ölförderrings bei der Wellendrehzahl  $n_W$  von  $1\,000\text{ min}^{-1}$  und einer Systemtemperatur  $\vartheta_S$  von  $30\text{ °C}$  sowie bei einer Wellendrehzahl von  $2\,000\text{ min}^{-1}$  und den Systemtemperaturen  $30\text{ °C}$ ,  $50\text{ °C}$  und  $70\text{ °C}$ . Glättung der Rohdaten über 100 Perioden zu je  $10\text{ ms}$ .

Das Sensorsignal repräsentiert oszillierende Ringbewegungen und dient als qualitativer Indikator für das Vorhandensein und die Ausprägung eines instationären Zustands. Die Peaks liefern demnach einen Hinweis auf ein Abheben des Ölförderrings vom radialen Anlaufelement, da sich der Messabstand zum Ultraschallsensor vergrößert.

Aus dem Diagramm geht hervor, dass sich Häufigkeit und Ausprägung der Peaks deutlich unterscheiden. Demnach ergibt sich im Fall der geringsten Systemtemperatur grundsätzlich eine höhere Aktivität. Dabei sind bei einer Wellendrehzahl von  $2\,000\text{ min}^{-1}$  nochmals deutlich häufigere Ausschläge mit einer höheren Amplitude zu beobachten. Bei gleicher Wellendrehzahl und einer Systemtemperatur von  $50\text{ °C}$  sind die Ausschläge

bereits erheblich kleiner und der Verlauf ist insgesamt gleichförmiger. Bei weiterer Steigerung der Systemtemperatur auf 70 °C sind keine Ausschläge mehr erkennbar und der Verlauf tendiert zu einer annähernd flachen Linie.

Zur weiteren Einordnung des Temperatureinflusses, erfolgt anhand von Bild 73 ein Vergleich der vorangegangenen Konfiguration mit einem Auslenkwinkel von 5° mit Ergebnissen, die unter Einsatz von Ölumpfgehäuse I gewonnen wurden. Letzteres lässt bekanntlich einen negativen Auslenkwinkel des Ölförderrings von -8,8° zu, weshalb das radiale Anlaufelement in diesem Fall nicht aktiv am Ölförderring anliegt. Die Gegenüberstellung der Zielgrößen erfolgt anhand der Differenz aus dem über die drei Systemtemperaturen für die jeweilige Wellendrehzahl ermittelten Maximal- und Minimalwert, also anhand der Spanne der Zielgröße über die Systemtemperaturen.

Analog zu den vorangegangenen Ergebnissen zeigen sich vor allem beim Ölvolumenstrom zwischen den beiden Auslenkwinkeln deutlich verschiedene Grundniveaus. Um die Unterschiede in diesem Fall deutlicher herauszustellen, erfolgt die Ergebnisdarstellung anhand der Absolutwerte.

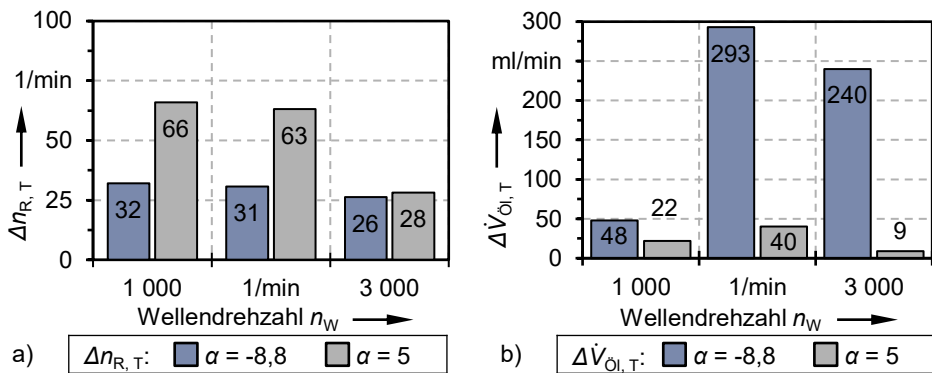


Bild 73: Maximale Differenz der Ringdrehzahl  $\Delta n_{R,T}$  (a) beziehungsweise des Ölvolumenstroms  $\Delta \dot{V}_{\text{Öl},T}$  (b) über die Systemtemperaturen  $\vartheta_S = 30^\circ\text{C}$ ,  $50^\circ\text{C}$  und  $70^\circ\text{C}$  bei den Auslenkwinkeln  $\alpha = -8,8^\circ$  (initiales Ölumpfgehäuse) und  $5^\circ$  bei der jeweiligen Wellendrehzahl  $n_w$ .

Bei der Spanne der Ringdrehzahl  $\Delta n_{R,T}$  zeigen sich beim positiven Auslenkwinkel durchgehend höhere Werte. Während bei den ersten beiden Stufen der Wellendrehzahl jeweils etwa der doppelte Wert gegenüber dem negativen Auslenkwinkel vorherrscht, ist der Unterschied bei der maximalen Wellendrehzahl nur noch marginal.

Umgekehrt verhält es sich mit der Spanne des Ölvolumenstroms  $\Delta \dot{V}_{\text{Öl},T}$ . Bei positivem Auslenkwinkel ergibt sich bei der minimalen

Wellendrehzahl etwa die Hälfte des Wertes bei negativem Auslenkwinkel. Bei den höheren Wellendrehzahlen sind noch erheblich geringere Werte festzustellen.

Eine Betrachtung der auf den Minimalwert referenzierten Spanne des Ölvolumenstroms über die drei Systemtemperaturen zeigt auch trotz der deutlich verschiedenen Grundniveaus zwischen negativem und positivem Auslenkwinkel deutliche Unterschiede. Während beim negativen Auslenkwinkel eine maximale Erhöhung von etwa 424 % festzustellen ist, beläuft sich der Maximalwert bei Einsatz des aktiven radialen Anlaufelements auf lediglich 138 %. Die zugrunde liegenden Messdaten zu den normierten Werten und den Ergebnissen bei einem Auslenkwinkel von  $-8,8^\circ$  sind in Anhang A.9 zu finden.

### 7.3.3 Diskussion

Nachfolgend werden die Ergebnisse unter Einsatz statischer axialer Anlaufelemente einbezogen. Die entsprechenden Messkurven sind in Anhang A.10 aufgeführt.

Die Ergebnisse beider Konfigurationen zeigen, dass das radiale Anlaufelement einen ausgeprägten Einfluss auf die Ringdrehzahl und die Ölfördermenge hat. Die resultierenden Verläufe werden sowohl qualitativ als auch quantitativ beeinflusst. Maßgeblich sind in diesem Zusammenhang der Betrag des Auslenkwinkels und dessen Richtung, ausgedrückt durch das Vorzeichen.

Analog der in Abschnitt 7.2.3 beschriebenen Zusammenhänge bezüglich der am Ring angreifenden Kräfte, werden die Extremwerte der Zielgrößen in Form der Ringdrehzahl und des Ölvolumenstroms gemeinhin bei maximalen Beträgen des Auslenkwinkels erreicht. Damit gilt für die Zielgrößen bei den jeweils untersuchten Drehzahlstufen der Welle, dass der Maximalwert bei maximal negativem Auslenkwinkel, der Minimalwert bei maximal positivem Auslenkwinkel erreicht wird. Die Werte dazwischen ordnen sich systematisch gemäß Vorzeichen und Betrag des Auslenkwinkels.

#### 7.3.3.1 Ringdrehzahl

Vereinzelte Ausnahmen dieses Zusammenhangs sind bei der Ringdrehzahl zu beobachten. So zeigt sich im Fall dynamischer Anlaufelemente und minimaler Wellendrehzahl ein umgekehrtes Verhalten. Ein Erklärungsansatz hierfür beruht auf den dabei vorherrschenden Reibungs- und Strömungszuständen. Diese führen offensichtlich zu einer vergleichsweise hohen

antreibenden Kraft zwischen Welle und Ring gegenüber den bremsenden Kräften zwischen Anlaufelement und Ring und zwischen Ölreservoir und Ring. Begünstigt werden kann dieser Zustand durch die stabilere Schwerpunktlage des Rings bei Zunahme des Auslenkwinkels. Oszillierende Bewegungen des Rings werden dadurch gehemmt. Ebenso können gleichmäßige Strömungsbedingungen im Ölreservoir und am Ring bei den beiden Messpunkten vorliegen und instationäre Ereignisse hemmen oder abmildern. Durch diese Voraussetzungen herrschen konstante Bedingungen in den Reibungskontakten, welche ein besonders stabiles dynamisches Verhalten hervorrufen und die Ringdrehung begünstigen. Ab der Drehzahlstufe von  $2\,000\text{ min}^{-1}$  tritt schließlich der angestrebte, und im untersuchten Parameterfeld vorherrschende Bremseffekt durch das radiale Anlaufelement ein.

Der zuvor bereits beschriebene Effekt auf die Ringdrehzahl durch das radiale Anlaufelement ist auch bei der Konfiguration mit statischen axialen Anlaufelementen zu beobachten. In diesem Fall für die beiden negativen Auslenkwinkel. Hier tritt bei der zweiten und dritten Drehzahlstufe der Maximalwert der Drehzahl nicht beim maximal negativem Auslenkwinkel von  $\alpha = -10^\circ$ , sondern bei  $\alpha = -2,5^\circ$  auf. Dies ist ein Indikator dafür, dass auch bereits kleine negative Auslenkwinkel einen gewissen stabilisierenden Effekt auf das Ringschmiersystem haben. Bedingt durch die vom Strömungswiderstand im Ölreservoir hervorgerufene Ringauslenkung, kann es im Betrieb zum Kontakt zwischen Anlaufelement und Ölförderring kommen, wodurch die Ringszillation gehemmt wird und folglich das Zustandekommen instationärer Zustände in den Kontakten oder der Schmierstoffströmung gehemmt wird.

Ferner zeigt sich, dass die Ringdrehzahl unter Einsatz statischer axialer Anlaufelemente auch mit radialem Anlaufelement grundsätzlich geringer ist als unter Einsatz dynamischer axialer Anlaufelemente. Im betrachteten Parameterfeld dominiert also tendenziell der Mitnahme- beziehungsweise Bremseffekt der axialen Anlaufelemente gegenüber dem Einfluss des radialen Anlaufelements. So lassen die vorherrschenden Randbedingungen bei statischen Anlaufelementen eine maximale Ringdrehzahl von ungefähr  $80\text{ min}^{-1}$  zu. Dieser Wert entspricht etwa dem minimal gemessenen bei dynamischen Anlaufelementen. Die Wahl des Konzepts der axialen Ringführung stellt demnach auch mit radialem Anlaufelement ein zentrales Entscheidungskriterium für die Systemauslegung dar.

Dies gilt auch im Hinblick auf den qualitativen Verlauf der Ringdrehzahl. Unter der Voraussetzung eines aktiven radialen Anlaufelementes – also

einem positiven Auslenkwinkel – zeigt sich bei dynamischen Anlaufelementen ein mit zunehmendem Auslenkwinkel steiler abnehmender Verlauf, während selbiger im Fall statischer Anlaufelemente tendenziell zunimmt. Einer der möglichen Gründe für diese voneinander abweichenden Charakteristika liegt im unterschiedlichen Bereich der sich einstellenden Ringdrehzahlen, womit ungleiche Strömungsbedingungen im Reservoir und am Ring mit entsprechend variierenden, unter Umständen zeitabhängigen Kräfteverhältnissen am Ring, einhergehen. Ein möglicher Erklärungsansatz für den abnehmenden Verlauf, der bei den dynamischen axialen Anlaufelementen und den beiden größten Auslenkwinkeln zu beobachten ist, liegt in einer mit zunehmender Wellendrehzahl abnehmenden Schmierstoffmenge im Kontakt zwischen Welle und Ring. Dabei nimmt die Größe der kraftübertragenden Scherflächen im Schmierstoff zwischen Ring und Welle, ebenso wie zwischen Ring und den axialen Anlaufelementen ab. Folgende Zusammenhänge können diesen Zustand begünstigen:

- Bedingt durch die mit der Wellendrehzahl ansteigende Fliehkraft nimmt die auf der Welle vorhandene und damit dem Schmierpalt zur Verfügung stehende Schmierstoffmenge ab.
- Zusätzlich leistet der bei den beiden größeren Auslenkwinkeln zunehmende Abstreifeffekt des radialen Anlaufelements einen Beitrag. Dieser bedingt, dass auch seitens des Rings weniger Schmierstoff in den Kontakt mit der Welle eingebracht wird.

Eine geringere Schmierstoffmenge verringert die Schmierfilmdicke, wodurch der physikalisch vereinfacht als Feder-Dämpfer-System betrachtete Kontakt zwischen Ring und Welle eine Verminderung der Dämpfung erfährt. Somit werden beispielsweise eigen- oder fremderregte Schwingungen weniger gedämpft, wodurch der Ring möglicherweise wiederkehrend Kontakt zur Welle verliert und die Kraftübertragung abgeschwächt wird. Folglich sinkt die Drehzahl des Rings. Der Drehpunkt der oszillierenden Bewegung wird hierbei vom Kontakt zwischen Ring und radialem Anlaufelement gebildet. Je größer der Auslenkwinkel, desto weiter entfernt sich der Schwerpunkt des Rings von dessen Kontakt mit der Welle und umso mehr tendiert der Ring zum Abheben. Aus diesen Zusammenhängen ergibt sich im Fall des maximalen Auslenkwinkels gegen Ende des untersuchten Drehzahlbandes eine Art Gleichgewichtszustand, bei dem sich trotz variierender Wellendrehzahl keine bedeutende Änderung der Ringdrehzahl mehr ergibt.

Im Fall der Konfiguration mit statischen axialen Anlaufelementen ist dieser Effekt auf den Verlauf der Ringdrehzahl nicht zu beobachten. Zwar wirken

die beschriebenen Mechanismen in Form der Fliehkraft an der Welle und des Abstreifeffektes durch das radiale Anlaufelement ebenso, allerdings ist die Ringdrehzahl aufgrund des Bremseffektes durch die axialen Anlaufelemente deutlich geringer, wodurch auch der Strömungswiderstand im Ölreservoir schwächer ausfällt. Folglich zeigen sich – abgesehen von der bereits erwähnten Ausnahme – jeweils ähnliche qualitative Verläufe bei den untersuchten Auslenkwinkeln. Tendenziell ist der Einfluss des radialen Anlaufelements auf die Ringdrehzahl bei dynamischen Anlaufelementen damit stärker einzustufen als bei Einsatz statischer axialer Anlaufelemente.

### 7.3.3.2 Ölvolumenstrom

Auch die Höhe des Ölvolumenstroms folgt dem prinzipiellen Zusammenhang, dass dessen Maximalwert beim maximalen Betrag des negativen Auslenkwinkels und der Minimalwert bei maximal positivem Auslenkwinkel erreicht wird.

Der Abstreifeffekt durch das radiale Anlaufelement ist bei beiden Konfigurationen der axialen Anlaufelemente festzustellen. Dieser führt dazu, dass sich die Abhängigkeit des Ölvolumenstroms von der Ringdrehzahl und vor allem der Wellendrehzahl als zentraler Betriebsparameter vermindert. Wie bereits bei der Ringdrehzahl, tritt der Abstreifeffekt nicht erst bei positiven Auslenkwinkeln auf. Vielmehr lässt sich ein Einfluss bereits bei geringem negativen Auslenkwinkel beobachten. Dabei führt der Strömungswiderstand im Ölreservoir zu einer Auslenkung des Rings in Richtung des radialen Anlaufelements. Daraus resultiert ein geringerer Abstand und möglicherweise auch eine stetige oder wiederkehrende Berührung zwischen radialem Anlaufelement und Ringinnenseite. Dies führt zum Abstreifen eines Teils des Schmierstoffs vom Ring, bevor dieser den Ölsumpf erreichen kann. Als Folge sinkt der zum Lager geförderte Ölvolumenstrom. Damit ist der Ölvolumenstrom bei einem Auslenkwinkel von  $-2,5^\circ$  im Fall dynamischer axialer Anlaufelemente um bis zu etwa 70 % geringer als bei einem Auslenkwinkel von  $-10^\circ$ . Bei statischen axialen Anlaufelementen ist der Wert geringer und beläuft sich auf bis zu rund 50 %.

Wie bereits bei der Ringdrehzahl, zeigen sich auch beim Ölvolumenstrom unterschiedliche Verläufe über die Wellendrehzahl in Abhängigkeit des Konzepts zur axialen Führung des Rings. Bei dynamischen axialen Anlaufelementen ergeben sich bei negativen Auslenkwinkeln gegen Ende des Drehzahlbandes abfallende Verläufe. Beim Auslenkwinkel von  $-2,5^\circ$  ist der Rückgang jedoch deutlich schwächer ausgeprägt als beim maximalen negativen Auslenkwinkel. Dies liegt darin begründet, dass beim betragsmäßig

kleineren Auslenkwinkel gemäß vorangegangenen Ausführungen über das gesamte Drehzahlband ein deutlich niedrigerer Ölvolumenstrom vorherrscht. Bevor es zum Abfall des Ölvolumenstroms kommt, zeigt sich beim Auslenkwinkel von  $-2,5^\circ$  über die ersten drei Stufen der Wellendrehzahl ein vergleichsweise konstanter Ölvolumenstrom. Bei den positiven Auslenkwinkeln erstreckt sich diese Charakteristik gar über alle vier Drehzahlstufen, wobei der Ölvolumenstrom in diesen Fällen nochmals deutlich geringer ist. Damit zeigt sich, dass mittels radialem Anlaufelement, auch ohne adaptive Lageänderung, ein über die Wellendrehzahl vergleichsweise konstanter Ölvolumenstrom realisierbar ist.

Der maximal gemessene Ölvolumenstrom der Versuchsreihe ist unter Einsatz dynamischer Anlaufelemente zu beobachten. Ein Vergleich der bezogenen Ölfördervolumina je Ringumdrehung ergibt, dass dies in erster Linie auf die größere Ringdrehzahl gegenüber der Konfiguration mit statischen axialen Anlaufelementen zurückzuführen ist. Der Ölvolumenstrom liegt aber nicht im gleichen Maß darüber wie die Ringdrehzahl. Fliehkraftbedingt löst sich zunächst am Ring anhaftender Schmierstoff wieder vom Ring, bevor dieser das Ölsumpfgehäuse erreicht. Mit dynamischen Anlaufelementen gehen im Rahmen der vorgestellten Ergebnisse jedoch nicht pauschal höhere Ölvolumenströme einher. Mit Einwirkung des radialen Anlaufelements und ansteigender Wellendrehzahl kehrt sich dieser Zustand zunehmend um, sodass der Ölvolumenstrom bei statischen axialen Anlaufelementen höhere Werte erreicht. Dies gilt insbesondere für die letzten beiden Stufen der Wellendrehzahl, bei denen teils erheblich höhere Ölvolumenströme zu verzeichnen sind.

Die Verläufe des bezogenen Ölfördervolumens lassen darauf schließen, dass die Abstreifwirkung umso größer ist, je näher das Anlaufelement am Ring positioniert ist beziehungsweise je größer der positive Auslenkwinkel gewählt wird. Im Fall statischer axialer Anlaufelemente lässt sich bei den positiven Auslenkwinkeln eine ausgeprägtere Abhängigkeit des bezogenen Ölfördervolumens vom Winkel beobachten. Ausschlaggebend hierfür ist möglicherweise wiederum die gemeinhin niedrigere Ringdrehzahl, welche eine geringere Widerstandskraft auf das eingetauchte Ringsegment hervorruft und verbunden mit der geometrischen Anordnung der am Ring angreifenden Kräfte schlussendlich für eine geringere Kontaktkraft zwischen Anlaufelement und Ring sorgt. Auf diese Weise wird das Öl weniger stark von der Ringinnenfläche abgestreift.

Bei den dynamischen Anlaufelementen und positiven Auslenkwinkeln ist die Kontaktkraft hingegen bereits durch die höhere Ringdrehzahl so groß,

dass sich die gewichtskraftbedingte Zunahme der Kontaktkraft durch einen ansteigenden Auslenkwinkel nur noch vergleichsweise geringfügig auf den Abstreifeffekt auswirkt. Dies gilt vor allem für die beiden größten Auslenkwinkel von  $10^\circ$  und  $15^\circ$ . Beim kleinsten positiven Auslenkwinkel von  $5^\circ$  liegt eine Übergangsphase vor, bei welcher sich die Werte zumindest bei minimaler und maximaler Wellendrehzahl noch messbar zu den Werten bei den größeren Auslenkwinkeln unterscheiden. Ein möglicher Grund hierfür liegt in einem temporären Abheben des Rings vom radialen Anlaufelement, da die stabilisierende Gewichtskraft des Ringes im Kontakt zum radialen Anlaufelement bei diesem Auslenkwinkel noch vergleichsweise gering ist. Prinzipiell lässt sich schlussfolgern, dass neben der vom Auslenkwinkel bestimmten Gewichtskraft auch die Ringdrehzahl einen Einfluss auf die auf das radiale Anlaufelement wirkende Kontaktkraft und damit auf den Abstreifeffekt durch das radiale Anlaufelement hat.

Der beschriebene Zusammenhang führt dazu, dass eine stärkere Entkopplung des Ölvolumenstroms von der Wellendrehzahl unter Einsatz dynamischer Anlaufelemente vorliegt. Somit sind zwischen den größeren positiven Auslenkwinkeln über das gesamte Drehzahlband der Welle kaum noch Unterschiede im Ölvolumenstrom zu beobachten. Unter Verwendung statischer axialer Anlaufelemente ist eine geringere Entkopplung des Ölvolumenstroms von der Wellendrehzahl zu beobachten. Gerade zum Ende des Drehzahlbandes zeigt sich ein starker Anstieg des Ölvolumenstroms. Gleichzeitig fällt jedoch die Ringdrehzahl bei maximaler Wellendrehzahl wieder ab. Auch hier ist wiederum von einer gewissen Instabilität auszugehen. Dabei hebt der Ring wiederkehrend geringfügig vom radialen Anlaufelement ab, wodurch die Abstreifwirkung abnimmt. Wie die Ergebnisse zeigen, kann diesem Sachverhalt jedoch durch einen größeren Auslenkwinkel entgegengewirkt werden.

### 7.3.3.3 Temperatureinfluss

Aus den Stichversuchen zum Temperatureinfluss geht hervor, dass die temperaturbedingte Spanne der Ringdrehzahl mit aktivem Anlaufelement größer ist als mit passivem. Ein möglicher Erklärungsansatz hierfür liegt am ausgeprägteren Kontakt des Ölförderrings mit dem radialen Anlaufelement. Dessen Bremswirkung auf den Ring ist unter anderem von der Viskosität abhängig, wodurch auch der Temperatureinfluss auf die Ringdrehzahl zunimmt. Maßgeblich ist dabei jedoch nicht nur die vom radialen Anlaufelement ausgehende Bremswirkung, sondern auch der vom Ölreservoir hervorgerufene temperaturabhängige Strömungswiderstand auf das

eingetauchte Ringsegment. Dieser beeinflusst aufgrund der Lage der Kontakte wiederum die Kontaktkraft zwischen Ring und Welle. Auf diese Weise wird die für die Drehbewegung verantwortliche Tangentialkraft zwischen Ring und Welle zusätzlich beeinflusst, woraus ein zunehmender Temperatureinfluss auf die Ringdrehzahl resultieren kann.

Im Zusammenhang mit der größeren temperaturinduzierten Spanne der Ringdrehzahl bei aktivem radialen Anlaufelement ist allerdings hervorzuheben, dass das Drehzahlniveau über weite Bereiche und insbesondere im höheren Drehzahlbereich gegenüber der Konfiguration mit passivem radialen Anlaufelement geringer ausfällt. Dies wirkt sich wiederum positiv auf den Luftertrag in das Öl aus. Auch sind die Verläufe der Ringdrehzahl über die Wellendrehzahl bei allen drei Systemtemperaturen vorteilhafter im Hinblick auf die Schmierstoffbeanspruchung, da diese einen vergleichsweise konstanten oder, im Fall der minimalen Systemtemperatur, abfallenden Verlauf aufweisen. Im Praxisbetrieb könnte diesem Sachverhalt bei Bedarf durch eine Vergrößerung des Auslenkwinkels entgegengewirkt werden. Vorangegangene Versuche (siehe Bild 68) zeigen zudem, dass sich der Ölvolumenstrom mit zunehmendem positiven Auslenkwinkel in geringem Maß verringert als die Ringdrehzahl.

Verglichen mit der Ringdrehzahl ergibt sich beim Ölvolumenstrom ein umgekehrtes Verhalten. Demnach kann mit dem aktiven radialen Anlaufelement der Einfluss einer sich ändernden Systemtemperatur beziehungsweise Ölviskosität auf den Ölvolumenstrom verringert werden. Somit beläuft sich die gemessene Maximalspanne des Ölvolumenstroms über die drei betrachteten Systemtemperaturen beim passiven radialen Anlaufelement auf 293 ml/min. Im Gegensatz dazu liegt die temperaturbedingte maximale Spanne bei aktivem radialen Anlaufelement lediglich bei 40 ml/min. Prozentual ausgedrückt entsprechen die Werte einer relativen Zunahme des Ölvolumenstroms von 232 % beziehungsweise 138 % gegenüber dem jeweiligen Minimalwert. Beim passiven Anlaufelement ist im Maximum gar eine Zunahme von 424 % zu verzeichnen.

Die zuvor genannten maximalen Absolutwerte der temperaturbedingten Spannen treten jeweils bei einer Wellendrehzahl von  $2\,000\text{ min}^{-1}$  auf. Bei dieser Wellendrehzahl und einer Systemtemperatur von  $30\text{ °C}$  existiert – unabhängig von den beiden betrachteten Auslenkwinkeln – eine Instabilität am Ölförderring. Diese äußert sich durch einen Anstieg des Ölvolumenstroms und spiegelt sich im Messsignal des radial zum Ölförderring angeordneten Ultraschallsensors wider. Die deutlich geringere temperaturbedingte Spanne bei einem Auslenkwinkel von  $5^\circ$  lässt darauf

schließen, dass die Instabilität bezüglich Ihrer Wirkung auf den Ölvolumenstrom durch ein aktives radiales Anlaufelement entschärft werden kann. Die Lage des Schwerpunkts des Ringes zwischen den beiden Kontakten bedingt eine stabilere Positionierung des Ringes, wodurch die Schwelle zu oszillierenden Bewegungen, die zu einem Abheben des Ringes vom radialen Anlaufelement führen, erhöht wird. Es ist davon auszugehen, dass sich der Stabilisierungseffekt bei zunehmendem Auslenkwinkel verstärkt, wodurch instabiles Betriebsverhalten noch wirkungsvoller eingedämmt werden kann. Insbesondere bei tiefen Temperaturen kann dies eine effektive Methode sein, um unnötig hohen Ölvolumenströmen entgegenzuwirken.

Mit Ausnahme des instabilen Betriebspunktes ergeben sich bei allen drei Systemtemperaturen tendenziell abfallende Ölvolumenströme über die Wellendrehzahl. Damit bilden diese in etwa den über die Drehzahl ebenfalls abfallenden Verlauf des axialen Öldurchflusses von Rillenkugellagern ab. Ebenso zeigt sich, dass auch die qualitative Fördercharakteristik des Öls im vorliegenden Fall weitgehend unabhängig von der Temperatur ist.

Ferner ist auffällig, dass der Ölvolumenstrom im Fall der geringsten Systemtemperatur bei drei der vier Messpunkte jeweils am geringsten ausfällt. Bei einer Wellendrehzahl von  $3\,000\text{ min}^{-1}$  beispielsweise, ist der Ölvolumenstrom bei einer Systemtemperatur von  $30\text{ °C}$  etwa  $30\%$  geringer als bei einer Systemtemperatur von  $50\text{ °C}$ . Gleichzeitig unterscheiden sich die Ringdrehzahlen kaum. Dies lässt darauf schließen, dass die Abstreifwirkung des radialen Anlaufelements bei der niedrigeren Systemtemperatur höher ist. Als möglicher Grund hierfür kann der größere Strömungswiderstand im Ölreservoir bei der niedrigeren Temperatur angesehen werden, der für eine größere Kontaktkraft zwischen radialem Anlaufelement und Ölförderring sorgt. Bei den beiden höheren Temperaturen verhält sich der Ölvolumenstrom erwartungsgemäß und steigt mit zunehmender Viskosität an.

Der beschriebene Effekt ist sogar bei der Versuchsreihe mit passivem Anlaufelement festzustellen. Bei minimaler Systemtemperatur sorgt der Strömungswiderstand im Reservoir dafür, dass der Ring im Betrieb so weit verkippt, dass er am Anlaufelement anliegt und Schmierstoff abgestreift wird. Mit geringerer Viskosität, beispielsweise bei einer Systemtemperatur von  $50\text{ °C}$ , lässt der Strömungswiderstand im Ölreservoir nach und der Ölförderring verliert den Kontakt zum radialen Anlaufelement. Entsprechend kommt der Abstreifeffekt nicht mehr zur Wirkung und der Ölvolumenstrom ist deutlich höher als bei minimaler Systemtemperatur.

### 7.3.3.4 Fazit

Die Ergebnisse und Erkenntnisse bestätigen die zu Beginn angeführte Hypothese, dass die Integration eines aktiven radialen Anlaufelements und dessen Position einen bedeutenden Einfluss auf die zentralen Systemgrößen in Form der Ringdrehzahl und des Ölvolumenstroms haben. Dies gilt sowohl unter Einsatz dynamischer als auch statischer axialer Anlaufelemente. Die Abhängigkeit des Ölvolumenstroms von der Wellendrehzahl und der Ölviskosität – als ein wesentlicher Unsicherheitsfaktor beim Ringschmiersystem – kann durch das radiale Anlaufelement vermindert werden. Auf diese Weise steigert sich die Robustheit der Zielgrößen gegenüber Änderungen der zentralen Betriebsbedingungen in Form der Wellendrehzahl und der Systemtemperatur. Ebenso können die Auswirkungen instabiler Betriebszustände durch die zusätzliche Abstützung des Rings abgeschwächt werden. Die Gefahr von erhöhten Planschverlusten, von Verschleiß am Ring durch oszillierende Bewegungen und von verstärktem Lufteintrag in das Öl wird damit verringert.

Bereits ein passives radiales Anlaufelement kann bei entsprechender Wahl des Auslenkwinkels einen gewissen Einfluss auf die Zielgrößen haben und auf diese limitierend wirken. So können beispielsweise ungünstig hohe Ölvolumenströme bei niedrigen Temperaturen oder in der Startphase vermieden werden. Dabei liegt der Ölförderring zu Beginn noch am radialen Anlaufelement an, wodurch der Abstreifeffekt zur Wirkung kommt und der Ölvolumenstrom moderat ausfällt. Mit zunehmender Temperatur hebt der Ring aufgrund des abnehmenden Strömungswiderstands im Ölreservoir vom radialen Anlaufelement ab. Dadurch entfällt der Abstreifeffekt, der bei höheren Temperaturen aufgrund der prinzipbedingten Abnahme des Ölvolumenstroms unter Umständen nicht mehr beabsichtigt ist.

Eine derartige Drosselwirkung setzt auch bei hohen Ringdrehzahlen ein, wenn die Auslenkung des Ölförderrings zunimmt und dieser sich dem radialen Anlaufelement nähert beziehungsweise dieses berührt. Bedingt durch das höhere Drehzahlniveau des Ölförderrings tritt dieser Effekt insbesondere unter Einsatz dynamischer axialer Anlaufelemente auf. Dabei werden sowohl die Ringdrehzahl als auch der Ölvolumenstrom limitiert.

## 7.4 Konzeptionelle Ansätze und Betrachtungen

Die vorangegangenen Ausführungen gelten für radiale Anlaufelemente mit gleichbleibender Positionierung während des Betriebs. Bereits in diesem Fall ist aufgrund der oben genannten Gründe ein deutlicher Mehrwert

zugunsten der Ölbeanspruchung zu erwarten. Die Erkenntnisse lassen aber auch auf weitere Möglichkeiten schließen, die einen positiven Effekt auf die Schmierstoffbeanspruchung hervorrufen können. Nachfolgende Hypothesen und konzeptionelle Ansätze dienen als Impulse für weitere Betrachtungen und Perspektiven des Ringschmiersystems.

#### **7.4.1 Adaptive Positionierung**

Eine zusätzliche Steigerung des Potenzials erfährt das System mit einer adaptiven Positionsänderung des radialen Anlaufelements. Anhand der Untersuchung verschiedener Beträge der Auslenkwinkel geht hervor, dass eine Variation des Auslenkwinkels sogar die Steuerbarkeit der Ringdrehzahl oder des Ölvolumenstroms erlaubt. Das Ringschmiersystem kann sich auf diese Weise zugunsten einer möglichst geringen Schmierstoffbeanspruchung noch besser an die Betriebsbedingungen und den Schmierstoffbedarf des Lagers anpassen. Somit besteht die prinzipielle Möglichkeit, den Ölvolumenstrom bedarfsgerecht, beispielsweise auf den axialen Öldurchfluss eines Rillenkugellagers unabhängig von den äußeren Bedingungen, wie Drehzahl und Temperatur, abzustimmen. Alternativ kann auch die Ringdrehzahl als maßgebliches Kriterium herangezogen werden und zugunsten eines möglichst geringen Lufteintrags gedrosselt werden. Die Effektivität bildet gemeinsam mit der Effizienz des vorgestellten Verfahrens zur Einflussnahme auf die Zielgrößen einen zentralen Grundstein der Smart Bearing Unit.

#### **7.4.2 Genutete Kontaktfläche**

Aus den Versuchsergebnissen geht hervor, dass das radiale Anlaufelement durch seinen Abstreifeffekt einen erheblichen Einfluss auf das bezogene Ölfördervolumen hat. Um dieses zugunsten einer geringeren Schmierstoffbeanspruchung positiv zu beeinflussen, also ein größeres Verhältnis aus Ölvolumenstrom und Ringdrehzahl zu realisieren, kann die Kontaktfläche des Anlaufelements beispielsweise mit Nuten in Laufrichtung des Ringes versehen werden. Die Zwischenräume ermöglichen den vermehrten Durchtritt von Schmierstoff, auch wenn der Ring am radialen Anlaufelement anliegt. Als Folge wird die Wirkung des Abstreifeffekts herabgesetzt und der geförderte Ölvolumenstrom steigt an.

Ebenso besteht die Option, die Ringdrehzahl bei gleichbleibendem Ölvolumenstrom herabzusetzen, sofern der Auslenkwinkel entsprechend hoch gewählt wird. Es ist prinzipiell davon auszugehen, dass der Einfluss der

Wellendrehzahl und des Temperaturniveaus auf den Ölvolumenstrom auch mit der genuteten Oberfläche ähnlich gering ist, wie bei den zuvor gezeigten Ergebnissen. Dies gilt insbesondere bei Einsatz dynamischer axialer Anlaufelemente.

### 7.4.3 Gefedertes radiales Anlaufelement

Im Rahmen der Versuche hat sich bei einer Systemtemperatur von 30 °C und einer Wellendrehzahl von 2 000 min<sup>-1</sup> eine Instabilität des Ölförderrings gezeigt. Als Folge hebt der Ring vom radialen Anlaufelement ab, wodurch es zu einem starken Anstieg des Ölvolumenstroms kommt. Um diesem Sachverhalt entgegenzuwirken, besteht einerseits die Möglichkeit, den Auslenkwinkel zu erhöhen. Andererseits könnte auch ein entsprechend abgestimmtes, gefedertes radiales Anlaufelement Abhilfe schaffen und die Instabilität beziehungsweise dessen Auswirkung entschärfen. Somit können hohe Beschleunigungen beim Auftreten von Instabilitäten abgeschwächt und ein Abheben des Ölförderrings vom radialen Anlaufelement möglichst verhindert werden, was schlussendlich zu einem robusteren Systemverhalten führt.

Die zuvor beschriebenen grundsätzlichen Konfigurationen des radialen Anlaufelements sind in Bild 74 zusammengefasst. Ebenso sind die beiden beispielhaften Erweiterungsmöglichkeiten zur zusätzlichen Anpassung des Betriebsverhaltens skizziert.

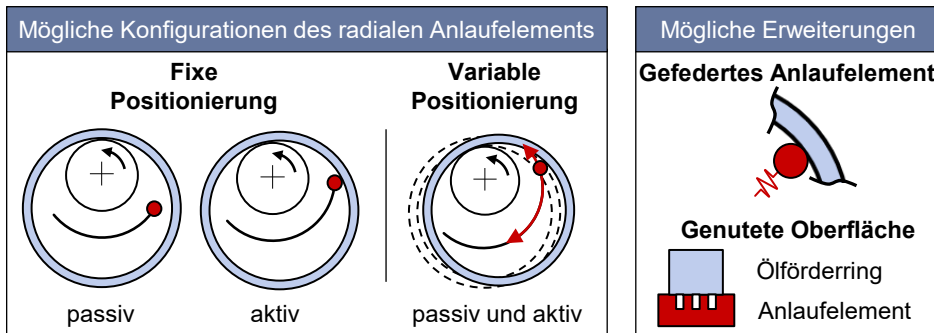


Bild 74: Überblick zu den möglichen Konfigurationen des radialen Anlaufelements und den möglichen Erweiterungen für ein günstigeres Systemverhalten.

### 7.4.4 Weitere Potenziale

Aus den Erkenntnissen resultieren weitere Potenziale des gezeigten Konzepts, die aufgrund des Einflusses auf die Herstellkosten auch ökonomischer Natur sind. So ermöglichen die erreichbaren Spannen der Zielgrößen

in Abhängigkeit des Auslenkwinkels, dass auch mit nur einer physischen Konfiguration des Ringschmiersystems verschiedene Lagergrößen und Lagertypen bedient werden können. Unterschiedliche Charakteristika der Ringdrehzahl und des Ölvolumenstroms bei statischen und dynamischen axialen Anlaufelementen erweitern zusätzlich die Möglichkeit einer maßgeschneiderten Adaption des Ringschmiersystems an verschiedene Anforderungen und Rahmenbedingungen. Eine Smart Bearing Unit kann damit lediglich durch Variation des Kennfeldes der Positionierung des radialen Anlaufelements unterschiedlichen Lagertypen, Lagergrößen und Betriebsbedingungen gerecht werden.

Die mechanische Umsetzung einer Smart Bearing Unit lässt sich mit vergleichsweise geringem Aufwand realisieren. Denkbar ist die mechanische Ansteuerung des radialen Anlaufelements über eine Spindel, welche von einem Schrittmotor angetrieben wird. Auf diese Weise kann auf eine separate Lagerregelung des Anlaufelements verzichtet werden. Durch eine Spindel mit Selbsthemmung muss zudem keine Energie für eine Haltekraft bereitgestellt werden.

Als wichtige Messgrößen müssen zumindest die Lager- und Umgebungstemperatur zur Verfügung stehen. Aus Versuchen geht hervor, dass die am Außenring und in der Lastzone gemessene Lagertemperatur innerhalb kurzer Zeit auf Änderungen von Betriebsparametern reagiert. Eine Variation der Drehzahl ist zum Beispiel bereits nach drei bis vier Sekunden anhand einer Änderung der Lagertemperatur festzustellen. Entsprechend schnell kann das System bei Bedarf die Position des radialen Anlaufelements nachstellen, um einen thermisch günstigen Ölvolumenstrom zu gewährleisten.

Eine Erweiterung des Systems um weitere Mess- sowie Regelgrößen gemäß Bild 63 erschließt zusätzliche Potenziale. Auf diese Weise kann zum Beispiel anhand des durch zwei Messsensoren im Ölreservoir gemessenen Temperaturunterschieds – analog zu der bereits vorgestellten Versuchsreihe – die Durchmischung des Öls im Reservoir beurteilt werden. Abhängig davon erfolgt die Anpassung der Ringdrehzahl über die entsprechende Positionierung des radialen Anlaufelements. Deutet der Temperaturunterschied beispielsweise auf eine unzureichende Durchmischung des Öls hin, so kann die Ringdrehzahl erhöht werden.

Wie bereits erläutert, stellt der Stützwinkel  $\gamma$  ein konstruktives Merkmal eines Ringschmiersystems mit radialem Anlaufelement dar. Je nach Gestaltung des Ölsumpfgehäuses besteht ein gewisser Spielraum, was den Betrag des Winkels angeht. Je kleiner der Stützwinkel gewählt wird, desto sensibler reagiert die Normalkraft zwischen Ölförderring und Welle auf eine

Verstellung des Auslenkwinkels (siehe Bild 65). Mit der Aktuatorik ist dann zwar nur ein verhältnismäßig kleiner Verstellweg zu realisieren, im Umkehrschluss muss dieser jedoch auch eine hohe Wegauflösung besitzen, um eine feine Einstellung zu ermöglichen. Ferner ist in Verbindung mit einem kleinen Stützwinkel zu berücksichtigen, dass daraus auch ein geringerer Abstand zwischen Ring-Welle-Kontakt und Anlaufelement-Ring-Kontakt resultiert. Die vom radialen Anlaufelement ausgehende Stützfunktion nimmt damit ab und strömungsinduzierte Kräfte auf das eintauchende Ringsegment führen frühzeitiger zu oszillierenden Bewegungen des Ölförderrings und gegebenenfalls zu einem Abheben des Rings vom radialen Anlaufelement. Damit steigt die Gefahr einer starken Zunahme des Ölvolumenstroms mit den entsprechenden Konsequenzen für die Planschverluste im Wälzlager. Um derartige Zustände zu vermeiden, sollte der Stützwinkel zugunsten einer höheren Betriebsstabilität des Ölförderrings tendenziell groß gewählt werden.

In diesem Zusammenhang ist ferner zu berücksichtigen, dass eine geringere Dichte des Ringwerkstoffs auch zu einem früheren strömungsinduzierten Abheben des Rings vom radialen Anlaufelement führen kann. Der gewünschte Effekt durch das radiale Anlaufelement wird damit unter Umständen stark eingeschränkt. Ähnliches kann beispielsweise auch eine Verkleinerung der Ringbreite zur Folge haben. In diesem Fall nimmt die stabilisierende Masse in einem größeren Verhältnis ab als die Oberfläche des Ölförderrings, an welcher die Strömungskräfte angreifen. Durch instationäre Strömungsbedingungen kann es dadurch frühzeitiger zu einem Abheben des Rings vom radialen Anlaufelement kommen.

#### **7.4.5 Fazit**

Aus den vorangegangenen Ausführungen geht hervor, dass neben dem anhand der Prüfstandsversuche gezeigten Potenzial viele weitere vielversprechende Möglichkeiten bestehen, das Ringschmiersystem auf die gestellten Anforderungen und Betriebsbedingungen abzustimmen und die Ölbeanspruchung zu verringern. Die Möglichkeiten führen zu verschiedenen Ausbaustufen des Ringschmiersystems, die perspektivisch auch in einen modularen Baukasten überführt werden können.

## 8 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit behandelt eine ölgeschmierten Wälzlagerung mit einem Ringschmiersystem, welches als Schmierstoffpumpe fungiert. Konzeptioniert als Rotorlagerung für große Elektromotoren, bietet die Wälzlagerung das Potenzial, die Lebenszykluskosten für den Betreiber gegenüber alternativen Schmierverfahren, wie der Fettschmierung oder einer aktiven Ölumlaufschmierung, zu verringern. Zugleich nehmen die Kosten für Wartung einen immer höheren Stellenwert im industriellen Umfeld ein und können Beschaffungsentscheidungen maßgeblich beeinflussen. Durch die Kombination eines einfachen konstruktiven Aufbaus mit einem langen Wartungsintervall besteht die Möglichkeit einer vorteilhaften Balance zwischen Anschaffungs- und Wartungskosten. Ein Ringschmiersystem kann auf diese Weise gegenüber anderen Schmierverfahren die wirtschaftlichste Lösung darstellen und damit als ernstzunehmende Alternative gelten.

Um dies jedoch zu bewerkstelligen, ist eine Kernvoraussetzung zu erfüllen. Diese besteht in einer Minimierung schädlicher Einflüsse auf den Schmierstoffzustand durch das Ringschmiersystem. Lediglich unter dieser Prämisse können die Vorteile gegenüber einer fettgeschmierten Wälzlagerung ausgespielt werden. Diese sind unter anderem eine größere verfügbare Schmierstoffmenge sowie eine geringere thermische Beanspruchung des Schmierstoffs. Letzteres ist insbesondere von Bedeutung, wenn das Wälzlager eine gewisse Erwärmung durch die Umgebungskonstruktion erfährt. Dies ist beispielsweise typisch für Anwendungen in elektrischen Maschinen.

Das Ringschmiersystem nimmt auf diese Weise eine Schlüsselrolle ein, die über den Erfolg des Lagerungskonzeptes entscheidet. Aus dem Stand der Technik gehen kaum Veröffentlichungen hervor, die das Ringschmiersystem im Kontext der Ölbeanspruchung näher beleuchten oder damit zusammenhängende Aspekte behandeln. Umso mehr soll die vorliegende Arbeit dazu beitragen, diese Lücke zu verkleinern und Produktentwicklern sowie Entscheidungsträgern eine Orientierungshilfe geben. Ausgehend von den vielen Facetten, die ein Ringschmiersystem kennzeichnen, werden nachfolgend ausschnittsweise einige der im Rahmen der Zielsetzung formulierten Fragestellungen exemplarisch aufgeführt und in Kurzform beantwortet. Grundlage hierfür bilden theoretische Überlegungen in Kombination mit umfassenden experimentellen Versuchen an einem eigens hierfür entwickelten Prüfstand.

- *Wie kann eine Wälzlagerung mit Ringschmiersystem prinzipiell aufgebaut sein und was sind bei entsprechender Gestaltung die daraus resultierenden Vorteile gegenüber einer fettgeschmierten Wälzlagerung im Hinblick auf die Schmierstoffbeanspruchung?*

Die Wälzlagerung besitzt zwei Ölreservoirs, die sich auf unterschiedlichen Niveaus befinden. In das größere taucht der Ölförderring ein, in das erheblich kleinere, darunterliegende Reservoir das Wälzlager, welches auf diese Weise geschmiert wird. Die Pumpwirkung des Ölförderrings sorgt für einen kontinuierlichen Öldurchsatz im Ölsumpf. Ablaufbohrungen ermöglichen den Rückfluss des Öls, sodass eine Art Ölumlaufschmierung entsteht. Durch die größere verfügbare Schmierstoffmenge und durch die Positionierung des Hauptreservoirs außerhalb der Wärmeeinflusszone verringern sich die mechanische und thermische Beanspruchung des Schmierstoffs gegenüber Fettschmierung.

- *Mit welchen Kenngrößen lassen sich die Betriebseigenschaften eines Ringschmiersystems charakterisieren?*

Die zentralen Kenngrößen sind die Ringdynamik in Form der Ringdrehzahl und oszillierender Ringbewegungen sowie der vom Ring geförderte Ölvolu-  
menstrom zum Ölsumpf, in den das Lager eintaucht.

- *Welche Betriebsparameter beeinflussen die Kenngrößen und damit die Betriebseigenschaften des Ringschmiersystems?*

Zu den maßgeblichen Einflussfaktoren zählen die Wellendrehzahl und die Viskosität beziehungsweise Temperatur des Öls.

- *Welche konstruktiven Parameter beeinflussen die Kenngrößen und damit die Betriebseigenschaften des Ringschmiersystems?*

Hierzu zählen die Methode und Dimensionierung der axialen Ringführung, die Abmessungen des Ölförderrings und dessen Eintauchtiefe in das Ölreservoir.

- *Welche Kenngröße ist für die Abstimmung des Ringschmiersystems auf das Wälzlager bedeutend und wie beeinflusst sie dessen Betriebseigenschaften? Wie lässt sich ein negativer Einfluss vermindern?*

Entscheidend ist die zum Wälzlager geförderte Ölmenge. Ist diese zu groß, entstehen Planschverluste, die sich in einer höheren Betriebstemperatur widerspiegeln. Dem kann entgegengewirkt werden, indem die geförderte Ölmenge unterhalb der axialen Durchflussgrenze des Lagers bleibt.

- *Welche Aspekte sind bei einem Ringschmiersystem im Hinblick auf die Ölbeanspruchung von Bedeutung?*

Relevant für die Ölbeanspruchung sind beispielsweise die auftretende Lagerreibung, der Eintrag von Verschleißpartikeln in das Öl, die Durchmischung des Öls im Reservoir, der Lufteintrag in das Öl sowie die Bildung von Schleuderöl um den Ölförderring.

- *Auf welche Parameter ist zugunsten einer ölbeanspruchungsgerechten Auslegung des Ringschmiersystems besonders zu achten?*

Es sollte auf eine mäßige Ringdrehzahl geachtet werden, sodass die Bildung von Schleuderöl und Lufteintrag möglichst vermieden werden. Zugunsten einer großen Ölmenge im Reservoir und verminderten Ringdrehzahl sollte die Eintauchtiefe des Ölförderrings tendenziell hoch gewählt werden. Darüber hinaus bedürfen die Kontaktflächen der axialen Ringführung einer sorgfältigen Betrachtung und Auslegung, da diese aufgrund ungünstiger tribologischer Bedingungen einer gewissen Verschleißgefahr unterworfen sind.

- *Welches Wartungsintervall kann mit der Prüflagerung in etwa erzielt werden und welche Ölzustandsgröße ist limitierend?*

Das aus dem Dauertest abgeleitete Wartungsintervall liegt bei 5 000 h und entspricht damit dem Mehrfachen des errechneten Nachschmierintervalls einer fettgeschmierten Wälzlagerung. Limitierend wirkt sich in der vorliegenden Arbeit der zulässige Maximalwert des Zinkgehalts aus. Dieser ist jedoch nicht verschleißinduziert, sondern resultiert vermutlich aus einem chemischen Vorgang, der bedingt durch die alterungsbedingte Versäuerung des Öls, elementares Zink aus dem Ölförderring herauslöst.

- *Wie lassen sich Nachteile und Restriktionen des Ringschmiersystems in ihren Auswirkungen entschärfen oder möglicherweise sogar eliminieren?*

Als wohl bedeutendster Nachteil des Ringschmiersystems ist die starke Abhängigkeit der Ringdrehzahl und insbesondere des Ölvolumenstroms von der Wellendrehzahl und der Ölviskosität beziehungsweise Öltemperatur zu nennen. Durch den Einsatz eines passiven oder aktiven radialen Anlaufelements kann diese Abhängigkeit bedeutend verringert werden. Die Betriebseigenschaften sind damit robuster und das Ringschmiersystem lässt sich zuverlässiger auf das Lager und weitere Anforderungen abstimmen.

- *Wie könnten nächste Evolutionsstufen eines Ringschmiersystems perspektivisch aussehen und welche Potenziale bietet das Ringschmiersystem im Kontext von Digitalisierung und Industrie 4.0?*

Eine weitere Evolutionsstufe kann darin bestehen, das radiale Anlaufelement variabel und automatisiert positionierbar auszuführen. Auf diese

Weise lässt sich ein adaptives System realisieren, welches sensitiv auf sich ändernde Betriebsbedingungen reagiert. Durch den Einsatz von Sensorik und Aktuatorik in Verbindung mit einer intelligenten Ansteuerung kann das Ringschmiersystem somit immer im für den Schmierstoff und das Lager möglichst günstigen Betriebsbereich betrieben werden.

Es zeigt sich, dass mit dem Einsatz eines Ringschmiersystems großes Potenzial im Hinblick auf das erreichbare Wartungsintervall einhergeht. Gleichzeitig gibt es aber auch Verbesserungsmöglichkeiten, wie beispielsweise durch den Einsatz tribologisch optimierter Werkstoffe im Bereich der axialen Ringführung, um Verschleiß in der Kontaktzone zu verringern. Durch die Kombination des Ringschmiersystems mit weiteren innovativen Technologien, lässt sich zusätzliches Potenzial heben. Eine zentrale Rolle spielt hierbei sicherlich die numerische Modellierung. Einerseits, um Konzeptionierungs- und Auslegungsprozesse im Zuge der virtuellen Produktentwicklung zu unterstützen und das Systemverständnis zu fördern. Andererseits, um den Übergang zu Industrie 4.0, beispielsweise in Gestalt eines Digitalen Zwillinges der Wälzlagerung, erfolgreich zu bewerkstelligen.

Das Wesen eines Ringschmiersystems erfordert dabei die Anwendung unterschiedlicher Simulationsdisziplinen, wie Mehrkörpersimulation, thermische Simulation und Fluidsimulation. Diese sollten aufgrund ihres Zusammenspiels im Ringschmiersystem vorzugsweise miteinander gekoppelt werden. In Bild 75 sind aus ersten Vorstudien exemplarisch einzelne Simulationsdisziplinen zur Modellierung eines Ringschmiersystems dargestellt.

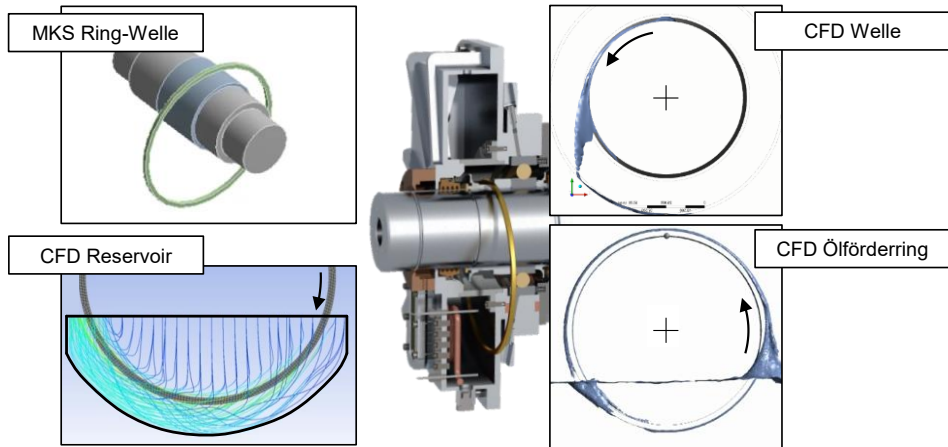


Bild 75: Simulationsverfahren zur Modellierung verschiedener Teilaspekte des Ringschmiersystems.

## 9 Summary and Outlook

This work focuses on an oil-lubricated rolling bearing arrangement including a ring lubricator acting as a lubricant pump. Designed to support the rotor shaft of large electric motors, the rolling bearing arrangement offers the potential to reduce life cycle costs for the operator compared to alternative lubrication methods, such as grease lubrication or active oil circulation lubrication. Simultaneously, maintenance costs are increasingly important in industrial environments and significantly influence procurement decisions.

The combination of a simple mechanical design with a long maintenance interval allows to achieve an advantageous balance between acquisition and maintenance costs. Thus, a ring lubricator can represent the most economical solution compared to other lubrication methods and can therefore be considered as a serious alternative.

However, in order to achieve this, a core requirement must be met. This is minimizing harmful influences on the lubricant condition induced by the ring lubricator. Only on that condition the advantages over a grease-lubricated rolling bearing can be exploited. These include a larger available quantity of lubricant and lower thermal stress on the lubricant. The latter is particularly relevant when the rolling bearing experiences warming due to the adjacent construction, as it is typical for applications in electrical machines, for example.

Therefore, the ring lubricator plays a key role concerning the success of a bearing concept. State of the art hardly includes any publications examining the ring lubrication system in the context of oil stress or related aspects. This work is intended to narrow this gap and to provide guidance to product developers and decision-makers. Based on the many facets accounting for a ring lubricator, some of the questions formulated within the objective of this work are exemplary listed below and answered briefly. The answers are based on theoretical considerations in combination with comprehensive experimental tests on a test rig, specially developed for this purpose.

- *How can a rolling bearing arrangement containing a ring lubricator basically be designed and what are the advantages compared to a grease-lubricated rolling bearing regarding the lubricant stress when considering an appropriate design?*

The rolling bearing arrangement features two oil reservoirs located at different levels. The ring dips into the larger one located in the lower level.

The rolling bearing is lubricated in the considerably smaller reservoir upper located. The pumping effect of the ring ensures a continuous oil flow through the oil sump. Drain holes allow the oil to flow back, creating a kind of circulating oil lubrication. Due to the larger available lubricant volume and the main reservoir being located outside the heat-affected zone, the mechanical and thermal stress on the lubricant is reduced compared to grease lubrication.

- *Which parameters can be utilized to characterize the operating properties of a ring lubricator?*

The key characteristics are the ring dynamics in the form of the ring speed and oscillating ring movements as well as the oil volume flow delivered by the ring to the upper reservoir the rolling bearing dips in.

- *Which operating parameters influence these characteristics and thus the operating properties of the ring lubricator?*

The shaft speed, the oil viscosity and accordingly oil temperature have major influence on the operating properties.

- *Which design parameters influence these characteristics and thus the operating properties of the ring lubricator?*

These include the technique and design of the axial ring guidance, the ring dimensions and its immersion depth into the oil reservoir.

- *Which parameter is most relevant to match the ring lubricator to the rolling bearing, and how does it influence the operating characteristics? How can negative influences be mitigated?*

Most important factor is the amount of oil delivered to the rolling bearing. If the flow rate is too high, churning losses occur resulting in higher operating temperatures. This can be countered by keeping the delivered oil quantity below the axial flow limit of the bearing.

- *Which aspects are important with regard to oil stress in case of using a ring lubricator?*

Relevant factors with respect to oil stress include the bearing friction, the ingress of wear particles into the oil, the mixing of the oil in the reservoir, the ingress of air into the oil and the formation of centrifugal oil around the ring.

- *Which parameters should especially be taken into account in order to achieve preferably low oil stress induced by the ring lubricator?*

Particular attention should be paid to a moderate ring speed to avoid the formation of centrifugal oil around the ring and excessive air ingress into the oil. In order to achieve a large oil quantity in the reservoir and a moderate ring speed, the immersion depth of the ring should tend to be high. Furthermore, the contact surfaces of the axial ring guidance require careful consideration and design, as there is a certain risk of wear due to unfavorable tribological conditions.

- *What maintenance interval can approximately be achieved with the test bearing and which oil condition parameter is limiting?*

The maintenance interval derived from the endurance test is 5 000 hours and thus corresponds to a multiple of the calculated relubrication interval of a grease-lubricated rolling bearing. The maximum permissible value of the zinc content proves to be the limiting criterion. However, the measured zinc content is less wear-induced, than rather a chemical process that dissolves elemental zinc from the ring due to the acidification of the oil induced by deterioration.

- *How can disadvantages and restrictions of the ring lubricator be mitigated or possibly even be eliminated?*

The most significant disadvantage of the ring lubricator is probably the strong dependence of the ring speed and the oil flow rate on the shaft speed and the oil viscosity or oil temperature. This dependence can significantly be reduced by using a passive or active radial stop element the ring may come into contact with. The operating characteristics are thus more stable and the ring lubricator can better be tailored to the bearing and further requirements.

- *What could next evolutionary stages of the ring lubricator look like and what potential does the ring lubricator offer in the context of digitalization and Industry 4.0?*

A possible evolutionary step could be to design the radial stop element automatically adjustable in its position. In this manner an adaptive system is realized which reacts sensitively to changing operating conditions. By the use of sensors and actuators in conjunction with a smart control, the ring lubricator can always be operated in the most favorable operating range for the lubricant and the bearing.

It is evident that the use of a ring lubricator offers high potential in terms of the achievable maintenance interval. Nevertheless, there is still some scope for improvement as for example tribologically optimized materials in

the area of the axial ring guidance in order to reduce wear in the contact area.

By combining the ring lubricator with further innovative technologies, additional potential can be exposed. In this context, numerical modeling certainly plays a key role in order to support conception and design processes in the course of virtual product development and to promote system knowledge, as well as to successfully manage the transition to Industry 4.0 in the form of a digital twin of the rolling bearing arrangement.

The essence of the ring lubrication system requires the application of different simulation disciplines, such as multi-body simulation, thermal simulation and fluid simulation. Due to their interaction within the ring lubricator, these should preferably be interlinked. Based on preliminary studies, figure 75 shows examples of essential simulation disciplines in the context of modeling a ring lubricator.

# A Anhang

## A.1 Systematischer Fehler der gemessenen Ringauslenkung

Bei der Auslenkung des Ölförderrings wandert dessen Scheitelpunkt  $P$ , welcher dem Referenzpunkt für die Abstandsmessung entspricht, kinematisch bedingt auch in vertikale Richtung  $y$ . Zur genauen Bestimmung der Auslenkung des Ringmittelpunkts ist es jedoch erforderlich, dass sich der Scheitelpunkt immer im keulenförmigen Erfassungsbereich des Ultraschallsensors befindet. Der Durchmesser der Schallkeule vergrößert sich im betrachteten Bereich mit zunehmendem Abstand von der aktiven Sensorfläche. Folglich wird der Erfassungsbereich des Sensors mit abnehmender Entfernung vom Sensor kleiner, weshalb die Auslenkung des Ölförderrings in Richtung des Ultraschallsensors den kritischeren Fall darstellt.

Zur Ermittlung der Auslenkung  $x_i$ , bei welcher der Scheitelpunkt des Referenz-Ölförderrings gerade noch im Erfassungsbereich des Ultraschallsensors liegt, ist die Geometrie des Erfassungsbereichs erforderlich. Diese ist dem Datenblatt des Ultraschallsensors entnehmbar. Die Daten zur Geometrie des rotationssymmetrischen Erfassungsbereichs beruhen ausschließlich auf grafischen Angaben analog zum Diagramm in Anhang A.2. Der Erfassungsbereich wurde in das CAD-Modell der Wälzlagerung übertragen und der Ring so ausgelenkt, dass sich die Begrenzung des Erfassungsbereichs und der Scheitelpunkt  $P_1$  schneiden. Veranschaulicht wird dies in Bild 76 a), wobei  $r_{E,1}$  dem Radius des Erfassungsbereichs im Schnitt- beziehungsweise Scheitelpunkt  $P_1$  entspricht.

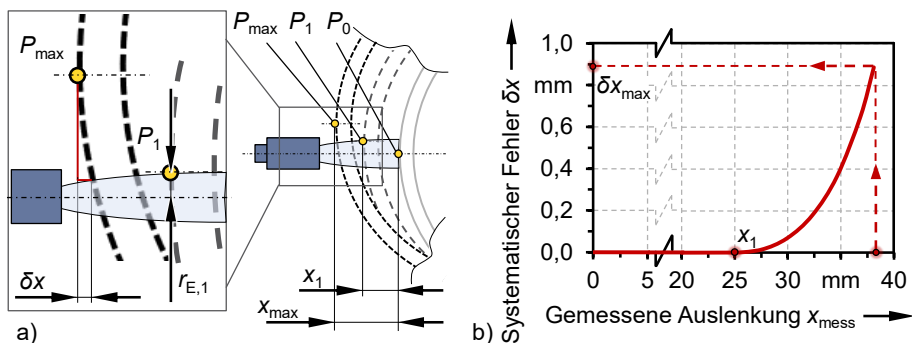


Bild 76: a) Entstehung des systematischen Fehlers  $\delta x$  bei einer Auslenkung des Referenz-Ölförderrings von  $x > x_i$ ; b) Entwicklung des systematischen Fehlers  $\delta x$  über die gemessene Auslenkung  $x_{mess}$ .

Unter Berücksichtigung der Einbaulage des Sensors ergibt sich für die Auslenkung  $x_1$  des Ölförderrings ein Wert von rund 25 mm. Diese entspricht bei dieser Auslenkung gerade noch dem Messwert  $x_{\text{mess}}$ . Für die Schwingungsbreite der Ringauslenkung  $2x_1$  resultiert daraus ein Wert von 50 mm.

Überschreitet die Auslenkung den angegebenen Wert, erfasst der Sensor nicht mehr den Scheitelpunkt, sondern einen Bereich der Ringmantelfläche, der unterhalb des Scheitelpunkts  $P_1$  liegt (siehe Bild 76 a)). Aufgrund der Krümmung des Ölförderringes bedeutet dies, dass der vom Sensor gelieferte Abstandswert  $x_{\text{mess}}$  die reale Auslenkung des Ringmittelpunkts unterschätzt. Als Folge resultiert ein systematischer Fehler  $\delta x$ , der mit zunehmender Auslenkung größer wird.

Nachfolgend wird der Verlauf des systematischen Fehlers über den Messwert des Sensors  $x_{\text{mess}}$  am Beispiel des Referenz-Ölförderrings bis zur maximalen Ringauslenkung  $x_{\text{max}} = 39$  mm, welche durch den Bauraum limitiert wird, betrachtet. In Bild 76 b) ist der Verlauf des systematischen Fehlers über die reale Ringauslenkung dargestellt. Die Kurve wurde unter Zuhilfenahme des CAD-Modells in Verbindung mit dem modellierten Erfassungsbereich des Ultraschallsensors gewonnen. Für die reale Auslenkung  $x$  gilt unter Berücksichtigung des Messwertes  $x_{\text{mess}}$  und des systematischen Fehlers  $\delta x$ :

$$x = x_{\text{mess}} + \delta x \quad (36)$$

Bei der maximalen realen Auslenkung von 39 mm liegt eine gemessene Auslenkung von 38,1 mm vor. Der maximale systematische Fehler beträgt damit -0,9 mm. Daraus ergibt sich wiederum ein relativer Fehler von etwa -2,3 %.

Wird der Grenzwert überschritten und kann dieser Fehler nicht akzeptiert werden, so ist dieser gemäß der Korrekturfunktion (Bild 76 b)) anzupassen. Letztere kann zu diesem Zweck beispielsweise über einen Polynomansatz approximiert werden. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit ist eine derartige Anpassung nicht erforderlich, da nur kleinere Auslenkungen betrachtet werden.

### A.2 Schallkeule des Ultraschallsensors

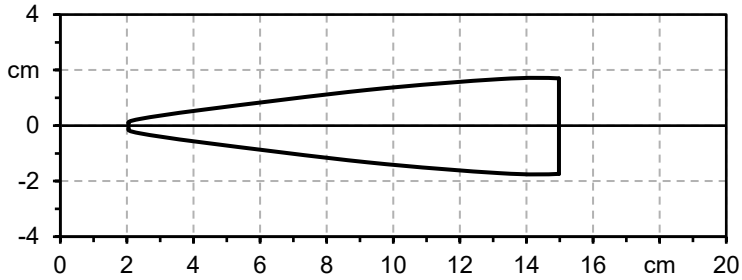


Bild 77: Geometrie des Erfassungsbereichs „Schallkeule“ des Ultraschallsensors nach [98].

### A.3 Mittelpunktbeschleunigung des Ölförderrings

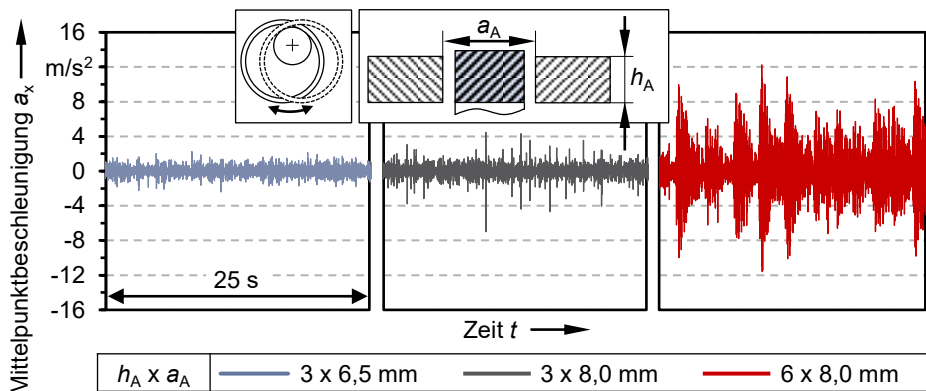


Bild 78: Beschleunigung des Mittelpunktes des Ölförderrings in Abhängigkeit der Abmessungen  $h_A \times a_A$  der axialen Anlaufelemente über ein Zeitintervall von 25 s bei stationärem Betrieb und einer Wellendrehzahl  $n_W = 100 \text{ min}^{-1}$ .

## A.4 Axialer Öldurchfluss

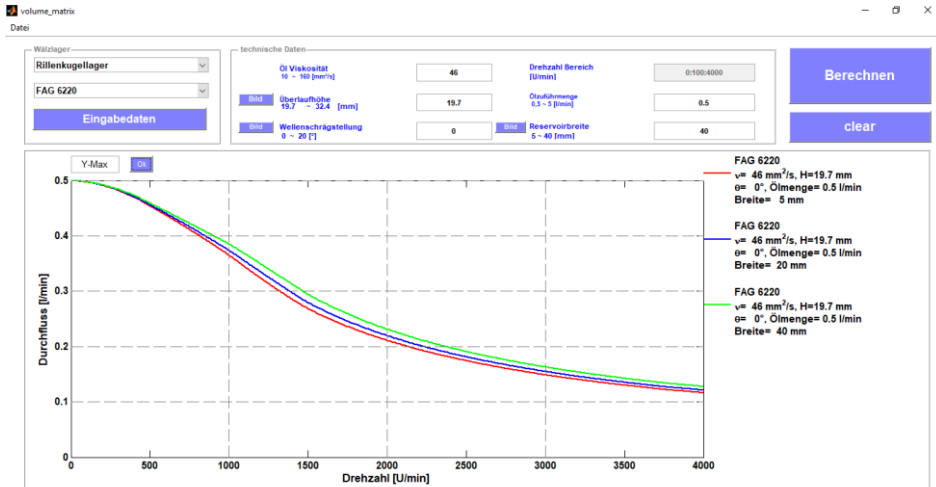


Bild 79: Axialer Öldurchfluss in Abhängigkeit der Reservoirbreite.

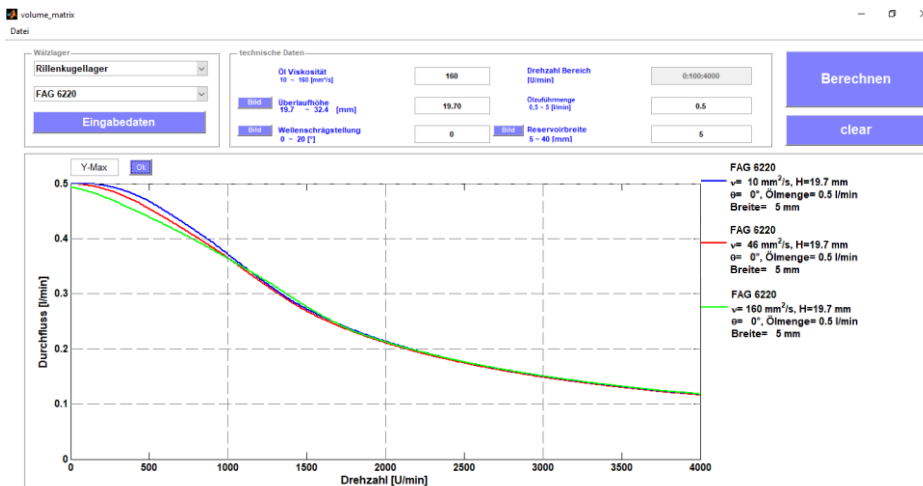


Bild 80: Axialer Durchfluss in Abhängigkeit der Ölviskosität.

## A.5 Mischungsverhältnis aus den Referenzölen FVA 2 und FVA 4 für $v = 80 \text{ mm}^2/\text{s}$

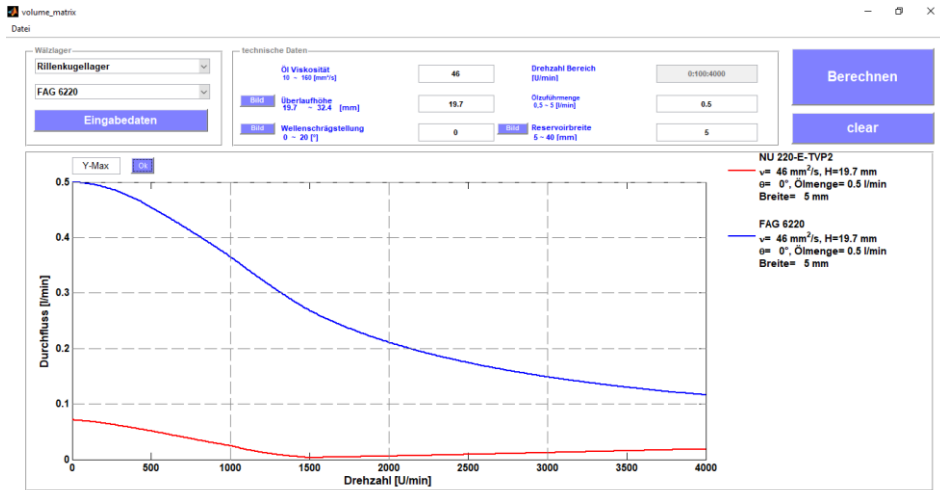


Bild 8r: Axialer Durchfluss in Abhängigkeit des Lagertyps.

## A.5 Mischungsverhältnis aus den Referenzölen FVA 2 und FVA 4 für $v = 80 \text{ mm}^2/\text{s}$

Referenzöl	$V_{40}$	Mittlere Viskosität	Berechnete Anteile <sup>1</sup>
FVA 2	30 - 34 $\text{mm}^2/\text{s}$	32 $\text{mm}^2/\text{s}$	65,5 %
FVA 4	414 - 500 $\text{mm}^2/\text{s}$	457 $\text{mm}^2/\text{s}$	34,5 %

1) nach <https://de.oildoc.com/wissensdatenbank/viskositätsrechner/>

### A.6 Ringdrehzahl

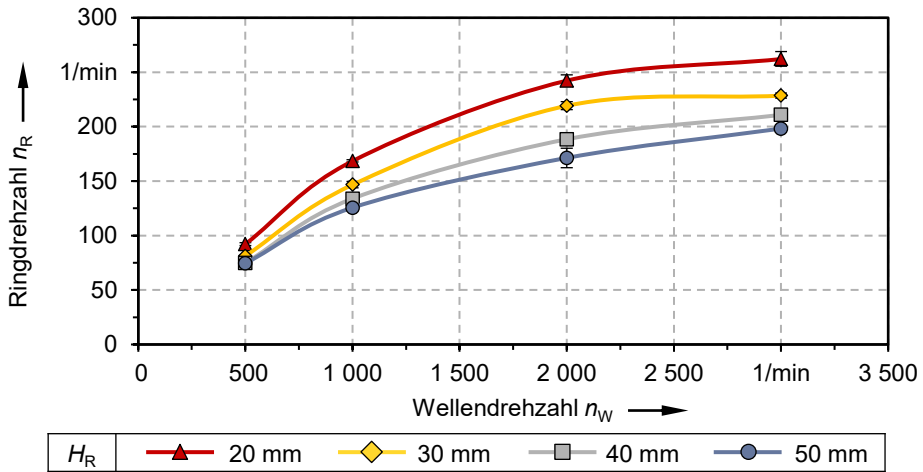


Bild 82: Ringdrehzahl  $n_R$  in Abhängigkeit der Wellendrehzahl  $n_W$  und der Eintauchtiefe  $H_R$  des Ölförderrings.

### A.7 Ölvolumentrom

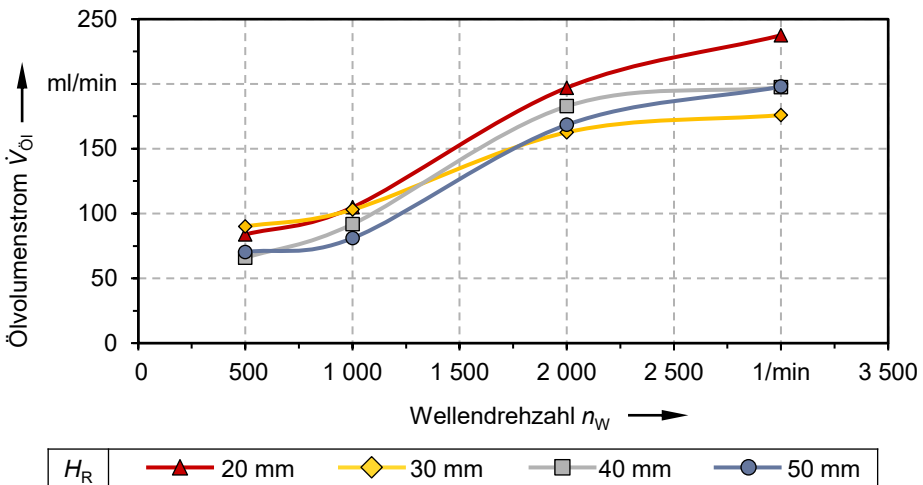


Bild 83: Ölvolumentrom  $\dot{V}_{O1}$  in Abhängigkeit der Wellendrehzahl  $n_W$  und der Eintauchtiefe  $H_R$  des Ölförderrings.

### A.8 Ringoszillation

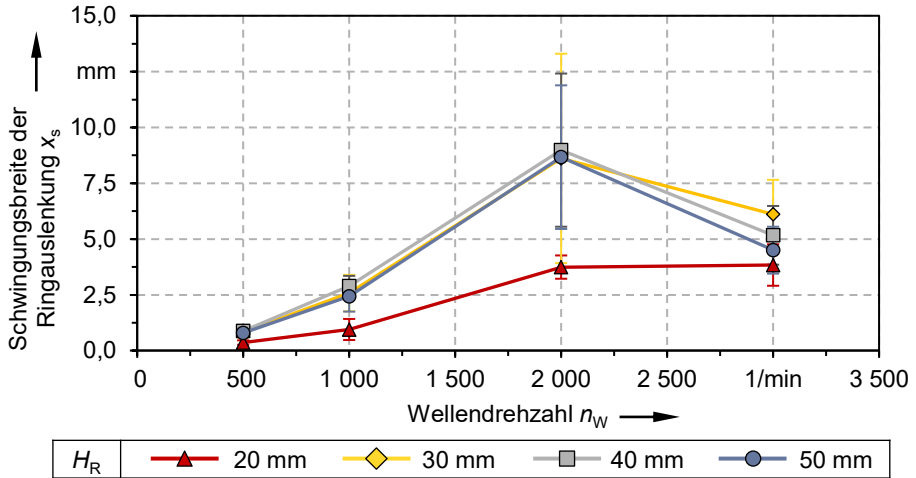


Bild 84: Schwingsbreite der Ringauslenkung  $x_s$  bei unterschiedlichen Wellendrehzahlen  $n_W$  und unterschiedlichen Eintauchtiefen  $H_R$  des Ölförderrings.

### A.9 Ergebnisse unter Einsatz des radialen Anlaufelements

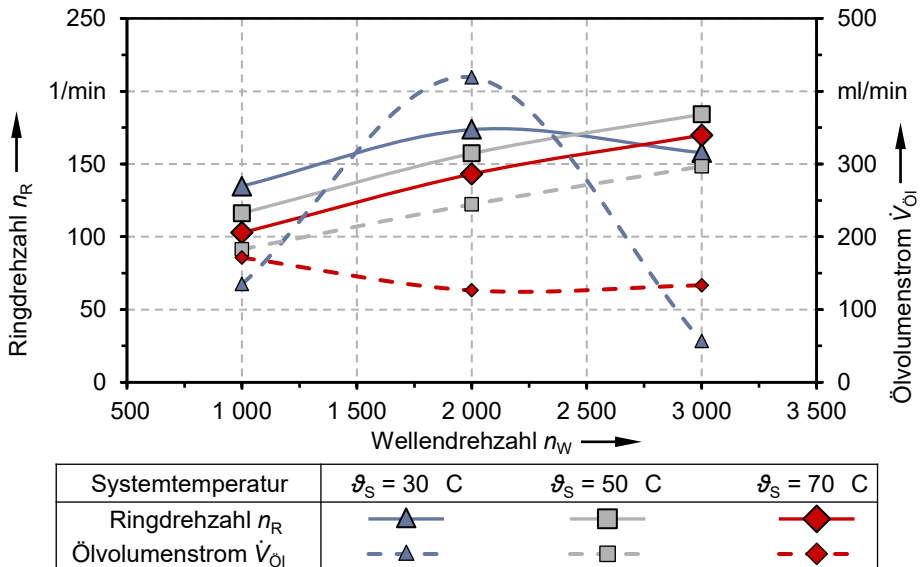


Bild 85: Ringdrehzahl  $n_R$  und Ölvolumenstrom  $\dot{V}_{Öl}$  in Abhängigkeit der Wellendrehzahl  $n_W$  und der Systemtemperatur  $\vartheta_s$ , bei einem Auslenkwinkel  $\alpha = -8,8^\circ$ .

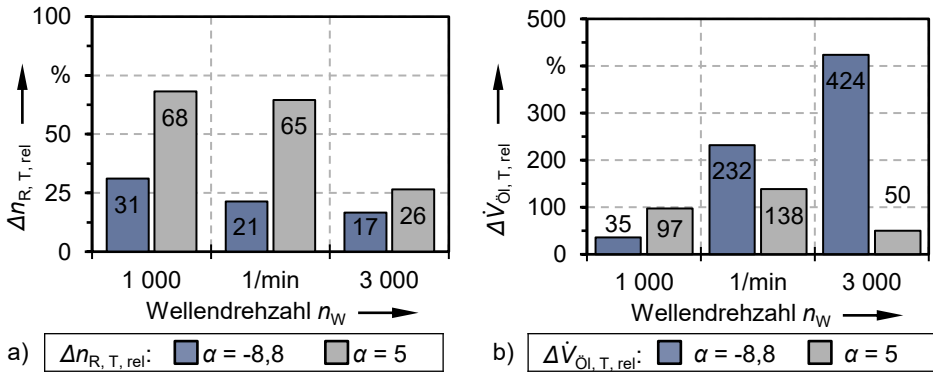


Bild 86: Relative Zunahme der Ringdrehzahl  $\Delta n_{R,T,rel}$  (a) beziehungsweise des Ölvolumenstroms  $\Delta \dot{V}_{\dot{O}l,T,rel}$  (b) über die Systemtemperaturen  $\vartheta_S = 30^\circ\text{C}$ ,  $50^\circ\text{C}$  und  $70^\circ\text{C}$  bei den Auslenkwinkeln  $\alpha = -8,8^\circ$  (Ölsumpgehäuse II) und  $5^\circ$  bei der jeweiligen Wellendrehzahl  $n_W$ .

### A.10 Statische axiale Anlaufelemente unter Variation der Lage des radialen Anlaufelements

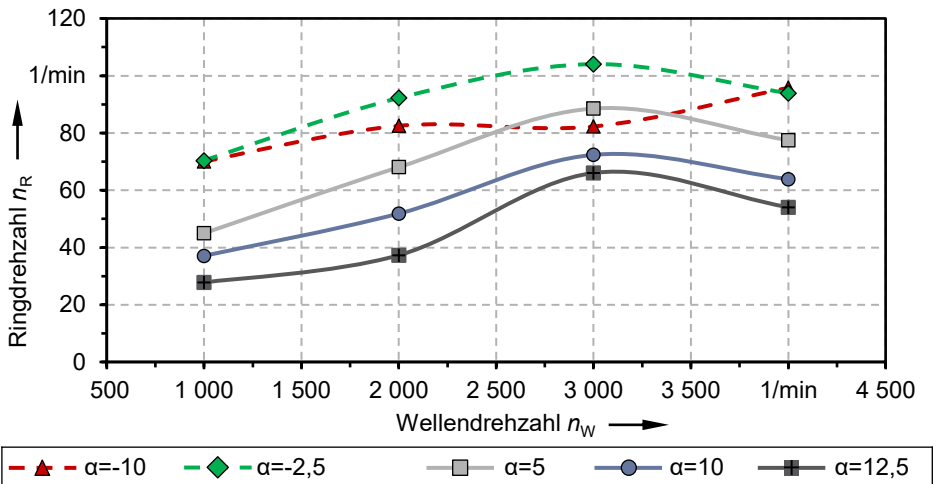


Bild 87: Drehzahl des Ölförderrings  $n_R$  in Abhängigkeit der Wellendrehzahl  $n_W$  und des Auslenkwinkels  $\alpha$  bei einer Systemtemperatur  $\vartheta_S$  von  $50^\circ\text{C}$  unter Einsatz statischer axialer Anlaufelemente.

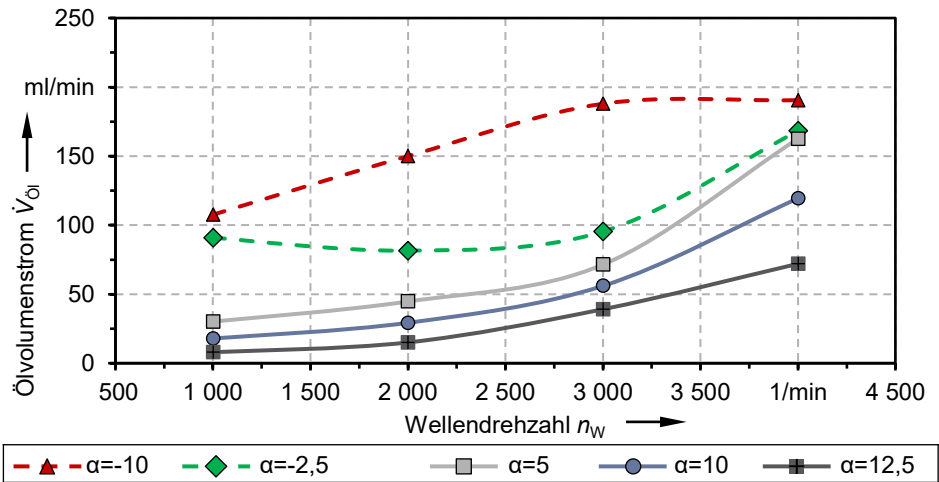


Bild 88: Ölvolumentrom zum Lager  $\dot{V}_{\text{Öl}}$  in Abhängigkeit der Wellendrehzahl  $n_W$  und des Auslenkwinkels  $\alpha$  bei einer Systemtemperatur  $\vartheta_s$  von  $50^\circ\text{C}$  unter Einsatz statischer axialer Anlaufelemente.

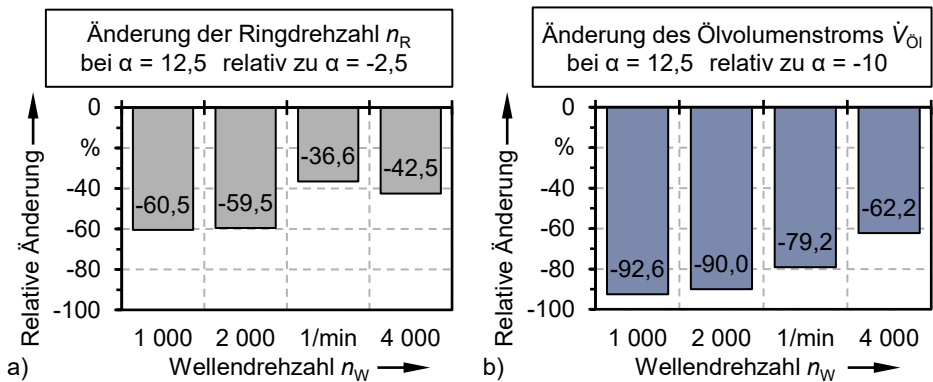


Bild 89: Relative Änderung der Zielgrößen zwischen deren Maximal- und Minimalwert in Abhängigkeit der Wellendrehzahl  $n_W$  und unter Einsatz statischer axialer Anlaufelemente. a) Änderung der Ringdrehzahl  $n_R$  (maximale Messwerte bei einem Auslenkwinkel  $\alpha = -2,5^\circ$  vorliegend), b) Änderung des Ölvolumentroms  $\Delta\dot{V}_{\text{Öl}}$  (maximale Messwerte bei einem Auslenkwinkel  $\alpha = -10^\circ$  vorliegend).

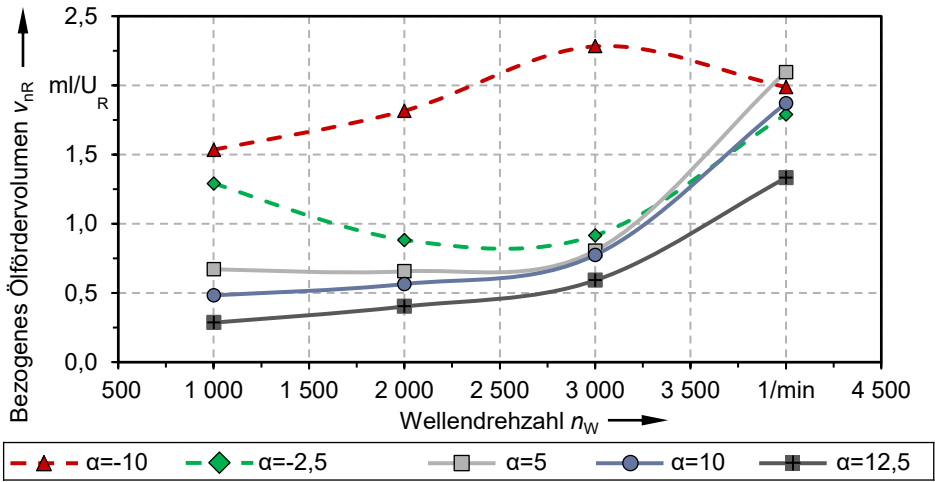


Bild 90: Auf eine Ringumdrehung bezogenes Ölfördervolumen  $v_{nR}$  in Abhängigkeit des Auslenkwinkels  $\alpha$  und der Wellendrehzahl  $n_W$  bei Einsatz statischer axialer Anlaufelemente.

## Literaturverzeichnis

- [1] CZICHOS, H.; HABIG, K.-H.: Tribologie-Handbuch. Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik. 4. Auflage. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015.
- [2] GESELLSCHAFT FÜR TRIBOLOGIE (Hrsg.): Arbeitsblatt 7: *Tribologie*. Aachen: Gesellschaft für Tribologie, 2002.
- [3] HOLMBERG, K.; ERDEMIR, A.: Influence of tribology on global energy consumption, costs and emissions. *Friction* Nr. 5 (2017), Nr. 3, S. 263–284.
- [4] GRUNAU, A.: Geschäft auf Gegenseitigkeit. Das Wälzlager und seine Anwendungen - eine Geschichte über fünf Jahrzehnte. *Antriebstechnik* (2012), Nr. 8, S. 26–29.
- [5] CANTER, N.: Key trends in bearing lubrication. *Tribology & lubrication technology* Nr. 68 (2012), Nr. 4, S. 34–43.
- [6] REICHINGER, M.: Im Blick behalten. Prozesssicherheit durch umfassende Zustandsüberwachung. *Antriebstechnik* (2016), 1-2, S. 50–51.
- [7] SKF GMBH: Das netzwerkfähige Lager. Vorausschauende Zustandsüberwachung in Zeiten von Industrie 4.0. *Antriebstechnik* (2016), 1-2, S. 52–53.
- [8] SKF at the third Edition of Bearing World 2020. Interview mit Rüdiger Sontheimer, Director Sales Industrial Seals & Strategic Account Management at SKF. *Bearing News* Nr. 7 (2020), Nr. 15, S. 55–58.
- [9] Schaeffler at the Third Edition of Bearing World 2020. Interview mit Dr. Oliver Koch, Vice President Bearing Analysis Tools at Schaeffler. *Bearing News* Nr. 7 (2020), Nr. 15, S. 51–54.
- [10] WAKELIN, R. J.: Tribology: The friction, lubrication, and wear of moving parts. *Annual Review of Materials Science* Nr. 4 (1974), Nr. 1, S. 221–253.
- [11] Wälzlagerpraxis. Handbuch zur Gestaltung und Berechnung von Wälzlagerungen. 4. Aufl. Mainz: Vereinigte Fachverlage, 2015.

- [12] FINDLING, K.: Zuverlässig mobil auch bei schweren Lasten. Wälzlager für den Einsatz in anspruchsvollen Spezialfahrzeugen. *Antriebstechnik* (2013), 1-2, S. 44-46.
- [13] STÖCKL, D.; GRISSENBERGER, K.: Problemen vorbeugen. Fachgemäße Schmierung von Wälzlagern verhindert Ausfälle und optimiert Betriebssicherheit. *Antriebstechnik* (2016), Nr. 9, S. 24-25.
- [14] SCHIFFER, R.: Randnotiz Tribologie? Oder: Warum Schmierstoffe für die Antriebstechnik so wichtig sind. *Antriebstechnik* (2012), Nr. 8, S. 44-46.
- [15] VDI 2884:2005-12: Beschaffung, Betrieb und Instandhaltung von Produktionsmitteln unter Anwendung von Life Cycle Costing (LCC). Berlin: Beuth.
- [16] GEISSDÖRFER, K.; GLEICH, R.; WALD, A.: Standardisierungspotentiale lebenszyklusbasierter Modelle des strategischen Kostenmanagements. *Zeitschrift für Betriebswirtschaft* Nr. 79 (2009), Nr. 6, S. 693-715.
- [17] DEUTSCHE ENERGIE-AGENTUR: Motoren für Pumpenantriebe. Abrufbar über: [https://www.dena.de/fileadmin/dena/Dokumente/Pdf/1419\\_Broschuere\\_Energieeffizienz-in-KMU\\_2015.pdf](https://www.dena.de/fileadmin/dena/Dokumente/Pdf/1419_Broschuere_Energieeffizienz-in-KMU_2015.pdf). Abgerufen: 10.12.2019.
- [18] BALDOR ELECTRIC COMPANY: Large Frame AC Induction Motors. 08/2012 (BR435).
- [19] SCHMIDT, A.: Abgedichtete, einreihige Schrägkugellager für einen geringen Wartungsaufwand. Sonderausgabe Konstruktion: *Special Antriebstechnik* (2017), Nr. 1, S. 28-29.
- [20] FARSCHTSCHI, A.: Elektromaschinen in Theorie und Praxis. Aufbau, Wirkungsweisen, Anwendungen, Auswahl- und Auslegungskriterien. 3., überarbeitete Auflage. Berlin, Offenbach: VDE VERLAG GmbH, 2016.
- [21] GROTE, K.-H.; FELDHUSEN, J.: Taschenbuch für den Maschinenbau. 23. Auflage. Berlin: Springer, 2011.

- [22] SCHAEFFLER TECHNOLOGIES AG & CO. KG: Schmierung von Wälzlagern. Grundlagen, Schmierverfahren, Schmierstoffauswahl und -prüfung, Aufbewahrung und Handhabung. Herzogenaurach, 2013.
- [23] VEM MOTORS GMBH: Montage- Bedienungs- und Wartungsanleitung. Version 05.2012. Wernigerode, 2012.
- [24] LUGT, P. M.: Grease lubrication in rolling bearings. 1. Aufl. Chichester, West Sussex, United Kingdom: Wiley, 2013.
- [25] WEG EQUIPAMENTOS ELETRICOS S.A.: Drehstrommotoren für explosionsgefährdete Bereiche. Installations-, Betriebs-, und Wartungsanleitung. Jaraguá do Sul, 2010.
- [26] WEG EQUIPAMENTOS ELETRICOS S.A.: Low and high voltage three phase induction motors: *H and M lines*. 1013.02/0295. Jaraguá do Sul/SC Brazil: 2008
- [27] IMS GEAR SE & CO. KGAA: Planetengetriebe mit Ölschmierung jetzt serienreif. Abrufbar über: [www.imsgear.com/tl\\_files/assets/downloads/de/presse/2017-11-09%20IMS%20Gear%20PLG%20%C3%96lschmierung.pdf](http://www.imsgear.com/tl_files/assets/downloads/de/presse/2017-11-09%20IMS%20Gear%20PLG%20%C3%96lschmierung.pdf). Abgerufen: 23.11.2021.
- [28] PREUß STEFAN: Ölgeschmierte Planetengetriebe. Konstruktion (2015), S2-2015, S. 28–29.
- [29] PECH, M.: Tragfähigkeit und Zahnverformung von Schraubradgetrieben der Werkstoffpaarung Stahl/Kunststoff
- [30] KARELITZ, G. B.: Performance of oil-ring bearings. Trans. ASME Nr. 52 (1930), S. 57–70.
- [31] KRÄMER, E.: Wälzlager: Richtiger Schmierstoff - lange Lebensdauer. In: BERGER, Karl-Friedrich (Hrsg.): Dichtungstechnik: *Jahrbuch 2008/2009*. Mannheim: ISGATEC, 2008, S. 104–107.
- [32] BRÄNDLEIN, J., et al.: Die Wälzlagerpraxis. Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen. 3. Auflage. Mainz: Vereinigte Fachverlage, 2002.
- [33] BARTZ, W. J.: Einführung in die Tribologie und Schmierungs-technik. Tribologie - Schmierstoffe - Anwendungen. Renningen: expert-Verl., 2010.

- [34] SKF GRUPPE: SKF Produkte für Wartung und Schmierung. PUB MP/P1 03000 DE, 2022.
- [35] BARTZ, W. J.: Ökologische und ökonomische Aspekte bei Schmierstoffen. *Industriehygiene und Produktsicherheit - Anwendung und Entsorgung*: mit 34 Tabellen. Renningen-Malmsheim: expert-Verl., 2001.
- [36] OKS SPEZIALSCHMIERSTOFFE GMBH: Nachhaltigkeit im Fokus: *Nachhaltige Schmierstoffe - geht das?* Abrufbar über: [www.TH\\_02\\_2022\\_zz\\_Ed\\_Nachhaltige\\_Schmierstoffe-1.pdf](http://www.TH_02_2022_zz_Ed_Nachhaltige_Schmierstoffe-1.pdf). Abrufdatum: 03.08.2022.
- [37] FAG KUGELFISCHER GEORG SCHÄFER AG (Hrsg.): *Schmierung von Wälzlagern*. Druckschrift Nr. WL 81 115/4 DA. Schweinfurt: FAG, 2002.
- [38] MÖLLER, U. J.; NASSAR, J.: *Schmierstoffe im Betrieb*. 2. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer, 2002.
- [39] HAMROCK, B. J.; SCHMID, S. R.; JACOBSON, B. O.: *Fundamentals of fluid film lubrication*. Second Edition: CRC Press, 2004.
- [40] BARTELS, T.; BOCK, W.: Reduzierung der Reibung, Absenkung der Ölsumpftemperatur durch gezielte Auswahl von Industriegetriebeölen. In: GOLD, P. W. (Hrsg.): *Antriebstechnisches Kolloquium ATK 2001*. Mainz, 2001, S. 201–234.
- [41] DRESEL, W.: Synthetic Base Oils. In: MANG, Theo; DRESEL, Wilfried (Hrsg.): *Lubricants and lubrication*. Weinheim: Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, 2017.
- [42] ZABEL, W.-R.: *Einfluss von Oxidationsinhibitoren auf das Betriebsverhalten fettgeschmierter Wälzlager*. Universität Hannover, Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie (IMKT). Dissertation: 2005
- [43] BARTZ, W. J.: *Additive für Schmierstoffe*. Renningen-Malmsheim: expert-Verl., 1994.
- [44] BARTZ, W. J.: *Schmierfette. Zusammensetzung, Eigenschaften, Prüfung und Anwendung*. Renningen-Malmsheim: expert-Verlag, 2000.
- [45] DAHLKE, H.: *Handbuch Wälzlager-Technik. Bauarten, Gestaltung, Betrieb*. Wiesbaden: Springer, 1994.

- [46] DIN 51825:2004-06: Schmierstoffe - Schmierfette K - Einteilung und Anforderungen. Berlin: Beuth.
- [47] BROWN, K. J.: We Need to do Better - Tribology for Everyone. University Talk. Ryerson University Toronto. Utility Service Associates, 25.02.2021
- [48] BALY, H.: *Reibung fettgeschmierter Wälzlager*. Universität Hannover, Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie (IMKT). Dissertation:2005
- [49] SKF GMBH: Hauptkatalog. Das Wälzlagerhandbuch für Studenten. Schweinfurt: SKF, 2012.
- [50] NTN-SNR ROULEMENTS: Industry Schmierung. Abrufbar über: [https://www.ntn-snr.com/sites/default/files/2021-06/DOC.I\\_LUBSOLUTION\\_CAT3.Da\\_web.pdf](https://www.ntn-snr.com/sites/default/files/2021-06/DOC.I_LUBSOLUTION_CAT3.Da_web.pdf). Abrufdatum: 22.09.2022.
- [51] ECKHARDT, F.: Stationäre Zahnradgetriebe: Schmierung und Wartung. 2. Auflage: Mobil Oil AG, 1987.
- [52] SCHAEFFLER TECHNOLOGIES AG & CO. KG: Wälzlager HR 1. Technische Grundlagen und Produktdaten zur Gestaltung von Wälzlagerungen. Schweinfurt/Herzogenaurach: FAG/INA, 2017.
- [53] FORSCHUNGSVEREINIGUNG ANTRIEBSTECHNIK: Gleitlager-Öllebensdauer: *Entwicklung experimenteller Grundlagen zur Bestimmung der Öllebensdauer unter gleitlagerspezifischen Bedingungen*. 2003 (Forschungsvorhaben Nr. 362)
- [54] KRIEGER, H.: *Alterung von Schmierstoffen im Zahnradprüfstand und in Praxisgetrieben*. Technische Universität München, Institut für Maschinen- und Fahrzeugtechnik - Lehrstuhl für Maschinenelemente. Dissertation:2004
- [55] KUHN, M.; HEIDENREICH, K.; RANKL, M.: Prognose der Schmierstoffgebrauchsdauer am Prüfstand mit Hilfe analytischer Methoden. Tribologie und Schmierungstechnik Nr. 57 (2010), Nr. 6, S. 53-57.
- [56] INA WÄLZLAGER SCHAEFFLER OHG (Hrsg.): Einfluss von Schmierstoffadditiven auf Verschleiß von Wälzlageren lässt sich am Prüfstand ermitteln. Würzburg: Vogel-Verlag, 2000.

- [57] BOUILLON, V.: Overview of oxidation laboratory tests on industrial lubricants. Tribologie und Schmierungstechnik Nr. 65 (2018), Nr. 2, S. 38–46.
- [58] WERNER, M.: *Das Betriebs- und Alterungsverhalten biologisch schnell abbaubarer Hydrauliköle*. Aachen, RWTH Aachen, Institut für fluidtechnische Antriebe und Steuerungen. Dissertation: 2000.
- [59] TUMBRINK, M.: Möglichkeiten der Verlängerung der Gebrauchsdauer von Mineralölen und anderen Druckflüssigkeiten durch konsequente Überwachung und Pflege. Mineralöltechnik (1997), Nr. 13
- [60] DIN 51808:2018-02: Prüfung von Schmierstoffen. Bestimmung der Oxidationsbeständigkeit von Schmierstoffen Sauerstoff-Verfahren. Berlin: Beuth.
- [61] DIN 51352-2:2021-04: Prüfung von Schmierstoffen. Bestimmung des Alterungsverhaltens von Schmierölen – Teil 2: Koksrückstand nach Conradson nach Alterung mit Durchleiten von Luft in Gegenwart von Eisen(III)-oxid. Berlin: Beuth.
- [62] DIN EN ISO 4263-1:2005-03: Mineralölerzeugnisse und verwandte Produkte - Bestimmung des Alterungsverhaltens von inhibierten Ölen und Flüssigkeiten - TOST-Verfahren. Berlin: Beuth.
- [63] BARTZ, W. J.: *Getriebeschmierung. Schmierstoffe und ihre Eigenschaften - Auslegung von Getrieben - praktische Getriebeschmierung - Schadensanalyse*. Ehningen bei Böblingen: Expert-Verlag, 1989.
- [64] GESELLSCHAFT FÜR TRIBOLOGIE (Hrsg.): *GfT Arbeitsblatt 3: Wälzlagerschmierung*. Aachen: Gesellschaft für Tribologie, 2006.
- [65] JOB, G.; RÜFFLER, R.: *Physikalische Chemie. Eine Einführung nach neuem Konzept mit zahlreichen Experimenten*. 2. Auflage. Wiesbaden, Heidelberg: Springer Spektrum, 2021.
- [66] GASCH, R.; NORDMANN, R.; PFÜTZNER, H.: *Rotordynamik*. 2. Auflage. Berlin: Springer, 2006.
- [67] RÖTSCHER, F.: *Die Maschinenelemente*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 1929.

- [68] FALZ, E.: Grundzüge der Schmiertechnik. Gestaltung und Berechnung vollkommen geschmierter Maschinenteile auf Grund der hydrodynamischen Theorie. Berlin, Heidelberg, s.l.: Springer Berlin Heidelberg, 1926.
- [69] BAUDRY, R.; TICHVINSKY, L. M.: Performance of Oil Rings. Mechanical Engineering Nr. 59 (1937), S. 89–92.
- [70] LEMMON, D. C.; BOOSER, E. R.: Bearing Oil-Ring Performance. Journal of Basic Engineering Nr. 82 (1960), Nr. 2, S. 327–334.
- [71] FRITZSCHE, M.: Die Ölförderung durch lose Schmierringe. Tribologie und Schmierungstechnik Nr. 33 (1986), Nr. 6, S. 353–358.
- [72] FRANCO, A.; BROZEK, R. J.: Predicting Oil Ring Self-Lubricated Sleeve Bearing Temperature Rise and its Effect on Shaft Criticals. IEEE Transactions on Industry Applications Nr. IA-17 (1981), Nr. 4, S. 433–437.
- [73] DOWSON, D.; MIAN, A. O.; TAYLOR, C. M.: Paper XIX(i) Thermal network analysis of a ring-oiled bearing and comparison with experimental results, Bd. 11. In: Fluid Film Lubrication – Osborne Reynolds Centenary, Proceedings of the 13th Leeds–Lyon Symposium on Tribology, held in Bodington Hall, The University of Leeds : Elsevier, 1987 (Tribology Series), S. 579–586.
- [74] DOWSON, D.; MIAN, A. O.; TAYLOR, C. M.: Performance Measurements of A Self Contained Ring-Oiled Bearing, Bd. 30. In: Lubricants and Lubrication - Proceedings of the 21th Leeds-Lyon Symposium on Tribology: Elsevier, 1995 (Tribology Series), S. 585–593.
- [75] HESHMAT, H.; PINKUS, O.: Performance of Starved Journal Bearings With Oil Ring Lubrication. Journal of Tribology Nr. 107 (1985), Nr. 1, S. 23–31.
- [76] HESHMAT, H.; PINKUS, O.: Experimental Study of Stable High-Speed Oil Rings. Journal of Tribology Nr. 107 (1985), Nr. 1, S. 14–22.
- [77] BROCKWELL, K. R.; KLEINBUB, D.: Paper XIX(ii) Performance characteristics of the oil ring lubricator—an experimental study, Bd. 11. In: Fluid Film Lubrication – Osborne Reynolds Centenary, Proceedings of the 13th Leeds–Lyon Symposium on

- Tribology, held in Bodington Hall, The University of Leeds: Elsevier, 1987 (Tribology Series), S. 587–595.
- [78] HESHMAT, H.: Bearing Lubrication Device. Patent, United States, US4674894A, 23.06.1987.
- [79] HESHMAT, H.: Bearing Lubrication Device. Patent, United States, US4531845A, 30.07.1985.
- [80] ELWELL, R. C.; BOOSER, E. R.: Lubricating Journal Bearings with Oil Rings. *Machine Design* Nr. 12 (1989), S. 111–115.
- [81] INNES, G. E.; DOWSON, D.; TAYLOR, C. M.: A loose-ring lubricator model. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* Nr. 213 (1999), Nr. 3, S. 199–209.
- [82] KEYSELL, M.: Experimental investigation into ring oilers. MSc Research Report, Department of Mechanical Engineering: University of Leeds, 1968.
- [83] MANGLES, C. L.: Ring oiler performance. Final Year Project Report, Department of Engineering: University of Durham, 1983.
- [84] DIN 322:2019-06: Gleitlager. Lose Schmierringe für allgemeine Anwendung. Berlin: Beuth.
- [85] DIN 31690:1990-09: Gleitlager; Gehäusegleitlager; Stehlager. Berlin: Beuth.
- [86] DIN 31693:1990-09: Gleitlager; Gehäusegleitlager; Seitenflanschlager. Berlin: Beuth.
- [87] WENZEL, H., et al.: Ölgeschmierte Lagergehäuse für Industrieventilatoren. *Tribologie und Schmierungstechnik* Nr. 58 (2011), Nr. 5, S. 44–52.
- [88] SKF GRUPPE (Hrsg.): SONL Stehlagergehäuse. Druckschrift 6111 DE. 03/2008
- [89] SCHAEFFLER TECHNOLOGIES AG & CO. KG (Hrsg.): Lagergehäuse. Schweinfurt, 04/2015
- [90] BRADSHAW, S.: Investigations into the contamination of lubricating oil in rolling element pump bearing assemblies. In: *Proceedings of the 17th International Pump Users Symposium: Turbomachinery Laboratories, Texas A&M University, 2000*, S. 9–15.

- [91] BRADSHAW, S.; SALERNO, J.; HAWA, J.: Factors Affecting Oil Ring And Slinger Lubricant Delivery & Stability. In: Proceedings of the 30th International Pump Users Symposium: Turbomachinery Laboratories, Texas A&M Engineering Experiment Station, 2014.
- [92] BLOCH, H. P.; LEE, B.: Lubrication Delivery Advances for Pumps and Motor Drivers. In: Proceedings of the 28th International Pump Users Symposium: Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, 2012.
- [93] BLOCH, H. P.: Lubrication Delivery Advances For Pumps And Motor Drivers. In: Proceedings of the 31st International Pump Users Symposium: Turbomachinery Laboratories, Texas A&M Engineering Experiment Station, 2015.
- [94] STUHLER, P.; NAGLER, N.: Stand der Technik: Ansmierungen in Radial-Zylinderrollenlagern. Forschung im Ingenieurwesen Nr. 86 (2022), Nr. 1, S. 1–20.
- [95] ENGEL, L.; WINTER, H.: Wälzlagerschäden. Antriebstechnik Nr. 18 (1979), Nr. 3, S. 71–74.
- [96] STEINHILPER, W.; SAUER, B.: Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2. 5. Auflage. Berlin: Springer, 2006. ISBN 978-3-540-29629-4.
- [97] WITTEL, HERBERT, ET AL.: Roloff/Matek Maschinenelemente. Normung, Berechnung, Gestaltung. 19. Auflage. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2009.
- [98] BALLUFF: Objekterkennung – Ausgereifte Sensortechnik für alle Bereiche der Automation. Ausgabe 1402.
- [99] ISO 12152:2012-08: Schmierstoffe, Industrieöle und verwandte Produkte - Bestimmung der Schäum- und Entlüftungseigenschaften von Industriegetriebeölen mittels einer Stirnrad-Prüfvorrichtung - Verfahren für die Flender-Schäumungsprüfung. Berlin: Beuth.
- [100] KLÜBER LUBRICATION MÜNCHEN KG (Hrsg.): Schaumverhalten von Getriebeölen. 2011
- [101] KLÜBER LUBRICATION MÜNCHEN SE & CO. KG. (Hrsg.): Klüberoil GEM 1 N: *Hochleistungsgetriebe- und Mehrzwecköle auf Mineralölbasis mit KlüberComp Lube Technology*. 2013

- [102] BERND KELLERER FA. KLÜBER: Volumenausdehnungskoeffizient GEM 1-46 N:2018-05-18. Matthias Müller (Adressat)
- [103] SIEMENS AG (Hrsg.): Flender-Schaumtest GG-V 425 Rev. 1 : *Beschreibung der Prüfvorrichtung, Durchführung des Tests, Beurteilungskriterien*. 2011
- [104] TRÄNKLER, H.-R.; REINDL, L. M.: *Sensortechnik. Handbuch für Praxis und Wissenschaft*. 2. Auflage. Berlin: Springer, 2014.
- [105] PAULWEBER, M.; LEBERT, K.: *Mess- und Prüfstandstechnik. Antriebsstrangentwicklung, Hybridisierung, Elektrifizierung*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014.
- [106] DIN 732:2010: *Wälzlager Thermisch zulässige Betriebsdrehzahl. Berechnung und Beiwerte*. Berlin: Beuth.
- [107] MILOWIZ, K.: *Lager und Schmierung*. Berlin, Heidelberg, s.l.: Springer Berlin Heidelberg, 1962.
- [108] KORYCIAK, J.: *Einfluss der Ölmenge auf das Reibmoment von Wälzlagern mit Linienberührung*, 2007.
- [109] BARTEL, D.: *Simulation von Tribosystemen. Grundlagen und Anwendungen*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2010.
- [110] HANNON, W. N.: *Rolling-Element Heat Transfer. Part I: Analytic Model*. Journal of Tribology Nr. 137 (2015), Nr. 3
- [111] BAALMANN, K.: *Ein Verfahren zur Bestimmung der stationären Betriebstemperatur von Wälzlagerungen*. Universität Hannover, Fakultät für Maschinenwesen. Dissertation:1995
- [112] LUBENOW, K.: *Axialtragfähigkeit und Bordreibung von Zylinderrollenlagern*. Ruhr-Universität Bochum. Dissertation:2002
- [113] STAHL, T.: *Einfluss von Drehzahl- und Lastkollektiven auf die Entwicklung von Reibmoment und Temperatur in Wälzlagern*. Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg. Dissertation:2011
- [114] HILLMANN, R.: *Ein Verfahren zur Ermittlung von Bezugsdrehzahlen für Wälzlager*. Universität Hannover, Institut für Maschinenelemente und Konstruktionstechnik. Dissertation:1984
- [115] HELD: *Der Wärmeübergang zwischen bearbeiteten Oberflächen*. Allgemeine Wärmetechnik Nr. 8 (1957), Nr. 1

- [116] STEPHAN, P., et al.: VDI-Wärmeatlas. 11. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer, 2013.
- [117] MERZINGER, G., et al.: Formeln + Hilfen zur höheren Mathematik. 4. Auflage. Binomi, 2004.
- [118] DIN ISO 15312:2019: Wälzlager - Thermische Bezugsdrehzahl - Berechnung. Berlin: Beuth.
- [119] FORSCHUNGSVEREINIGUNG ANTRIEBSTECHNIK: Referenzölkatalog. Frankfurt am Main, 2007 (Heft 660)
- [120] FORSCHUNGSVEREINIGUNG ANTRIEBSTECHNIK: Referenzöle: für Wälz- und Gleitlager-, Zahnrad- und Kupplungsversuche. Heft 41. 1976
- [121] DIN 51444-2:2001: Prüfung der Alterungsbeständigkeit nach Baader, Prüfung bei 110 °C. Berlin: Beuth.
- [122] GÖHLER, O.-C.: Alterungsuntersuchungen und Methoden zur Alterungsvorhersage für umweltverträgliche Schmierstoffe in neu gestalteten Tribosystemen, 2008.
- [123] WERNER, M.: *Das Betriebs- und Alterungsverhalten biologisch schnell abbaubarer Hydrauliköle*. RWTH Aachen. Dissertation: 2000
- [124] KRETHER, R.: Welche maximale Temperatur hält (m)ein Öl aus? Whitepaper, OilDoc GmbH. 2018
- [125] WALLNER, Philipp: Der Digitale Zwilling als Baustein von Industrie 4.0. Abrufbar über: <https://www.maschinenmarkt.vogel.de/der-digitale-zwilling-als-baustein-von-industrie-40-a-904923/?p=2>. Abgerufen: 29.12.2021.

### **Verzeichnis promotionsbezogener, eigener Publikationen**

- [P1] MÜLLER, M.; TREMMEL, S.; WARTZACK, S.: Analyse der Betriebseigenschaften von losen Schmierringen und Ableitung von Gestaltungs- und Auslegungsrichtlinien. 4. Wissenschaftliches Wälzlagerkolloquium. 24.03.2015-25.03.2015, Kaiserslautern.
- [P2] MÜLLER, M.; TREMMEL, S.: Die Schmierstoffversorgung von Wälzlagern mittels loser Schmierringe – ein Ansatz zur Reduktion des Wartungsaufwandes unter schwierigen Betriebsbedingungen. In: Dresdener Maschinenelemente Kolloquium. 08.12.2015-09.12.2015, Dresden. S. 519-538.
- [P3] MÜLLER, M.; TREMMEL, S.: Design Criteria for Oil Ring Lubricators to Improve Maintainability of Rolling Bearings. In: Society of Tribologists and Lubrication Engineers (Eds.), 71th STLE Annual Meeting and Exhibition. 15.05.2016-19.05.2016, Las Vegas.
- [P4] MÜLLER, M.; TREMMEL, S.: An Experimental Study regarding Maintainability of a Rolling Bearing Arrangement Equipped with a Ring Lubricator for Oil Supply. In: Bearing World Journal, Bd. 2 (2017), S. 25-34. ISSN 2513-1753.

### **Verzeichnis promotionsbezogener, studentischer Arbeiten**

- [S1] BLUMRICH, F.: Berechnung der Ölfördermenge eines Ringschmiersystems. Bachelorarbeit (2017), Erlangen.
- [S2] DIEM, J.: Berechnung der Ölfördermenge eines Ringschmiersystems. Bachelorarbeit (2018), Erlangen.



## Reihenübersicht

Koordination der Reihe (Stand 2025):  
Geschäftsstelle Maschinenbau, Dr.-Ing. Oliver Kreis, [www.mb.fau.de/diss/](http://www.mb.fau.de/diss/)

Im Rahmen der Reihe sind bisher die nachfolgenden Bände erschienen.

Band 1 – 52  
Fertigungstechnik – Erlangen  
ISSN 1431-6226  
Carl Hanser Verlag, München

Band 53 – 307  
Fertigungstechnik – Erlangen  
ISSN 1431-6226  
Meisenbach Verlag, Bamberg

ab Band 308  
FAU Studien aus dem Maschinenbau  
ISSN 2625-9974  
FAU University Press, Erlangen

Die Zugehörigkeit zu den jeweiligen Lehrstühlen ist wie folgt gekennzeichnet:

Lehrstühle:

<b>FAPS</b>	Lehrstuhl für Fertigungsautomatisierung und Produktionssystematik
<b>FMT</b>	Lehrstuhl für Fertigungsmesstechnik
<b>KTmfk</b>	Lehrstuhl für Konstruktionstechnik
<b>LFT</b>	Lehrstuhl für Fertigungstechnologie
<b>LGT</b>	Lehrstuhl für Gießereitechnik
<b>LPT</b>	Lehrstuhl für Photonische Technologien
<b>REP</b>	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**

Projektiertung 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 Bearbeitungsqualität im Fertigungssystem Laserstrahlschneiden  
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 Bruchverhaltens 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 Flexibilitätsteigerung der rechnerintegrierten Teilefertigung  
FAPS, 201 Seiten, 82 Bilder. 1990.  
ISBN 3-446-16105-8.

**Band 12: Gerhard Kleineidam**

CAD/CAP: Rechnergestützte Montagefeinplanung  
FAPS, 203 Seiten, 107 Bilder. 1990.  
ISBN 3-446-16112-0.

**Band 13: Frank Vollertsen**

Pulvermetallurgische Verarbeitung eines übereutektoiden verschleißfesten Stahls  
LFT, XIII u. 217 Seiten, 67 Bilder, 34 Tab. 1990. ISBN 3-446-16133-3.

**Band 14: Stephan Biermann**

Untersuchungen zur Anlagen- und Prozeßdiagnostik für das Schneiden mit CO<sub>2</sub>-Hochleistungslasern  
LFT, VIII u. 170 Seiten, 93 Bilder, 4 Tab. 1991. ISBN 3-446-16269-0.

**Band 15: Uwe Geißler**

Material- und Datenfluß in einer flexiblen Blechbearbeitungszelle  
LFT, 124 Seiten, 41 Bilder, 7 Tab.  
1991. ISBN 3-446-16358-1.

**Band 16: Frank Oswald Hake**

Entwicklung eines rechnergestützten Diagnosesystems für automatisierte Montagezellen  
FAPS, XIV u. 166 Seiten, 77 Bilder. 1991. ISBN 3-446-16428-6.

**Band 17: Herbert Reichel**

Optimierung der Werkzeugbereitstellung durch rechnergestützte Arbeitsfolgenbestimmung  
FAPS, 198 Seiten, 73 Bilder, 2 Tab.  
1991. ISBN 3-446-16453-7.

**Band 18: Josef Scheller**

Modellierung und Einsatz von Softwaresystemen für rechnergeführte Montagezellen  
FAPS, 198 Seiten, 65 Bilder. 1991.  
ISBN 3-446-16454-5.

**Band 19: Arnold vom Ende**

Untersuchungen zum Biegeumformung mit elastischer Matrize LFT, 166 Seiten, 55 Bilder, 13 Tab. 1991. ISBN 3-446-16493-6.

**Band 20: Joachim Schmid**

Beitrag zum automatisierten Bearbeiten von Keramikguß mit Industrierobotern  
FAPS, XIV u. 176 Seiten, 111 Bilder, 6 Tab. 1991. ISBN 3-446-16560-6.

**Band 21: Egon Sommer**

Multiprozessorsteuerung für kooperierende Industrieroboter in Montagezellen  
FAPS, 188 Seiten, 102 Bilder. 1991.  
ISBN 3-446-17062-6.

**Band 22: Georg Geyer**

Entwicklung problemspezifischer Verfahrensketten in der Montage  
FAPS, 192 Seiten, 112 Bilder. 1991.  
ISBN 3-446-16552-5.

**Band 23: Rainer Flohr**

Beitrag zur optimalen Verbindungstechnik in der Oberflächenmontage (SMT)  
FAPS, 186 Seiten, 79 Bilder. 1991.  
ISBN 3-446-16568-1.

**Band 24: Alfons Rief**

Untersuchungen zur Verfahrensfolge Laserstrahlschneiden und -schweißen in der Rohkarosseriefertigung  
LFT, VI u. 145 Seiten, 58 Bilder, 5 Tab. 1991. ISBN 3-446-16593-2.

**Band 25: Christoph Thim**

Rechnerunterstützte Optimierung von Materialflußstrukturen in der Elektronikmontage durch Simulation  
FAPS, 188 Seiten, 74 Bilder. 1992.  
ISBN 3-446-17118-5.

**Band 26: Roland Müller**

CO<sub>2</sub>-Laserstrahlschneiden von kurzglasverstärkten Verbundwerkstoffen  
LFT, 141 Seiten, 107 Bilder, 4 Tab.  
1992. ISBN 3-446-17104-5.

**Band 27: Günther Schäfer**

Integrierte Informationsverarbeitung bei der Montageplanung  
FAPS, 195 Seiten, 76 Bilder. 1992.  
ISBN 3-446-17117-7.

**Band 28: Martin Hoffmann**

Entwicklung einer CAD/CAM-Prozesskette für die Herstellung von Blechbiegeteilen  
LFT, 149 Seiten, 89 Bilder. 1992.  
ISBN 3-446-17154-1.

**Band 29: Peter Hoffmann**

Verfahrensfolge Laserstrahlschneiden und -schweißen: Prozeßführung und Systemtechnik in der 3D-Laserstrahlbearbeitung 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 Kommunikationsverhaltens von Automatisierungsgeräten in flexiblen Produktionszellen  
FAPS, XI u. 179 Seiten, 71 Bilder. 1992. ISBN 3-446-17451-6.

**Band 33: Joachim Hutfless**

Laserstrahlregelung und Optikdiagnostik in der Strahlführung einer CO<sub>2</sub>-Hochleistungslaseranlage  
LFT, 175 Seiten, 70 Bilder, 17 Tab. 1993. ISBN 3-446-17532-6.

**Band 34: Uwe Günzel**

Entwicklung und Einsatz eines Simulationsverfahrens 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 Bearbeitungsabläufe 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 durchflußbestimmender 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 Steuerungssystemen 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 mitkooperierenden Robotern  
FAPS, 188 Seiten, 116 Bilder, 3 Tab.  
1996. ISBN 3-87525-076-1.

**Band 57: Stefan Holzer**  
Berührungslose Formgebung mit Laserstrahlung  
LFT, 162 Seiten, 69 Bilder, 11 Tab.  
1996. ISBN 3-87525-079-6.

**Band 58: Markus Schultz**  
Fertigungsqualität beim 3D-Laserstrahlschweißen von Blechformteilen  
LFT, 165 Seiten, 88 Bilder, 9 Tab.  
1997. ISBN 3-87525-080-X.

**Band 59: Thomas Krebs**  
Integration elektromechanischer CA-Anwendungen über einem STEP-Produktmodell  
FAPS, 198 Seiten, 58 Bilder, 8 Tab.  
1997. ISBN 3-87525-081-8.

**Band 60: Jürgen Sturm**  
Prozeßintegrierte Qualitätssicherung in der Elektronikproduktion  
FAPS, 167 Seiten, 112 Bilder, 5 Tab.  
1997. ISBN 3-87525-082-6.

**Band 61: Andreas Brand**  
Prozesse und Systeme zur Bestückung räumlicher elektronischer Baugruppen (3D-MID)  
FAPS, 182 Seiten, 100 Bilder. 1997.  
ISBN 3-87525-087-7.

**Band 62: Michael Kauf**  
Regelung der Laserstrahlleistung und der Fokusparameter einer CO<sub>2</sub>-Hochleistungslaseranlage  
LFT, 140 Seiten, 70 Bilder, 5 Tab.  
1997. ISBN 3-87525-083-4.

**Band 63: Peter Steinwasser**  
Modulares Informationsmanagement in der integrierten Produkt- und Prozeßplanung  
FAPS, 190 Seiten, 87 Bilder. 1997.  
ISBN 3-87525-084-2.

**Band 64: Georg Liedl**  
Integriertes Automatisierungskonzept für den flexiblen Materialfluß in der Elektronikproduktion  
FAPS, 196 Seiten, 96 Bilder, 3 Tab.  
1997. ISBN 3-87525-086-9.

**Band 65: Andreas Otto**  
Transiente Prozesse beim Laserstrahlschweißen  
LFT, 132 Seiten, 62 Bilder, 1 Tab.  
1997. ISBN 3-87525-089-3.

**Band 66: Wolfgang Blöchl**  
Erweiterte Informationsbereitstellung an offenen CNC-Steuerungen zur Prozeß- und Programmoptimierung  
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 Spulenzwickeln  
FAPS, 186 Seiten, 125 Bilder. 1997.  
ISBN 3-87525-092-3.

**Band 68: Frank Backes**  
Technologieorientierte Bahnplanung für die 3D-Laserstrahlbearbeitung  
LFT, 138 Seiten, 71 Bilder, 2 Tab.  
1997. ISBN 3-87525-093-1.

**Band 69: Jürgen Kraus**  
Laserstrahlumformen von Profilen  
LFT, 137 Seiten, 72 Bilder, 8 Tab.  
1997. ISBN 3-87525-094-X.

**Band 70: Norbert Neubauer**  
Adaptive Strahlführungen für CO<sub>2</sub>-Laseranlagen  
LFT, 120 Seiten, 50 Bilder, 3 Tab.  
1997. ISBN 3-87525-095-8.

**Band 71: Michael Steber**  
Prozeßoptimierter Betrieb flexibler Schraubstationen in der automatisierten Montage  
FAPS, 168 Seiten, 78 Bilder, 3 Tab.  
1997. ISBN 3-87525-096-6.

**Band 72: Markus Pfestorf**  
Funktionale 3D-Oberflächenkenngrößen in der Umformtechnik  
LFT, 162 Seiten, 84 Bilder, 15 Tab.  
1997. ISBN 3-87525-097-4.

**Band 73: Volker Franke**  
Integrierte Planung und Konstruktion von Werkzeugen für die Biegebearbeitung  
LFT, 143 Seiten, 81 Bilder. 1998.  
ISBN 3-87525-098-2.

**Band 74: Herbert Scheller**  
Automatisierte Demontagesysteme und recyclinggerechte Produktgestaltung elektronischer Baugruppen  
FAPS, 184 Seiten, 104 Bilder, 17 Tab. 1998. ISBN 3-87525-099-0.

**Band 75: Arthur Meßner**  
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 mechanischer 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**

Mefseinrichtung zur Untersuchung der Wirkflächenreibung bei umformtechnischen Prozessen  
LFT, 99 Seiten, 46 Bilder, 6 Tab.  
1998. ISBN 3-87525-105-9.

**Band 81: Stefan Schubert**

Regelung der Fokuslage beim Schweißen mit CO<sub>2</sub>-Hochleistungslasern unter Einsatz von adaptiven Optiken  
LFT, 140 Seiten, 64 Bilder, 3 Tab.  
1998. ISBN 3-87525-106-7.

**Band 82: Armando Walter Colombo**

Development and Implementation of Hierarchical Control Structures of Flexible Production Systems Using High Level Petri Nets  
FAPS, 216 Seiten, 86 Bilder. 1998. ISBN 3-87525-109-1.

**Band 83: Otto Meedt**

Effizienzsteigerung bei Demontage und Recycling durch flexible 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 CO<sub>2</sub>-Laserstrahlung  
LFT, 133 Seiten, 57 Bilder, 13 Tab.  
1999. ISBN 3-87525-122-9.

**Band 93: Adrianus L. P.**

**Coremans**  
Laserstrahlsintern von Metallpulver - Prozeßmodellierung, Systemtechnik, Eigenschaften laserstrahlgesinterter Metallkörper  
LFT, 184 Seiten, 108 Bilder, 12 Tab.  
1999. ISBN 3-87525-124-5.

**Band 94: Hans-Martin Biehler**

Optimierungskonzepte für Qualitätsdatenverarbeitung und Informationsbereitstellung in der Elektronikfertigung  
FAPS, 194 Seiten, 105 Bilder. 1999. ISBN 3-87525-126-1.

**Band 95: Wolfgang Becker**

Oberflächen Ausbildung und tribologische Eigenschaften excimerlaserstrahlbearbeiteter Hochleistungskeramiken  
LFT, 175 Seiten, 71 Bilder, 3 Tab.  
1999. ISBN 3-87525-127-X.

**Band 96: Philipp Hein**

Innenhochdruck-Umformen von Blechpaaren: Modellierung, Prozeßauslegung und Prozeßführung  
LFT, 129 Seiten, 57 Bilder, 7 Tab.  
1999. ISBN 3-87525-128-8.

**Band 97: Gunter Beitinger**

Herstellungs- und Prüfverfahren für thermoplastische Schaltungsträger  
FAPS, 169 Seiten, 92 Bilder, 20 Tab.  
1999. ISBN 3-87525-129-6.

**Band 98: Jürgen Knoblach**

Beitrag zur rechnerunterstützten verursachungsgerechten Angebotskalkulation von Blechteilen mit Hilfe wissensbasierter Methoden  
LFT, 155 Seiten, 53 Bilder, 26 Tab.  
1999. ISBN 3-87525-130-X.

**Band 99: Frank Breitenbach**

Bildverarbeitungssystem zur Erfassung der Anschlußgeometrie elektronischer SMT-Bauelemente  
LFT, 147 Seiten, 92 Bilder, 12 Tab.  
2000. ISBN 3-87525-131-8.

**Band 100: Bernd Falk**

Simulationsbasierte Lebensdauer vorhersage für Werkzeuge der Kaltmassivumformung  
LFT, 134 Seiten, 44 Bilder, 15 Tab.  
2000. ISBN 3-87525-136-9.

**Band 101: Wolfgang Schlögl**

Integriertes Simulationsdaten-Management für Maschinenentwicklung und Anlagenplanung  
FAPS, 169 Seiten, 101 Bilder, 20 Tab. 2000. ISBN 3-87525-137-7.

**Band 102: Christian Hinsel**

Ermüdungsbruchversagen hartstoffbeschichteter Werkzeugstähle in der Kaltmassivumformung  
LFT, 130 Seiten, 80 Bilder, 14 Tab.  
2000. ISBN 3-87525-138-5.

**Band 103: Stefan Bobbert**

Simulationsgestützte Prozessauslegung für das Innenhochdruck-Umformen von Blechpaaren  
LFT, 123 Seiten, 77 Bilder. 2000. ISBN 3-87525-145-8.

**Band 104: Harald Rottbauer**  
Modulares Planungswerkzeug zum Produktionsmanagement in der Elektronikproduktion  
FAPS, 166 Seiten, 106 Bilder. 2001.  
ISBN 3-87525-139-3.

**Band 105: Thomas Hennige**  
Flexible Formgebung von Blechen durch Laserstrahlumformen  
LFT, 119 Seiten, 50 Bilder. 2001.  
ISBN 3-87525-140-7.

**Band 106: Thomas Menzel**  
Wissensbasierte Methoden für die rechnergestützte Charakterisierung und Bewertung innovativer Fertigungsprozesse  
LFT, 152 Seiten, 71 Bilder. 2001.  
ISBN 3-87525-142-3.

**Band 107: Thomas Stöckel**  
Kommunikationstechnische Integration der 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 Integration 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 Montagesystemen 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 Elektronikproduktion  
LFT, 152 Seiten, 71 Bilder, 3 Tab. 2002. ISBN 3-87525-166-0.

**Band 120: Nicolas Tiesler**  
Grundlegende Untersuchungen zum Fließpressen metallischer Kleinstteile  
LFT, 126 Seiten, 78 Bilder, 12 Tab. 2002. ISBN 3-87525-175-X.

**Band 121: Lars Pursche**  
Methoden zur technologieorientierten Programmierung für die 3D-Lasermikrobearbeitung  
LFT, 111 Seiten, 39 Bilder, 0 Tab. 2002. ISBN 3-87525-183-0.

**Band 122: Jan-Oliver Brassel**  
Prozeßkontrolle beim Laserstrahl-Mikroschweißen  
LFT, 148 Seiten, 72 Bilder, 12 Tab. 2002. ISBN 3-87525-181-4.

**Band 123: Mark Geisel**  
Prozeßkontrolle und -steuerung beim Laserstrahlschweißen mit den Methoden der nichtlinearen Dynamik  
LFT, 135 Seiten, 46 Bilder, 2 Tab. 2002. ISBN 3-87525-180-6.

**Band 124: Gerd Eßer**  
Laserstrahlunterstützte Erzeugung metallischer Leiterstrukturen auf Thermoplastsubstraten für die MID-Technik  
LFT, 148 Seiten, 60 Bilder, 6 Tab. 2002. ISBN 3-87525-171-7.

**Band 125: Marc Fleckenstein**  
Qualität laserstrahl-gefügter Mikroverbindungen elektronischer Kontakte  
LFT, 159 Seiten, 77 Bilder, 7 Tab. 2002. ISBN 3-87525-170-9.

**Band 126: Stefan Kaufmann**  
Grundlegende Untersuchungen zum Nd:YAG- Laserstrahlfügen von Silizium für Komponenten der Optoelektronik  
LFT, 159 Seiten, 100 Bilder, 6 Tab. 2002. ISBN 3-87525-172-5.

**Band 127: Thomas Fröhlich**  
Simultanes Löten von Anschlußkontakten 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 Einsatz 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 Nегendanck**

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 - Verfahrensintegration durch Innenhochdruck-Umformen, 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 produktbezogener 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 Magnesiumlegierungen 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 Produktstrukturen durch kooperierende Industrieroboter  
FAPS, 158 Seiten, 87 Bilder, 8 Tab.  
2003. ISBN 3-87525-189-X.

**Band 139: Michael Eisenbarth**

Beitrag zur Optimierung der Aufbau- und Verbindungstechnik für mechatronische Baugruppen  
FAPS, 207 Seiten, 141 Bilder, 9 Tab.  
2003. ISBN 3-87525-190-3.

**Band 140: Frank Christoph**

Durchgängige simulationsgestützte Planung von Fertigungseinrichtungen der Elektronikproduktion  
FAPS, 187 Seiten, 107 Bilder, 9 Tab.  
2003. ISBN 3-87525-191-1.

**Band 141: Hinnerk Hagenah**

Simulationsbasierte Bestimmung der zu erwartenden Maßhaltigkeit für das Blechbiegen  
LFT, 131 Seiten, 36 Bilder, 26 Tab.  
2003. ISBN 3-87525-192-X.

**Band 142: Ralf Eckstein**

Scherschneiden und Biegen metallischer Kleinstteile - Materialeinfluss und Materialverhalten  
LFT, 148 Seiten, 71 Bilder, 19 Tab.  
2003. ISBN 3-87525-193-8.

**Band 143: Frank H. Meyer-Pittroff**

Excimerlaserstrahlbiegen dünner metallischer Folien mit homogener Lichtlinie  
LFT, 138 Seiten, 60 Bilder, 16 Tab.  
2003. ISBN 3-87525-196-2.

**Band 144: Andreas Kach**

Rechnergestützte Anpassung von Laserstrahlschneidbahnen an Bauteilabweichungen  
LFT, 139 Seiten, 69 Bilder, 11 Tab.  
2004. ISBN 3-87525-197-0.

**Band 145: Stefan Hierl**

System- und Prozesstechnik für das simultane Löten mit Diodenlaserstrahlung 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 - Entwicklung 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 Kleinstteile 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 trocken-schmierstoffbeschichteter Aluminiumbleche im Presswerk Grundlegende Untersuchungen zur Tribologie, zum Umformverhalten 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 - Prozessanalyse 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 Leichtbauverbundstrukturen mit Aluminiumschaumkern  
LFT, 143 Seiten, 60 Bilder, 16 Tab.  
2005. ISBN 3-87525-228-4.

**Band 165: Gordana Michos**  
Mechatronische Ansätze zur Optimierung 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 Prechtel**  
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 blei-freie 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 Mikrojustier-technik 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 Schal-tungsträger (3D-MID)

FAPS, 181 Seiten, 95 Bilder, 5 Tab. 2007. ISBN 978-3-87525-253-8.

**Band 181: Stefan Lang**

Durchgängige Mitarbeiterinforma-tion zur Steigerung von Effizienz und Prozesssicherheit in der Pro-duktion

FAPS, 172 Seiten, 93 Bilder. 2007. ISBN 978-3-87525-257-6.

**Band 182: Hans-Joachim Krauß**

Laserstrahlinduzierte Pyrolyse prä-keramischer Polymere

LFT, 171 Seiten, 100 Bilder. 2007. ISBN 978-3-87525-258-3.

**Band 183: Stefan Junker**

Technologien und Systemlösungen für die flexibel automatisierte Be-stückung permanent erregter Läu-fer 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 Blechum-formprozesse

LFT, 135 Seiten, 50 Bilder. 2007. ISBN 978-3-87525-260-6.

**Band 185: Klaus Lamprecht**

Wirkmedienbasierte Umformung tiefgezogener Vorformen unter besonderer Berücksichtigung maßge-schneiderter Halbzeuge

LFT, 135 Seiten, 81 Bilder. 2007. ISBN 978-3-87525-265-1.

**Band 186: Bernd Zolleiß**

Optimierte Prozesse und Systeme für die Bestückung mechatroni-scherBaugruppen

FAPS, 180 Seiten, 117 Bilder. 2007. ISBN 978-3-87525-266-8.

**Band 187: Michael Kerausch**

Simulationsgestützte Prozessausle-gung für das Umformen lokal wär-mebehandelter Aluminiumplatin-en

LFT, 146 Seiten, 76 Bilder, 7 Tab. 2007. ISBN 978-3-87525-267-5.

**Band 188: Matthias Weber**

Unterstützung der Wandlungsfä-higkeit 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 prozessbestim-menden Strahl-Stoff-Wechselwir-kungen beim Laserstrahlschwei-ßen 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 wirk-medienbasierte Doppelblech-Um-formung von Magnesiumlegierun-gen

LFT, 107 Seiten, 91 Bilder, 2 Tab. 2007. ISBN 978-3-87525-270-5.

**Band 191: Ralf Völkl**

Stochastische Simulation zur Werkzeuglebensdaueroptimierung und Präzisionsfertigung in der Kaltmassivumformung

LFT, 178 Seiten, 75 Bilder, 12 Tab. 2008. ISBN 978-3-87525-272-9.

**Band 192: Massimo Tolazzi**

Innenhochdruck-Umformen ver-stärkter Blech-Rahmenstrukturen

LFT, 164 Seiten, 85 Bilder, 7 Tab. 2008. ISBN 978-3-87525-273-6.

**Band 193: Cornelia Hoff**

Untersuchung der Prozesseinfluss-größen 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 Löt-prozessen in der Elektronikpro-duktion

FAPS, 149 Seiten, 86 Bilder, 8 Tab. 2008. ISBN 978-3-87525-277-4.

**Band 195: Andreas Kunze**

Automatisierte Montage von mak-romechatronischen Modulen zur flexiblen Integration in hybride Pkw-Bordnetze

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 Fließ-ortkurven bei erhöhten Tempera-turen

LFT, 152 Seiten, 73 Bilder, 21 Tab. 2008. ISBN 978-3-87525-279-8.

**Band 197: Thomas Bigl**

Entwicklung, angepasste Herstellungsverfahren und erweiterte Qualitätssicherung von einsatzgerechten elektronischen 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 Rührreißschweißen 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 Innenhochdruck-Umformung von flächigen Halbzeugen mit vor- bzw. nachgeschalteten Laserstrahlflügeoperationen

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 Zuverlässigkeitsuntersuchungen, Prüfabläufen und Nacharbeitsprozessen in der Elektronikproduktion

FAPS, 162 Seiten, 90 Bilder, 14 Tab. 2009. ISBN 978-3-87525-290-3.

**Band 204: Simon Dietrich**

Sensoriken zur Schwerpunktslagebestimmung der optischen Prozessmissionen beim Laserstrahlfließschweißen

LFT, 138 Seiten, 70 Bilder, 5 Tab. 2009. ISBN 978-3-87525-292-7.

**Band 205: Wolfgang Wolf**

Entwicklung eines agentenbasierten Steuerungssystems zur Materialflussorganisation im wandelbaren Produktionsumfeld

FAPS, 167 Seiten, 98 Bilder. 2009. ISBN 978-3-87525-293-4.

**Band 206: Steffen Polster**

Laserdurchstrahlschweißen transparenter Polymerbauteile

LFT, 160 Seiten, 92 Bilder, 13 Tab. 2009. ISBN 978-3-87525-294-1.

**Band 207: Stephan Manuel****Dörfler**

Rührreißschweißen 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 Laserdurchstrahlschweißen 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 Versagens 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 Umformwerkzeuge. Prozessfenster, Prozesssimulation 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 Stahlblechwerkstoffen - 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 Berücksichtigung 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 Entwicklung 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 Development  
LPT, 124 Seiten, 58 Bilder, 15 Tab. 2013. ISBN 978-3-87525-351-1.

**Band 240: Stephan Busse**  
Entwicklung und Qualifizierung eines Schneidclinchverfahrens  
LFT, 119 Seiten, 86 Bilder, 20 Tab. 2013. ISBN 978-3-87525-352-8.

**Band 241: Karl-Heinz Leitz**  
Mikro- und Nanostrukturierung mit kurz und ultrakurz gepulster Laserstrahlung  
LPT, 154 Seiten, 71 Bilder, 9 Tab.  
2013. ISBN 978-3-87525-355-9.

**Band 242: Markus Michl**  
Webbasierte Ansätze zur ganzheitlichen technischen Diagnose  
FAPS, 182 Seiten, 62 Bilder, 20 Tab.  
2013. ISBN 978-3-87525-356-6.

**Band 243: Vera Sturm**  
Einfluss von Chargenschwankungen auf die Verarbeitungsgrenzen von Stahlwerkstoffen  
LFT, 113 Seiten, 58 Bilder, 9 Tab.  
2013. ISBN 978-3-87525-357-3.

**Band 244: Christian Neudel**  
Mikrostrukturelle und mechanisch-technologische Eigenschaften widerstandspunktgeschweißter Aluminium-Stahl-Verbindungen für den Fahrzeugbau  
LFT, 178 Seiten, 171 Bilder, 31 Tab.  
2014. ISBN 978-3-87525-358-0.

**Band 245: Anja Neumann**  
Konzept zur Beherrschung der Prozessschwankungen im Presswerk  
LFT, 162 Seiten, 68 Bilder, 15 Tab.  
2014. ISBN 978-3-87525-360-3.

**Band 246: Ulf-Hermann Quentin**  
Laserbasierte Nanostrukturierung mit optisch positionierten Mikrolinsen  
LPT, 137 Seiten, 89 Bilder, 6 Tab.  
2014. ISBN 978-3-87525-361-0.

**Band 247: Erik Lamprecht**  
Der Einfluss der Fertigungsverfahren auf die Wirbelstromverluste von Stator-Einzelzahnblechpaketen für den Einsatz in Hybrid- und Elektrofahrzeugen  
FAPS, 148 Seiten, 138 Bilder, 4 Tab.  
2014. ISBN 978-3-87525-362-7.

**Band 248: Sebastian Rösel**  
Wirkmedienbasierte Umformung von Blechhalbzeugen unter Anwendung magnetorheologischer Flüssigkeiten als kombiniertes Wirk- und Dichtmedium  
LFT, 148 Seiten, 61 Bilder, 12 Tab.  
2014. ISBN 978-3-87525-363-4.

**Band 249: Paul Hippchen**  
Simulative Prognose der Geometrie indirekt pressgehärteter Karosseriebauteile für die industrielle Anwendung  
LFT, 163 Seiten, 89 Bilder, 12 Tab.  
2014. ISBN 978-3-87525-364-1.

**Band 250: Martin Zubeil**  
Versagensprognose bei der Prozesssimulation von Biegeumform- und Falzverfahren  
LFT, 171 Seiten, 90 Bilder, 5 Tab.  
2014. ISBN 978-3-87525-365-8.

**Band 251: Alexander Kühn**  
Flexible Automatisierung der Statormontage 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 Laserstrahltafeschweißprozesses durch Detektion der Metaldampffackelposition  
LPT, 126 Seiten, 65 Bilder, 3 Tab.  
2015. ISBN 978-3-87525-380-1.

**Band 262: Peter Vatter**  
Sensitivitätsanalyse des 3-Rollen-Schubbiegens auf Basis der Finite Elemente Methode  
LFT, 145 Seiten, 57 Bilder, 26 Tab.  
2015. ISBN 978-3-87525-381-8.

**Band 263: Florian Klämpfl**  
Planung von Laserbestrahlungen durch simulationsbasierte Optimierung  
LPT, 169 Seiten, 78 Bilder, 32 Tab.  
2015. ISBN 978-3-87525-384-9.

**Band 264: Matthias Domke**  
Transiente physikalische Mechanismen bei der Laserablation von dünnen Metallschichten  
LPT, 133 Seiten, 43 Bilder, 3 Tab.  
2015. ISBN 978-3-87525-385-6.

**Band 265: Johannes Götz**  
Community-basierte Optimierung des Anlagenengineering  
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 aus-härtbarer Aluminiumlegierungen  
LFT, 137 Seiten, 57 Bilder, 16 Tab.  
2015. ISBN 978-3-87525-387-0.

**Band 267: Andreas Kuppert**  
Erweiterung und Verbesserung von Versuchs- und Auswertetechniken für die Bestimmung von Grenzformänderungskurven  
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 Aluminiumlegierungen unter Anwendung einer zwischengeschalteten 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 Presshärteprozess 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 beschichteter Kaltmassivumformwerkzeuge  
LFT, 164 Seiten, 55 Bilder, 11 Tab.  
2015. ISBN 978-3-87525-393-1.

**Band 271: Matthäus Brela**  
Untersuchung von Magnetfeld-Messmethoden zur ganzheitlichen Wertschöpfungsoptimierung und Fehlerdetektion an magnetischen Aktoren  
FAPS, 170 Seiten, 97 Bilder, 4 Tab.  
2015. ISBN 978-3-87525-394-8.

**Band 272: Michael Wieland**  
Entwicklung einer Methode zur Prognose adhäsiven Verschleißes an Werkzeugen für das direkte Presshärten  
LFT, 156 Seiten, 84 Bilder, 9 Tab.  
2015. ISBN 978-3-87525-395-5.

**Band 273: René Schramm**  
Strukturierte additive Metallisierung durch kaltaktives Atmosphärendruckplasma  
FAPS, 136 Seiten, 62 Bilder, 15 Tab.  
2015. ISBN 978-3-87525-396-2.

**Band 274: Michael Lechner**  
Herstellung beanspruchungsangepasster Aluminiumblechhalbzeuge durch eine maßgeschneiderte Variation der Abkühlgeschwindigkeit nach Lösungsglühen  
LFT, 136 Seiten, 62 Bilder, 15 Tab.  
2015. ISBN 978-3-87525-397-9.

**Band 275: Kolja Andreas**  
Einfluss der Oberflächenbeschaffenheit auf das Werkzeugeinsatzverhalten beim Kaltfließpressen  
LFT, 169 Seiten, 76 Bilder, 4 Tab.  
2015. ISBN 978-3-87525-398-6.

**Band 276: Marcus Baum**  
Laser Consolidation of ITO Nanoparticles for the Generation of Thin Conductive Layers on Transparent Substrates  
LPT, 158 Seiten, 75 Bilder, 3 Tab.  
2015. ISBN 978-3-87525-399-3.

**Band 277: Thomas Schneider**  
Umformtechnische Herstellung dünnwandiger Funktionsbauteile aus Feinblech durch Verfahren der Blechmassivumformung  
LFT, 188 Seiten, 95 Bilder, 7 Tab.  
2015. ISBN 978-3-87525-401-3.

**Band 278: Jochen Merhof**  
Sematische Modellierung automatisierter Produktionssysteme zur Verbesserung der IT-Integration zwischen Anlagen-Engineering und Steuerungsebene  
FAPS, 157 Seiten, 88 Bilder, 8 Tab.  
2015. ISBN 978-3-87525-402-0.

**Band 279: Fabian Zöller**  
Erarbeitung von Grundlagen zur Abbildung des tribologischen Systems in der Umformsimulation  
LFT, 126 Seiten, 51 Bilder, 3 Tab.  
2016. ISBN 978-3-87525-403-7.

**Band 280: Christian Hezler**  
Einsatz technologischer Versuche zur Erweiterung der Versagensvorhersage bei Karosseriebauteilen aus höchstfesten Stählen  
LFT, 147 Seiten, 63 Bilder, 44 Tab.  
2016. ISBN 978-3-87525-404-4.

**Band 281: Jochen Bönig**  
Integration des Systemverhaltens von Automobil-Hochvoltleitungen in die virtuelle Absicherung durch strukturmechanische Simulation  
FAPS, 177 Seiten, 107 Bilder, 17 Tab.  
2016. ISBN 978-3-87525-405-1.

**Band 282: Johannes Kohl**  
Automatisierte Datenerfassung für 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 Unternehmenscontrollings 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-Laserstrahlsschweißen verzinkter Stahlbleche in Kehlnahtgeometrie  
LPT, 123 Seiten, 52 Bilder, 0 Tab.  
2016. ISBN 978-3-87525-416-7.

**Band 292: Alexander Kahrmanidis**  
Thermisch unterstützte Umformung von Aluminiumblechen  
LFT, 165 Seiten, 103 Bilder, 18 Tab.  
2016. ISBN 978-3-87525-417-4.

**Band 293: Jan Tremel**  
Flexible Systems for Permanent Magnet Assembly and Magnetic Rotor Measurement / Flexible Systeme zur Montage von Permanentmagneten und zur Messung magnetischer Rotoren  
FAPS, 152 Seiten, 91 Bilder, 12 Tab.  
2016. ISBN 978-3-87525-419-8.

**Band 294: Ioannis Tsoupis**  
Schädigungs- und Versagensverhalten hochfester Leichtbauwerkstoffe unter Biegebeanspruchung  
LFT, 176 Seiten, 51 Bilder, 6 Tab.  
2017. ISBN 978-3-87525-420-4.

**Band 295: Sven Hildering**  
Grundlegende Untersuchungen zum Prozessverhalten von Silizium als Werkzeugwerkstoff für das Mikroscherschneiden metallischer Folien  
LFT, 177 Seiten, 74 Bilder, 17 Tab.  
2017. ISBN 978-3-87525-422-8.

**Band 296: Sasia Mareike Hertweck**  
Zeitliche Pulsformung in der Lasermikromaterialbearbeitung - Grundlegende Untersuchungen und Anwendungen  
LPT, 146 Seiten, 67 Bilder, 5 Tab.  
2017. ISBN 978-3-87525-423-5.

**Band 297: Paryanto**  
Mechatronic Simulation Approach for the Process Planning of Energy-Efficient Handling Systems  
FAPS, 162 Seiten, 86 Bilder, 13 Tab.  
2017. ISBN 978-3-87525-424-2.

**Band 298: Peer Stenzel**  
Großserientaugliche Nadelwickeltechnik für verteilte Wicklungen im Anwendungsfall der E-Traktionsantriebe  
FAPS, 239 Seiten, 147 Bilder, 20 Tab.  
2017. ISBN 978-3-87525-425-9.

**Band 299: Mario Lušić**  
Ein Vorgehensmodell zur Erstellung montageführender Werkerinformationssysteme 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 Laserstrahlsschmelzen  
LPT, 140 Seiten, 82 Bilder, 0 Tab.  
2017. ISBN 978-3-87525-428-0.

**Band 302: Nora Unger**  
Untersuchung einer thermisch unterstützten Fertigungskette zur Herstellung umgeformter Bauteile aus der härtesten 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) / Experimentelle 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 Magnesiumlegierung 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 Blechmassivumformprozessen 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 artungleicher Werkstoffe mittels Schneidlinchverfahren

LFT, xi u. 149 Seiten, 89 Bilder, 6 Tab. 2018. ISBN 978-3-96147-135-5.

**Band 310: Christopher Kästle**  
Qualifizierung der Kupfer-Drahtbondtechnologie für integrierte Leistungsmodule in harschen Umgebungsbedingungen

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 Karosserie-rohbau: 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 Gnibl**

Modellbasierte Prozesskettenabbildung rührreibgeschweißter Aluminiumhalbzeuge zur umformtechnischen Herstellung höchstfester Leichtbau-strukturteile

LFT, xii u. 167 Seiten, 68 Bilder, 17 Tab. 2019. ISBN 978-3-96147-217-8.

**Band 327: Johannes Bürner**

Technisch-wirtschaftliche Optionen zur Lastflexibilisierung durch intelligente elektrische Wärmespeicher

FAPS, xiv u. 233 Seiten, 89 Bilder, 27 Tab. 2019.  
ISBN 978-3-96147-219-2.

**Band 328: Wolfgang Böhm**

Verbesserung des Umformverhaltens von mehrlagigen 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 Spinnenprinzip

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 muskuloskelettalen 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 Prozessüberwachung auf Basis sozio-cyber-physischer 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 Herstellung 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 schrägverzahnten 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 Heißcrimpprozesses  
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 Aluminiumblechbauteile 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 Aufteilung von Prozessbewegungen in synchrone Werkstück- und Werkzeugbewegungen 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 elektrischer Bauelemente  
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 Geometrie-Modelle  
KTmfk, ix u. 147 Seiten, 73 Bilder, 11 Tab. 2020. ISBN 978-3-96147-336-6.

**Band 352: Jürgen Herrmann**  
Kumulatives Walzplattieren. Bewertung der Umformigenschaften 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 Gläsel**  
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 Zylinderring-lagern  
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-Supported 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 Entwicklung einer Auswertemethodik zur Verschleißcharakterisierung im Presshärteprozess  
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 Automatisierungslösungen  
FAPS, xxiv u. 195 Seiten, 108 Bilder, 25 Tab. 2021.  
ISBN 978-3-96147-410-3.

**Band 365: Daniel Gross**  
Untersuchungen zur kohlenstoffdioxidbasierten kryogenen Minimalmengenschmierung  
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 Werkzeugbau 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 Temperaturverhaltens von Nadelkränzen –  
KTmfk, xiii u. 279 Seiten, 108 Bilder, 39 Tab. 2021.  
ISBN 978-3-96147-420-2.

**Band 369: Daniel Gräf**  
Funktionalisierung technischer Oberflächen mittels prozessüberwachter aerosolbasierter Drucktechnologie  
FAPS, xxii u. 175 Seiten, 97 Bilder, 6 Tab. 2021.  
ISBN 978-3-96147-433-2.

**Band 370: Andreas Gröschl**  
Hochfrequent fokusbandsmodulierte Konfokalsensoren für die Nanokoordinatenmesstechnik  
FMT, x u. 144 Seiten, 98 Bilder, 6 Tab. 2021. ISBN 978-3-96147-435-6.

**Band 371: Johann Tüchsen**  
Konzeption, Entwicklung und Einführung des Assistenzsystems D-DAS für die Produktentwicklung elektrischer Motoren  
KTmfk, xii u. 178 Seiten, 92 Bilder, 12 Tab. 2021.  
ISBN 978-3-96147-437-0.

**Band 372: Max Marian**  
Numerische Auslegung von Oberflächenmikrostrukturen für geschmierte tribologische Kontakte  
KTmfk, xviii u. 276 Seiten, 85 Bilder, 45 Tab. 2021.  
ISBN 978-3-96147-439-4.

**Band 373: Johannes Strauß**  
Die akustooptische Strahlformung in der Lasermaterialbearbeitung  
LPT, xvi u. 113 Seiten, 48 Bilder. 2021. ISBN 978-3-96147-441-7.

**Band 374: Martin Hohmann**

Machinelles Lernen und hyper-spektrale Bildgebung: Multi-Spektrale Endoskopie im Gastrointestinaltrakt für Hyper-Spektrale Endoskopie LPT, x u. 137 Seiten, 62 Bilder, 29 Tab. 2021. ISBN 978-3-96147-445-5.

**Band 375: Timo Kordaf**

Lasergestütztes Verfahren zur selektiven Metallisierung von epoxidharzbasierten Duromeren zur Steigerung der Integrationsdichte für dreidimensionale mechatronische Package-Baugruppen FAPS, xviii u. 198 Seiten, 92 Bilder, 24 Tab. 2021. ISBN 978-3-96147-443-1.

**Band 376: Philipp Kestel**

Assistenzsystem für den wissensbasierten Aufbau konstruktionsbegleitender Finite-Elemente-Analysen KTmfk, xviii u. 209 Seiten, 57 Bilder, 17 Tab. 2021. ISBN 978-3-96147-457-8.

**Band 377: Martin Lerchen**

Messverfahren für die pulverbettbasierte additive Fertigung zur Sicherstellung der Konformität mit geometrischen Produktspezifikationen FMT, x u. 150 Seiten, 60 Bilder, 9 Tab. 2021. ISBN 978-3-96147-463-9.

**Band 378: Michael Schneider**

Inline-Prüfung der Permeabilität in weichmagnetischen Komponenten FAPS, xxii u. 189 Seiten, 79 Bilder, 14 Tab. 2021. ISBN 978-3-96147-465-3.

**Band 379: Tobias Sprügel**

Sphärische Detektorflächen als Unterstützung der Produktentwicklung zur Datenanalyse im Rahmen des Digital Engineering KTmfk, xiii u. 213 Seiten, 84 Bilder, 33 Tab. 2021. ISBN 978-3-96147-475-2.

**Band 380: Tom Häfner**

Multipulseffekte beim Mikro-Materialabtrag von Stahllegierungen mit Pikosekunden-Laserpulsen LPT, xxviii u. 159 Seiten, 57 Bilder, 13 Tab. 2021. ISBN 978-3-96147-479-0.

**Band 381: Björn Heling**

Einsatz und Validierung virtueller Absicherungsmethoden für abweichungs-behaftete Mechanismen im Kontext des Robust Design KTmfk, xi u. 169 Seiten, 63 Bilder, 27 Tab. 2021. ISBN 978-3-96147-487-5.

**Band 382: Tobias Kolb**

Laserstrahl-Schmelzen von Metallen mit einer Serienanlage – Prozesscharakterisierung und Erweiterung eines Überwachungssystems LPT, xv u. 170 Seiten, 128 Bilder, 16 Tab. 2021. ISBN 978-3-96147-491-2.

**Band 383: Mario Meinhardt**

Widerstandselementschweißen mit gestauchten Hilfsfügeelementen - Umformtechnische Wirkzusammenhänge zur Beeinflussung der Verbindungsfestigkeit LFT, xii u. 189 Seiten, 87 Bilder, 4 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-473-8.

**Band 384: Felix Bauer**

Ein Beitrag zur digitalen Auslegung von Fügeprozessen im Karosseriebau mit Fokus auf das Remote-Laserstrahlschweißen unter Einsatz flexibler Spanntechnik LFT, xi u. 185 Seiten, 74 Bilder, 12 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-498-1.

**Band 385: Jochen Zeitler**

Konzeption eines rechnergestützten Konstruktionssystems für optomechatronische Baugruppen FAPS, xix u. 172 Seiten, 88 Bilder, 11 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-499-8.

**Band 386: Vincent Mann**

Einfluss von Strahloszillation auf das Laserstrahlschweißen hochfester Stähle LPT, xiii u. 172 Seiten, 103 Bilder, 18 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-503-2.

**Band 387: Chen Chen**

Skin-äquivalent opto-/elastofluidic in-vitro mikrophysiologische vaskuläre Modelle für translationale Studien optischer Biopsien LPT, xx u. 126 Seiten, 60 Bilder, 10 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-505-6.

**Band 388: Stefan Stein**

Laser drop on demand joining as bonding method for electronics assembly and packaging with high thermal requirements LPT, x u. 112 Seiten, 54 Bilder, 10 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-507-0.

**Band 389: Nikolaus Urban**

Untersuchung des Laserstrahlschmelzens von Neodym-Eisen-Bor zur additiven Herstellung von Permanentmagneten FAPS, x u. 174 Seiten, 88 Bilder, 18 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-501-8.

**Band 390: Yiting Wu**

Großflächige Topographiemessungen mit einem Weißlichtinterferenzmikroskop und einem metrologischen Rasterkraftmikroskop FMT, xii u. 142 Seiten, 68 Bilder, 11 Tab. 2022. ISBN: 978-3-96147-513-1.

**Band 391: Thomas Papke**

Untersuchungen zur Umformbarkeit hybrider Bauteile aus Blechgrundkörper und additiv gefertigter Struktur LFT, xii u. 194 Seiten, 71 Bilder, 16 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-515-5.

**Band 392: Bastian Zimmermann**

Einfluss des Vormaterials auf die mehrstufige Kaltumformung vom Draht LFT, xi u. 182 Seiten, 36 Bilder, 6 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-519-3.

**Band 393: Harald Völk**

Ein simulationsbasierter Ansatz zur Auslegung additiv gefertigter FLM-Faserverbundstrukturen KTmfk, xx u. 204 Seiten, 95 Bilder, 22 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-523-0.

**Band 394: Robert Schulte**

Auslegung und Anwendung prozessangepasster Halbzeuge für Verfahren der Blechmassivumformung LFT, x u. 163 Seiten, 93 Bilder, 5 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-525-4.

**Band 395: Philipp Frey**

Umformtechnische Strukturierung metallischer Einleger im Folgerverbund für mediendichte Kunststoff-Metall-Hybridbauteile LFT, ix u. 180 Seiten, 83 Bilder, 7 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-534-6.

**Band 396: Thomas Johann Luft**  
Komplexitätsmanagement in der Produktentwicklung - Holistische Modellierung, Analyse, Visualisierung und Bewertung komplexer Systeme  
KTmfk, xiii u. 510 Seiten, 166 Bilder, 16 Tab. 2022.  
ISBN 978-3-96147-540-7.

**Band 397: Li Wang**  
Evaluierung der Einsetzbarkeit des lasergestützten Verfahrens zur selektiven Metallisierung für die Verbesserung passiver Intermodulation in Hochfrequenzanwendungen  
FAPS, xxii u. 151 Seiten, 72 Bilder, 22 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-542-1.

**Band 398: Sebastian Reitelshöfer**  
Der Aerosol-Jet-Druck Dielektrischer Elastomere als additives Fertigungsverfahren für elastische mechatronische Komponenten  
FAPS, xxv u. 206 Seiten, 87 Bilder, 13 Tab. 2022.  
ISBN 978-3-96147-547-6.

**Band 399: Alexander Meyer**  
Selektive Magnetmontage zur Verringerung des Rastmomentes permanenterregter Synchronmotoren  
FAPS, xv u. 164 Seiten, 90 Bilder, 18 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-555-1.

**Band 400: Rong Zhao**  
Design verschleißreduzierender amorpher Kohlenstoffschichtsysteme für trockene tribologische Gleitkontakte  
KTmfk, x u. 148 Seiten, 69 Bilder, 14 Tab. 2022.  
ISBN 978-3-96147-557-5.

**Band 401: Christian P. J. Schwarzer**  
Kupfersintern als Füge-technologie für Leistungselektronik  
FAPS, xxvii u. 234 Seiten, 125 Bilder, 24 Tab. 2022.  
ISBN 978-3-96147-566-7.

**Band 402: Alexander Horn**  
Grundlegende Untersuchungen zur Gradierung der mechanischen Eigenschaften pressgehärteter Bauteile durch eine örtlich begrenzte Aufkohlung  
LFT, xii u. 204 Seiten, 58 Bilder, 6 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-568-1.

**Band 403: Artur Klos**  
Werkstoff- und umformtechnische Bewertung von hochfesten Aluminiumblechwerkstoffen für den Karosseriebau  
LFT, x u. 192 Seiten, 73 Bilder, 12 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-572-8.

**Band 404: Harald Schmid**  
Ganzheitliche Erarbeitung eines Prozessverständnisses von Tiefziehprozessen mit Ziehsicken auf Basis mechanischer und tribologischer Analysen  
LFT, xiii u. 211 Seiten, 78 Bilder, 5 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-577-3.

**Band 405: Johannes Henneberg**  
Blechmassivumformung von Funktionsbauteilen aus Bandmaterial  
LFT, viii u. 176 Seiten, 101 Bilder, 2 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-579-7.

**Band 406: Anton Schmailzl**  
Festigkeits- und zeitoptimierte Prozessführung beim quasi-simultanen Laser-Durchstrahlsschweißen  
LPT, xiii u. 157 Seiten, 84 Bilder, 7 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-583-4.

**Band 407: Alexander Wolf**  
Modellierung und Vorhersage menschlichen Interaktionsverhaltens zur Analyse der Mensch-Produkt Interaktion  
KTmfk, x u. 207 Seiten, 69 Bilder, 10 Tab. 2022.  
ISBN 978-3-96147-585-8.

**Band 408: Tim Weikert**  
Modifikationen amorpher Kohlenstoffschichten zur Anpassung der Reibungsbedingungen und zur Erhöhung des Verschleißschutzes  
KTmfk, xvii u. 258 Seiten, 91 Bilder, 9 Tab. 2022.  
ISBN 978-3-96147-589-6.

**Band 409: Stefan Götz**  
Frühzeitiges konstruktionsbegleitendes Toleranzmanagement  
KTmfk, ix u. 276 Seiten, 127 Bilder, 13 Tab. 2022.  
ISBN 978-3-96147-593-3.

**Band 410: Markus Hubert**  
Einsatzpotenziale der Rotations-schneidtechnologie in der Verarbeitung von metallischen Funktionsfolien für mechatronische Produkte  
FAPS, xviii u. 139 Seiten, 86 Bilder, 7 Tab. 2022.  
ISBN 978-3-96147-603-9.

**Band 411: Manfred Vogel**  
Grundlagenuntersuchungen und Erarbeitung einer Methodik zur Herstellung maßgeschneiderter Halbzeuge auf Basis eines neuartigen flexiblen Walzprozesses  
LFT, ix u. 176 Seiten, 61 Bilder, 11 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-605-3.

**Band 412: Michael Weigelt**  
Multidimensionale Optionenanalyse alternativer Antriebskonzepte für die individuelle Langstreckenmobilität  
FAPS, xv u. 222 Seiten, 89 Bilder, 38 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-607-7.

**Band 413: Frank Bodendorf**  
Machine Learning im Cost Engineering des Supply Managements  
FAPS, xiii u. 165 Seiten, 75 Bilder, 13 Tab. 2023.  
ISBN 978-3-96147-609-1.

**Band 414: Maximilian Metzner**  
Planung und Simulation taktiler, intelligenter und kollaborativer Roboterfähigkeiten in der Montage  
FAPS, xix u. 174 Seiten, 72 Bilder, 3 Tab. 2023.  
ISBN 978-3-96147-611-4.

**Band 415: Tina Buker**  
Ein Ansatz zur Reduktion produktinduzierter Nutzerstigmatisierung durch Förderung einer gleichermaßen gebrauchstauglichen wie emotionalen Produktgestalt  
KTmfk, x u. 236 Seiten, 54 Bilder, 44 Tab. 2022.  
ISBN 978-3-96147-613-8.

**Band 416: Marlene Kuhn**  
Model-based Traceability System Development for Complex Manufacturing Applying Blockchain and Graphs  
FAPS, xv u. 167 Seiten, 63 Bilder, 10 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-615-2.

**Band 417: Benjamin Lengfelder**

Remote photoacoustic sensing using speckle-analysis for biomedical imaging  
LPT, xv u. 124 Seiten, 86 Bilder, 10 Tab. 2023. ISBN 978-3-96147-617-6.

**Band 418: Benjamin Pohrer**

Analyse des Zusammenhangs zwischen dem tribochemischen Aufbau von Grenzschichten und der Ausbildung von White Etching Crack-Schäden  
KTmfk, xv u. 258 Seiten, 103 Bilder, 10 Tab. 2023. ISBN 978-3-96147-621-3.

**Band 419: Matthias Friedlein**

Zuverlässigkeitsmethoden zur Beschleunigung von Qualifizierungsuntersuchungen für Steckkontakte  
FAPS, xxv u. 162 Seiten, 98 Bilder, 7 Tab. 2023.  
ISBN 978-3-96147-625-1.

**Band 420: Thomas Stoll**

Laser Powder Bed Fusion von Kupfer auf Aluminiumoxid-Keramiken  
FAPS, xxvii u. 236 Seiten, 103 Bilder, 11 Tab. 2023. ISBN 978-3-96147-631-2.

**Band 421: Eric Eschner**

Relation of Particle Motion and Process Zone Formation as a Basis for Sensing Approaches within PBF-LB/M  
LPT, xiv u. 143 Seiten, 87 Bilder, 0 Tab. 2023.  
ISBN 978-3-96147-633-6.

**Band 422: Fanuel Mehari**

Laser-induced Breakdown Spectroscopy (LIBS) as a diagnostics tool for biological tissue analysis.  
LPT, xv u. 145 Seiten, 68 Bilder, 12 Tab. 2023. ISBN 978-3-96147-641-1.

**Band 423: Uwe Leicht**

Ultraschallüberlagertes Umformen und Verstemmen von Stahlwerkstoffen  
LFT, xi u. 165 Seiten, 65 Bilder, 6 Tab. 2023. ISBN 978-3-96147-643-5.

**Band 424: Thomas Braun**

Potenzialanalyse der plasmabasierten, strukturierten Metallisierung thermoaktiver Oberflächen im industriellen Hausbau  
FAPS, xvii u. 152 Seiten, 72 Bilder, 11 Tab. 2023. ISBN 978-3-96147-653-4.

**Band 425: Reinhardt Seidel**

Modellbasierte Optimierung des Selektivwellenlötprozesses  
FAPS, xxii u. 167 Seiten, 73 Bilder, 23 Tab. 2023.  
ISBN 978-3-96147-651-0.

**Band 426: Matthias Lenzen**

Maßgeschneiderte Werkstoffcharakterisierung für die numerische Auslegung von Blechumformprozessen  
LFT, xi u. 187 Seiten, 77 Bilder, 13 Tab. 2023. ISBN 978-3-96147-663-3.

**Band 427: Matthias Graser**

Analyse lokaler Kurzzeitwärmebehandlungsmethoden zur Verbesserung des Umformverhaltens und der Bauteileigenschaften von Aluminiumstrangpresshohlprofilen  
LFT, xi u. 169 Seiten, 81 Bilder, 1 Tab. 2023.  
ISBN 978-3-96147-666-4.

**Band 428: Markus Lieret**

Sicheres autonomes Flugrobotersystem für den Einsatz im Produktions- und Logistikumfeld  
FAPS, xix u. 198 Seiten, 54 Bilder, 7 Tab. 2023.  
ISBN 978-3-96147-668-8.

**Band 429: Petar Vukovic**

Simulation komplexer Kommunikationssysteme in der Fertigungsautomatisierung  
FAPS, xiv u. 163 Seiten, 57 Bilder, 21 Tab. 2023. ISBN 978-3-96147-673-2.

**Band 430: Fabian Knieps**

Finite Elemente Simulation dünnter Verpackungsstähle: Entwicklung einer geeigneten Charakterisierungs- und Validierungsstrategie  
LFT, xix, 189 Seiten, 122 Bilder, 17 Tab. 2023. ISBN 978-3-96147-689-3

**Band 431: Julian Seßner**

Multimodale Bildsegmentierung gering strukturierter Umgebungen für die Navigation am Beispiel eines Assistenzsystems für sehbeeinträchtigte Personen  
FAPS, xxv, 203 Seiten, 57 Bilder, 25 Tab. 2023. ISBN 978-3-96147-697-8

**Band 432: Benjamin Samuel Lutz**

Smart Manufacturing System for Process Optimization Regarding Deviations among Material Batches  
FAPS, xix, 208 Seiten, 77 Bilder, 14 Tab. 2023. ISBN 978-3-96147-703-6

**Band 433: Michael Jüttner**

Bewertung von Kantenpressungen auf Basis von Simulationen mehrfach überrollter elasto-plastischer Kontakte  
KTmfk, xii, 162 Seiten, 59 Bilder, 7 Tab. 2024.  
ISBN 978-3-96147-713-5.

**Band 434: Sebastian**

**Wiesenmayer**  
Untersuchungen zur Stoffflusssteuerung beim Fügen durch Umformen von hochfesten Aluminiumlegierungen mittels lokaler Kurzzeitwärmebehandlung  
LFT, xii u. 197 Seiten, 81 Bilder, 19 Tab. 2024. ISBN 978-3-96147-715-9.

**Band 435: Clara-Maria Kuball**

Grundlegende Untersuchungen zur umformtechnischen Herstellung von Halbhohlstanzen aus hochverfestigenden Werkstoffen  
LFT, viii u. 180 Seiten, 64 Bilder, 13 Tab. 2024.  
ISBN 978-3-96147-717-3.

**Band 436: Martin Roth**

Sampling-based Tolerance-Cost Optimization: The Key to Optimal Tolerance Allocation  
KTmfk, xxxvii u. 337 Seiten, 97 Bilder, 56 Tab. 2024.  
ISBN 978-3-96147-719-7.

**Band 437: Stephan Schirdewahn**

Verbesserung des tribologischen Einsatzverhaltens im Presshärteprozess durch Verwendung maßgeschneiderter laserimplantierter Werkzeuge  
LFT, viii u. 177 Seiten, 63 Bilder, 7 Tab. 2024. ISBN 978-3-96147-721-0.

**Band 438: Andreas Rohmoser**  
Erarbeitung eines grundlegenden Verständnisses zum Fließpressen betriebsangepasster Verzahnungen für den Einsatz in der Materialpaarung Metall-Kunststoff  
LFT, x u. 166 Seiten, 94 Bilder, 6 Tab. 2024. ISBN 978-3-96147-723-4.

**Band 439: Andreas Selmaier**  
DMAICS-Zyklus zur Digitalisierung in produzierenden Unternehmen  
FAPS, xv u. 185 Seiten, 73 Bilder, 19 Tab. 2024. ISBN 978-3-96147-733-3.

**Band 440: Thomas Kistner**  
Entwicklung von Modellen der Oberflächenform für die Messunsicherheitsbestimmung von taktilen Koordinatenmessungen durch Simulation  
FMT, xiii u. 134 Seiten, 64 Bilder, 9 Tab. 2024.  
ISBN 978-3-96147-735-7.

**Band 441: Fabian Dworschak**  
Selbstverstärkendes Lernen als Beitrag zur Automatisierung der Anpassungskonstruktion  
KTmfk, x, 205 Seiten, 87 Bilder, 16 Tab. 2024. ISBN 978-3-96147-739-5.

**Band 442: Martin Killmann**  
Vorspannung und Ermüdung von Kaltmassivumformwerkzeugen für unrunde Bauteilgeometrien  
LFT, ix u. 160 Seiten, 85 Bilder, 6 Tab. 2024. ISBN 978-3-96147-741-8.

**Band 443: Ann-Kathrin Wiemann**  
Beitrag zur Messunsicherheitsermittlung für die Messung großer Zahnräder zur Erweiterung des virtuellen Koordinatenmessgerätes der Physikalisch-Technischen Bundesanstalt  
FMT, xxiv u. 133 Seiten, 41 Bilder, 22 Tab. 2024.  
ISBN 978-3-96147-747-0.

**Band 444: Andreas Jobst**  
Eigenspannungen beim Voll-Vorwärts-Fließpressen – Entstehung, Einstellung und Stabilität  
LFT, ix u. 162 Seiten, 89 Bilder, 5 Tab. 2024.  
ISBN 978-3-96147-749-4.

**Band 445: Martin Anton Kraus**  
Grundlagenwissenschaftliche Untersuchungen zum Kaltfließpressen kleinster metallischer Pin-Strukturen aus der Blechebene  
LFT, x u. 191 Seiten, 64 Bilder, 10 Tab. 2024.  
ISBN 978-3-96147-757-9.

**Band 446: Moritz Späth**  
Assessment of microcirculation by shifted position-diffuse reflectance imaging (SP-DRI)  
LPT, xi u. 109 Seiten, 37 Bilder, 8 Tab. 2024. ISBN 978-3-96147-759-3.

**Band 447: Benedikt Göddeke**  
Methode zur Auswahl eines alternativen Blechwerkstoffes für flexibel gewalzte und direkt warmumgeformte Karosseriestrukturbau-  
teile  
LFT, xvi u. 222 Seiten, 66 Bilder, 27 Tab. 2024. ISBN 978-3-96147-762-3.

**Band 448: Jan Hafenecker**  
Systematische Untersuchung zur Blechumformung von Hybridbauteilen  
LFT, xxi u. 173 Seiten, 78 Bilder, 6 Tab. 2024.  
ISBN 978-3-96147-764-7.

**Band 449: Sven Wirsching**  
Numerische Optimierung von sekundären, geschmierten Punkt- und Ellipsenkontakten zur gezielten Auslegung von Rollenlagern  
KTmfk, xxv u. 206 Seiten, 70 Bilder, 16 Tab. 2024.  
ISBN 978-3-96147-766-1.

**Band 450: Tobias Lechler**  
Der Digitale Zwilling im Ramp-down automatisierter Produktionssysteme  
FAPS, xvii u. 152 Seiten, 83 Bilder, 4 Tab. 2024.  
ISBN 978-3-96147-691-6.

**Band 451: Eva Russwurm**  
Kombinierte Material- und Energieflussimulation gleichstrombasierter, automatisierter Produktionsanlagen  
FAPS, xvi u. 165 Seiten, 67 Bilder, 13 Tab. 2024.  
ISBN 978-3-96147-770-8.

**Band 452: Janik Schaude**  
Untersuchungen zur rasterkraft- und konfokalmikroskopischen Charakterisierung nanometrologischer Referenzkörper  
FMT, x u. 167 Seiten, 74 Bilder, 4 Tab. 2024.  
ISBN 978-3-96147-776-0.

**Band 453: Philipp Bräuer**  
Nahinfrarot-Laser-Strukturierung und nasschemische Metallisierung von Aluminiumoxid mittels Laser-Absorptionsschicht  
FAPS, xx u. 152 Seiten, 55 Bilder, 19 Tab. 2024.  
ISBN 978-3-96147-780-7.

**Band 454: Andreas Michael Müller**  
Definition and applications of the spatially discrete metrological descriptor framework for triangle mesh geometry data in 3D coordinate metrology  
FMT, x u. 220 Seiten, 75 Bilder, 16 Tab. 2024.  
ISBN 978-3-96147-782-1.

**Band 455: Sina Martin**  
Einstellung anisotroper Eigenschaften dielektrischer Elastomersysteme mittels eines selektiven Druckverfahrens  
FAPS, xxiii u. 166 Seiten, 76 Bilder, 6 Tab. 2024.  
ISBN 978-3-96147-789-0.

**Band 456: Manuel Reck**  
Grundlegendes Prozessverständnis zur Herstellung von Bauteilen mit texturierten Oberflächen durch Mikroprägen in einem kombinierten Umformprozess  
LFT, ix u. 170 Seiten, 83 Bilder, 10 Tab. 2025.  
ISBN 978-3-96147-798-2.

**Band 457: Simone Neermann**  
Untersuchung photonischer Sinterverfahren und Entwicklung eines neuen elektrischen Messverfahrens zur Qualifizierung der Sinterung gedruckter Elektronik  
FAPS, xix u. 145 Seiten, 75 Bilder, 6 Tab. 2025. ISBN 978-3-96147-800-2.

**Band 458: Christian Witzgall**

Berücksichtigung vorausgegangener Ermüdungsschädigung in der Crashsimulation kurzfaserverstärkter Thermoplaste

KTmfk, xxiv u. 201 Seiten, 109 Bilder, 19 Tab. 2025.

ISBN 978-3-96147-802-6.

**Band 459: Lorenz Butzhammer**

3-D-Scantrajektorien für die dimensionelle Röntgen-Computertomographie durch adaptive Messobjektneigung

FMT, xvi u. 212 Seiten, 81 Bilder, 2 Tab. 2025.

ISBN 978-3-96147-812-5.

**Band 460: Benjamin Gerschütz**

Identifikation von Anwendungsfällen und Integration datengetriebener Methoden im Produktentwicklungsprozess

KTmfk, xi u. 209 Seiten, 56 Bilder, 17 Tab. 2025.

ISBN 978-3-96147-814-9.

**Band 461: Andreas Winkler**

Numerische Verschleißmodellierung von trocken-, misch- und grenzreibungsbehafteten Wälzkontakten

KTmfk, xx u. 263 Seiten, 118 Bilder, 30 Tab. 2025.

ISBN 978-3-96147-816-3

**Band 462: Barbara Hansen**

Methode zur Berücksichtigung von Schwankungen der tribologischen Halbzeugeigenschaften für die umformtechnische Herstellung von Karosseriebauteilen im Serienprozess

LFT, x u. 163 Seiten, 64 Bilder, 13 Tab. 2025.

ISBN 978-3-96147-820-0

**Band 463: Sebastian Hörlin**

Integration von Kurzzeitspeichern zur Erhöhung der Energieeffizienz von elektrischen Antriebssträngen FAPS, xxiii u. 155 Seiten, 78 Bilder, 38 Tab. 2025.

ISBN 978-3-96147-824-8

**Band 464: Matthias Müller**

Potenziale und Perspektiven eines Ringschmiersystems zur Schmierstoffversorgung von Wälz- und Gleitlagern

KTmfk, xiii u. 237 Seiten, 90 Bilder, 27 Tab. 2025.

ISBN 978-3-96147-826-2

## Abstract

Lubrication is a key factor concerning performance, operational safety and maintainability of rolling element bearings and plain bearings. However, when the question of an appropriate lubrication method arises, a conflict occurs between acquisition and maintenance costs in the context of the technical requirements. In order to resolve this issue, the use of a ring lubricator can offer a considerable contribution. It is basically characterized by a simple design and offers the requirements for improving the maintainability of bearings. However, in order to leverage this potential and make it applicable, both the ring lubricator itself and the ring lubricator in interaction with the bearing, need to be adjusted and verified.

In this work, system-related test methods for determining harmful influencing factors on the lubricant are presented and applied within studies on a test rig comprising a rolling bearing arrangement equipped with a ring lubricator. Based on these experiments, associated with the results of a 6 000-hour long-term test, insights regarding advantageous design criteria for a ring lubricator are discussed and derived. Looking ahead, the presented concept of a Smart Bearing Unit shows perspectives for adapting a ring lubricator to the requirements of digitalization and a more sustainable use of lubricants.

Die Schmierung von Wälz- und Gleitlagern stellt einen Schlüsselfaktor im Hinblick auf deren Leistungsfähigkeit, Zuverlässigkeit und Wartungsfreundlichkeit dar. Bei der Fragestellung, welches Schmierverfahren für den jeweiligen Einsatzbereich am geeignetsten ist, entsteht ein Spannungsfeld aus den daraus entstehenden Anschaffungs- und Wartungskosten. Einen bedeutenden Beitrag zur Auflösung dieses Spannungsfeldes kann der Einsatz eines Ringschmiersystems leisten. Dieses zeichnet sich durch einen einfachen konstruktiven Aufbau aus und bringt grundlegende Eigenschaften mit, um die Wartungsfreundlichkeit von Lagerungen zu verbessern. Um dieses Potenzial jedoch zu heben und anwendbar zu machen, muss das Ringschmiersystem einerseits entsprechend ausgelegt werden und andererseits auf das mit Schmierstoff zu versorgende Lager abgestimmt sein.

In dieser Arbeit werden anhand von Prüfstandsversuchen an einer Wälzlagerung mit Ringschmiersystem Analysemethoden vorgestellt, die ausgehend von schädlichen Einflüssen auf den Schmierstoff, die Erfassung systembezogener Einflüsse ermöglichen. Basierend auf den daraus und den in Verbindung mit einem 6 000 stündigen Langzeittest gewonnenen Ergebnissen, werden Kriterien für die vorteilhafte Gestaltung eines Ringschmiersystems diskutiert und abgeleitet. Die Vorstellung des Konzeptes einer Smart Bearing Unit stellt weiteres Potenzial des Ringschmiersystems für einen nachhaltigeren Umgang mit Schmierstoff heraus und skizziert dessen Möglichkeiten im Kontext der Digitalisierung.

